



FACULDADE DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE LICENCIATURA

***DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO
SOLAR PARA CONSERVAÇÃO DE MEDICAMENTOS EM COMUNIDADES RURAIS
DE MOÇAMBIQUE SEM ACESSO À REDE ELÉTRICA.***

Autor:

NDOA, Pedro Zacarias Sauana

Supervisor:

Prof. Doutor. Eng^o. Jorge Olívio Penicela Nhambiu

Co-supervisor:

Eng^o Fernando Chichango, Msc

Maputo, Julho de 2024

Autor:

Ndoa, Pedro Zacarias Sauana

Trabalho de Licenciatura

***DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO
SOLAR PARA CONSERVAÇÃO DE MEDICAMENTOS EM COMUNIDADES RURAIS
DE MOÇAMBIQUE SEM ACESSO À REDE ELÉCTRICA.***

Trabalho de Licenciatura submetido ao Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade Eduardo Mondlane, como requisito para obtenção do grau de Licenciatura em Engenharia Mecânica.

Supervisor:

Prof. Doutor. Eng^o. Jorge Olívio Penicela Nhambiu

Co-supervisor:

Eng^o Fernando Chichango , Msc

Maputo, Julho de 2024

DECLARAÇÃO DE HONRA

Eu Pedro Zacarias Sauana Ndoa, estudante do 5º nível do curso de Licenciatura em Engenharia Mecânica na Faculdade de Engenharia da Universidade Eduardo Mondlane, declaro por minha honra que este trabalho é da minha própria autoria, sendo fruto dos conhecimentos adquiridos ao longo da minha formação, investigação pessoal e da orientação dos meus supervisores. O conteúdo deste trabalho é original e todos os documentos consultados estão devidamente identificados nas Referências bibliográficas.

Maputo, 23 de Julho de 2024

(Pedro Zacarias Sauana Ndoa)

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela vida e por estar sempre ao meu lado durante toda minha trajectória académica.

Agradeço ao meu pastor Edson Rufai pelo seu apoio incansável, orientação e palavras encorajadoras ao longo desta jornada

Aos meus pais Zacarias Sauana Ndoa e Tamar José Manuel Simango, pelo amor, incentivo, apoio incondicional e por sempre acreditarem em mim. Aos meus irmãos e familiares por serem minha fonte de apoio e inspiração.

Quero de igual modo agradecer aos meus supervisores: Professor Doutor Engenheiro Jorge Olívio Penicela Nhambiu e Mestre Fernando Chichango, pela paciência, incentivo e conhecimento compartilhado ao longo desta jornada, o meu Muito Obrigado.

Aos Amigos, colegas, Docentes pela sábia forma com que orientaram o meu percurso académico e a todos que directa ou indirectamente fizeram parte da minha formação, o meu Muito Obrigado.

Shirley Mauaie, Cátia Olesse, Joaquim Mecânico, Filipe Manjate, André Zandamela, Júlio Sadala, France Muchanga, Jose Gui Naldo Muchanga, Riquito Simão pela força e apoio.

E aqueles que não estão aqui referidos, mas que de forma directa e Indirecta apoiaram-me nessa caminhada,

O MEU MUITO OBRIGADO

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus Pais, meus irmãos (Tauzene, Amélia, Manuel, José e Paulo) e meu Primo (Micas) por serem o motivo do meu esforço, dedicação diária e meus maiores torcedores.

RESUMO

O presente trabalho apresenta o Dimensionamento de um sistema de Refrigeração por absorção solar para a conservação de medicamentos em comunidades rurais de Moçambique sem acesso à rede eléctrica. O Sistema utiliza o calor da energia solar para produzir frio. O dimensionamento do sistema começa com a realização do balanço térmico de cada dispositivo do sistema no software EES, a fim de obter as demandas de calor de cada um. Com base nessas demandas, os dispositivos do sistema são dimensionados utilizando o software Excel. Em seguida, escolhe-se o colector solar que possa suprir as demandas de energia térmica e determina-se a massa necessária do fluido térmico para armazenamento de calor.

Palavras-chave: Energia, Software, Sistema, absorção, Câmara, colector solar.

ABSTRACT

The present work presents the design of a solar absorption refrigeration system for the conservation of medicines in rural communities in Mozambique without access to the electrical grid. The system uses the heat from solar energy to produce cold. The system design begins with the performance of the thermal balance of each device in the EES software, to obtain the heat demands of each one. Based on these demands, the system devices are sized using Excel software. Subsequently, solar collector that can meet the thermal energy demands are selected, and the necessary mass of the thermal fluid for heat storage is determined.

Keyword: Energy, software, system, absorption, chamber, Solar collector.

Índice

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Considerações preliminares	1
1.2	Justificativa	1
1.3	Estrutura do Trabalho	2
1.4	Objectivos:	2
1.4.1	Geral	2
1.4.2	Específicos	2
2	ESTADO DA ARTE	3
2.1	Refrigeração	3
2.1.1	Sistema de Refrigeração por Absorção	3
2.1.2	Métodos de refrigeração por absorção	6
2.1.3	Fluido de Trabalho em Sistemas de Refrigeração por Absorção	8
2.2	Câmaras frias	9
2.2.1	Câmaras frias de alvenaria	9
2.2.2	Câmara fria do tipo modular	10
2.2.3	Isolamento térmico em câmaras frias	10
2.3	Cargas Térmicas	10
2.3.1	Carga Térmica de Transmissão	11
2.3.2	Carga térmica do produto	11
2.3.3	Carga térmica de Infiltração	11
2.3.4	Cargas térmicas diversas	12
2.4	Medicamentos Termolábeis	12
2.4.1	Vacinas	12
2.5	Energia Solar	12
2.5.1	Radiação Solar em Moçambique	12
2.5.2	Energia Solar térmica	12
2.5.3	Tecnologias de captação solar para aplicações de refrigeração solar	13
2.6	Sistemas Térmicos de Armazenamento de Energia	14
2.6.1	Armazenamento de calor sensível (STES)	15
2.6.2	Armazenamento de calor latente (LTES)	15
2.6.3	Armazenamento de calor de reacção química reversível (CTES)	15

3	DIMENSIONAMENTO DA CÂMARA FRIA E BALANÇO TERMODINÂMICO DO CICLO	16
3.1	Dimensionamento da Câmara Fria.....	16
3.1.1	Seleção do Isolante térmico para a câmara.....	16
3.1.2	Cálculo da Carga térmica	17
3.1.3	Resultados do dimensionamento da câmara fria.....	22
3.2	Análise Termodinâmica do ciclo de Refrigeração	25
3.2.1	Considerações Iniciais	25
3.2.2	Parâmetros de entrada para o modelo matemático	26
3.2.3	Modelagem matemática do Ciclo de refrigeração por absorção.....	26
3.2.4	Resultados da análise termodinâmica do ciclo	33
4	DIMENSIONAMENTO DOS EQUIPAMENTOS DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO-DIFUSÃO	35
4.1	Evaporador e Tubo absorvedor	35
4.1.1	Evaporador	35
4.1.2	Tubo absorvedor.....	35
4.1.3	Marcha de cálculo para o dimensionamento do Evaporador e Tubo absorvedor	36
4.1.4	Resultados do dimensionamento do Evaporador e tubo absorvedor.....	38
4.2	Condensador.....	40
4.2.1	Marcha de cálculo para o dimensionamento do tubo condensador	40
4.2.2	Resultados do dimensionamento do Condensador	42
4.3	Trocador de calor a gás e Gerador.....	43
4.3.1	Gerador.....	43
4.3.2	Trocador de calor a gás	44
4.3.3	Marcha de cálculo para o dimensionamento do Gerador e <i>GHX</i>	44
4.3.4	Resultados do dimensionamento do trocador de calor a gás e gerador	46
4.4	Reservatório de Absorção e Rectificador	47
4.4.1	Reservatório de Absorção	47
4.4.2	Rectificador	48
4.4.3	Cálculo para o dimensionamento do Rectificador e Reservatório de Absorção.....	48
4.4.4	Resultados do dimensionamento do Reservatório de Absorção e Rectificador	48

4.5	Cálculo das massas requeridas para o sistema de refrigeração	50
4.5.1	Cálculo das massas de amónia e água	50
4.5.2	Resultados do cálculo das massas de amónia e água	50
4.5.3	Cálculo da massa do hidrogénio	51
4.5.4	Resultados de Cálculo da massa do hidrogénio	52
5	FONTE DE CALOR E SISTEMA TÉRMICO DE ARMAZENAMENTO DE CALOR	53
5.1	Fonte de Calor	53
5.2	Dimensionamento do sistema de armazenamento térmico	53
5.2.1	Cálculos da massa do óleo e volume do tanque acumulador	53
5.2.2	Resultados do Cálculo da massa do óleo e volume do tanque acumulador	54
6	SIMULAÇÃO DOS RESULTADOS E ANÁLISE DA INSTALAÇÃO DO SISTEMA	55
6.1	Simulação	55
6.1.1	Gerador	55
6.1.2	Evaporador	56
6.1.3	Condensador	56
6.2	Análise da Instalação do Sistema	57
7	AVALIAÇÃO ECONÓMICA	58
7.1	Custos dos componentes	58
7.2	Cálculo do valor Actual Líquido (VAL)	59
8	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	60
8.1	Conclusões	60
8.2	Recomendações	61
9	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	62

Índice de Ilustrações

Figura 2.1- Representação do ciclo básico (convencional) de refrigeração por absorção.	5
Figura 2.2- Representação do ciclo de refrigeração por absorção-difusão	7
Figura 2.3-Colector solar de tubos de vácuo.	13
Figura 2.4: Colector concentrador parabólico cilíndrico.	14
Figura 2.5– Colectores concentradores de discos parabólicos.	14
Figura 3.1– Espessura do painel.	17
Figura 3.2– Vacina VIP.	18
Figura 3.3– Coeficiente global de transferência de calor dos painéis isotérmicos.	20
Figura 3.4– Câmara de refrigeração.	23
Figura 3.5– Diagrama com Superfícies de controlo para sistema de refrigeração.	25
Figura 4.1– Diagrama de Temperaturas no evaporador.	35
Figura 4.2 – Evaporador.	39
Figura 4.3– Tubo absorvedor. Fonte: Autor.	40
Figura 4.4– Diagrama de Temperaturas no Condensador.	40
Figura 4.5 – Tubo Condensador.	43
Figura 4.6 – Diagrama de Temperaturas no gerador. Fonte: Autor.	44
Figura 4.7 – Diagrama de Temperaturas no GHX, Fonte: Autor.	44
Figura 4.8– Tubo Gerador.	46
Figura 4.9 – Tubo trocador de calor a gás.	47
Figura 4.10 – Reservatório absorvedor.	49
Figura 4.11 – Tubo Rectificador.	50
Figura 6.1-Variação das temperaturas no Gerador	55
Figura 6.2-Variação da temperatura na parede do tubo Evaporador, Fonte: Autor	56
Figura 6.3-Variação da temperatura na parede do tubo Evaporador. Fonte: Autor.	56
Figura 6.4-Variação da temperatura na parede do tubo Evaporador	57
Figura 7.1-Fluxo de caixa acumulado ao longo dos anos. Fonte: Autor	59

Índice de Tabelas

Tabela 2.1- vantagens e desvantagens dos fluidos de trabalho usados em SRA.....	9
Tabela 2.2– Tipos de isolantes térmicos	10
Tabela 2.3– Número de trocas de ar por dia	11
Tabela 3.1- Dados de partida para o dimensionamento da câmara fria	22
Tabela 3.2- Planilha para o cálculo da carga térmica do produto.....	23
Tabela 3.3- Planilha da carga térmica devido à transmissão	24
Tabela 3.4- Planilha da carga térmica devida a infiltração	24
Tabela 3.5 - Planilha de cálculo da carga térmica de Iluminação.....	24
Tabela 3.6- Carga térmica total	25
Tabela 3.7- Dados de entrada para o modelo matemático.....	26
Tabela 3.8- Resultados do programa EES	34
Tabela 4.1- Características do Evaporador	39
Tabela 4.2- Características do tubo absorvedor.....	39
Tabela 4.3- Características do Condensador	42
Tabela 4.4- Características do gerador	46
Tabela 4.5- Características do GHX.....	47
Tabela 4.6- Características do Reservatório de Absorção	48
Tabela 4.7- Características do Rectificador.....	49
Tabela 4.8- Resultado do cálculo das massas da amónia e água.....	50
Tabela 4.9- Resultado do cálculo da massa de hidrogénio	52
Tabela 5.1- Resultado do cálculo da massa do óleo e volume do tanque.....	54
Tabela 7.1-Componentes da instalação	58

Índice de Anexos

ANEXO I. Valores do calor cedido pelo ar externo ao entrar na câmara ($\Delta h'$, Kcal/m ³) [26].	67
ANEXO II. Programa Computacional EES, [Adaptado de 29]	68
ANEXO III. Resultados do Programa EES	71
ANEXO IV. Resultados do dimensionamento do Evaporador	72
ANEXO V. Resultados do dimensionamento do Tubo reservatório	73
ANEXO VI. Resultados de dimensionamento do condensador	74
ANEXO VII. Resultados do dimensionamento do Gerador	75
ANEXO VIII. Resultados do dimensionamento do trocador de calor de gás	76
ANEXO IX. Diagrama para determinação da Eficiência das alhetas, [13]	77
ANEXO X. Colector Solar Concentrador Cilíndrico da Radha Solar, [Adaptado de 33]	78
ANEXO XI. Propriedades do Óleo térmico não utilizado.	79
ANEXO XII. Tanque acumulador	80
ANEXO XIII. Tubos de Aço inoxidável	81
ANEXO XIV. Montagem do conjunto dos equipamentos de refrigeração por absorção	82
ANEXO XV. Desenho do Casco da Câmara	83
ANEXO XVI. Desenho da Porta	84
ANEXO XVII. Desenhos do Condensador, Tubo absorvedor e Rectificador.	85
ANEXO XVIII. Desenhos do Gerador e Reservatório Absorvedor.	86
ANEXO XIX. Desenhos do GHX e Tubo absorvedor	87

Siglas

STES – Sistemas térmicos de armazenamento de Energia térmica sensível (do Inglês *Seasonal Thermal Energy Storage*);

LTES – Sistemas térmicos de armazenamento de energia térmica latente (do inglês *Latent Thermal Energy Storage*);

CTES – Sistema térmico de armazenamento de calor por reação química reversível (do Inglês *Chemical Thermal Energy Storage*);

GHX – Trocador de calor de gás (do inglês *Gas Heat EXchanger*);

SHX – Trocador de calor de solução (do Inglês *Solution Heat Exchanger*);

COP – Coeficiente de performance (do Inglês *Coeficient of Perfomamce*);

SRA – Sistema de refrigeração por absorção;

Nomenclatura

K – Condutividade térmica do material (W/mK);

ΔT – Diferença de temperatura entre o ambiente externo e interno (°C);

$\frac{Q}{A}$ – Fluxo de calor (W/m²);

U – Coeficiente global de transferência de calor (W/m²k);

A – Área superficial (m²);

T_2 – Temperatura do ambiente externo (°C);

T_1 – Temperatura do ambiente interno (°C);

V_{cam} – Volume da Câmara fria (m³);

FTA – Fator de troca de ar;

$\Delta H'$ – Calor cedido pelo ar que entra na Câmara fria (Kcal/m³);

Q_p – Carga térmica do produto (W);

Q_T – Carga térmica de transmissão (W);

Q_{inf} – Carga térmica de infiltração (W);

Q_i – Carga térmica de iluminação (W);

$\dot{m}$ - Fluxo mássico (Kg/s);

X – Concentração da amónia na solução;

h - Entalpia, Coeficiente de troca de calor por convecção (kJ/kg, W/m²K);

Q – Calor (W);

Q_R - Calor perdido para o ambiente no Rectificador (W);

Q_c - Calor perdido para o ambiente no Condensador (W);

$\dot{m}_{3,vapor(NH_3)}$ - Fluxo mássico de amoníaco evaporado (Kg/s);

ε_{NH_3} - Rácio da massa evaporada de amónia;

$\dot{m}_{3,liquido(NH_3)}$ - Taxa de amónia não evaporada (Kg/s);

Q_E - Carga térmica da câmara fria (W);

Q_{GH} - Calor trocado no GHX (W);

$\dot{m}_{3,(H_2)}$ - Fluxo mássico do hidrogénio na saída do evaporador (kg/s);

$\dot{m}_{3,vapor(NH_3)}$ - Fluxo mássico do vapor da amónia (Kg/s);

$\dot{m}_{3,liquido(NH_3)}$ - Fluxo mássico da amónia líquida (Kg/s);

$h_{3,vapor(NH_3)}$ - Entalpia do vapor da amónia na Entrada do GHX (kJ/kg);

$h_{3,liquido(NH_3)}$ - Entalpia da Amónia líquida na Entrada do GHX (kJ/kg);

$h_{6,(H_2)}$ - Entalpia do hidrogénio na saída do GHX (kJ/kg),

$h_{4,vapor(NH_3)}$ - Entalpia do vapor da amónia na Entrada do Absorvedor (kJ/kg);

$h_{4,liquido(NH_3)}$ - Entalpia da Amónia líquida na Entrada do Absorvedor (kJ/kg);

T – Temperatura (°C);

ε_{SH} – Eficiência de troca no SHX ;

Q_{SH} - Calor no trocado no SHX (W);

Q_G - Calor fornecido ao Gerador (W);

$C_{p,liquido(NH_3)}$ – Calor específico da amónia líquida (kJ/kg. k);

$C_{p,vapor(NH_3)}$ - Calor específico do vapor da amónia (kJ/kg. k);

$C_{p,(H_2)}$ - Calor específico do Hidrogénio (kJ/kg.k);

ΔT_{ml} – Temperatura média logarítmica (°C);

T_f – Temperatura de filme (°C);

T_{amb} – Temperatura ambiente (°C);

T_{sup} - Temperatura da superfície (°C);

Ra - Número de Rayleigh;

β - Coeficiente de expansão volumétrica (1/K);

g - Aceleração de gravidade (m/s²);

Pr - Número de Prandtl;

ν - Viscosidade cinemática (m²/s);

L_c - Comprimento característico (m);

Nu – Número de Nusselt;

D – Diâmetro (m);

d_e – Diâmetro externo do tubo (m);

$Q_{r,a}$ - Calor real da alheta (W);

Q_{alheta} – Calor da alheta (W);

η_{alheta} – Rendimento da alheta;

d_i – Diâmetro interno (m);

V- Volume (m³);

M_{H_2} – Massa molar do hidrogénio (g/mol);

n_{H_2} – Número de moles de hidrogénio

$m_{\text{óleo}}$ - Massa de óleo (kg);

Subscritos

1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13 – Números de ordem

1 INTRODUÇÃO

1.1 Considerações preliminares

Este trabalho tem como objectivo apresentar o projeto de um Sistema de Refrigeração por Absorção Solar para a conservação de medicamentos em áreas remotas de Moçambique. O projeto deste sistema fornecerá uma solução eficaz para a conservação de medicamentos em regiões sem electricidade, onde várias doenças, como malária, poliomielite e hepatite B, precisam ser tratadas ou prevenidas.

A necessidade de encontrar uma fonte alternativa de energia, como a energia solar térmica para gerar frio, é crucial, especialmente considerando que algumas regiões do país não têm acesso à electricidade. Embora o Sistema de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor seja amplamente utilizado e eficiente, ele tem a desvantagem de usar energia mecânica para comprimir o gás refrigerante, tornando este processo caro e dependente da energia eléctrica [2].

Em contraste, os sistemas de refrigeração por absorção solar utilizam calor para produzir frio. Eles se beneficiam do facto de que certas substâncias absorvem calor ao mudar de estado líquido para gasoso, permitindo atingir temperaturas baixas [3].

O sistema de refrigeração projetado neste trabalho utiliza energia solar como fonte de calor. Esta fonte de energia renovável oferece muitos benefícios para o planeta, pois é limpa e inesgotável [16]. Para garantir a operação contínua do sistema, considera-se o uso de um sistema de armazenamento de energia térmica, que compensará a ausência de energia solar quando a radiação for baixa ou inexistente, como durante a noite.

1.2 Justificativa

O tema discute a necessidade crucial de conservar medicamentos em comunidades rurais de Moçambique, onde a electricidade é praticamente inexistente. Sugere-se a utilização da Energia Solar como fonte de calor para alimentar o Sistema de Refrigeração, com o objectivo de garantir a conservação adequada dos medicamentos necessários para o atendimento médico nessas regiões isoladas. A implementação bem-sucedida deste sistema não só melhorará o acesso aos cuidados

de saúde, mas também oferecerá uma solução sustentável e essencial para essas comunidades.

1.3 Estrutura do Trabalho

Este trabalho está dividido em 9 Capítulos. A Introdução do trabalho que inclui as considerações preliminares, a justificativa e objectivos é abordada no Capítulo 1. Em seguida, no Capítulo 2 é desenvolvida a revisão bibliográfica e discutidas as bases teóricas que conduzem ao alcance dos objectivos.

A metodologia utilizada para os cálculos de dimensionamento da câmara fria e o balanço termodinâmico do ciclo são explicados no Capítulo 3. No Capítulo 4, é discutido o dimensionamento dos equipamentos do sistema de refrigeração por absorção difusão. O Capítulo 5 trata da escolha do tipo do colector solar para o projecto e da tecnologia de armazenamento de calor adequada para o projecto. Posteriormente, No Capítulo 6 faz-se a simulação dos resultados e análise da instalação do sistema.

No Capítulo 7 é realizada a Avaliação económica do projecto. Por fim, o trabalho é concluído no Capítulo 8, seguido das referências bibliográficas no Capítulo 9.

1.4 Objectivos:

1.4.1 Geral

- Dimensionar um Sistema de Refrigeração por absorção solar para conservação de Medicamentos em Comunidades Rurais de Moçambique sem acesso à rede Eléctrica.

1.4.2 Específicos

- Dimensionar a Câmara fria;
- Dimensionar os principais equipamentos utilizados no ciclo de Refrigeração por absorção-difusão;
- Escolher o colector solar adequado para o sistema;
- Escolher o sistema térmico de armazenamento de energia adequado para o sistema; e
- Avaliar a viabilidade económica do sistema.

2 ESTADO DA ARTE

2.1 Refrigeração

A refrigeração é a ciência ou a arte de resfriar corpos ou fluidos para temperaturas abaixo daquelas disponíveis em um local e momento específicos [1]. Entre os sistemas de refrigeração conhecidos actualmente, a refrigeração por compressão mecânica de vapor é destaque. No entanto, a refrigeração por absorção é utilizada quando há uma grande quantidade de calor disponível ou onde a refrigeração por compressão mecânica não é viável [2].

Tanto na refrigeração por compressão mecânica de vapor quanto na refrigeração por absorção, o efeito refrigerante é produzido ao fazer um fluido evaporar a uma temperatura suficientemente baixa. A principal diferença entre os dois sistemas reside no método de compressão do refrigerante e na fonte de energia utilizada para o processo [2].

2.1.1 Sistema de Refrigeração por Absorção

O sistema de refrigeração por absorção utiliza calor para operar o ciclo de refrigeração. A máquina de refrigeração por absorção é dividida principalmente em quatro componentes, que são:

2.1.1.1 Evaporador

Evaporador é um componente crucial em sistemas de refrigeração. É nele que o refrigerante evapora, um processo que permite a absorção de calor do ambiente que se deseja resfriar. Este dispositivo transforma o refrigerante de um estado líquido para um estado gasoso, e durante essa transformação, o calor é absorvido, resultando no resfriamento do ambiente [3].

2.1.1.2 Absorvedor

O Absorvedor é um componente essencial em sistemas de refrigeração por absorção. É neste dispositivo que o vapor do refrigerante é absorvido pela solução concentrada de absorvente e refrigerante. Este processo permite que o refrigerante,

agora em estado gasoso, seja absorvido de volta para um estado líquido, permitindo que o ciclo de refrigeração continue. Portanto, o absorvedor desempenha um papel vital na manutenção da eficiência e eficácia do sistema de refrigeração por absorção [3].

2.1.1.3 Gerador

O Gerador é um componente chave em sistemas de refrigeração por absorção. É neste dispositivo que a evaporação ocorre devido ao calor adicionado. Esta evaporação resulta na separação do refrigerante da solução diluída, que é uma mistura de refrigerante e absorvente. O refrigerante, agora na forma de vapor, é direcionado para o condensador, enquanto a solução quente e menos concentrada é encaminhada para o absorvedor. Portanto, o gerador desempenha um papel fundamental no ciclo de refrigeração por absorção, facilitando a transição do refrigerante entre os estados líquido e gasoso [3].

2.1.1.4 Condensador

O Condensador é um componente essencial em sistemas de refrigeração, atuando como um trocador de calor. É neste dispositivo que o refrigerante, proveniente da evaporação ocorrida no gerador, passa pelo processo de condensação. O refrigerante condensado está então pronto para ser pulverizado novamente no evaporador, completando assim o ciclo de absorção. Portanto, o condensador desempenha um papel crucial na manutenção do ciclo de refrigeração, facilitando a transição do refrigerante entre os estados gasoso e líquido [3].

2.1.1.5 Vantagens e desvantagens de sistemas de refrigeração por absorção

Como qualquer tecnologia, os sistemas de refrigeração por absorção cujo esquema do ciclo está ilustrado na Figura 2.1, apresentam tanto benefícios quanto limitações. A seguir são apresentadas algumas vantagens e desvantagens destes sistemas [4,5].

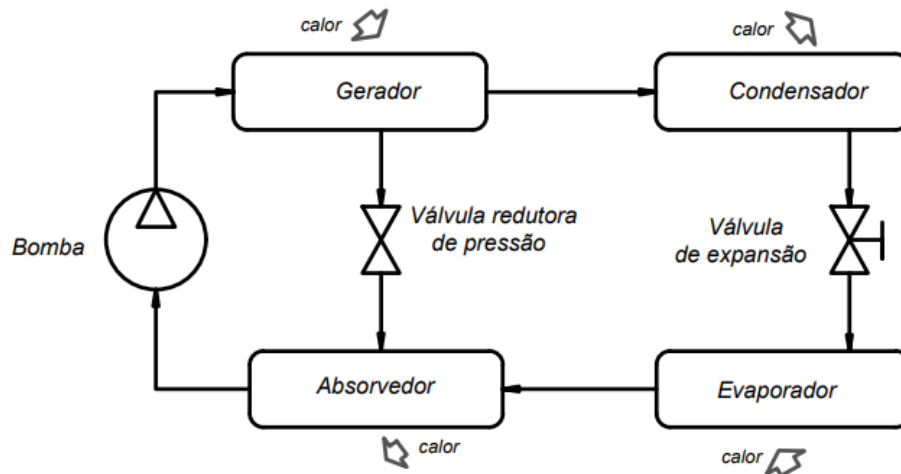


Figura 2.1- Representação do ciclo básico (convencional) de refrigeração por absorção.

Fonte: Autor

a) Vantagens

- **Economia de Energia:** utilizam calor como fonte de energia, o que pode ser mais económico se houver calor residual ou de baixo custo;
- **Manutenção Reduzida:** estes sistemas possuem menos peças móveis o que significa manutenção menos frequente e custos operacionais potencialmente menores; e
- **Silenciosos:** a operação destes sistemas é mais silenciosa em comparação com os sistemas de compressão mecânica de vapor.

b) Desvantagens

- **Complexidade:** são mais complexos que os sistemas de compressão de vapor, o que pode dificultar a operação e manutenção;
- **Dependência de calor:** Necessitam de uma fonte de calor constante, o que pode ser um desafio em algumas aplicações; e
- **Custo inicial:** Geralmente têm um custo inicial mais alto, embora possa ser compensado pela economia de energia a longo prazo.

2.1.2 Métodos de refrigeração por absorção

A refrigeração por absorção convencional e a refrigeração por absorção–difusão são dois métodos que utilizam calor para produzir frio. A seguir apresenta-se uma descrição dos dois métodos [4].

2.1.2.1 Sistemas de Refrigeração por Absorção Convencionais

Os Sistemas de Refrigeração por Absorção Convencionais envolvem quatro componentes principais: gerador, condensador, evaporador e absorvedor. Além disso, há necessidade de uma bomba para fazer circular a solução absorvente entre o absorvedor e o gerador como mostrado na Figura 2.1. A bomba é utilizada para manter a pressão necessária dentro do sistema, especialmente para garantir que o refrigerante possa ser efectivamente separado e reabsorvido. A presença da bomba ajuda a gerenciar as diferentes pressões entre o gerador e o absorvedor, garantindo a eficiência do ciclo de refrigeração [4].

2.1.2.2 Sistemas de Refrigeração por Absorção-difusão

Os Sistemas de Refrigeração por Absorção-difusão, que são o objecto de estudo neste Trabalho, não necessitam de uma bomba para o seu funcionamento. Pois, para além da mistura absorvente e absorvedor, utilizam um gás inerte, como hidrogénio ou Hélio. Este gás cria uma diferença de pressão que facilita a circulação do refrigerante sem a necessidade de componentes mecânicos adicionais [4].

2.1.2.3 Descrição do ciclo de refrigeração por absorção-difusão.

Usando a Figura 2.2 como guia, começa-se a jornada do ciclo no Ponto 8. Neste ponto tem-se a mistura de Amónia e água, refrigerante e absorvente respectivamente, com a amónia em forte concentração da solução. O movimento do fluido é proporcionado por uma bomba de bolhas, que aquece (Ponto 8), evaporando parcialmente a mistura e assim atingindo um estado bifásico. A temperatura de evaporação da amónia é menor que a da água, então o refrigerante evapora antes do absorvente, caso contrário o ciclo não funcionaria para sua finalidade.

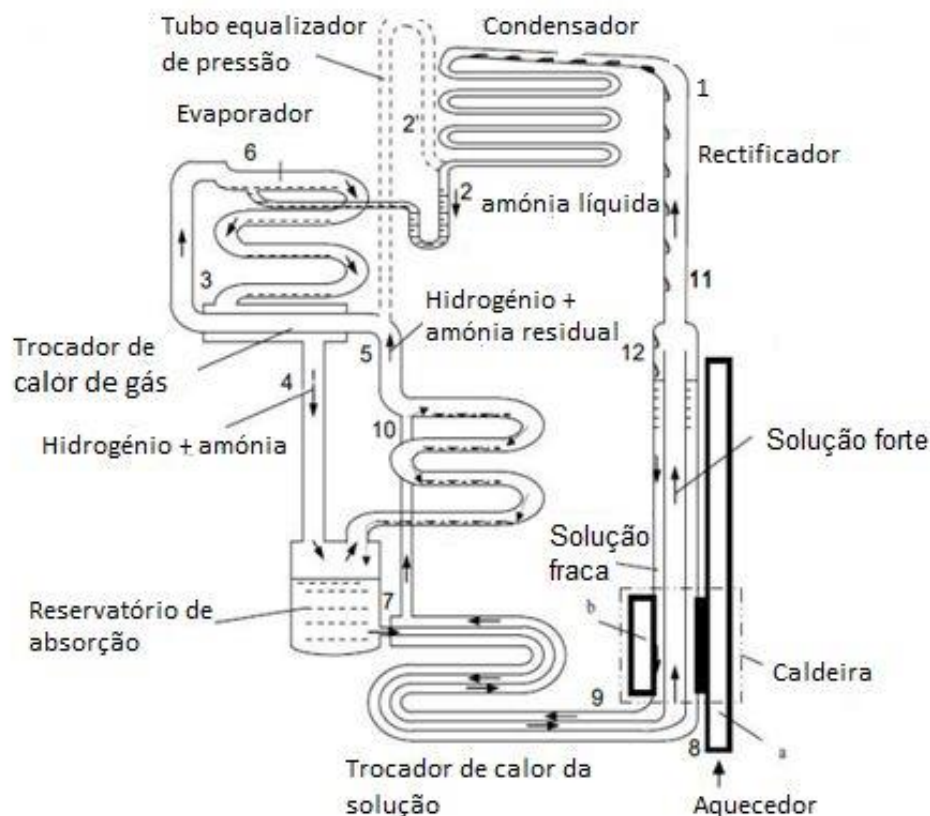


Figura 2.2- Representação do ciclo de refrigeração por absorção-difusão

Fonte: Adaptado de [6].

O gás proveniente da evaporação não contém puramente refrigerante, mas contém água que evaporou no processo de fornecimento de calor. Assim, na saída do tubo gerador, encontra-se um estado bifásico (Ponto 11). De um lado, há mistura de amónia com água não evaporada, com menor concentração de amónia. Por outro lado, a amónia, que se tornou gasosa junto com parte da água. É aqui que os caminhos se dividem. O gás misturado sobe em direcção ao rectificador e a solução fraca se move em direcção ao topo da espiral de absorção (Ponto 10).

O rectificador é responsável por condensar parcialmente o gás misturado, para que a água possa condensar e alcançar uma maior pureza da amónia. A água condensada no rectificador vaza no Ponto 12 e cai junto com a solução fraca.

No condensador, o gás refrigerante (vapor de amónia) liberta parte de calor concentrado para o ambiente desde a entrada no Ponto 1 até a saída no Ponto 2. Devido

às limitações do condensador, parte do refrigerante não condensa e é evacuado por um desviador em 2', que é recirculado pelo fundo da espiral de absorção.

A amônia líquida continua seu curso e entra no evaporador (Ponto 2), onde encontra a mistura gasosa de amônia e hidrogênio que veio da espiral de absorção (Ponto 6). Como a pressão parcial da amônia é baixa na mistura, a evaporação da amônia líquida começa a ocorrer usando o calor do espaço refrigerado. Dessa forma, a câmara é resfriada e o refrigerante que circula pelo evaporador é progressivamente evaporado.

Na saída do evaporador, a mistura de gases hidrogênio e amônia é superaquecida no Trocador de calor de gás (GHX), devido a troca de calor entre essa mistura e o gás hidrogênio ascendente que entra no GHX pelo Ponto 5. Esta troca de calor garante o estado de vapor saturado no Ponto 4 para a mistura gasosa que desce para o reservatório de absorção. Isso se comunica com a entrada inferior da espiral de absorção, onde a mistura gasosa sobe e encontra a solução fraca que entra no Ponto 10.

O contra fluxo da mistura gasosa e da solução diluída favorece o processo de absorção. Neste processo, a amônia da mistura gasosa passa para a solução diluída devido à diferença de pressões, condensando-se nela. Este processo libera calor de absorção, que é dissipado através das paredes do absorvedor para o ambiente.

Esta separação resulta em uma diminuição da pressão parcial da amônia na mistura gasosa. A solução diluída, composta por amônia e água, é enriquecida e flui para o reservatório. Com o tempo, o reservatório acumula uma solução concentrada de amônia.

A solução concentrada flui do reservatório para o gerador (Ponto 7). Antes disso, ela é pré-aquecida no trocador de calor líquido (LHX). A solução é reaquecida com o calor fornecido pela solução diluída que vem do gerador (Ponto 9) e flui contra a corrente para o gerador (Ponto 8). Assim, o ciclo continua.

2.1.3 Fluido de Trabalho em Sistemas de Refrigeração por Absorção

Os equipamentos de refrigeração por absorção utilizam principalmente dois pares de substâncias, uma das quais é denominada fluido refrigerante e a outra, absorvente.

Nos sistemas de Refrigeração por absorção, são utilizadas principalmente duas misturas que são Amônia-água e água-brometo de lítio [7].

A Tabela 2.1 ilustra algumas vantagens e desvantagens dos fluidos de trabalho usados em Sistemas de Refrigeração por Absorção (SRA).

Tabela 2.1- vantagens e desvantagens dos fluidos de trabalho usados em SRA

Refrigerante/Absorvente	Vantagens	Desvantagens
Água/LiBr	O refrigerante (água) possui uma elevada capacidade calorífica. A solução de brometo de lítio não é volátil. As substâncias não são tóxicas nem inflamáveis	O sistema não pode resfriar a temperaturas menores do ponto de congelamento da água. O brometo de lítio é solvente em água de maneira limitada
NH_3 /água	A refrigerante amônia possui uma elevada capacidade calorífica. Aplicações de temperaturas muito baixas, até $-60^{\circ}C$. Propriedades muito favoráveis de transferência de calor e massa.	Toxicidade da Amônia

Fonte: Adaptado de [8]

2.2 Câmaras frias

As Câmaras frias são espaços de armazenamento que possuem sua temperatura controlada por um sistema de refrigeração responsável pela promoção do frio. São amplamente utilizadas no armazenamento e conservação de alimentos, medicamentos, bebidas, etc. [9].

2.2.1 Câmaras frias de alvenaria

As câmaras frias de alvenaria são modelos de câmaras frias mais indicados quando se tem a necessidade de armazenar uma grande quantidade de um determinado produto sob temperaturas de congelamento [12].

2.2.2 Câmara fria do tipo modular

Um modo de construção totalmente diferente das câmaras frias de alvenaria são as câmaras frias modulares, que são construídas utilizando painéis isotérmicos. Este modo de construção é mais indicado para locais de pequeno e médio porte, sendo o modelo ideal para restaurantes, hospitais, laboratórios, lojas de bebidas e etc, [10].

2.2.3 Isolamento térmico em câmaras frias

Para refrigerar medicamentos, a câmara deve manter um gradiente de temperatura entre o exterior e o interior, usando um material isolante que resiste ao fluxo de calor, reduzindo a carga térmica de transmissão [13]. Os isolantes térmicos podem ser classificados como sendo de origem sintética, mineral, vegetal e animal. A Tabela 2.2 apresenta alguns isolantes térmicos [14].

Tabela 2.2– Tipos de isolantes térmicos

Material	Tipo	Condutividade (W/m ² K)
Lã de rocha	Mineral	0.04 à 0.05
Lã de vidro	Mineral	0.04 à 0.05
Cortiça	Vegetal	0.05
Poliestireno Expandido	Sintético	0.05
Poliuretano	Sintético	0.02
Lã de ovelha	Animal	0.04

Fonte: Adaptada de [14]

2.3 Cargas Térmicas

Para uma substância passar de alta a baixa temperatura, com ou sem mudança de estado, é necessário retirar calor, chamado de carga térmica. Esta representa toda a quantidade de calor que deve ser removida do ambiente para manter as condições projectadas [8].

2.3.1 Carga Térmica de Transmissão

Como a câmara fria estará num ambiente mais quente que seu interior, haverá uma parcela de calor que o ambiente irá transmitir para o seu interior através da condução pelas paredes, tectos e pisos. Esta carga depende do gradiente de temperatura entre os ambientes externo e interno, do material das paredes da câmara fria e da área da superfície [9].

2.3.2 Carga térmica do produto

A temperatura de condicionamento do produto estabelece qual será a quantidade de calor que deverá ser retirada para que se estabeleça a temperatura ideal de armazenamento. Para produtos congelados, isso inclui calor sensível e calor latente de mudança de estado. Para produtos refrigerados, apenas calor sensível [10].

2.3.3 Carga térmica de Infiltração

A carga térmica de infiltração está relacionada a infiltração de ar através da porta (ar externo), o valor do calor que entra com o ar pode ser estimado a partir do factor de trocas de ar (FTA) que é função do volume da câmara [25]. A Tabela 2.3 apresenta o número de trocas por dia em função do volume da câmara.

Tabela 2.3– Número de trocas de ar por dia

Volume da câmara (m ³)	Trocas por 24h
5	36
7	30
10	24
15	20
20	17
25	15
30	13

Fonte: Adaptado de [11]

2.3.4 Cargas térmicas diversas

A parcela da carga térmica é referente a diversos tipos de geração de calor no interior da câmara fria como: lâmpadas, pessoas e outros equipamentos que venham a ser utilizados [9].

2.4 Medicamentos Termolábeis

Medicamentos termolábeis são fármacos com alta sensibilidade à variações de temperatura [16].

2.4.1 Vacinas

Vacinas são substâncias que estimulam o sistema imunológico a produzir uma resposta protectora contra doenças infecciosas [15].

2.4.1.1 Conservação de vacinas

A conservação adequada das vacinas é crucial para manter a sua eficiência. Geralmente as vacinas devem ser armazenadas a temperaturas entre 2°C a 8°C, [15].

2.5 Energia Solar

A energia solar, uma fonte de energia renovável, é adquirida através da radiação eletromagnética emitida pelo sol. Esta forma de energia é caracterizada por ser limpa e sustentável, o que significa que não polui o meio ambiente e é inesgotável a longo prazo. Além disso, a utilização da energia solar contribui significativamente para a diminuição da dependência dos combustíveis fósseis, que são limitados e prejudiciais ao meio ambiente. Portanto, a energia solar representa uma alternativa promissora e ecologicamente correcta para a geração de energia no futuro [16].

2.5.1 Radiação Solar em Moçambique

A Radiação global de Moçambique varia entre 1.785 e 2.205 kWh/m²/ano. Com base na radiação global em plano inclinado e outros fatores, o potencial solar do país é estimado em 23 TWp [17].

2.5.2 Energia Solar térmica

É uma tecnologia que utiliza a energia do sol para aquecer um fluido térmico, por meio de colectores solares sensíveis ao calor solar. Esse calor pode ser aproveitado para diversos fins, como, aquecimento residencial ou refrigeração por absorção [16].

2.5.3 Tecnologias de captação solar para aplicações de refrigeração solar

Actualmente, o mercado oferece uma variedade de colectores solares com diferentes preços, formas e tamanhos. Porém duas tecnologias são especialmente úteis na refrigeração por absorção solar: colectores planos de tubos de vácuos e colectores concentradores [17].

2.5.3.1 Colector solar plano de tubos de vácuo

Os colectores de tubo de vácuo eliminam perdas de calor por convecção e condução, permitindo alcançar temperaturas mais elevadas e maior eficiência. Eles são mais acessíveis e requerem menos espaço de instalação [18]. São compostos por dois tubos de vidro com vácuo entre eles, o tubo externo é resistente e o interno tem um revestimento especial para excelente absorção e mínima reflexão do calor, conforme ilustra a Figura 2.3.



Figura 2.3-Colector solar de tubos de vácuo.

Fonte: [21]

2.5.3.2 Colector Concentrador parabólico cilíndrico

Este tipo de colector concentra a radiação directa do sol num tubo absorvente, aquecendo um fluido interno (Figura 2.4). Este tipo de colector precisa ajustar a sua posição conforme o movimento do sol e pode fornecer energia térmica até 400°C. A sua principal desvantagem é a necessidade de rastreamento solar preciso [18].



Figura 2.4: Colector concentrador parabólico cilíndrico.

Fonte: [22]

2.5.3.3 Colector de disco Parabólico

O colector solar de disco parabólico é altamente eficiente (29%’30%) e alcança temperaturas acima de 400°C, ideal para aplicações de alta temperatura. A sua principal desvantagem é o alto custo dos seus componentes [18]. A Figura 2.5 apresenta os elementos de um sistema captador solar parabólico.



Figura 2.5— Colectores concentradores de discos parabólicos.

Fonte: [23]

2.6 Sistemas Térmicos de Armazenamento de Energia

Os sistemas térmicos de armazenamento de energia conservam energia térmica para uso posterior, utilizando calor sensível (por exemplo, armazenamento de água quente) ou calor latente (por exemplo, armazenamento de materiais de mudança de fases). As principais características a serem consideradas são: capacidade térmica dos materiais, a temperatura de mudança de estado, a estabilidade e condutividade térmicas, abundância e custos [19].

2.6.1 Armazenamento de calor sensível (STES)

O armazenamento térmico tradicional (STES) utiliza meios líquidos (água ou óleo) ou sólidos (concreto ou solo) para armazenar calor pela alteração de temperatura. A capacidade de armazenamento depende da capacidade calorífica específica e da massa do meio utilizado [20]. Há sistemas passivos, onde o material é fixo e o calor é transferido por um fluido, e sistemas activos, onde o material de armazenamento circula entre tanques de material quente e frio [19].

A eficiência dos STES varia entre 7% e 90%, com vida útil de 10 a 20 anos, taxa de auto-descarga de 0,5% ao dia, e são aplicáveis em escalas de 1kW a 10 MW [20].

2.6.2 Armazenamento de calor latente (LTES)

O armazenamento de calor latente (LTES) utiliza materiais de mudança de fase, como parafinas (orgânicos) e hidratos de sal (inorgânicos), principalmente na mudança de fase sólido-líquido. Esses sistemas, são comuns em usinas de energia em pequenos volumes. A eficiência dos LTES varia de 75% a 90%, com vida útil de 20 a 40 anos, auto-descarga diária de 0,5% a 1% e são aplicáveis em escalas de 1kW a 300MW [20].

2.6.3 Armazenamento de calor de reacção química reversível (CTES)

Os CTESs funcionam como bombas de calor termoquímicas, onde uma fonte de alta temperatura aquece um adsorvente, libertando vapor de água que se condensa a baixas temperaturas. Durante a descarga, o fluido de trabalho absorve calor num evaporador, adsorve no adsorvente e liberta calor a altas temperaturas [20].

A densidade de energia pode ser até três vezes maior que o armazenamento de calor sensível com água. No entanto, os CTESs são mais caros devido à sua complexidade, com eficiência entre 75% e 100% e aplicações de 10kW a 1 MW [19].

3 DIMENSIONAMENTO DA CÂMARA FRIA E BALANÇO TERMODINÂMICO DO CICLO

3.1 Dimensionamento da Câmara Fria

3.1.1 Selecção do Isolante térmico para a câmara

Há dois isolantes sintéticos mais utilizados nas câmaras frias de pequeno e médio porte: o poliuretano (PUR) e o poliestireno expandido. Para este trabalho escolheu-se o poliuretano, pois, a sua condutividade térmica é em média 1,7 vezes menor do que a do poliestireno, quando comparado com os valores da condutividade térmica para as mesmas espessuras. Isso faz com que o calor tenha mais dificuldade de ser conduzido através do poliuretano, [13].

3.1.1.1 Espessura do isolante

Para se seleccionar a espessura mínima (t) que o painel deve possuir, é utilizada a Equação (3.1) e em seguida faz-se uma iteração assumindo a qualidade do isolamento como sendo excelente [11].

$$t = \frac{k \cdot \Delta T}{\left(\frac{Q}{A}\right)} \quad (3.1)$$

Sendo:

k – Condutividade térmica do material (W/mK);

ΔT – Diferença de temperatura entre o ambiente externo e interno (°C);

$\frac{Q}{A}$ – Fluxo de calor (W/m²);

Para a estimativa da espessura mínima do isolamento, utiliza-se o diagrama da Figura 3.1 para verificar a espessura do isolante em função do fluxo de calor e temperatura.

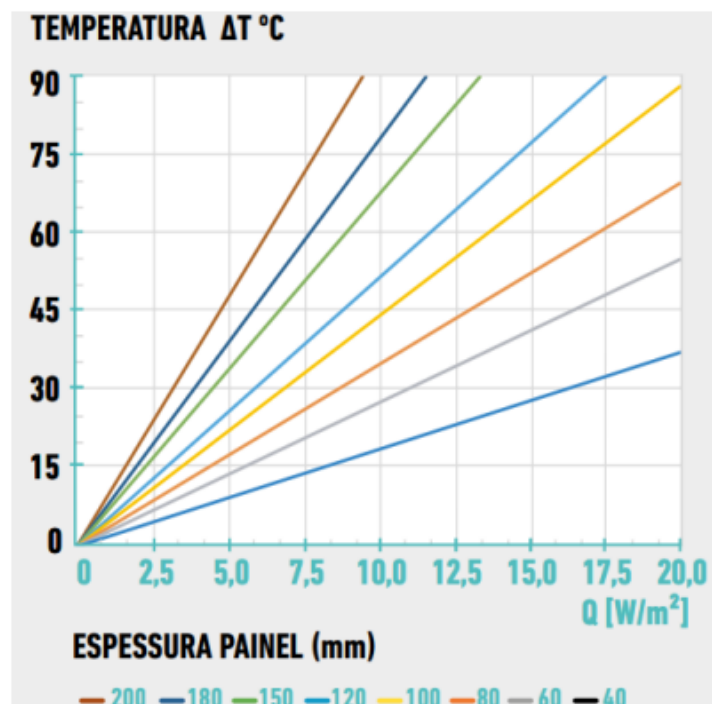


Figura 3.1– Espessura do painel.

Fonte: [24]

3.1.2 Cálculo da Carga térmica

Como explicado no Capítulo 2 deste trabalho, a determinação da carga térmica é dividida em quatro partes: carga térmica do produto, carga térmica de transmissão, carga térmica de infiltração e cargas térmicas diversas.

3.1.2.1 Carga Térmica do produto

O sistema dimensionado neste trabalho será usado para a conservação de medicamentos termolábeis. Mas para questões de cálculo escolheu-se a vacina **VIP**, ilustrada na Figura 3.2.

A vacina **VIP** (Vacina Inactivada Poliomielite) é usada para prevenir a poliomielite. Ela é inativa porque contém partes inativas do vírus da poliomielite. Os seus principais componentes são apresentados segundo as referências bibliográficas [15,25]:

- **Antígeno:** é a forma modificada do vírus que estimula a resposta imunológica. No caso da **VIP**, o antígeno é derivado dos três sorotipos do vírus;
- **Excipientes:** esses são ingredientes adicionados à vacina para melhorar sua estabilidade, segurança e eficácia. Alguns exemplos de excipientes comuns em

vacinas incluem conservantes (como o tiomersal), adjuvantes (como sais de alumínio) e estabilizadores (para manter a potência da vacina durante o transporte e armazenamento) e água para misturar os componentes;



Figura 3.2– Vacina VIP.

Fonte: [25]

O cálculo da carga térmica do produto foi efectuado usando a Referência [26]. A parcela da carga térmica relativa ao produto (Q_P), é calculada considerando apenas o calor sensível (Q_s), que é responsável pela variação da temperatura das vacinas sem mudança de fase, conforme mostrado na Equação (3.2). Além da carga térmica da vacina (Q_v), considerou-se também a carga térmica da embalagem (frascos de vidro). Portanto, é somada a sua contribuição à carga térmica, conforme a Equação (3.3), sendo a carga térmica da vacina representada por (Q_v) e a dos frascos de vidro por (Q_{fv}).

$$Q_P = Q_s \quad (3.2)$$

$$Q_P = Q_v + Q_{fv} \quad (3.3)$$

Para que a câmara consiga retirar a quantidade de calor (Q_v) da vacina, necessária para atingir a temperatura de armazenamento (T_2), deve-se conhecer o valor da sua massa (m_v), o calor específico (C_v) e a temperatura de entrada na câmara (T_1), conforme a Equação (3.4).

Para obter os valores exactos das propriedades da solução da vacina, seria necessário realizar uma medição experimental, considerando a concentração e o tipo de todos os solutos presentes. Em situações práticas, utilizam-se as propriedades da água para cálculos rápidos (visto que na solução da vacina, a água está em maior quantidade),

cientes de que haverá uma pequena margem de erro devido aos outros componentes, [26].

$$Q_v = m_v \cdot C_v \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.4)$$

De forma análoga, utiliza-se a Equação (3.4) para calcular a contribuição dos frascos de vidro (Q_{fv}). Para determinar a Potência de resfriamento (Q_p), utiliza-se a Equação (3.5) onde a carga térmica se relaciona com o tempo necessário para promover a sua refrigeração.

$$Q_p = \frac{Q_{Pt}}{t} \quad (3.5)$$

Onde:

Q_p – Carga térmica do produto (kW);

Q_v – Carga térmica da vacina (IW);

Q_{fv} – Carga térmica dos frascos de vidro (W);

Q_{Pt} – Carga térmica do produto (KJ);

m_v – Massa da da solução da vacina (kg);

C_v – Calor específico da solução da vacina (kJ/kg.k);

T_2 – Temperatura de armazenamento (°C);

T_1 – Temperatura de entrada da câmara (°C); e

t – Tempo necessário para promover o resfriamento (s).

3.1.2.2 Carga térmica de transmissão

Esta parcela de carga térmica pode ser calculada através da Equação (3.6). O valor da área superficial da câmara fria é a soma das áreas das paredes, tecto e piso. As temperaturas internas e externas são assumidas de acordo com a Secção 3.1.2.1, [26].

$$Q_T = U \cdot A \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.6)$$

Onde:

U – Coeficiente global de transferência de calor (W/m²k);

A – Área superficial (m^2);

T_2 – Temperatura do ambiente externo ($^{\circ}\text{C}$); e

T_1 – Temperatura do ambiente interno ($^{\circ}\text{C}$);

O coeficiente global de transferência de calor é função da espessura do isolante térmico,[26]. A Figura 3.3 apresenta os valores do coeficiente de transferência de calor em função da espessura do isolante térmico.

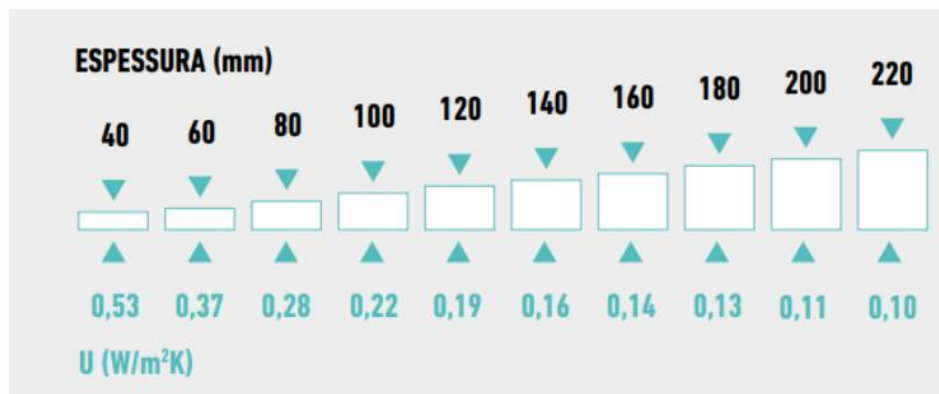


Figura 3.3– Coeficiente global de transferência de calor dos painéis isotérmicos.

Fonte: [Adaptado de 24]

3.1.2.3 Carga térmica de infiltração

A Carga térmica devido a infiltração é determinada a partir do factor de trocas de ar (FTA). Com o FTA é possível determinar a quantidade de trocas de ar que é feita durante um dia pela câmara fria [25]. A Tabela 2.3 relaciona o número de trocas de ar em função do volume da câmara fria. A carga térmica de infiltração é calculada usando a Equação (3.7).

$$Q_{inf} = V_{cam} \cdot FTA \cdot \Delta H' \quad (3.7)$$

V_{cam} – Volume da Câmara fria (m^3);

FTA – Factor de troca de ar;

$\Delta H'$ – Calor cedido pelo ar que entra na Câmara fria ($Kcal/m^3$); e

O valor de $\Delta H'$ é retirado do Anexo I.

3.1.2.4 Cargas térmicas diversas

a) Carga térmica de Iluminação

A carga térmica de Iluminação (Q_i) é calculada de acordo com a Equação (3.8).

$$Q_i = 10 \cdot A \cdot t \cdot 0,86 \quad (3.8)$$

Sendo:

A – Área total do piso da câmara fria (m^2);

t – Fração do tempo em que a lâmpada permanece acesa durante um dia (h/24h).

3.1.2.5 Carga térmica total

Através dos cálculos de cada uma das parcelas de carga térmica, é possível calcular a carga térmica total da câmara fria, através da Equação (3.9). Além disso, adiciona-se um factor de segurança de 10%, [27].

$$Q_{total} = 1.1 \cdot (Q_P + Q_T + Q_{inf} + Q_i) \quad (3.9)$$

Sendo:

Q_p – Carga térmica do produto (W)

Q_T – Carga térmica de transmissão (W)

Q_{inf} – Carga térmica de infiltração (W)

Q_i – Carga térmica de iluminação (W)

3.1.3 Resultados do dimensionamento da câmara fria

Os cálculos de dimensionamento da câmara fria foram feitos tendo como base os dados da Tabela 3.1.

Tabela 3.1- Dados de partida para o dimensionamento da câmara fria

Dados das Vacinas		
Propriedade	valor	unidade
Calor específico	4.18	kJ/kg.k
Densidade	997.00	kg/m ³
Volume na solução	5.00	ml
Dados da Câmara de refrigeração		
Comprimento	1.10	m
Largura	1.00	m
Altura	1.25	m
Dados adicionais		
Temperatura de Entrada das vacinas (Temperatura critica)	31.00	°C
Temperatura da câmara	3.00	°C
Quantidade de caixa de Vacinas a Conservar	25.00	
Número de frascos de vacinas p/ caixa	50.00	
Massa do frasco de vidro que contém vacina	0.01	kg
Calor específico do frasco de vidro que contém vacina	0.90	kJ/kg.k
Humidade relativa	70.00	%
Tempo necessário para atingir a temperatura adequada	3.00	h

Fonte: Autor

3.1.3.1 Cálculo da espessura do isolante térmico

Para o cálculo da espessura do painel isotérmico, utiliza-se a Equação (3.1). Onde o valor da condutividade térmica (k) do poliuretano foi tomado como $0,023 \text{ W/m}^2\text{K}$ de acordo com a Tabela 2.2 e outros dados foram retirados da Tabela 3.1.

A espessura do isolamento adequada é de 100mm. A Figura 3.4 mostrada o desenho da câmara de refrigeração modular proposta neste trabalho.

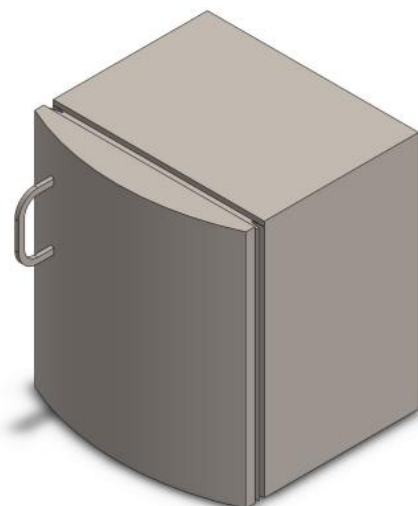


Figura 3.4– Câmara de refrigeração.

Fonte: Autor

3.1.3.2 Carga térmica do produto

A carga térmica do produto é de 220.69W. A Tabela 3.2 apresenta a planilha desenvolvida para o cálculo.

Tabela 3.2- Planilha para o cálculo da carga térmica do produto.

Parâmetro	Valor	Unidade
Massa Total da solução	18.75	kg
calor específico da solução da vacina	4.18	kJ/kg.k
Carga térmica da solução da vacina	29.17	kJ
Carga térmica dos frascos vidro das vacinas	25.2	kJ
Carga térmica total do produto	54.37	kJ
Potencia necessária para a refrigeração	220.69	W

3.1.3.3 Carga térmica de transmissão

Para se calcular a parcela da carga térmica devido a transmissão é utilizada a Equação (3.6), o valor calculado é de 36.06 W, como é demonstrado na Tabela 3.3.

Tabela 3.3- Planilha da carga térmica devido à transmissão

Parâmetro	Valor	Unidade
Área superficial	7.45	m ²
Coeficiente Global de transferência de calor	0.22	W/m ² k
Carga térmica devido à transmissão	36.06	W

Fonte: Autor

3.1.3.4 Carga térmica de Infiltração

Para o cálculo da carga térmica de infiltração é utilizada a Equação (3.7). A carga térmica de infiltração calculada é de 45.60 W. A Tabela 3.4 apresenta a planilha de cálculo.

Tabela 3.4- Planilha da carga térmica devida a infiltração

Parâmetro	Valor	Unidade
calor cedido pelo ar	23.2	kcal/m ³
Factor de trocas de ar	36.00	
Volume da câmara	1.38	m ³
Carga térmica devida à infiltração	45.60	W

Fonte: Autor

3.1.3.5 Carga térmica de Iluminação

A luz contida no ambiente contribui para o aumento da carga térmica. Portanto, é necessário que se calcule a sua contribuição através da Equação (3.8). A Tabela 3.5 apresenta a planilha de cálculo da carga térmica de iluminação.

Tabela 3.5 - Planilha de cálculo da carga térmica de Iluminação

Parâmetro	Valor	Unidade
Área do piso	1,1	m ²
Fracção do tempo que a lâmpada fica acesa por dia	1	1/24h
Carga térmica devida a iluminação	10.99	W

Fonte: Autor

3.1.3.6 Carga térmica total

Com a parcela de cada carga térmica calculada é possível calcular a carga térmica total utilizando a Equação (3.9) chegando a um valor de 344.09 W, como apresenta a Tabela 3.6.

Tabela 3.6- Carga térmica total

Parâmetro	Valor	Unidade
Carga térmica total	344.09	W

Fonte: Autor

3.2 Análise Termodinâmica do ciclo de Refrigeração

O esquema do sistema de refrigeração por absorção-difusão mostrado na Figura 2.2 é simplificado num diagrama de superfícies de controle como mostrado na Figura 3.5, isso é feito de forma a dar uma referência aos balanços que serão feitos posteriormente.

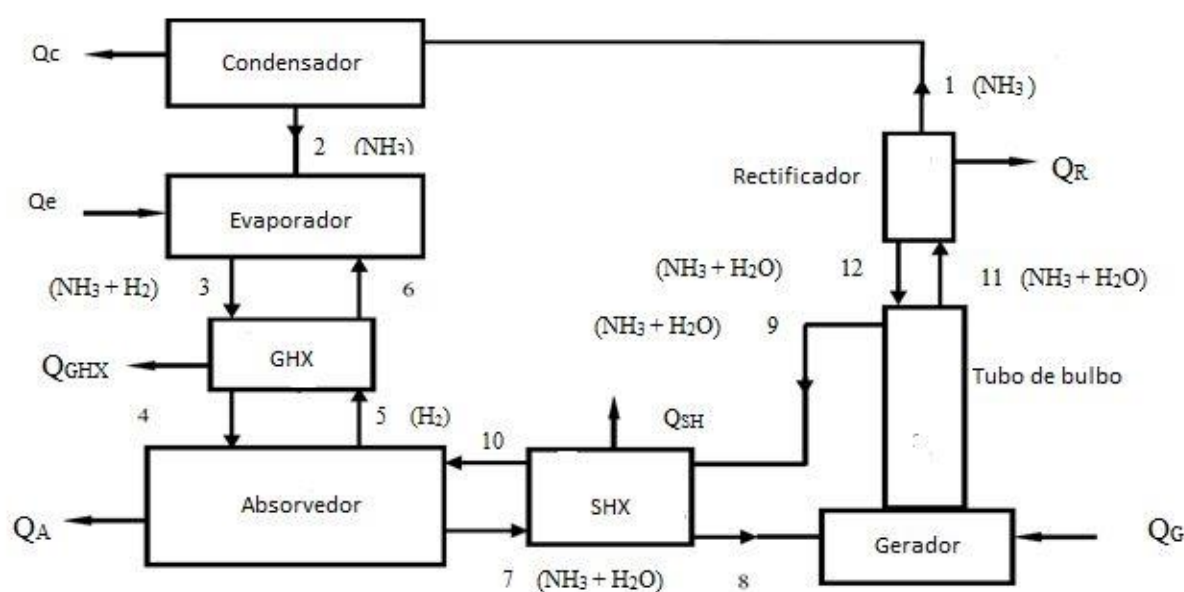


Figura 3.5– Diagrama com Superfícies de controlo para sistema de refrigeração.

Fonte: Adaptado de [28]

3.2.1 Considerações Iniciais

Para realizar a modelagem do sistema descrito na Figura 3.5, foram feitas as seguintes considerações iniciais:

- O sistema opera em regime permanente;
- As propriedades termodinâmicas são constantes em cada volume de controle;
- O líquido tem um teor de hidrogénio insignificante; e
- O teor residual de amoníaco no gás hidrogénio do absorvedor para o evaporador é desprezível.

3.2.2 Parâmetros de entrada para o modelo matemático

Antes de iniciar a modelagem, é necessário definir alguns parâmetros de entrada para o cálculo. Os valores escolhidos são apresentados na Tabela 3.7.

Tabela 3.7- Dados de entrada para o modelo matemático

Parâmetros	valor	unidade
Taxa de calor no Evaporador	344.09	W
Temperatura na saída Condensador	56.00	°C
Temperatura no Evaporador	-22.00	°C
Eficiência do trocador de calor a gás	0.80	
Eficiência do trocador de calor da solução	0.80	
Pressão do sistema	2196.00	kPa
Concentração forte da amónia	0.32	
Temperatura da Saída do Gerador	140.00	°C
Concentração fraca da amónia	0.15	

Fonte: Autor

3.2.3 Modelagem matemática do Ciclo de refrigeração por absorção

Com as considerações iniciais, parâmetros iniciais, calcula-se as propriedades em cada dispositivo utilizando a rotina do *software Engineering Equation Solver (EES)* para a mistura Água/Amónia em função das propriedades de cada volume de controlo para o diagrama da Figura 3.5.

Assumindo continuidade de massa e matéria e conservação de energia, obtém-se o seguinte modelo matemático, [28]:

$$\Sigma \dot{m} = 0 \quad (3.10)$$

$$\Sigma \dot{m}X = 0 \quad (3.11)$$

$$\Sigma Q + \Sigma \dot{m}h = 0 \quad (3.12)$$

Aplicando as Equações (3.10), (3.11) e (3.12) em cada um dos dispositivos, obtém-se:

3.2.3.1 Gerador

A vazão mássica que entra no Gerador ($\dot{m}_8$ e $\dot{m}_{12}$) é igual a vazão mássica que sai ($\dot{m}_9$ e $\dot{m}_{11}$), como apresentado nas Equações (3.13) e (3.14). Sendo: X_8 , X_9 , X_{11} e X_{12} os teores da amónia na solução nos Pontos (8), (9), (11) e (12), respectivamente.

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_{12} = \dot{m}_9 + \dot{m}_{11} \quad (3.13)$$

$$\dot{m}_8 X_8 = \dot{m}_9 X_9 + \dot{m}_{11} X_{11} - \dot{m}_{12} X_{12} \quad (3.14)$$

Aplicando a lei de conservação de energia no gerador, resulta a Equação (3.15), onde Q_G é o calor fornecido ao gerador e h_8 , h_9 , h_{11} e h_{12} são as entalpias nos Pontos (8), (9), (11) e (12), respectivamente.

$$Q_G = - \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{11} h_{11} \quad (3.15)$$

3.2.3.2 Rectificador

A vazão mássica que entra no Rectificador ($\dot{m}_{11}$) é igual a vazão mássica que sai ($\dot{m}_1$ e $\dot{m}_{12}$), como mostrado nas Equações (3.16) e (3.17). Sendo: X_1 , X_{11} e X_{12} os teores da Amónia na solução nos Pontos (1), (11) e (12), respectivamente.

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{12} \quad (3.16)$$

$$\dot{m}_{11} X_{11} = \dot{m}_1 X_1 + \dot{m}_{12} X_{12} \quad (3.17)$$

Aplicando a lei de conservação de Energia no Rectificador, resulta a Equação (3.18), onde Q_R é o calor perdido para o ambiente no Rectificador e h_1 , h_{11} e h_{12} as entalpias nos Pontos (1), (11) e (12), respectivamente.

$$Q_R = -\dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{11} h_{11} \quad (3.18)$$

3.2.3.3 Condensador

A vazão mássica que entra no Condensador ($\dot{m}_1$) é igual a vazão mássica que sai ($\dot{m}_2$), como mostrado na Equação (3.19).

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad (3.19)$$

A concentração da Amónia na solução na entrada (Ponto 1) e saída (Ponto 2) do condensador é igual como ilustra a Equação (3.20)

$$X_2 = X_1 \quad (3.20)$$

Aplicando a lei de conservação de energia no Condensador, resulta a Equação (3.21), onde Q_c é o calor perdido para o ambiente no Condensador e h_1 e h_2 as Entalpias nos Pontos (1) e (2), respectivamente.

$$Q_c = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) \quad (3.21)$$

Onde:

Q_c – Calor perdido para o ambiente no condensador (W);

$\dot{m}_1$ – Fluxo mássico da amónia na entrada no condensador (kg/s);

h_1 – Entalpia da amónia na entrada do condensador (kJ/kg); e

h_2 – Entalpia da amónia na saída do condensador (kJ/kg);

3.2.3.4 Evaporador

Nem toda amónia líquida que entra no evaporador é evaporada no mesmo. O líquido não evaporado retorna ao absorvedor sem produzir qualquer efeito de resfriamento. A fim de representar este fenómeno particular neste sistema de absorção-difusão, um índice chamado “Rácio da massa evaporada de amónia (ε_{NH_3})” é

apresentado [28]. Portanto, a capacidade de evaporação do evaporador é definida como uma taxa mássica de amoníaco evaporado ($\dot{m}_{3,\text{vapor (NH}_3\text{)}}$) para um total de amoníaco disponível no evaporador ($\dot{m}_2$) como mostrado na Equação (3.22).

$$\dot{m}_{3,\text{vapor (NH}_3\text{)}} = \varepsilon_{\text{NH}_3} \cdot \dot{m}_2 \quad (3.22)$$

A taxa de amónia não evaporada ($\dot{m}_{3,\text{liquido (NH}_3\text{)}}$) é calculada pela Equação (3.23),

$$\dot{m}_{3,\text{liquido (NH}_3\text{)}} = \dot{m}_2 - \dot{m}_{3,\text{vapor (NH}_3\text{)}} \quad (3.23)$$

Onde:

$\dot{m}_{3,\text{liquido (NH}_3\text{)}}$ – Taxa de amónia não evaporada (kg/s);

$\dot{m}_{3,\text{vapor (NH}_3\text{)}}$ – Taxa mássica de amoníaco evaporado (kg/s); e

$\dot{m}_2$ – Taxa total de amoníaco disponível no evaporador (kg/s).

A vazão mássica na saída do Evaporador ($\dot{m}_3$) é calculada usando as Equações (3.24) e (3.25), onde $\dot{m}_6$ e $\dot{m}_{3,\text{(H}_2\text{)}}$ são as vazões de hidrogénio nas entrada e saída do evaporador, respectivamente.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_6 \quad (3.24)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{3,\text{(H}_2\text{)}} + \dot{m}_{3,\text{vapor (NH}_3\text{)}} + \dot{m}_{3,\text{liquido (NH}_3\text{)}} \quad (3.25)$$

Aplicando a lei de conservação de energia no Evaporador, resulta a Equação (3.26), onde $h_{3,\text{(H}_2\text{)}}$, $h_{3,\text{vapor(NH}_3\text{)}}$, $h_{3,\text{liquido(NH}_3\text{)}}$, h_2 e $h_{6,\text{(H}_2\text{)}}$ são as entalpias de hidrogénio na saída, vapor da amónia, amónia líquida, amónia na entrada e hidrogénio na entrada, respectivamente.

$$Q_E = [\dot{m}_{3,\text{(H}_2\text{)}} \cdot h_{3,\text{(H}_2\text{)}} + \dot{m}_{3,\text{vapor (NH}_3\text{)}} \cdot h_{3,\text{vapor(NH}_3\text{)}} + \dot{m}_{3,\text{liquido (NH}_3\text{)}} \cdot h_{3,\text{liquido(NH}_3\text{)}}] - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_{6,\text{(H}_2\text{)}} \cdot h_{6,\text{(H}_2\text{)}} \quad (3.26)$$

Onde:

Q_E – Calor retirado do evaporador (W);

3.2.3.5 Trocador de Calor a Gás

Pela lei de conservação de energia,

$$Q_{GH} = [\dot{m}_{3,(H_2)}h_{3,(H_2)} + \dot{m}_{3,vapor(NH_3)}h_{3,vapor(NH_3)} + \dot{m}_{3,liquido(NH_3)}h_{3,liquido(NH_3)}] \quad (3.27)$$

$$+ \dot{m}_{5,(H_2)}h_{5,(H_2)} - \dot{m}_{6,(H_2)}h_{6,(H_2)} - [\dot{m}_{4,(H_2)}h_{4,(H_2)} + \dot{m}_{4,vapor(NH_3)}h_{4,vapor(NH_3)} + \dot{m}_{4,liquido(NH_3)}h_{4,liquido(NH_3)}]$$

Sendo:

Q_{GH} - Calor trocado no GHX (W);

$\dot{m}_{3,(H_2)}$ - Fluxo mássico do hidrogénio na saída do evaporador (kg/s);

$\dot{m}_{3,vapor(NH_3)}$ - Fluxo mássico do vapor da amónia (kg/s);

$\dot{m}_{3,liquido(NH_3)}$ - Fluxo mássico da amónia líquida (kg/s);

$\dot{m}_{5,(H_2)}$ - Fluxo mássico do hidrogénio na entrada do GHX (kg/s);

$\dot{m}_{6,(H_2)}$ - Fluxo mássico do hidrogénio na entrada do evaporador (kg/s);

$\dot{m}_{4,(H_2)}$ - Fluxo mássico do hidrogénio na saída do GHX (kg/s);

$\dot{m}_{4,vapor(NH_3)}$ - Fluxo mássico do vapor da amónia na saída do GHX (kg/s);

$\dot{m}_{4,liquido(NH_3)}$ - Fluxo mássico da amónia líquida na saída do GHX (kg/s);

$h_{3,(H_2)}$ - Entalpia do hidrogénio na Entrada do GHX (kJ/kg),

$h_{3,vapor(NH_3)}$ - Entalpia do vapor da amónia na entrada do GHX (kJ/kg);

$h_{3,liquido(NH_3)}$ - Entalpia da amónia líquida na entrada do GHX (kJ/kg);

$h_{5,(H_2)}$ - Entalpia do hidrogénio na entrada do GHX (kJ/kg);

$h_{6,(H_2)}$ - Entalpia do hidrogénio na saída do GHX (kJ/kg),

$h_{4,vapor(NH_3)}$ - Entalpia do vapor da amónia na entrada do Absorvedor (kJ/kg); e

$h_{4,liquido(NH_3)}$ - Entalpia da amónia líquida na entrada do Absorvedor (kJ/kg).

A temperatura no Ponto 6 é calculada usando a Equação (3.28):

$$T_6 = \varepsilon_{GH} \cdot T_3 + (1 - \varepsilon_{GH}) \cdot T_5 \quad (3.28)$$

Onde:

T_3 – Temperatura em (°C) no Ponto 3;

T_5 – Temperatura em (°C) no Ponto 5;

ε_{GH} – Rácio da massa evaporada de amónia no evaporador; e

T_6 – Temperatura em (°C) no Ponto 6.

A temperatura no Ponto 4 é calculada usando a Equação (3.29):

$$T_4 = \varepsilon_{GH} \cdot [\dot{m}_{5,(H_2)} \cdot C_{p5,(H_2)} / (\dot{m}_{3,(H_2)} C_{p3,(H_2)} + \dot{m}_{3,vapor(NH_3)} C_{p3,vapor(NH_3)} + \dot{m}_{3,liquido(NH_3)} C_{p3,liquido(NH_3)})] (T_5 - T_6) + T_3 \quad (3.29)$$

Sendo:

$C_{p5,(H_2)}$ – Calor específico do gás hidrogénio na entrada do *GHX* (kJ/kg.k);

$C_{p3,(H_2)}$ - Calor específico do gás hidrogénio na saída do evaporador (kJ/kg.k);

$C_{p3,vapor(NH_3)}$ - Calor específico do vapor da Amónia na saída do evaporador (kJ/kg.k);

$C_{p3,liquido(NH_3)}$ - Calor específico da Amónia líquida na saída do evaporador (kJ/kg.k).

3.2.3.6 Absorvedor

A vazão mássica que entra no Absorvedor ($\dot{m}_4$ e $\dot{m}_{10}$) é igual à vazão mássica que sai ($\dot{m}_5$ e $\dot{m}_7$), como mostrado nas Equações (3.30) e (3.31). Sendo: X_4 , X_5 , X_7 e X_{10} os teores da Amónia na solução nos Pontos (4), (5), (7) e (10), respectivamente.

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_5 + \dot{m}_7 \quad (3.30)$$

$$\dot{m}_4 X_4 + \dot{m}_{10} X_{10} = \dot{m}_7 X_7 + \dot{m}_5 X_5 \quad (3.31)$$

Aplicando a lei de conservação de Energia no Absorvedor, resulta a Equação (3.32),

$$Q_A = [\dot{m}_{4,(H_2)} h_{4,(H_2)} + \dot{m}_{4,\text{liquido (NH}_3\text{)}} h_{4,\text{liquido(NH}_3\text{)}} + \dot{m}_{4,\text{vapor (NH}_3\text{)}} h_{4,\text{vapor(NH}_3\text{)}}] + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{5,(H_2)} h_{5,(H_2)} - \dot{m}_7 h_7 \quad (3.32)$$

Sendo:

Q_A - Calor trocado no absorvedor (W);

$h_{4,\text{liquido(NH}_3\text{)}}$ - Entalpia da amônia líquida na entrada do absorvedor (kJ/kg);

$h_{4,\text{vapor(NH}_3\text{)}}$ - Entalpia do vapor da amônia na entrada do absorvedor (kJ/kg);

h_7 - Entalpia da amônia na saída do absorvedor (kJ/kg); e

h_{10} - Entalpia da amônia na saída do *SHX* para o absorvedor (kJ/kg).

3.2.3.7 Trocador de calor da solução

Para a resolução do trocador de calor da solução, as temperaturas 8 e 10 são determinadas usando as Equações (3.33) e (3.34).

$$T_8 = \varepsilon_{SH} \cdot (\dot{m}_9 / \dot{m}_7) \cdot (T_9 - T_{10}) + T_7 \quad (3.33)$$

$$T_{10} = \varepsilon_{SH} \times T_7 + (1 - \varepsilon_{SH}) \cdot T_9 \quad (3.34)$$

Sendo:

ε_{SH} - Eficiência de troca no *SHX*;

$\dot{m}_7$ - Fluxo mássico em (kg/s) no Ponto (7);

$\dot{m}_9$ - Fluxo mássico em (kg/s) no Ponto (9); e

T_7, T_9, T_{10} São as temperaturas em (°C) nos pontos (7), (9) e (10), respectivamente.

Fazendo o balanço de energia no trocador de calor da solução, resulta a Equação (3.35).

$$Q_{SH} = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_{10} h_{10} \quad (3.35)$$

Onde:

Q_{SH} - Calor no trocado no *SHX* (W); e

h_7, h_9, h_8 e h_{10} são as entalpias em (kJ/kg) nos Pontos (7), (8), (9) e (10) em (kJ/kg).

3.2.3.8 Desempenho total do sistema (COP)

A Eficiência do sistema (COP) é determinada pela Equação (3.36)

$$\text{COP} = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (3.36)$$

Onde:

Q_E – Capacidade frigorífica do sistema (W); e

Q_G – Calor fornecido ao Gerador (W).

3.2.3.9 Calor específico a pressão constante

A partir do Documento [28] obtém-se as fórmulas para calcular o calor específico à pressão constante. Os calores específicos da amónia líquida e do vapor da amónia são calculados pelas Equações (3.37) e (3.38), respectivamente.

$$\text{Para o líquido: } C_{p,\text{liquido}(\text{NH}_3)} = 0.00002T^2 + 0.0062T + 4.6176 \quad (3.37)$$

$$\text{Para o vapor: } C_{p,\text{vapor}(\text{NH}_3)} = 0.001T^2 + 0.0163T + 2.6636 \quad (3.38)$$

O calor específico a pressão constante do hidrogénio é calculado usando a Equação (3.39), [28].

$$C_{p,(\text{H}_2)} = -0.00004T^2 + 0.0054T + 14.198 \quad (3.39)$$

Onde:

T- Temperatura (°C);

$C_{p,\text{liquido}(\text{NH}_3)}$ – Calor específico da amónia líquida (KJ/kg.k);

$C_{p,\text{vapor}(\text{NH}_3)}$ – Calor específico do vapor da amónia (KJ/kg.k); e

$C_{p,(\text{H}_2)}$ – Calor específico do vapor da amónia (KJ/kg.k).

3.2.4 Resultados da análise termodinâmica do ciclo

Os resultados detalhados, incluído o código desenvolvido no *Software EES* e outros dados complementares, estão disponíveis nos Anexos II e III para uma consulta mais aprofundada. A Tabela 3.8 apresenta os valores dos calores em cada dispositivo e o valor do coeficiente de performance do sistema (COP).

Tabela 3.8- Resultados do programa EES

Parâmetro	valor	Unidade
Calor trocado no condensador	305.10	W
Capacidade. Frigorífica	344.09	W
Calor do Gerador	409.20	W
Calor perdido no Rectificador	93.85	W
Calor do Absorvedor	353.2	W
COP	0.8408	

Fonte: Autor

Os valores apresentados na Tabela 3.8 são essenciais para avaliar a eficiência energética do sistema, sendo que o COP de 0.8408 indica a relação entre a capacidade frigorífica e o calor fornecido ao Gerador

4 DIMENSIONAMENTO DOS EQUIPAMENTOS DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO-DIFUSÃO

4.1 Evaporador e Tubo absorvedor

Tanto o evaporador quanto o tubo absorvedor serão construídos em aço AISI 304, cujos parâmetros são retirados do Anexo XIII. Esta escolha deve-se à sua alta condutividade térmica, resistência à corrosão e durabilidade. E também por ser económico.

4.1.1 Evaporador

O evaporador é responsável por vaporizar o fluido refrigerante. Durante este processo, o refrigerante absorve calor do ambiente interno da câmara, resfriando-a.

A Figura 4.1 mostra o diagrama de temperaturas no evaporador.

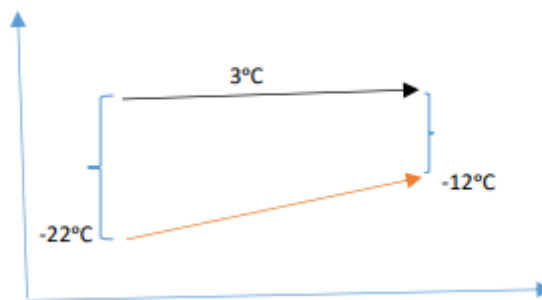


Figura 4.1– Diagrama de Temperaturas no evaporador.

Fonte: Autor

4.1.2 Tubo absorvedor

Este componente aumenta a superfície de contacto entre o fluido refrigerante e o agente de absorção (solução rica de amónia e água).

4.1.3 Marcha de cálculo para o dimensionamento do Evaporador e Tubo absorvedor

a) Cálculo da Temperatura média logarítmica

A temperatura média logarítmica corresponde à média ponderada das diferenças de temperaturas ao longo do tubo evaporador [13], e ela é calculada usando a Equação (4.1).

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (4.1)$$

Onde:

ΔT_{ml} – Temperatura média logarítmica (°C);

ΔT_1 - Diferença de temperatura na entrada do evaporador (°C); e

ΔT_2 – Diferença de temperatura na saída do evaporador (°C).

b) Cálculo da temperatura de filme (T_f)

A temperatura de filme é a temperatura média entre a superfície do tubo e o fluido em contacto com ela. É necessária para determinar as propriedades térmicas do fluido (viscosidade, condutividade, número de Prandtl) nas condições operacionais específicas [13]. As propriedades do fluido são retiradas do *software EES*. A temperatura do filme é determinada pela Equação (4.2).

$$T_f = \frac{T_{amb} + T_{sup}}{2} \quad (4.2)$$

Onde:

T_{amb} – Temperatura ambiente (°C); e

T_{sup} - Temperatura da superfície (°C).

c) Cálculo do Número de Rayleigh (Ra)

O Número de Rayleigh (Ra) é um número adimensional que caracteriza o fluxo convectivo natural [13]. O número de Rayleigh é calculado usando a Equação (4.3).

$$Ra = \frac{\beta g (T_s - T_\infty) L_c^3}{\nu^2} \cdot Pr \quad (4.3)$$

Sendo:

Ra – Número de Rayleigh;

β – Coeficiente de expansão volumétrica (1/k);

g – Aceleração de gravidade (m/s²);

Pr – Número de Prandtl;

ν – Viscosidade cinemática (m²/s); e

L_c – Comprimento característico (m).

d) Cálculo do número de Nusselt (Nu)

O número de Nusselt (Nu) é um número adimensional que relaciona a transferência de calor convectiva à condutiva [30]. Ele é calculado usando a Equação (4.4).

$$Nu = \left(0,6 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2 \quad (4.4)$$

Onde:

Ra - Número de Rayleigh; e

Pr - Número de Prandtl.

e) Cálculo do coeficiente de convecção natural (h)

O coeficiente de convecção natural é calculado usando a Equação (4.5) e depende do número de Nusselt (Nu) e da condutividade térmica do fluido (k). [13].

$$h = \frac{K \cdot Nu}{D} \quad (4.5)$$

Onde:

K – Condutividade térmica do fluido (W/mK);

Nu – Número de Nusselt; e

D – Diâmetro do tubo (m).

f) Cálculo da Área de troca de calor (A)

A área de troca de calor é calculada usando a Equação (4.6), e depende da carga térmica (Q_E), coeficiente convectivo (h) e a temperatura média logarítmica (ΔT_{ml}), [13].

$$Q_E = h \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (4.6)$$

Onde:

h – Coeficiente convectivo (W/m^2K);

A – Área de troca de calor (m^2); e

ΔT_{ml} – Temperatura média logarítmica $^{\circ}C$.

g) Cálculo do comprimento do tubo (L)

O comprimento do tubo é calculado usando a Equação (4.7).

$$L = \frac{A}{\pi d_e} \quad (4.7)$$

Onde:

d_e – Diâmetro externo do tubo evaporador (m); e

A – Área de troca de calor (m^2).

4.1.4 Resultados do dimensionamento do Evaporador e tubo absorvedor

4.1.4.1 Resultados do dimensionamento do Evaporador

Os resultados detalhados, estão disponíveis no Anexo IV para uma consulta mais aprofundada. A Tabela 4.1 apresenta as características do evaporador.

Tabela 4.1- Características do Evaporador

Material	Aço Inox AISI 304
Diâmetro externo do tubo	17.15 mm
Espessura	1.65 mm
Área de troca de calor	0.53 m ²
Comprimento do tubo	9770.00 mm

Fonte: Autor

Como se pode observar na Tabela 4.1, o evaporador utiliza tubos de aço inoxidável com diâmetro de 17.15 mm e comprimento de 9770.00mm.

A Figura 4.2 apresenta o desenho do tubo evaporador.

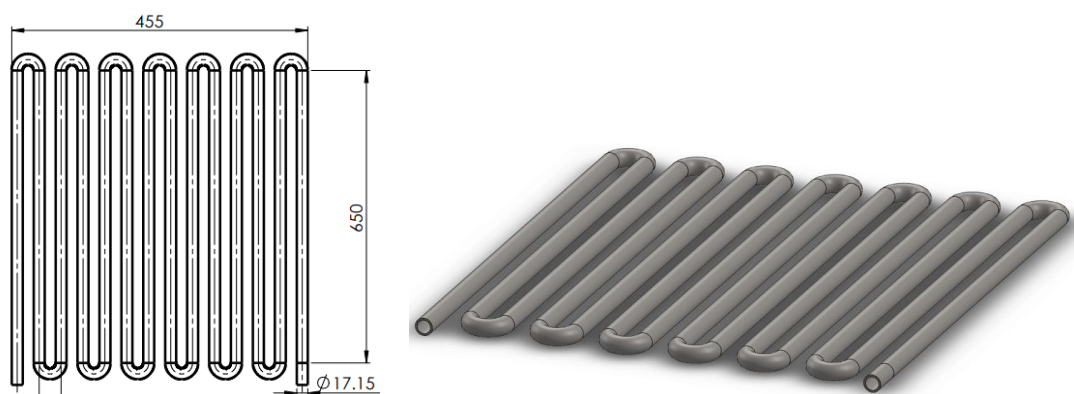


Figura 4.2 – Evaporador.

Fonte: Autor

4.1.4.2 Resultados do dimensionamento do Tubo absorvedor

Os resultados detalhados, estão disponíveis no Anexo V para uma consulta mais aprofundada. A Tabela 4.2 apresenta as características do tubo absorvedor.

Tabela 4.2- Características do tubo absorvedor

Material	Aço Inox AISI 304
Diâmetro externo do tubo	26.67 mm
Espessura	1.65 mm
Área de troca de calor	0.19 m ²
Comprimento do tubo	2310.00 mm

Fonte: Autor

O tubo absorvedor tem diâmetro de 26.67 mm e é feito de aço inoxidável, com comprimento total de 2310.00mm. A Figura 4.3 apresenta o desenho do tubo absorvedor.

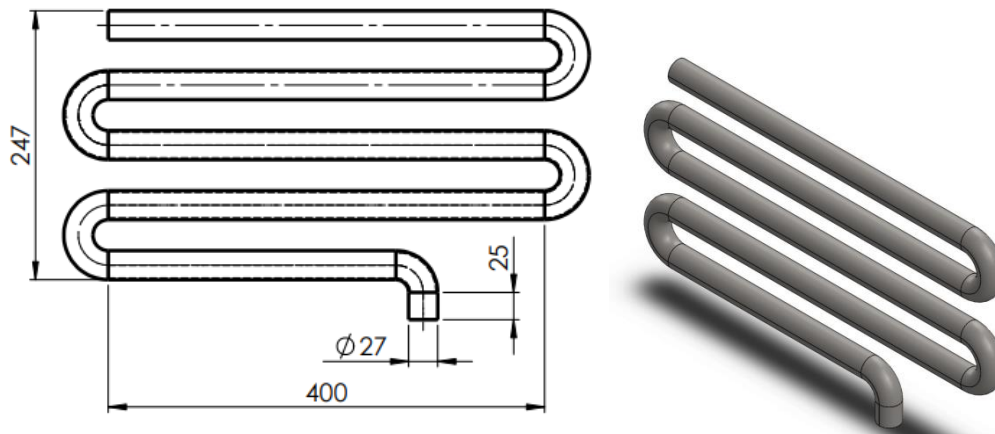


Figura 4.3– Tubo absorvedor. Fonte: Autor

4.2 Condensador

O Condensador será construído em aço inoxidável com padrão de qualidade AISI 304, cujos parâmetros são retirados do Anexo XIII. A Figura 4.4 mostra o diagrama de temperaturas no condensador.

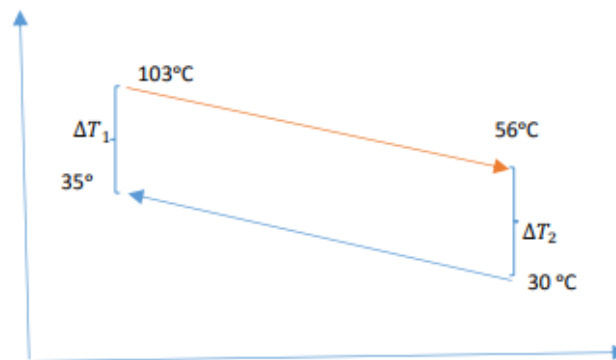


Figura 4.4– Diagrama de Temperaturas no Condensador.

Fonte: Autor

4.2.1 Marcha de cálculo para o dimensionamento do tubo condensador

Os cálculos de dimensionamento do tubo condensador seguem as etapas a), b) ,c) ,d) ,e) e f) da Secção 4.1.1 mas como o tubo condensador possui alhetas, são acrescentadas as etapas que se seguem:

g) Cálculo da área da Alheta

A área da alheta é calculada usando a Equação (4.8). Essa área depende do raio da alheta (r_2), raio externo do tubo condensador (r_1) e espessura da alheta (t), [13].

$$A_{alheta} = 2\pi \cdot (r_2 - r_1) + 2\pi \cdot r_2 \cdot t \quad (4.8)$$

Onde:

r_2 – Raio da alheta (m);

r_1 – Raio externo do tubo condensador (m); e

t – Espessura da alheta (m).

h) Calor libertado por uma Alheta

O calor libertado por uma alheta é calculado usando a Equação (4.9), [13].

$$Q_{alheta} = A_{alheta} \cdot h \cdot (T_s - T_\infty) \quad (4.9)$$

Sendo:

h – Coeficiente de troca de calor por convecção (W/m^2K);

A_{alheta} – Área de uma alheta (m^2);

T_s e T_∞ São as temperaturas em ($^\circ C$). da superfície e do ambiente, respectivamente.

i) Eficiência da Alheta

A eficiência da alheta é determinada do ábaco do Anexo IX. Os valores de entrada para a consulta no ábaco são calculados pelas Equações (4.10) e (4.11), [13].

$$\delta = \frac{r_2 + \frac{t}{2}}{r_1} \quad (4.10)$$

$$\varepsilon = (L + \frac{t}{2}) \cdot \sqrt{\frac{h}{kt}} \quad (4.11)$$

Onde:

t – Espessura da Alheta (m);

r_2 – Raio externo da Alheta (m);

r_1 – Raio externo da do tubo condensador (m);

h – Coeficiente convectivo (W/m^2K); e

k – Condutividade térmica do material da alheta (W/mK).

j) Calor real da alheta

O calor real da alheta é calculado usando a Equação (4.12, [13]).

$$Q_{r,a} = \eta_{alheta} \cdot Q_{alheta} \quad (4.12)$$

Onde:

$Q_{r,a}$ – Calor real da alheta (W);

η_{alheta} – Eficiência da Alheta; e

Q_{alheta} – Calor da alheta (WW).

K) Calor total transferido no Condensador

O calor trocado no condensador é calculado usando a Equação (4.13)

$$Q_{total} = Q_{s,a} + N \cdot Q_{r,a} \quad (4.13)$$

Sendo:

$Q_{s,a}$ – Calor trocado sem Alheta (W);

N – Número de Alhetas; e

$Q_{r,a}$ – Calor trocado por uma Alheta (W).

4.2.2 Resultados do dimensionamento do Condensador

Os resultados detalhados, estão disponíveis no Anexo VI para uma consulta mais aprofundada. A Tabela 4.3 apresenta as características principais do Condensador.

Tabela 4.3- Características do Condensador

Material	Aço Inox ASTM 304
Diâmetro externo do tubo	33.40 mm
Espessura	1.65 mm
Área de troca de calor	1,13 m ²
Comprimento do tubo	740.00 mm
Número de alhetas	72.00

Fonte: Autor

Como pode se observar na Tabela 4.3, o condensador é construído com tubo de aço inoxidável de 33,4 mm de diâmetro e 740 mm de comprimento. Além disso, o tubo condensador possui alhetas de disco de 100 mm de diâmetro externo, como ilustrado na Figura 4.5.

A Figura 4.5 apresenta o desenho do tubo condensador.

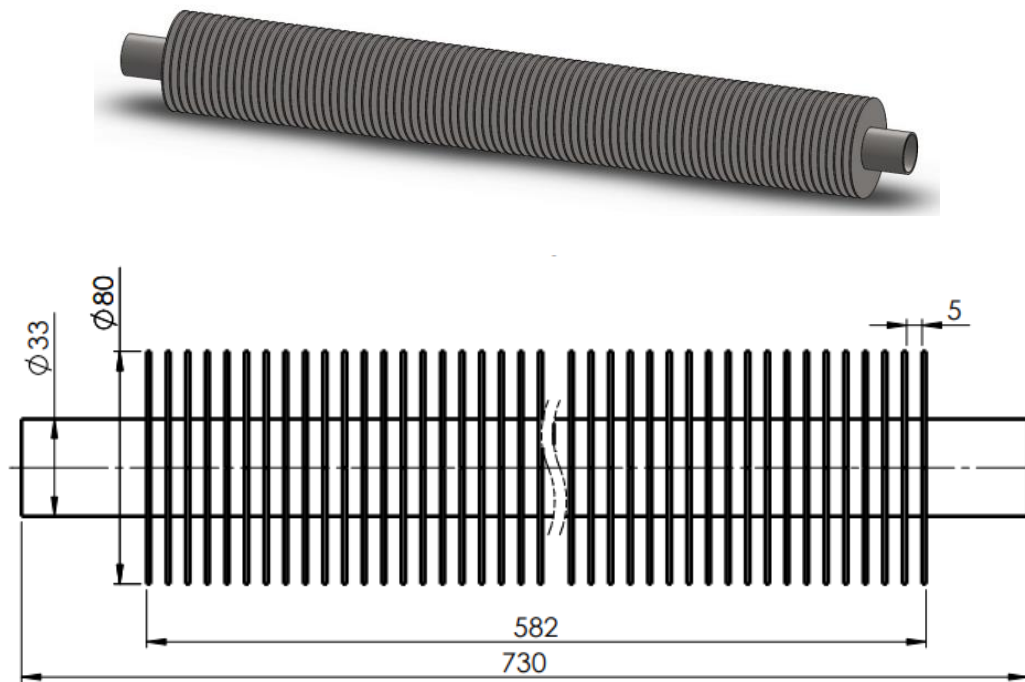


Figura 4.5 – Tubo Condensador.

Fonte: Autor

4.3 Trocador de calor a gás e Gerador

4.3.1 Gerador

Um gerador é uma parte importante do sistema. Ele recebe calor para permitir que a amônia presente na solução vaporize e circule pelo sistema na pressão e temperaturas necessárias. A Figura 4.6 mostra o Diagrama de temperaturas das entradas e saídas do Gerador.

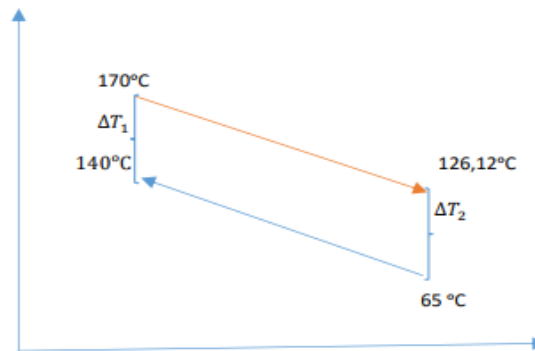


Figura 4.6 – Diagrama de Temperaturas no gerador. Fonte: Autor

4.3.2 Trocador de calor a gás

O trocador de calor a gás (GHX) serve para trocar calor entre o fluido refrigerante que sai do evaporador para o absorvedor e o hidrogénio que sai do absorvedor para evaporador. A Figura 4.7 mostra o Diagrama de temperaturas das entradas e saídas do GHX.

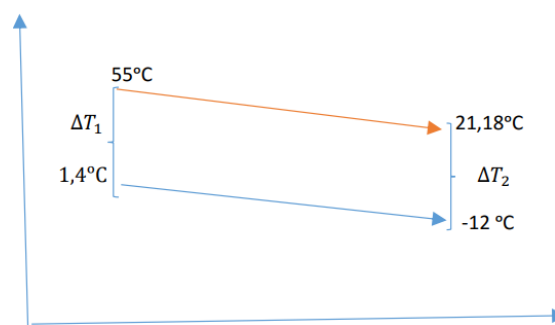


Figura 4.7 – Diagrama de Temperaturas no GHX, Fonte: Autor.

4.3.3 Marcha de cálculo para o dimensionamento do Gerador e GHX

Os cálculos de dimensionamento do trocador de calor a gás seguem as etapas a), b), c), d) e e) da secção 4.1.1. Contudo, são acrescentadas as etapas que se seguem.

f) Coeficiente global de troca de calor (U)

O coeficiente global de troca de calor é uma medida de eficiência com que o calor é transferido através de uma superfície composta por diferentes materiais ou camadas [30]. Ele é determinado usando a Equação (4.14),

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{\Delta x}{k}} \quad (4.14)$$

Sendo:

h_i – Coeficiente de transferência de calor do lado interno (W/m²K);

h_e – Coeficiente de transferência de calor do lado externo (W/m²K);

Δx – Espessura da camada de material (m); e

k – Condutividade térmica do material (W/mK).

g) Área de troca de calor

A área de troca de calor no trocador é calculada usando a Equação (4.15)

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_{lm}} \quad (4.15)$$

Onde:

Q – Taxa de transferência de calor (W);

U – Coeficiente global de transferência de calor (W/m²K); e

ΔT_{lm} – Diferença de temperatura média logarítmica (°C).

h) Cálculo do comprimento do tubo (L)

O comprimento do tubo é calculado usando a Equação (4.16).

$$L = \frac{A}{\pi d_e} \quad (4.16)$$

Onde:

d_e – Diâmetro do tubo (m);

A – Área de troca (m²).

4.3.4 Resultados do dimensionamento do trocador de calor a gás e gerador

4.3.4.1 Resultados do dimensionamento do gerador

Os resultados detalhados, estão disponíveis no Anexo VII para uma consulta mais aprofundada. A Tabela 4.4 apresenta as características principais do Gerador.

Tabela 4.4- Características do gerador

Material	Aço Inox AISI 304
Diâmetro externo do tubo interno	33.40 mm
Espessura	1.65 mm
Área de troca de calor	0.05 m ²
Comprimento do tubo	490.00 mm

Fonte: Autor

Da Tabela 4.4, nota-se que a área de transferência de calor é de 0.05 m² e que o gerador é construído usando aço inoxidável. O gerador do sistema é um trocador de calor de casco e tubo interno como ilustrado na Figura 4.8.

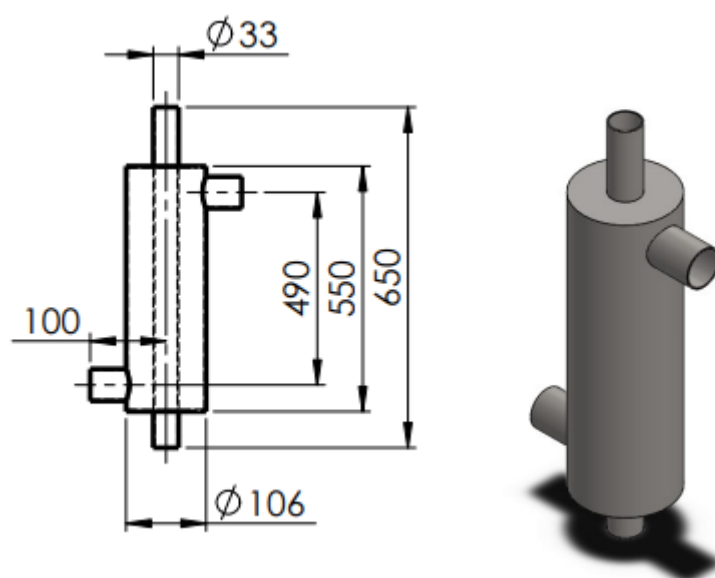


Figura 4.8– Tubo Gerador.

Fonte: Autor

4.3.4.2 Resultados do dimensionamento do trocador de calor a gás

Os resultados detalhados, estão disponíveis no Anexo VIII para uma consulta mais aprofundada. A Tabela 4.5 apresenta as características principais do *GHX*.

Tabela 4.5- Características do GHX

Material	Aço Inox AISI 304
Diâmetro externo do tubo	26.67 mm
Espessura	1.65 mm
Área de troca de calor	0.01 m ²
Comprimento do tubo	110.00mm

Fonte: Autor

Da Tabela 4.5, nota-se que a área de transferência de calor é de 0.01 m² e que o *GHX* é construído usando aço inoxidável. O *GHX* do sistema é um trocador de calor de casco e tubo interno como ilustrado na Figura 4.9

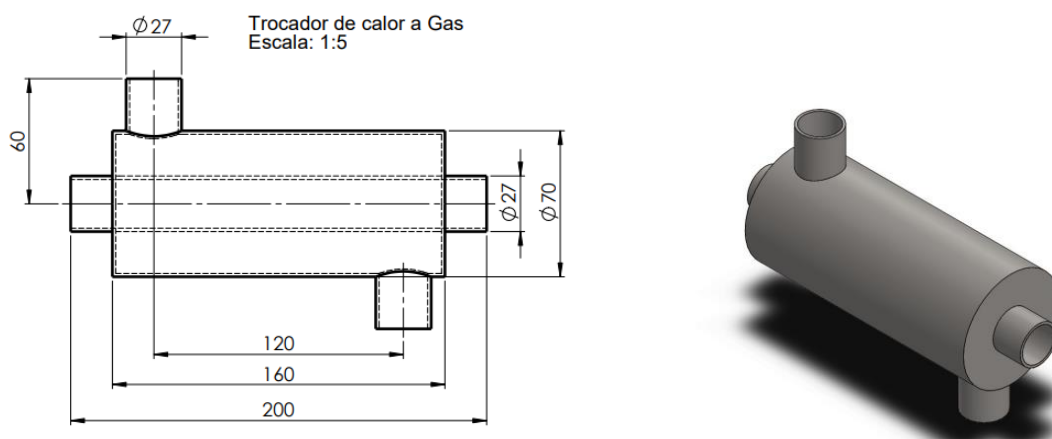


Figura 4.9 – Tubo trocador de calor a gás.

Fonte: Autor

4.4 Reservatório de Absorção e Rectificador

4.4.1 Reservatório de Absorção

É neste componente onde o refrigerante (amónia) é dissolvido novamente no absorvente (solução de amónia e água). O reservatório permite que o ciclo se complete, retornando a solução refrigerante ao gerador, onde o ciclo começa novamente. O reservatório absorvedor é dimensionado considerando que seu volume será a soma dos volumes do condensador, evaporador e gerador [29].

4.4.2 Rectificador

O Rectificador é utilizado para remover o vapor de água do vapor refrigerante (amônia). O rectificador garante que apenas vapor de amônia pura entre no condensador, melhorando a eficiência do sistema. O rectificador é dimensionado em função do volume específico da solução rica que entra no gerador [29].

4.4.3 Cálculo para o dimensionamento do Rectificador e Reservatório de Absorção

Os parâmetros do Rectificador e Reservatório de Absorção são calculados usando a Equação (4.17).

$$V = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot l}{4} \quad (4.17)$$

Sendo:

d_i – Diâmetro interno (m);

l – Comprimento (m); e

V – Volume (m³).

4.4.4 Resultados do dimensionamento do Reservatório de Absorção e Rectificador

4.4.4.1 Resultados do dimensionamento do Reservatório de Absorção

A Tabela 4.6 apresenta os resultados de dimensionamento do reservatório de absorção.

Tabela 4.6- Características do Reservatório de Absorção

Parâmetro	valor	unidade
Volume do condensador	0.9	dm ³
Volume do evaporador	0.77	dm ³
Volume do gerador	7.85	dm ³
Volume do reservatório	10	dm ³
Diâmetro externo do absorvedor	168.28	mm
Diâmetro interno do absorvedor	164.98	mm
Material	aço inox AISI 304	
Comprimento do tubo	0.53	m

Fonte: Autor

O reservatório de Absorção possui um diâmetro externo de 168,28 mm, comprimento de 530 mm e também é construído em aço inoxidável. A Figura 4.10 mostrada o desenho do reservatório absorvedor

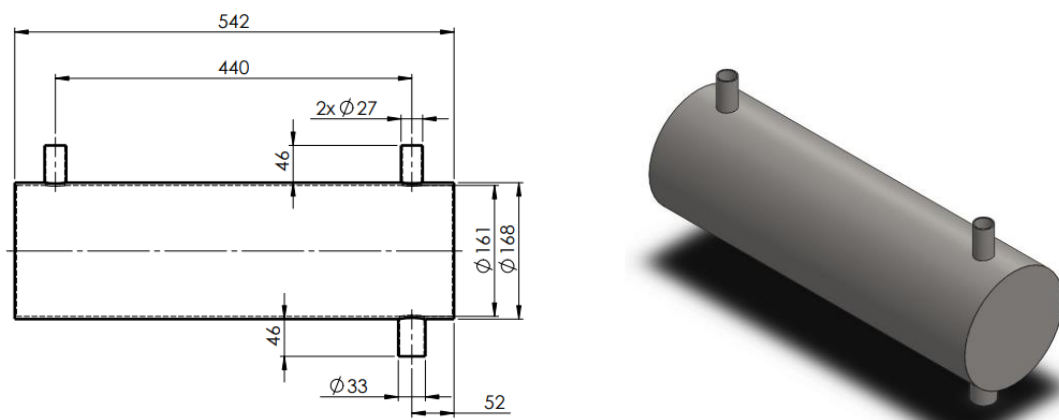


Figura 4.10 – Reservatório absorvedor.

Fonte: Autor

4.4.4.2 Resultados do dimensionamento do Rectificador

A Tabela 4.7 apresenta os resultados do dimensionamento do Rectificador.

Tabela 4.7- Características do Rectificador

Parâmetro	valor	unidade
Volume do rectificador	0.83	dm ³
Diâmetro externo do rectificador	60.00	mm
Diâmetro interno do rectificador	57.60	mm
Material	aço inox AISI 304	
Comprimento do rectificador	0.32	m

Fonte: Autor

O rectificador é construído num tubo de aço inoxidável de 60 mm de diâmetro e 320 mm de comprimento.

A Figura 4.11 mostrada o desenho do tubo Rectificador

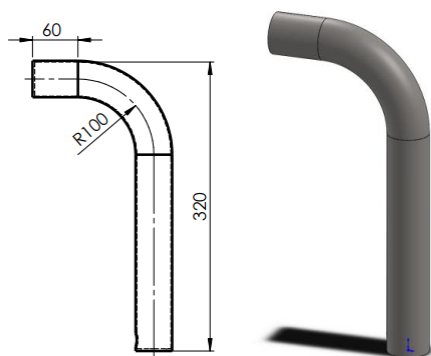


Figura 4.11 – Tubo Rectificador.

Fonte: Autor

4.5 Cálculo das massas requeridas para o sistema de refrigeração

4.5.1 Cálculo das massas de amónia e água

Para determinar a massa do amoníaco, como a de água, utiliza-se a Equação (4.18). Tomando em conta que 50% do volume total da solução no absorvedor corresponde ao volume da água [29].

$$X = \frac{m_{NH_3}}{m_{NH_3} + m_{H_2O}} \quad (4.18)$$

Onde:

X – Concentração da amónia na mistura amoníaco-água;

m_{NH_3} – Massa da amónia (kg);

m_{H_2O} – Massa da água (kg);

4.5.2 Resultados do cálculo das massas de amónia e água

A Tabela 4.8 apresenta os resultados do cálculo das massas da amónia e da água

Tabela 4.8- Resultado do cálculo das massas da amónia e água

Parâmetro	valor	unidade
Volume do Absorvedor	10.00	l
Concentração da amónia na solução (X)	0.32	-
Massa água (m_{H_2O})	5.00	kg
Massa da amónia (m_{NH_3})	2.40	kg

Fonte: Autor

Os resultados revelam uma concentração de amônia na solução de 0.32, com massas de 5.00 kg de água e 2.40 de amônia. Esses valores são essenciais para a eficiência do sistema.

4.5.3 Cálculo da massa do hidrogénio

A massa do hidrogénio é calculada com base no princípio das pressões parciais de Dalton. Os passos para realizar esse cálculo são mostrados a seguir [30]:

a) Cálculo da Pressão parcial do Hidrogénio

A pressão parcial hidrogénio (P_{H_2}) é calculada usando a Equação (4.19)

$$P_{H_2} = P_{total} - P_{sat,NH_3} \quad (4.19)$$

Onde:

P_{total} — Pressão total do sistema (Pa);

P_{sat,NH_3} — Pressão de saturação da amônia à temperatura do evaporador (Pa);

P_{H_2} — Pressão parcial do hidrogénio (Pa).

b) Cálculo do número de *moles* do hidrogénio

O número de *moles* é calculado usando a equação (4.20)

$$n_{H_2} = \frac{P_{H_2} \cdot V}{RT} \quad (4.20)$$

Onde:

V— Volume (soma dos volumes do reservatório de absorção e evaporador, em m³);

R — Constante universal dos gases ideais (R=8,314J/mol.k); e

T- Temperatura do evaporador em (K).

c) Cálculo da massa de Hidrogénio

A massa de hidrogénio (m_{H_2}) pode ser determinada usando a Equação (4.21).

$$m_{H_2} = n_{H_2} \cdot M_{H_2} \quad (4.21)$$

Onde:

M_{H_2} — Massa molar do hidrogénio ($M_{H_2} = 2,016 \text{ g/mol}$); e

n_{H_2} — Número de moles de hidrogénio

4.5.4 Resultados de Cálculo da massa do hidrogénio

A Tabela 4.9 apresenta os resultados do cálculo da massa do hidrogénio.

Tabela 4.9- Resultado do cálculo da massa de hidrogénio

Parâmetro	Valor	unidade
Pressão do sistema	2,196.00	kPa
pressão parcial do hidrogénio	2,022.00	kPa
Massa do hidrogénio (m_{H_2})	20.65	g

Fonte: Autor

A massa de hidrogénio necessária é de 20,65 g.

5 FONTE DE CALOR E SISTEMA TÉRMICO DE ARMAZENAMENTO DE CALOR

5.1 Fonte de Calor

Considerando que o sistema de refrigeração por absorção requer altas temperaturas (entre 130°C 200°C), escolheu-se o colector concentrador parabólico cilíndrico. Ele oferece a capacidade de gerar temperaturas de até 400°C, garantindo uma margem ampla para o sistema de refrigeração. Os colectores de tubos de vácuos, embora mais económicos e simples, não alcançam as temperaturas necessárias, enquanto os colectores parabólicos de disco, apesar de sua alta eficiência e temperaturas, são demasiado caros e complexos.

O colector concentrador parabólico cilíndrico é escolhido em função da demanda de calor no gerador que é de 409,2 W. O colector concentrador solar escolhido é o da marca *Radha solar* com as especificações técnicas mostradas no Anexo X.

5.2 Dimensionamento do sistema de armazenamento térmico

Neste projecto, escolheu-se o óleo térmico (óleo de motor não usado) para armazenamento de energia térmica que impulsionará o sistema nos períodos em que a radiação solar não está disponível. Essa escolha deveu-se ao facto do mesmo ser eficiente, estável, compatível com o sistema e economicamente viável para o sistema. As propriedades do óleo em questão foram retiradas do Anexo XI.

5.2.1 Cálculos da massa do óleo e volume do tanque acumulador

A Energia de armazenamento ($Q_{arm.}$) é calculada usando a Equação (5.1), e ela depende do calor demandado no gerador (Q_G) e do tempo em que a radiação solar é baixa ou inexistente [31].

$$Q_{arm.} = Q_G \cdot \frac{3600 \text{ segundos}}{1 \text{ hora}} \cdot (16 \text{ horas})$$

Com a quantidade de Energia que é necessária para ser armazenada, a quantidade da massa de óleo é calculada usando a Equação (5.2).

$$m_{\text{óleo}} = \frac{Q_{arm.}}{C_{p,\text{óleo}} \cdot \Delta T}$$

Sendo:

$Q_{arm.}$ – Energia de armazenamento (J);

$m_{\acute{o}leo}$ – Massa do óleo (kg);

$C_{p,\acute{o}leo}$ – Calor específico do óleo térmico (KJ/kg.K); e

ΔT - Diferença de temperatura (°C). Com a massa ($m_{\acute{o}leo}$) e a densidade volumétrica do óleo ($\rho_{\acute{o}leo}$), o volume do tanque acumulador é calculado usando a equação (5.3).

$$V_{tanque} = m_{\acute{o}leo} / \rho_{\acute{o}leo} \quad (5.1)$$

Sendo:

V_{tanque} – Volume do tanque (m³);

$m_{\acute{o}leo}$ – Massa do óleo (kg);

$\rho_{\acute{o}leo}$ – Densidade volumétrica do óleo (m³).

5.2.2 Resultados do Cálculo da massa do óleo e volume do tanque acumulador

A Tabela 5.1 apresenta os resultados do cálculo da massa do Óleo e volume do tanque acumulador

Tabela 5.1- Resultado do cálculo da massa do óleo e volume do tanque

Parâmetro	valor	unidade
Densidade volumétrica do óleo térmico	841.80	Kg/m ³
calor específico do óleo térmico	2,206.00	J/kg
Diferencial de temperatura	40.00	°C
Massa de óleo a armazenar	202.00	Kg
Volume do Tanque acumulador	240.00	l

Fonte: Autor

Os parâmetros apresentados na Tabela 5.1 são fundamentais para garantir a capacidade adequada de armazenamento e a eficiência térmica do sistema.

6 SIMULAÇÃO DOS RESULTADOS E ANÁLISE DA INSTALAÇÃO DO SISTEMA

6.1 Simulação

Neste capítulo, são mostrados os resultados da simulação do funcionamento dos três elementos mais importantes do sistema de Refrigeração por Absorção. São eles: o Gerador, o Condensador e Evaporador. Para o efeito usou-se o *software* *SOLIDWORKS* 2024.

6.1.1 Gerador

Para o Gerador, são tidos em conta os cálculos previamente efectuados, tendo como entrada as condições as de pressão, temperatura, caudal mássico e a concentração ou título da amónia na solução. Na saída determina-se a temperatura do vapor do refrigerante à pressão constante. A Figura 6.1 mostra o diagrama da variação das temperaturas da solução (tubo interno) e da água (espaço entre os tubos).

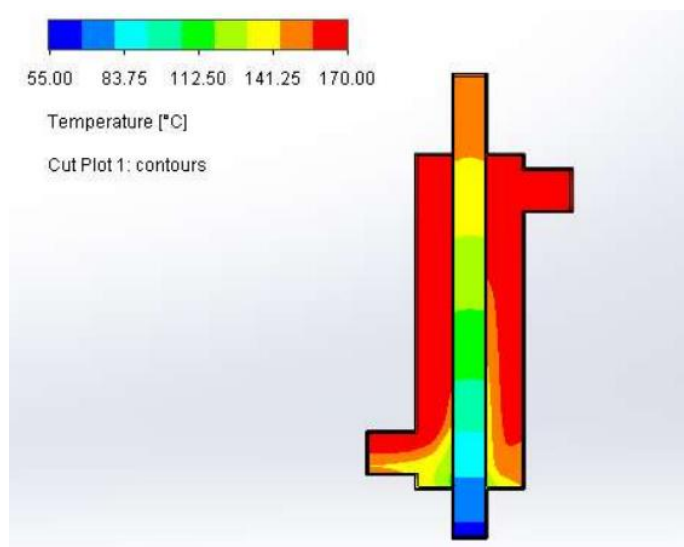


Figura 6.1-Variação das temperaturas no Gerador

Fonte: Autor

Como se pode ver na Figura 6.1, a solução entra a 55°C e o vapor da Amónia sai a cerca de 155°C, enquanto a água entra a 170°C e sai a 144°C.

6.1.2 Evaporador

Os Parâmetros utilizados para a simulação deste componente são: pressão, temperatura e caudal mássico, calculados previamente. A Figura 6.2 mostra a variação da temperatura na superfície do tubo evaporador.

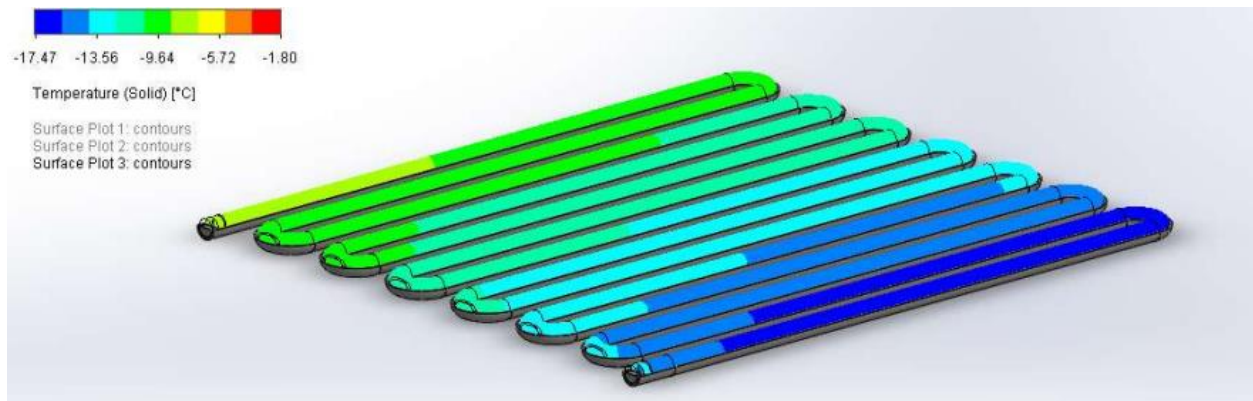


Figura 6.2-Variação da temperatura na parede do tubo Evaporador, Fonte: Autor

A temperatura de saída do vapor de amónia do evaporador é de $-9,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, o que significa que será possível alcançar a temperatura de conservação dos medicamentos que é de $3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

6.1.3 Condensador

De forma análoga as análises feitas no Evaporador e Gerador, simulou-se o funcionamento do condensador. A Figura 6.3 mostra o diagrama da variação da temperatura da do refrigerante no Condensador.

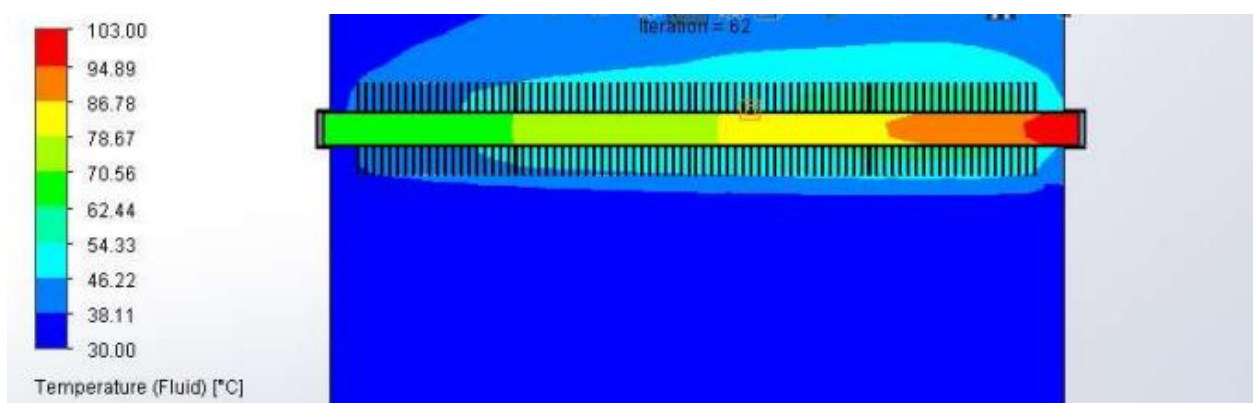


Figura 6.3-Variação da temperatura na parede do tubo Evaporador. Fonte: Autor.

6.2 Análise da Instalação do Sistema

O Sistema de refrigeração proposto neste Trabalho contará com dois colectores concentradores parabólicos cilíndricos da marca *Radha solar*, cada com área de 1 m². Um colector solar aquecerá água directamente durante o dia, impulsionando o sistema de refrigeração. O segundo colector aquecerá óleo térmico, que será armazenado para uso nocturno ou em dias nublados.

O sistema utilizará tubos de aço inoxidável isolados com lã de rocha para minimizar as perdas de calor. Além disso, o sistema contará com válvula termostática de três vias e um controlador lógico programável (PLC) para ajustar automaticamente o fluxo entre a água e o óleo térmico aquecido garantindo o uso eficiente das fontes de calor.

A Figura 6.4 mostra o esquema da instalação, ilustrando a disposição dos colectores solares, tanque acumulador, tubulações isoladas e válvulas.

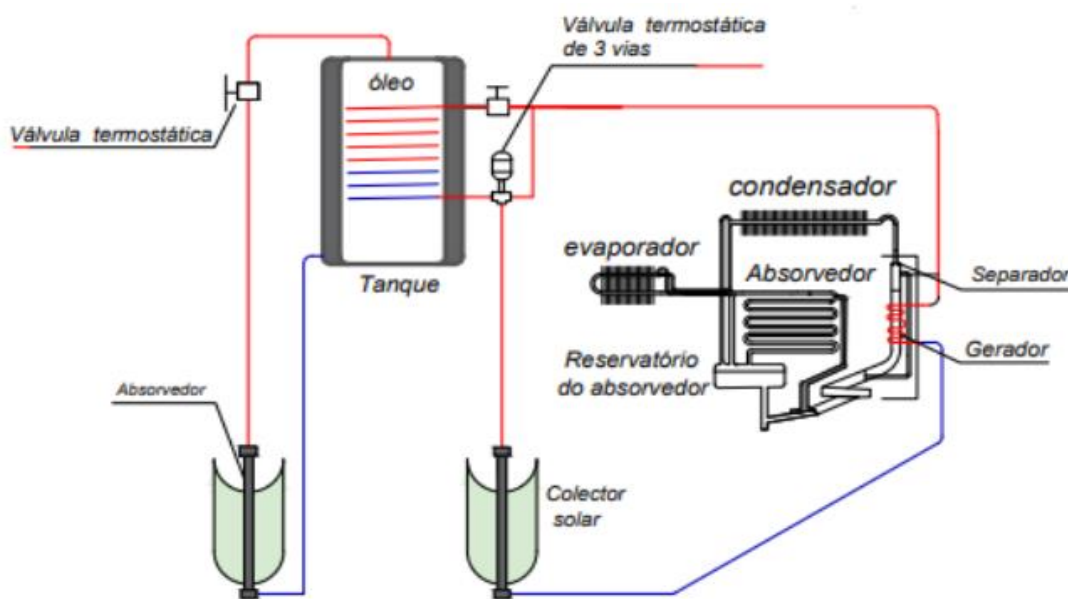


Figura 6.4-Variação da temperatura na parede do tubo Evaporador

Fonte: Autor

7 AVALIAÇÃO ECONÓMICA

A avaliação económica do projecto é fundamental para determinar a sua viabilidade e justificar os investimentos necessários. Este Capítulo apresenta a avaliação económica deste projecto, utilizando os conceitos de Valor actual líquido (VAL). A análise considera um período de 10 anos e uma taxa de desconto de 15%.

7.1 Custos dos componentes

A Tabela 7.1 apresenta de forma detalhada os custos dos componentes necessários para a implementação do projecto.

Tabela 7.1-Componentes da instalação

Item	Componente	Quantidade	Preço unitário (MZN)	Custo total (MZN)
1	Colectores solares	2	20,000.00	40,000.00
2	Tanque acumulador (240l)	1	20,000.00	20,000.00
3	Óleo térmico (5 litros)	40	1,800.00	72,000.00
4	Tubos de aço Inoxidável (6m)	3	1,900.00	5,700.00
5	Válvula termostática de 3 vias	1	1,500.00	1,500.00
6	Válvula termostática de 2 vias	2	800.00	1,600.00
7	Lã de rocha (m ²)	3	1,020.00	3,060.00
8	Câmara (materiais e montagem)	1	15,000.00	15,000.00
9	Maçaneta	1	500.00	500.00
10	Gerador	1	5,000.00	5,000.00
11	Trocador de calor a gás	1	3,000.00	3,000.00
12	Rectificador	1	2,000.00	2,000.00
13	Condensador	1	3,000.00	3,000.00
14	Evaporador	1	2,500.00	2,500.00
15	Reservatório de absorção	1	2,500.00	2,500.00
16	Desviadores e acessórios adicionais	1	25,000.00	25,000.00
17	Amónia, hidrogénio e água	1	7,050.00	7,050.00
18	Controlador lógico programável	1	3,000.00	3,000.00
19	Custo de montagem	1	10,000.00	10,000.00
20	Investimento inicial		Total	222,410.00

Fonte: Autor

7.2 Cálculo do valor Actual líquido (VAL)

Os fluxos de Caixa anuais são estimados em 50,000.00MZN. O VAL é calculado usando a Equação 7.1, [32].

$$VAL = \sum_{n=1}^{10} \frac{FC_t}{(1+r)^t} - I_0 \quad (7.1)$$

Sendo:

FC_t – Fluxo de caixa anual (MZN);

r – Taxa de desconto;

t – 1 a 10 anos; e

I_0 – Investimento inicial (MZN).

Usando a Equação a 7.1, o valor do VAL calculado é de 29,455.00 MZN positivo, o que significa que o projecto é economicamente viável, pois o retorno supera o investimento inicial. O diagrama da Figura 7.1 mostra o fluxo de caixa acumulado ao longo dos anos.

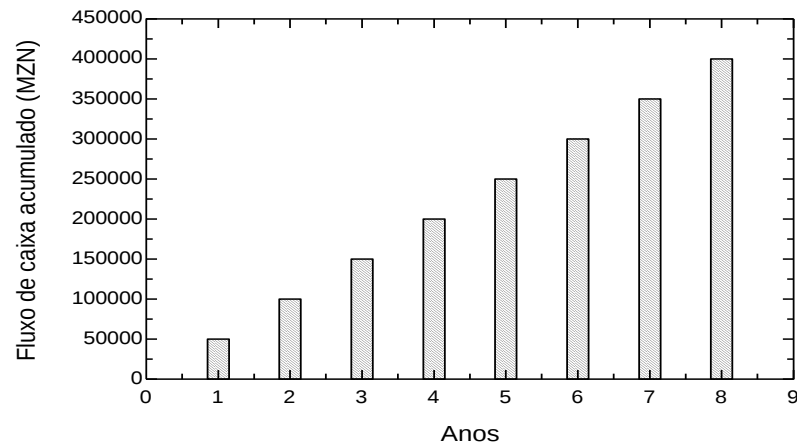


Figura 7.1-Fluxo de caixa acumulado ao longo dos anos. Fonte: Autor

Neste diagrama da Figura 7.1, é possível notar que o investimento inicial de 222,410.00 MZN é recuperado entre o 4º e o 5º ano. A partir desse ponto, o fluxo de caixa acumulado supera o investimento inicial.

8 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

8.1 Conclusões

A câmara fria foi dimensionada para atender às necessidades de armazenamento de medicamentos, com um volume total de 1.38 m^3 . O isolamento térmico foi escolhido com base na eficiência e durabilidade, escolhendo o poliuretano com uma espessura de 100mm o que minimiza a carga térmica de transmissão.

O dimensionamento dos equipamentos do ciclo de refrigeração por absorção, mostrou-se adequado para a sua finalidade. O gerador foi dimensionado para ter uma capacidade de aquecimento de 409.2 W, provenientes do calor fornecido pelo colector solar para aquecer o refrigerante. O condensador, por sua vez, foi dimensionado para remover 344,09 W de calor da câmara, mantendo a temperatura ideal para conservação dos medicamentos. O absorvedor foi dimensionado de forma eficiente para dissolução do refrigerante no absorvente, completando assim o ciclo de refrigeração.

Para o colector, optou-se por um colector concentrador parabólico cilíndrico, devido à sua alta eficiência a temperaturas elevadas. O colector escolhido é o da marca *Rhada solar*, com área de 1 m^2 .

O sistema térmico de armazenamento de energia foi dimensionado com base na capacidade de armazenar calor de forma eficiente e também se considerou os custos. Optou-se por um sistema de armazenamento de calor sensível, utilizando óleo térmico. A massa de óleo necessária para manter o sistema operando durante períodos de baixa radiação é de 202 kg.

A avaliação da viabilidade económica do sistema considerou custos iniciais de 222,410.00 MZN, os fluxos de caixa anuais foram estimados em 50,000.00 MZN, o sistema demonstra ser economicamente viável pois oferece benefícios a longo prazo, como melhoria da saúde pública.

O sistema de refrigeração por absorção solar proposto utiliza uma fonte de energia renovável e abundante em Moçambique, contribuindo para a sustentabilidade do sistema. As análises técnicas (simulações) e económicas indicam que o sistema é viável

tanto do posto de vista técnico quanto económico, tornando-se em uma solução prática para conservação de medicamentos em áreas rurais.

8.2 Recomendações

Recomenda-se a implementação de um projecto-piloto em uma comunidade para validar as estimativas e ajustar os parâmetros conforme necessário, garantindo a eficácia e eficiência do sistema.

Para garantir segurança no manuseamento de equipamentos de refrigeração, devem ser tidos em conta os possíveis riscos e, assim, devem ser definidas as medidas de protecção. Para o manuseamento do amoníaco, é necessário considerar os seguintes equipamentos [29]:

- Máscara para cobrir o rosto;
- Óculos herméticos contra o respingo do amoníaco nos olhos; e
- Luvas de borracha, látex ou materiais sintéticos.

9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ARORA, C. P. - **Refrigeration and Air Conditioning**, 3ª ed. New Delhi: McGraw-Hill, 2009.
- [2] FILIPAKI, A. C.; FERNANDES, L. N.; HIROSE, M. Y.; e RAMOS, R. V. - **Modelo de sistema de refrigeração por absorção alimentado por energia solar e aplicado ao ar condicionado**, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2021.
- [3] SILVA, R. O. - **Uma abordagem teórica de sistemas de refrigeração: Princípios básicos e fundamentos**, Universidade Anhanguera, São Paulo, 2021.
- [4] BOLES, M. A.; ÇENGEL, Y. A. - **Thermodynamics: An Engineering Approach**, McGraw-Hill Education, 2002.
- [5] FERREIRA, S. P. - **Análise termodinâmica de um sistema de refrigeração por absorção de vapor com dessorção do refrigerante por energia solar**, Instituto Federal de Educação, Ceará, 2018.
- [6] DOE, J.; SMITH, A. - Application of absorption refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, 110, 123-135, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.019>. Acesso em: 27 de Abril de 2024.
- [7] HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S.A. - **Absorption chillers and heat pumps**. USA: CRC Press, 1996.
- [8] AGÜERO DOMÍNGUEZ, Cristhian Rolando - **Estudo de um sistema baseado em refrigeração por absorção a partir do uso de coletores solares (frio solar)**. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal da Integração Latino-Americana, (2019).
- [9] SILVA, J. G. - **Introdução à Tecnologia da Refrigeração e da Climatização**. 3ª ed. São José: Artliber, 2010.
- [10] OLIVEIRA, A. L. de. - **Refrigeração e Cadeia do frio para Alimentos**. 1ª ed. Pirassununga – SP: Universidade de São Paulo, 2020.

- [11] FERREIRA, A. D. - **Análise do dimensionamento de câmaras frigoríficas de uma distribuidora de bebidas com relação à demanda de utilização**. Ouro Preto-MG, 2021.
- [12] BOWATER, J. - **Economical and effective cold storage design**. Global Cold Chain Alliance, p. 1, 1996.
- [13] ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. - **Tranferência de Calor e Massa**. [S.l.]: AMGH editora, 2009.
- [14] COSTA, W. L. T. - **Dimensionamento de câmara fria para lojas de conveniência de postos de combustíveis**. 53 f. Monografia (Bacharel em Engenharia Mecânica) — Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal Fluminense, Rio de Janeiro, 2018.
- [15] ORGANIZAÇÃO MUNDIAL DA SAÚDE - **Vacinas**. In: Organização Mundial da Saúde [online]. Genebra: OMS, 2023. Disponível em: <https://www.who.int/pt/emergencies/diseases/novel-coronavirus-2019/covid-19-vaccines/explainers>. Acesso em: 16 de Abril de 2024.
- [16] PORTAL SOLAR - O que é energia solar. In: Portal Solar [online]. São Paulo: Portal Solar, 2024. Disponível em: <https://www.portalsolar.com.br/energia-solar>. Acesso em: 16 de Abril de 2024.
- [17] SOLTERO, J. A.; MACHO, J. J. - **Análisis de Sistemas de Refrigeración Solar por Absorción y Adsorción**, Sevilla: Universidad de Sevilla, 2015.
- [18] VENDAN, S.; SHUNMUGANATHAN, L.; MANOJKUMAR, T.; SHIVA THANU, C. - **Study on Design of an Evacuated Tube Solar Collector for High Temperature Steam Generation**. In: IJETAE. vol. 2, nº 12, pp. 539-541, 2012.
- [19] SABIHUDDIN, S.; KIPRAKIS, A. E.; MUELLER, M. - **A Numerical and Graphical Review of Energy Storage Technologies**. MDPI Journal – Energies, Basel, 2014.
- [20] STERZELECKI, Gustavo Remi Carneiro - **Tecnologias de armazenamento de energia elétrica e sua integração com sistemas fotovoltaicos de pequeno e médio porte**. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2018.
- [21] ASOL MG. **Coletor Solar de Tubos de Vácuo**. Disponível em: <https://www.asolmg.com.br/produtos/vcuo>. Acesso em: 22 de Abril 2024.

- [22] RESEARCHGATE. **Colectores Cilindricos Parabólicos**. Disponível em: <https://www.researchgate.net>. Acesso em: 22 de Abril de 2024.
- [23] RESEARCHGATE. **Colectores Concentradores Parabólicos**. Disponível em: <https://www.researchgate.net>. Acesso em: 22 de Abril de 2024.
- [24] PUREVER INDUSTRIES. **Painel industrial isotémico**. Lugar do Poço forrado, Portugal, 2022.
- [25] ESTADO DE MINAS. **Pesquisadores apontam alto risco de volta da poliomielite no Brasil**. Disponível em: https://www.em.com.br/app/noticia/saude-e-bem-viver/2023/05/03/interna_bem_viver,1488856/pesquisadores-apontam-alto-risco-de-volta-da-poliomielite-no-brasil.shtml. Acesso em: 26 de Abril 2024.
- [26] VENTURINI, O. J.; PIRANI, M. J. -**Eficiência Energetica em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio de Janeiro: Eletrobras, 2005.
- [27] ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **Refrigeration load**. [S.l.], 2006.
- [28] CABRERA, Gustavo Enrique - **Implementación de un equipo didáctico de refrigeración por absorción difusión**. Medellín: Universidad Pontificia Bolivariana, 2015.
- [29] MACALOPU CASTRO, Ana Lucia. - **Propuesta de un sistema de refrigeración por absorción amoníaco-agua para conservar productos medicinales en una posta médica**. Chiclayo: Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo, 2021.
- [30] DALTON, John. - **New system of chemical philosophy**. Manchester: R. Bickerstaff, 1808.
- [31] BELTRÁN MARTÍNEZ, Juan Carlos; ARIAS, Camilo. - **Potencial de un sistema de enfriamiento por absorción solar en áreas de alta irradiación en Colombia para cargas de refrigeración médica y conservación de alimentos**. Universidad Libre, Bogotá D.C., 2018.
- [32] BLANK, L.; TARQUIN, A. -**Engineering economy**. 7^a ed. New York, NY: McGraw-Hill, 2012.

[33] INDIAMART, **Parabolic Trough Collector**. disponível em: <https://m.indiamart.com>
. . Acesso em: 03 de Abril de 2024

ANEXOS

ANEXO I. Valores do calor cedido pelo ar externo ao entrar na câmara ($\Delta h'$, Kcal/m³) [26].

COND. EXTERNAS		TEMPERATURA NA CÂMARA [°C]									
UR [%]	T _{ext} [°C]	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
40	15,0	23,2	21,3	19,4	17,4	15,5	13,4	11,1	8,5	5,5	2,2
	20,0	26,5	24,6	22,7	20,8	18,8	16,7	14,4	11,8	8,8	5,6
	25,0	30,5	28,6	26,7	24,7	22,7	20,6	18,3	15,7	12,7	9,4
	30,0	35,1	33,2	31,3	29,3	27,3	25,1	22,8	20,2	17,2	13,9
	35,0	40,6	38,7	36,7	34,7	32,7	30,5	28,2	25,6	22,6	19,3
	40,0	47,2	45,2	43,2	41,2	39,1	37,0	34,6	32,0	28,9	25,6
50	15,0	24,5	22,6	20,7	18,8	16,8	14,7	12,4	9,8	6,8	3,5
	20,0	28,4	26,5	24,6	22,6	20,6	18,5	16,2	13,6	10,6	7,3
	25,0	33,0	31,0	29,1	27,1	25,1	23,0	20,6	18,0	15,0	11,7
	30,0	38,4	36,5	34,5	32,5	30,5	28,3	26,0	23,4	20,3	17,0
	35,0	45,0	43,0	41,0	39,0	36,9	34,7	32,4	29,7	26,7	23,4
	40,0	52,8	50,8	48,8	46,7	44,6	42,4	40,0	37,4	34,3	30,9
60	15,0	25,9	23,9	22,0	20,1	18,1	16,0	13,7	11,1	8,1	4,8
	20,0	30,2	28,3	26,4	24,4	22,4	20,2	17,9	15,3	12,3	9,0
	25,0	35,4	33,5	31,5	29,6	27,5	25,4	23,0	20,4	17,4	14,1
	30,0	41,7	39,7	37,8	35,7	33,7	31,5	29,1	26,5	23,5	20,1
	35,0	49,3	47,3	45,3	43,2	41,1	38,9	36,5	33,9	30,8	27,4
	40,0	58,5	56,4	54,4	52,3	50,1	47,9	45,5	42,8	39,7	36,3
70	15,0	27,2	25,3	23,4	21,4	19,4	17,3	14,9	12,3	9,3	6,0
	20,0	32,1	30,1	28,2	26,2	24,2	22,0	19,7	17,1	14,1	10,7
	25,0	37,9	35,9	34,0	32,0	29,9	27,7	25,4	22,8	19,7	16,4
	30,0	45,0	43,0	41,0	39,0	36,9	34,7	32,3	29,6	26,6	23,2
	35,0	53,6	51,6	49,5	47,5	45,4	43,1	40,7	38,0	34,9	31,5
	40,0	64,1	62,0	60,0	57,8	55,7	53,4	50,9	48,2	45,1	41,6

ANEXO II. Programa Computacional EES, [Adaptado de 29]

```

P=2196
Q_e=344,09
e_NH3=0,75
e_GH=0,8
e_SH=0,8
"Corrente 1 (NH3, vapor)"
P_1=P
T_1=103
m_1=0,1964
x_1=0,9995
"Corrente 2 (NH3, liquido)"
P_2=P
T_2=56
T_2b=-22
m_2=m_1
x_2=x_1
"Corrente 3 (NH3vap + NH3liq + H2)"
P_3=P
T_3=-12

"m_3=m_3vapNH3 + m_3liqNH3 + m_3H2"

x_3= 0,999
qu_3liq=0
Cp_3H2=-0,00004 * (T_3)^2 + 0,0054 * T_3 + 14,198
Cp_3liqNH3=0,00002 * (T_3)^2 + 0,0062 * T_3 + 4,6176
Cp_3vapNH3=0,0001 * (T_3)^2 + 0,0163 * T_3 + 2,6632
"Cp_3M=Cp_3H2 + Cp_3liqNH3 + Cp_3vapNH3"
"Corrente 4 (NH3vap + NH3liq + H2)"
P_4=P
T_4=e_GH * ((m_5H2 * Cp_5H2)/(m_3H2 * Cp_3H2 + m_3vapNH3 * Cp_3vapNH3 + m_3liqNH3 *
Cp_3liqNH3)) * (T_5 - T_6) + T_3
"m_4=m_4vapNH3 + m_4liqNH3 + m_4H2"
m_4H2=m_3H2
x_4=0,999
qu_4liq=0
"Corrente 5 (H2)"
P_5=P
T_5=55
m_5H2=0,0965
x_5=0 "não há amoníaco presente, só hidrogénio"
Cp_5H2=-0,00004 * (T_5)^2 + 0,0054 * T_5 + 14,198
"Corrente 6 (H2)"
P_6=P
T_6=e_GH * T_3 + (1 - e_GH) * T_5
m_6H2=m_5H2
x_6=0 "não há amoníaco presente, só hidrogénio"
"Corrente 7 (NH3 + H2O, Solução rica)"
P_7=P
T_7=T_5
m_7=0,179
x_7=0,3243
"Corrente 8 (NH3 + H2O, Solução rica)"
P_8=P

```

```

T_8=T_7
m_8=m_7
x_8=x_7
"Corrente 9 (NH3 + H2O, Solução fraca)"
P_9=P
T_9=T_12
m_9=0,159
x_9=0,15
qu_9=qu_12
"Corrente 10 (NH3 + H2O, Solução fraca)"
P_10=P
T_10=T_12
m_10=m_9
x_10=x_9
"Corrente 11 (NH3 + H2O)"
P_11=P
T_11=140

qu_11=1
"Corrente 12 (NH3 + H2O)"
P_12=P
T_12=T_1
m_12=0,06
x_12=0,8
qu_12=0

"GERADOR"
CALL NH3H2O(123;T_8+273; P_8/100; x_8: T[8]; P[8]; x[8]; h[8]; s[8]; u[8]; v[8];Qu[8])
CALL NH3H2O(128;T_9+273; P_9/100; qu_9: T[9]; P[9]; x[9]; h[9]; s[9]; u[9]; v[9];Qu[9])
CALL NH3H2O(238; P_11/100; x_11;qu_11 : T[11]; P[11]; x[11]; h[11]; s[11]; u[11]; v[11];Qu[11])
CALL NH3H2O(128;T_12+273; P_12/100; qu_12: T[12]; P[12]; x[12]; h[12]; s[12]; u[12]; v[12];Qu[12])

"Balanço de massa"
"m_8=m_9 + m_11 - m_12"

"Balanço de concentração"
"m_8 * x_8=m_9 * x_9 + m_11 * x_11 - m_12 * x_12"

"Balanço de energia"
Q_G = -m_8 * h[8] - m_12 * h[12] + m_9 * h[9] + m_11 * h[11]

"RECTIFICADOR"
CALL NH3H2O(123;T_1+273; P_1/100; x_1: T[1]; P[1]; x[1]; h[1]; s[1]; u[1]; v[1];Qu[1])
"Balanço de massa"
m_11=m_1 + m_12
"Balanço de concentração"
m_11 * x_11=m_1 * x_1 + m_12 * x_12
"Balanço de energia"
Q_R=m_11 * h[11] - m_12 * h[12] - m_1 * h[1]
"CONDENSADOR"
CALL NH3H2O(123;T_2b+273; P_2/100; x_2: T[2]; P[2]; x[2]; h[2]; s[2]; u[2]; v[2];Qu[2])
"Balanço de massa"
"m_2=m_1"
"Balanço de energia"
Q_C=m_1 * (h[1] - h[2])

"EVAPORADOR"
h_3H2=Enthalpy(Hydrogen;T=T_3;P=P_3)
h_6H2=Enthalpy(Hydrogen;T=T_6;P=P_6)

```

```

CALL NH3H2O(138; T_3+273; x_3; qu_3liq: T[3]; P[3]; x[3]; h_liqNH3[3]; s[3]; u[3]; v[3]; Qu[3])
CALL NH3H2O(138; T_13+273; x_13; qu_13vap: T[13]; P[13]; x[13]; h_vapNH3[13]; s[13]; u[13];
v[13]; Qu[13])
"corrente 13 para a entalpia de vapor"
T_13=T_3
x_13=x_3
qu_13vap=1
m_3liqNH3=m_2 - m_3vapNH3
e_NH3=(m_3vapNH3)/(m_2)

"Balanço de masa"
"m_3=m_2 + m_6H2"
"Balanço de energia"
Q_E=(m_3H2 * h_3H2 + m_3vapNH3 * h_vapNH3[13] + m_3liqNH3 * h_liqNH3[3]) - m_2 * h[2] - m_6H2 *
h_6H2

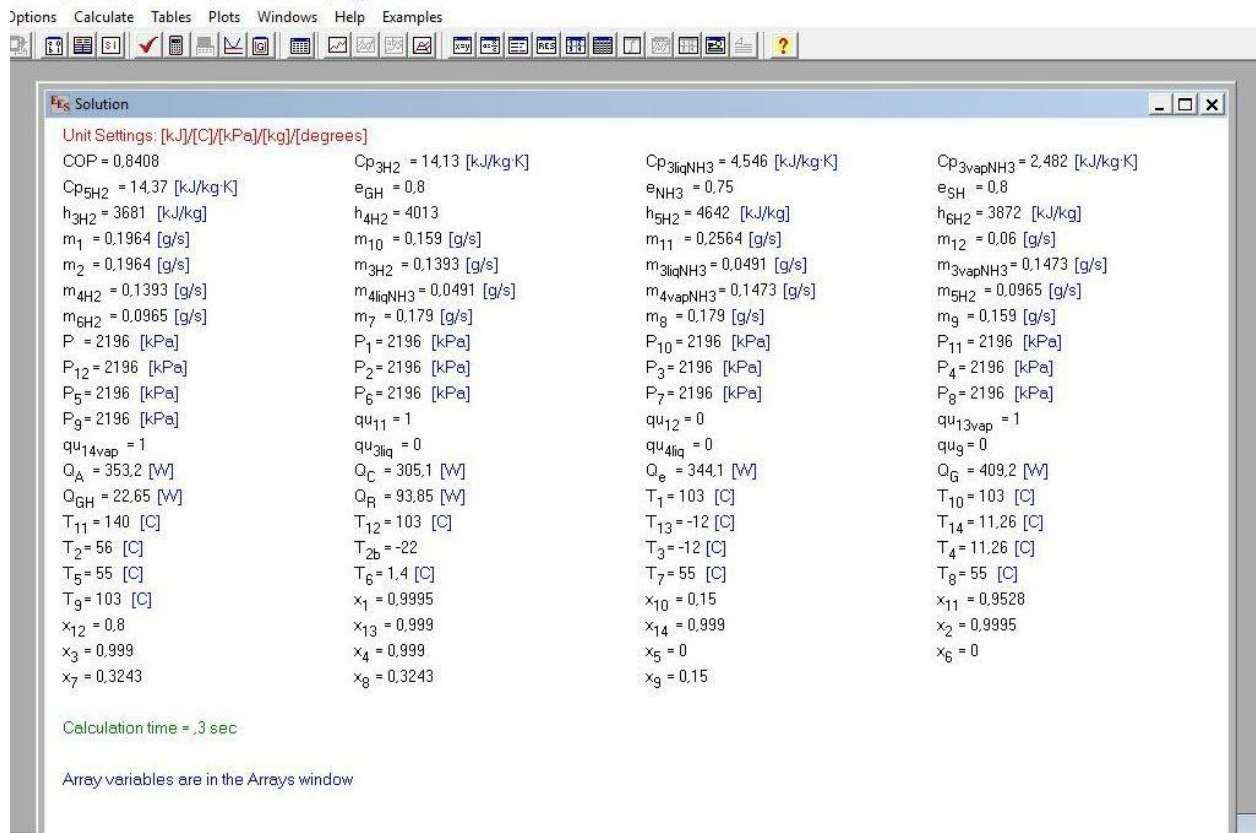
"TERMOPERMUTADOR DE CALOR DE GAS"
h_4H2=Enthalpy(Hydrogen;T=T_4;P=P_4)
h_5H2=Enthalpy(Hydrogen;T=T_5;P=P_5)
CALL NH3H2O(138; T_4+273; x_4; qu_4liq: T[4]; P[4]; x[4]; h_liqNH3[4]; s[4]; u[4]; v[4]; Qu[4])
CALL NH3H2O(138; T_14+273; x_14; qu_14vap: T[14]; P[14]; x[14]; h_vapNH3[14]; s[14]; u[14];
v[14]; Qu[14])
"corrente 14 para a entalpia de vapor"
T_14=T_4
x_14=x_4
qu_14vap=1
"Balanço de energia"
Q_GH=(m_3H2 * h_3H2 + m_3vapNH3 * h_vapNH3[13] + m_3liqNH3 * h_liqNH3[3]) + m_5H2 * h_5H2 -
m_6H2 * h_6H2 - (m_4H2 * h_4H2 + m_4vapNH3 * h_vapNH3[14] - m_4liqNH3 * h_liqNH3[4])

"ABSORVEDOR"
CALL NH3H2O(123;T_10+273; P_10/100; x_10: T[10]; P[10]; x[10]; h[10]; s[10]; u[10]; v[10]; Qu[10])
CALL NH3H2O(123;T_7+273; P_7/100; x_7: T[7]; P[7]; x[7]; h[7]; s[7]; u[7]; v[7]; Qu[7])
"Balanço de massa"
"m_4 + m_10=m_5H2 + m_7"
"Balanço de concentração"
"m_4 * x_4 + m_10 * x_10=m_7 * x_7"
"Balanço de energia"
Q_A = (m_4H2 * h_4H2 + m_4liqNH3 * h_liqNH3[4] + m_4vapNH3 * h_vapNH3[14]) + m_10 * h[10] -
m_5H2 * h_5H2 - m_7 * h[7]
m_4liqNH3=m_3liqNH3
m_4vapNH3=m_3vapNH3

"Rendimento total do sistema (COP)"
COP=Q_E/Q_G

```

ANEXO III. Resultados do Programa EES



ANEXO IV. Resultados do dimensionamento do Evaporador

Dados de Partida		
Parâmetro	valor	unidade
Temperatura de entrada do refrigerante	-22.00	°C
Temperatura da camara	3.00	°C
Diâmetro externo do tubo	17.15	mm
Diâmetro interno do tubo	13.85	mm
Calor a ser removido da Camara	344.09	W
Temperatura da película	8.52	°C
Material do tubo	Aço AISI 304	
Propriedades do ar a 9 °C		
Número de Prandtl	73.52×10^{-2}	
Condutividade Térmica	2394.52×10^{-5}	W/mk
Viscosidade cinemática	1373.52×10^{-8}	m ² /s
Aceleração de gravidade	9.81	m/s ²
Coefficiente de expansão volumétrica	3608.52×10^{-6}	1/K
Resultados		
Temperatura média logarítmica	57.54	C
Número de Rayleigh	50,181.87	
Número de Nusselts	6.54	
Coefficiente de convecção	9.12	W/m ² K
Área de troca necessária	0.53	m ²
Comprimento do tubo evaporador	9,77	m

ANEXO V. Resultados do dimensionamento do Tubo reservatório

Dados de Partida		
Parâmetro	valor	unidade
Temperatura de entrada	103.00	°C
Temperatura de saída	65.00	°C
Temperatura das paredes do tubo	83.00	°C
Diâmetro externo do tubo	26.67	mm
Diâmetro interno do tubo	23.37	mm
Calor a ser removido do absorvedor	352.3	W
Temperatura da película	84.00	°C
Material do tubo	Aço AISI 304	
Propriedades do hidrogenio a 84°C		
Número de Prandtl	1,075.00	
Condutividade Térmica	3601.52×10^{-5}	W/mK
Viscosidade cinemática	762.52×10^{-9}	m ² /s
Aceleração de gravidade	9,81	m/s ²
Coeficiente de expansão volumétrica	4531.52×10^{-6}	1/K
Resultados		
Temperatura média logarítmica	18.98	C
Número de Rayleigh	59,321.79	
Número de Nusselt	7.12	
Coeficiente de convecção	9.61	W/m ² K
Área de troca necessária	0.19	m ²
Comprimento do tubo evaporador	2.31	m

ANEXO VI. Resultados de dimensionamento do condensador

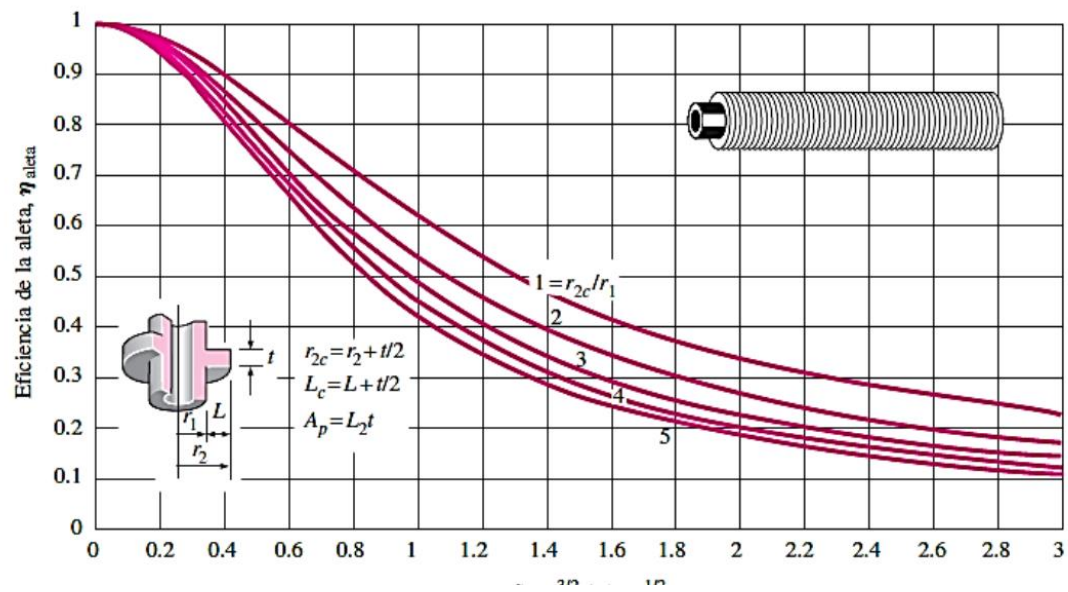
Dados de Partida		
Parâmetro	valor	unidade
Temperatura de entrada	103.00	°C
Temperatura de saída	53.00	°C
Temperatura do ar na entrada	35.00	°C
Temperatura da superfície do condensador	78.00	°C
Temperatura ambiente	30.00	°C
Temperatura do ar na saída	32.00	°C
Diâmetro externo do tubo	33.40	mm
Diâmetro interno do tubo	30.10	mm
Calor libertado pelo condensador	305.10	W
Temperatura da película	54.00	°C
Material do tubo	Aço ASTM 304	
Diâmetro do tubo da alheta	100.00	mm
Espessura da alheta	1.40	mm
Propriedades do ar a 54 °C		
Número de Prandtl	7313.52×10^{-4}	
Condutividade Térmica	2767.52×10^{-5}	W/mK
Viscosidade cinemática	186.52×10^{-7}	m ² /s
Aceleração de gravidade	9.81	m/s ²
Coeficiente de expansão volumétrica	3065.52×10^{-6}	1/K
Resultados		
Temperatura média logarítmica	40.00	C
Número de Rayleigh	118 407.33	
Número de Nusselt	8.16	
Coeficiente de convecção	6.76	W/m ² K
Área de troca necessária	1.13	m ²
Comprimento do tubo condensador	10.75	m
Área sem alheta	1.13	m ²
Área de uma alheta	148348.54×10^{-7}	m ²
Calor da alheta	4.81	W
Eficiência	0.82	
Calor real da alheta	3,95	W
Calor sem alheta	332.07	W
Número de alhetas	71.98	
Comprimento recalculado	0.74	m
Calor trocado pelo tubo	21.00	W
Calor trocado pelas alhetas	284.10	W
Calor total trocado	305.10	W

ANEXO VII. Resultados do dimensionamento do Gerador

Dados de Partida		
Parâmetro	valor	unidade
Temperatura de saída da Solução rica	140.00	°C
Temperatura de entrada da Solução rica	55.00	°C
Temperatura da superfície interna	150.00	°C
Temperatura da Película interna	123.75	°C
Temperatura de saída da água	126.12	°C
Temperatura de entrada da água no gerador	170.00	°C
Temperatura da superfície externa	160.00	°C
Temperatura da Película externa	154.03	°C
Propriedades da Solução rica a 124°C		
Número de Prandtl	0.946	
Condutividade Térmica	4078.52×10^{-5}	W/mk
Viscosidade cinemática	1166.52×10^{-9}	m ² /s
Aceleração de gravidade	9.81	m/s ²
Coeficiente de expansão volumétrica	3314.52×10^{-6}	1/k
Propriedades da água a 154°C		
Número de Prandtl	1,148.00	
Condutividade Térmica	6687.52×10^{-4}	W/mk
Viscosidade cinemática	19.4552×10^{-8}	m ² /s
Aceleração de gravidade	9.81	m/s ²
Coeficiente de expansão volumétrica	1044.52×10^{-6}	1/k
Dados adicionais		
Diâmetro externo do tubo	33.40	Mm
Diâmetro interno do tubo	30.10	Mm
Calor do trocador de calor da Solução	409,09	W
Material do tubo	Aço AISI 304	
Resultados		
Temperatura média logarítmica	47.64	C
ΔT na entrada	30.00	°C
ΔT na saída	71.12	°C
Número de Rayleigh (s. interna)	1,320,942,071.59	
Número de Rayleigh (s. externa)	648,781,812,914.27	
Número de Nusselts (s. interna)	180.07	
Número de Nusselts (s. externa)	995.25	
Coeficiente de Convecção (s. interna)	170.21	W/m ² K
Coeficiente de Convecção (s. externa)	19,925.83	W/m ² K
Coeficiente de Convecção global (s. externa)	165.48	W/m ² K
Área de troca	0.05	m ²
Comprimento do tubo trocador	0.49	m

ANEXO VIII. Resultados do dimensionamento do trocador de calor de gás

Dados de Partida		
Parâmetro	valor	unidade
Temperatura de saída do hidrogénio	21.10	°C
Temperatura de entrada do hidrogénio	55.00	°C
Temperatura da superfície interna	-3.00	°C
Temperatura da Película interna	38.60	°C
Temperatura de saída da amónia	1.40	°C
Temperatura de entrada da amónia	-12.00	°C
Temperatura da superfície externa	-6.00	°C
Temperatura da Película externa	9.21	°C
Propriedades do Hidrogénio a 39°C		
Número de Prandtl	7293.52×10^{-4}	
Condutividade Térmica	1851.52×10^{-4}	W/mK
Viscosidade cinemática	1019.52×10^{-7}	m ² /s
Aceleração de gravidade	9.81	m/s ²
Coeficiente de expansão volumétrica	3177.52×10^{-6}	1/K
Propriedades da amónia a 9°C		
Número de Prandtl	1,582.00	
Condutividade Térmica	5181.52×10^{-4}	W/mK
Viscosidade cinemática	1478.52×10^{-8}	m ² /s
Aceleração de gravidade	9.81	m/s ²
Coeficiente de expansão volumétrica	3546.52×10^{-6}	1/K
Dados adicionais		
Diâmetro externo do tubo	26.67	mm
Diâmetro interno do tubo	23.37	mm
Calor do trocador a gás	22.65	W
Espessura do tubo	1.65	mm
Material do tubo	Aço AISI 304	
Resultados		
Temperatura média logarítmica	42.00	°C
ΔT na entrada	53.60	°C
ΔT na saída	33.10	°C
Número de Rayleigh (s. interna)	2,099,983,79.00	
Número de Rayleigh (s. externa)	4.703,123,74.00	
Número de Nusselt (s. interna)	24.79	
Número de Nusselt (s. externa)	24.93	
Coeficiente de Convecção (s. interna)	63.77	W/m ² K
Coeficiente de Convecção (s. externa)	484.38	W/m ² K
Coeficiente de Convecção global (s. externa)	55.98	W/m ² K
Área de troca	0.01	m ²
Comprimento do tubo trocador	0.11	m

ANEXO IX. Diagrama para determinação da Eficiência das alhetas, [13].

ANEXO X. Colector Solar Concentrador Cilíndrico da Radha Solar, [Adaptado de 33]



Especificações do produto	
Marca	Radha Solar
Material da calha parabólica	Alumínio
Área	1 m ²
Temperaturas alcançáveis	180-390 °C

ANEXO XI. Propriedades do Óleo térmico não utilizado.*Líquidos Saturados*

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/(kg · K))	$\mu \cdot 10^2$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/(m · K))	$\alpha \cdot 10^7$ (m ² /s)	Pr	$\beta \cdot 10^3$ (K ⁻¹)
Óleo de Motor (Não Usado)								
273	899,1	1,796	385	4280	147	0,910	47,000	0,70
280	895,3	1,827	217	2430	144	0,880	27,500	0,70
290	890,0	1,868	99,9	1120	145	0,872	12,900	0,70
300	884,1	1,909	48,6	550	145	0,859	6400	0,70
310	877,9	1,951	25,3	288	145	0,847	3400	0,70
320	871,8	1,993	14,1	161	143	0,823	1965	0,70
330	865,8	2,035	8,36	96,6	141	0,800	1205	0,70
340	859,9	2,076	5,31	61,7	139	0,779	793	0,70
350	853,9	2,118	3,56	41,7	138	0,763	546	0,70
360	847,8	2,161	2,52	29,7	138	0,753	395	0,70
370	841,8	2,206	1,86	22,0	137	0,738	300	0,70
380	836,0	2,250	1,41	16,9	136	0,723	233	0,70
390	830,6	2,294	1,10	13,3	135	0,709	187	0,70
400	825,1	2,337	0,874	10,6	134	0,695	152	0,70
410	818,9	2,381	0,698	8,52	133	0,682	125	0,70
420	812,1	2,427	0,564	6,94	133	0,675	103	0,70
430	806,5	2,471	0,470	5,83	132	0,662	88	0,70

ANEXO XII. Tanque acumulador

Chaque-eau pour réchauffage monovalent. Avec émailage résistant à la corrosion...

CombiVal ER • CombiVal ESR • CombiVal ESSR



- Chaque-eau et échangeur de chaleur à tubes lisses en acier avec émailage résistant à la corrosion
- Mise en température de la totalité de l'eau contenue dans le ballon grâce à des échangeurs de chaleur atteignant le fond
- Anode protectrice intégrée comme protection supplémentaire contre la corrosion
- Corps de chauffe électrique disponible pour chauffage d'appoint
- CombiVal ERW (200) disponible en blanc comme accumulateur en support pour chaudière à gaz murale
- Faibles déperditions de chaleur grâce à une isolation thermique très efficace
- Ouverture bridée pour le nettoyage ou pour l'intégration du corps de chauffe électrique
- Gamme de produits finement échelonnée avec plusieurs surfaces d'échange de chaleur selon le besoin



CombiVal ER :
Surface d'échange de
chaleur standard



CombiVal ESR :
Large surface
d'échange de chaleur



CombiVal ESSR :
Surface d'échange de
chaleur XL

CombiVal ER (200-1000)

Caractéristiques techniques		(200)	(300)	(400)	(500)	(800)	(1000)
Classe d'efficacité énergétique		C	C	C	C	–	–
Volume	dm ³	194	303	384	474	749	975
Température de service maxi	°C	95	95	95	95	95	95
Surface de chauffe	m ²	0,95	1,45	1,80	1,90	3,70	4,50
Isolation thermique	mm	50	50	50	50	100	100
Poids	kg	56	85	101	150	243	303
Diamètre/hauteur (isolation thermique comprise)	mm	550 / 1464	700 / 1326	700 / 1623	700 / 1953	950 / 2040*	1050 / 2063*

*Isolation thermique démontable

Sous réserve de modifications

CombiVal ESR (200-500) – avec échangeur de chaleur à tubes lisses grand format

Caractéristiques techniques		(200)	(300)	(400)	(500)
Classe d'efficacité énergétique		C	C	C	C
Volume	dm ³	195	301	382	472
Température de service maxi	°C	95	95	95	95
Surface de chauffe	m ²	1,80	2,60	3,80	4,00
Isolation thermique	mm	50	50	50	50
Poids	kg	68	100	118	167
Diamètre/hauteur (isolation thermique comprise)	mm	550 / 1464	700 / 1326	700 / 1623	700 / 1953

Sous réserve de modifications

CombiVal ESSR (400-1000) – avec échangeur de chaleur à tubes lisses XL

Caractéristiques techniques		(400)	(500)	(800)	(1000)
Classe d'efficacité énergétique		C	C	C	C
Volume	dm ³	376	464	743	966
Température de service maxi	°C	95	95	95	95
Surface de chauffe	m ²	4,85	5,90	7,00	9,15
Isolation thermique	mm	50	50	100	100
Poids	kg	160	200	290	385
Diamètre/hauteur (isolation thermique comprise)	mm	700 / 1621	700 / 1953	950 / 2033*	1050 / 2063*

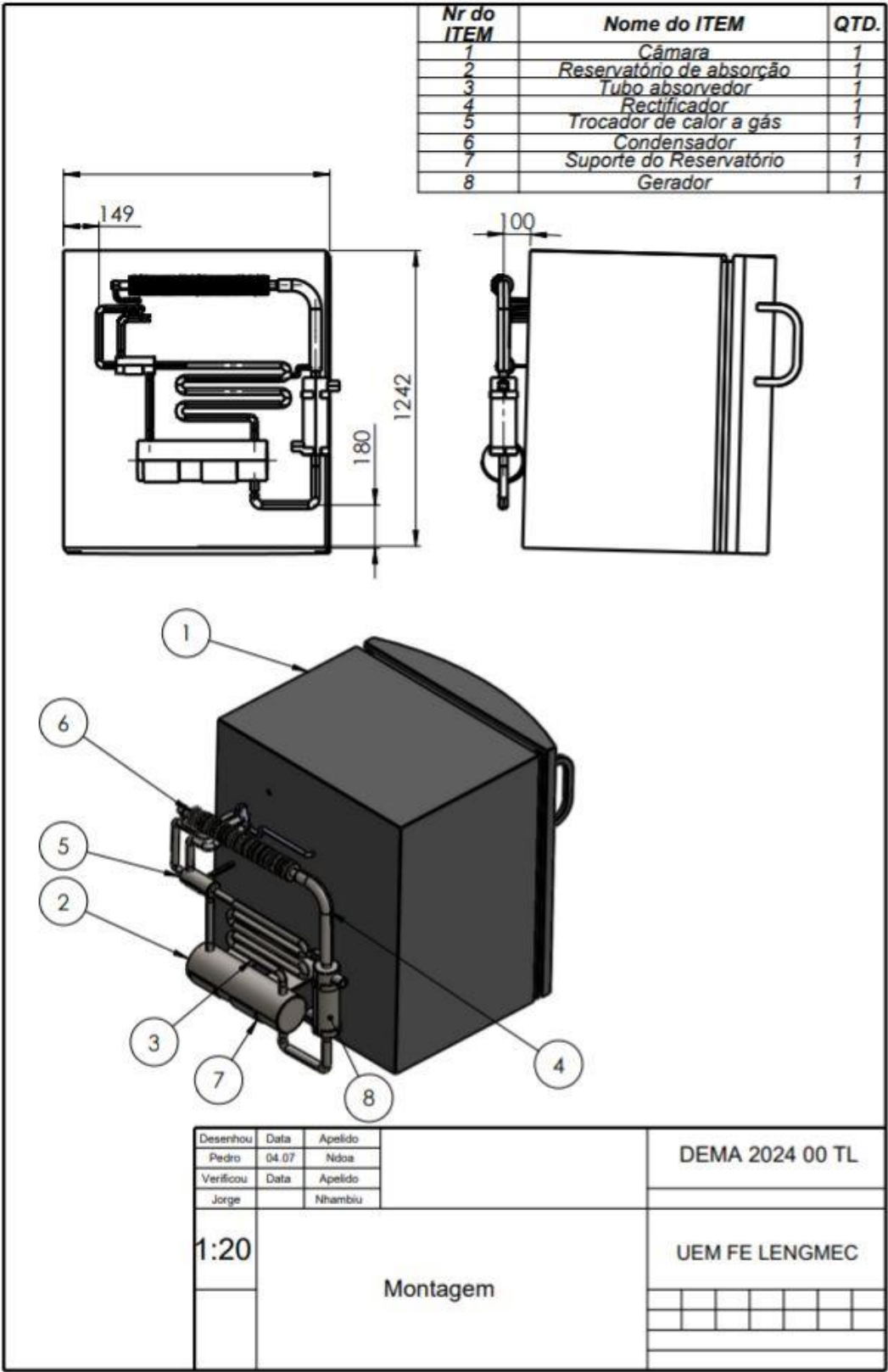
*Isolation thermique démontable

Sous réserve de modifications

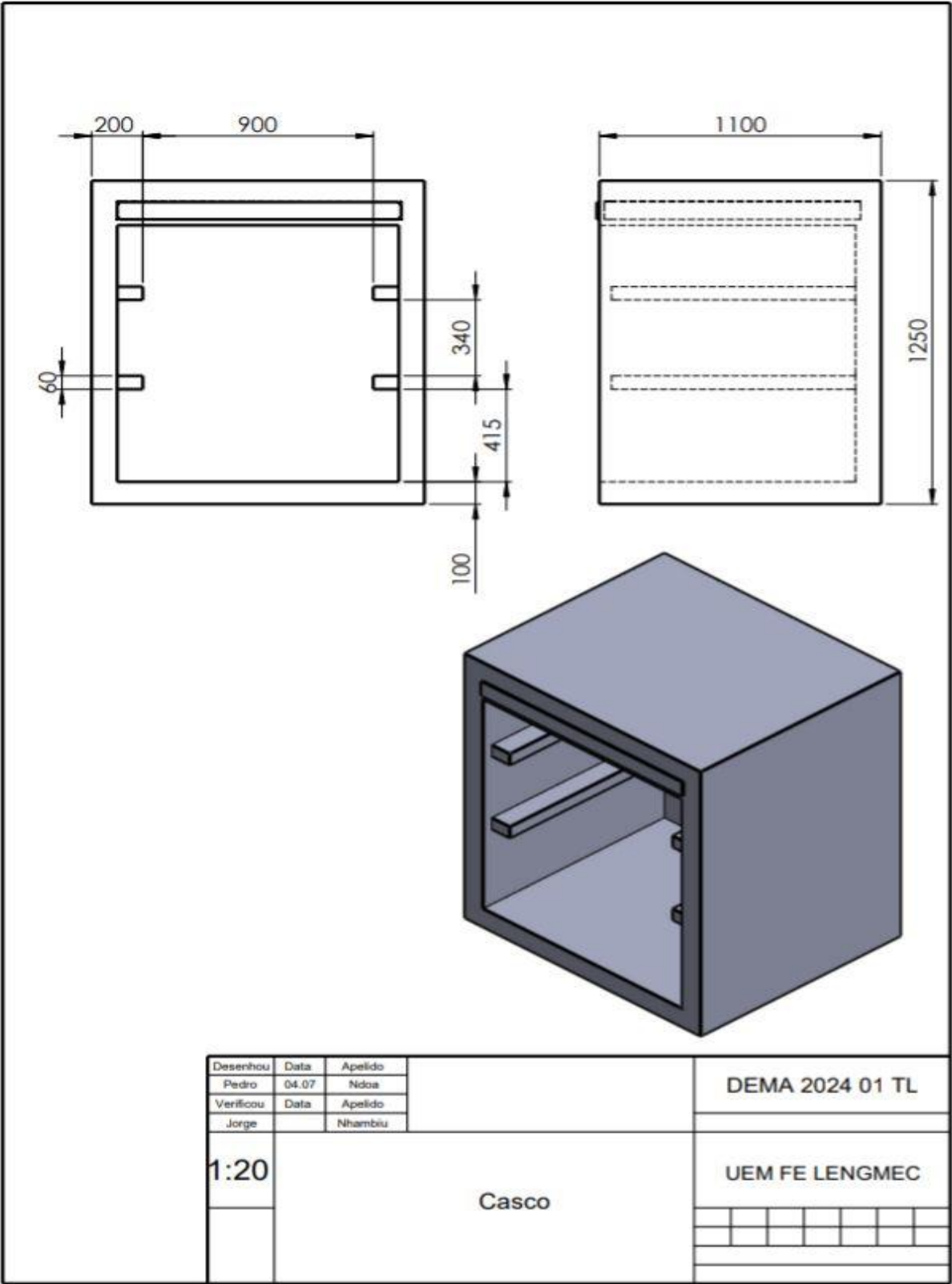
ANEXO XIII. Tubos de Aço inoxidável

TUBOS DE AÇO INOXIDÁVEL COM COSTURA E SEM COSTURA - PADRÃO SCHEDULE													
ESPESSURA DE PAREDE (mm) / PESO TEÓRICO (Kg/m)													
DIÂMETRO		SCH 5S		SCH 10S		SCH 40S		SCH 80S		SCH 160S		SCH XXS	
Nominal (pol)	Externa (mm)	Parede (mm)	Peso (Kg/m)	Parede (mm)	Peso (Kg/m)	Parede (mm)	Peso (Kg/m)	Parede (mm)	Peso (Kg/m)	Parede (mm)	Peso (Kg/m)	Parede (mm)	Peso (Kg/m)
1/8"	10,29			1,24	0,281	1,73	0,371	2,41	0,475				
1/4"	13,72			1,65	0,498	2,24	0,644	3,02	0,809				
3/8"	17,15			1,65	0,640	2,31	0,858	3,20	1,117				
1/2"	21,34	1,65	0,813	2,11	1,016	2,77	1,288	3,73	1,644	4,78	1,981	7,47	2,593
3/4"	26,67	1,65	1,033	2,11	1,297	2,87	1,710	3,91	2,227	5,56	2,938	7,82	3,690
1"	33,40	1,65	1,311	2,77	2,124	3,38	2,540	4,55	3,286	6,35	4,299	9,09	5,531
1.1/4"	42,16	1,65	1,673	2,77	2,731	3,56	3,440	4,85	4,529	6,35	5,692	9,70	7,881
1.1/2"	48,26	1,65	1,925	2,77	3,154	3,68	4,106	5,08	5,490	7,14	7,349	10,16	9,689
2"	60,33	1,65	2,423	2,77	3,991	3,91	5,522	5,54	7,598	8,74	11,286	11,07	13,649
2.1/2"	73,03	2,11	3,746	3,05	5,342	5,16	8,766	7,01	11,584	9,53	15,147	14,02	20,708
3"	88,90	2,11	4,584	3,05	6,554	5,49	11,462	7,62	15,502	11,13	21,665	15,24	28,098
3.1/2"	101,60	2,11	5,254	3,05	7,523	5,74	13,772	8,08	18,914			16,15	34,542
4"	114,30	2,11	5,925	3,05	8,493	6,02	16,316	8,56	22,656	13,49	34,039	17,12	41,643
5"	141,30	2,77	9,605	3,40	11,736	6,55	22,092	9,53	31,432	15,88	49,851	19,05	58,291
6"	168,28	2,77	11,475	3,40	14,032	7,11	28,682	10,97	43,194	18,26	68,566	21,95	80,395
8"	219,08	2,77	14,997	3,76	20,264	8,18	43,181	12,70	65,604	23,01	112,925	22,23	109,531
10"	273,05	3,40	22,948	4,19	28,197	9,27	61,204	12,70	82,760	28,58	174,883	25,40	157,446
12"	323,85	3,96	31,707	4,57	36,522	9,53	74,977	12,70	98,909	33,32	242,302	25,40	189,743
14"	395,60	3,96	34,854	4,78	41,973	9,53	82,550	12,70	109,001	35,71	285,924		
16"	406,40	4,19	42,182	4,78	48,051	9,53	94,668	12,70	125,150	40,49	370,837		
18"	457,20	4,19	47,510	4,78	54,129	9,53	106,785	12,70	141,298	45,24	466,486		
20"	508,00	4,78	60,207	5,54	69,674	9,53	118,903	12,70	157,446	50,01	573,289		
22"	558,80	4,78	66,285	5,54	76,718	9,53	131,021	12,70	173,595	53,98	682,072		
24"	609,60	5,54	83,763	6,35	95,881	9,53	143,138	12,70	189,743	59,54	819,747		
26"	660,40	5,54	90,807	6,35	103,955	9,53	155,256	12,70	205,891				
28"	711,20	6,35	112,029	7,92	139,416	9,53	167,373	12,70	222,040				
30"	762,00	6,35	120,103	7,92	149,487	9,53	179,491	12,70	238,188				

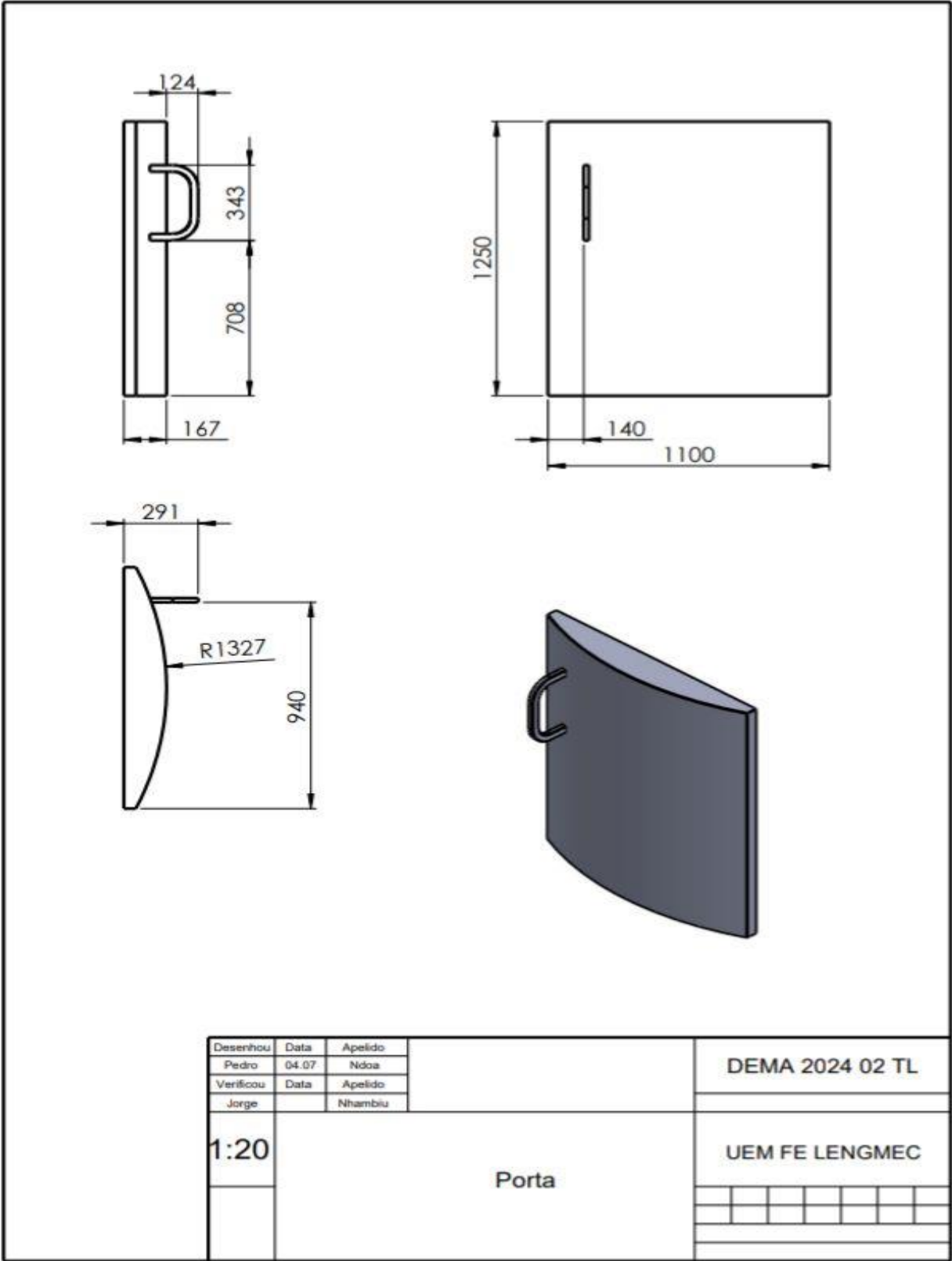
ANEXO XIV. Montagem do conjunto dos equipamentos de refrigeração por absorção



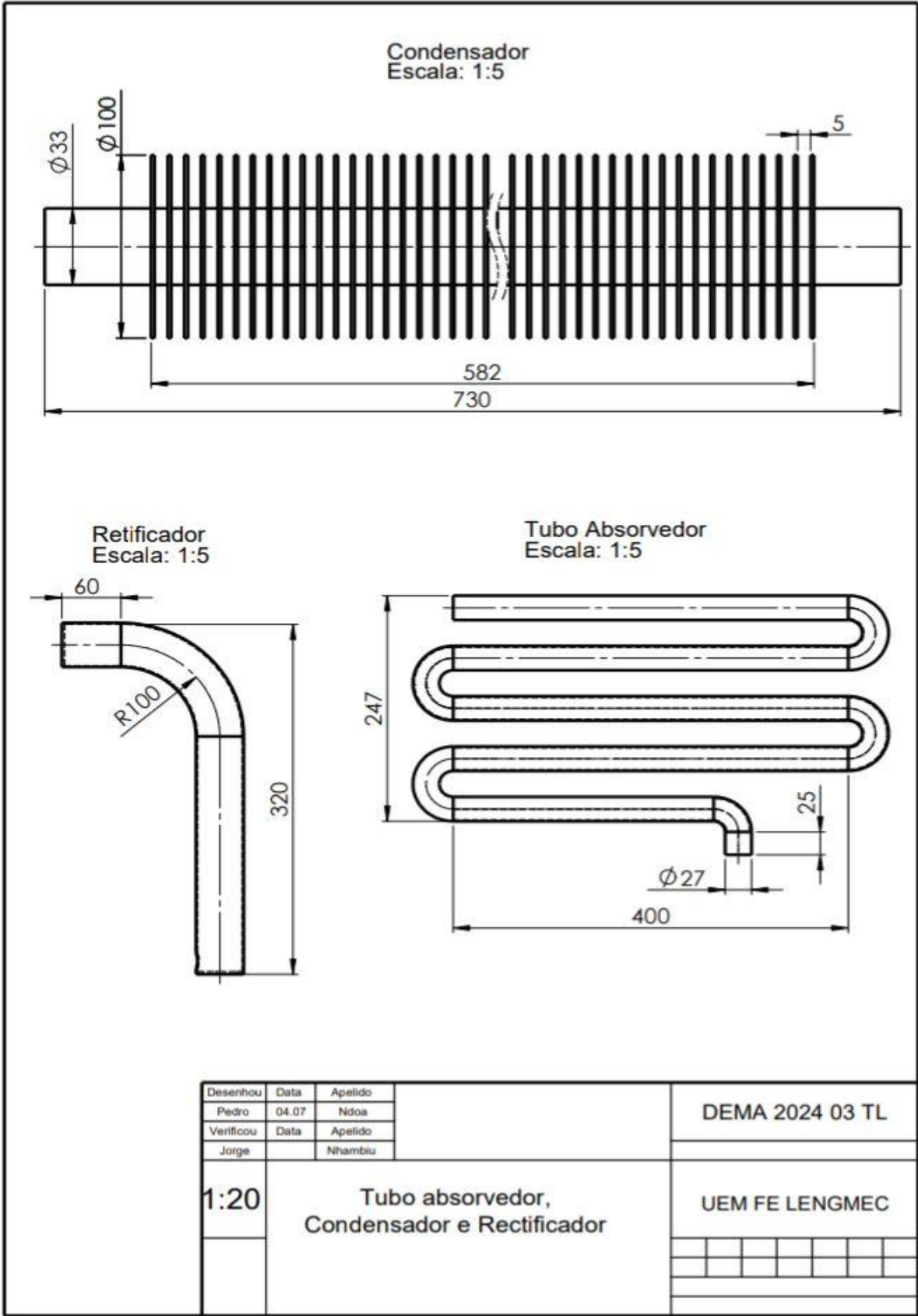
ANEXO XV. Desenho do Casco da Câmara



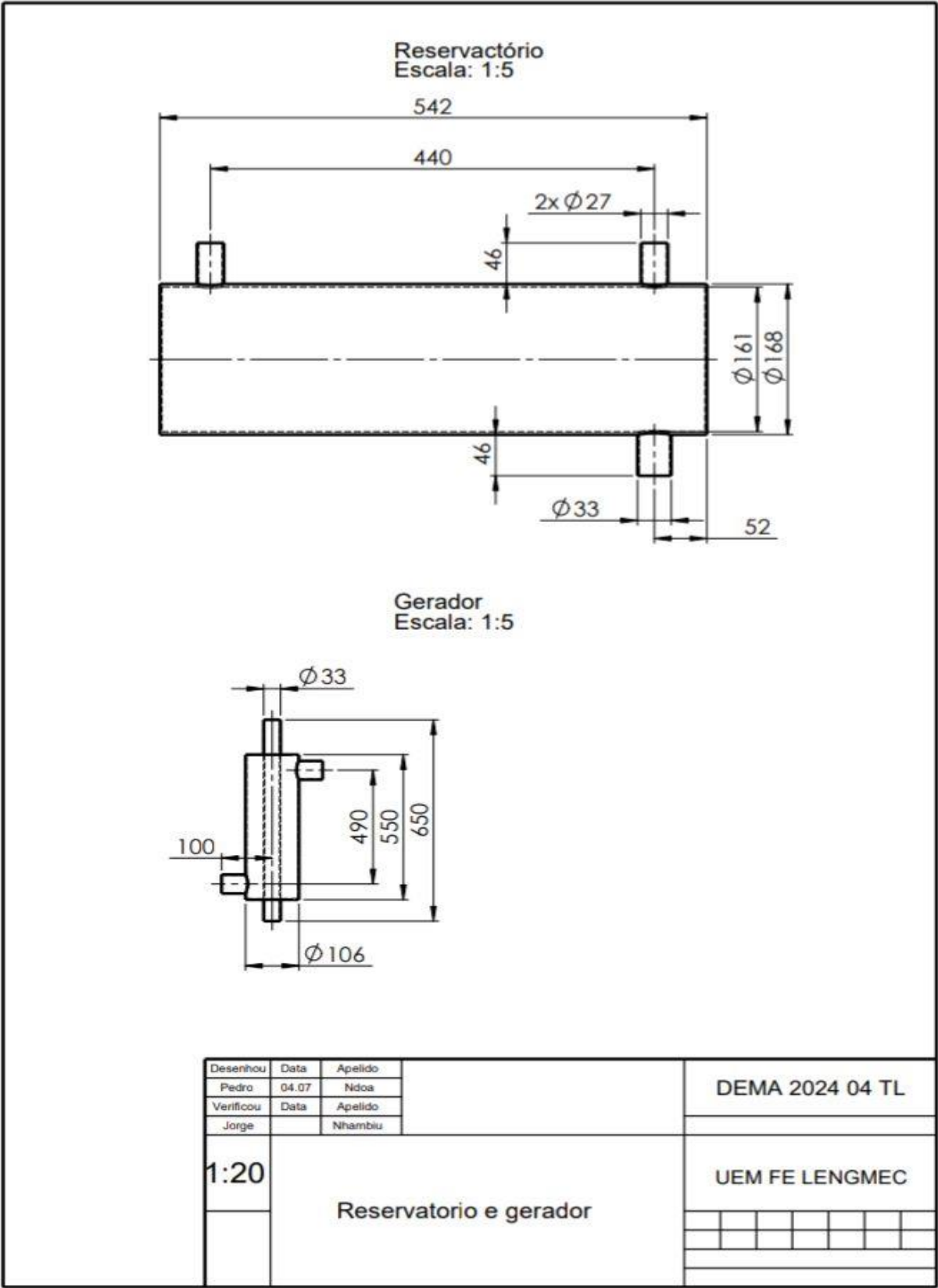
ANEXO XVI. Desenho da Porta



ANEXO XVII. Desenhos do Condensador, Tubo absorvedor e Rectificador.



ANEXO XVIII. Desenhos do Gerador e Reservatório Absorvedor.



ANEXO XIX. Desenhos do GHX e Tubo evaporador

