



IGHOR MATHEUS MARQUES AMORIM

BOMBA DE CALOR COMPACTA PARA SECAGEM DE ALIMENTOS

TESE DE MESTRADO

BRAGANÇA

2019

IGHOR MATHEUS MARQUES AMORIM

BOMBA DE CALOR COMPACTA PARA SECAGEM DE ALIMENTOS

Dissertação apresentada ao Programa de Dupla
Diplomação entre a Universidade Tecnológica
Federal do Paraná e o Instituto Politécnico de
Bragança, como requisito para a obtenção do
título de Mestre em Engenharia Industrial –
Ramo Engenharia Mecânica

Orientador: Luís Frólén Ribeiro

Co-orientador: Thiago Antonini Alves

BRAGANÇA

2019

Dedico esta tese especialmente aos meus pais e avós que nunca mediram esforços para que eu pudesse realizar meus sonhos.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer a toda a minha família por sempre terem me incentivado a correr atrás dos meus sonhos, sem eles nada disso seria possível. Quero agradecer especialmente os meus pais e avós por todo o apoio e a confiança que depositaram em mim sempre.

Quero agradecer a quem eu considerava o pior chefe do mundo, meu professor orientador Luís Frólén Ribeiro. Obrigado por todos os ensinamentos, puxões de orelha e frases de efeito do tipo “Não há uma segunda oportunidade para causar uma boa primeira impressão”. Eu nunca me esquecerei do que me ensinou e gostaria de falar que hoje o considero um amigo. Muito Obrigado!

Minha gratidão aos meus companheiros de tese Bernardo Andrade e Gustavo Freitas por toda a ajuda provida do decorrer desta tese.

Por fim quero agradecer a todos os meus amigos que estiveram comigo ao longo dessa jornada. Quero agradecer especialmente ao Gustavo Gonçalves por ter sido o irmão de outra mãe que eu encontrei em Bragança e por ter sido parceiro em todas as festas até tarde da noite na educação escrevendo a tese; ao Eric Moretti pelo companheirismo e por ter ampliando meu mundo de conhecimentos musicais para ir além de funk e sertanejo; a Francieli Graeff por me ensinar que temos que correr atrás quando queremos algo de verdade; e por último a Adrielly Olkoski por estar sempre disposta a ouvir meus desabados ao longo desta tese (mesmo eu que as vezes eu não merecesse). A todos esses meu mais sincero Muito Obrigado!

“Aprender é a única coisa de que a mente nunca se cansa, nunca tem medo e nunca se arrepende.”

Leonardo da Vinci

RESUMO

AMORIM, Ighor Matheus Marques. **BOMBA DE CALOR COMPACTA PARA SECAGEM DE ALIMENTOS**. Tese de Mestrado – Programa de Dupla Diplomação, Universidade Tecnológica Federal do Paraná Instituto Politécnico de Bragança, 2019.

O estudo apresentado nessa dissertação teve como objetivo entregar um anteprojeto de uma bomba de calor compacta para secagem de cogumelos. Bombas de calor são amplamente usadas em processos de secagem ao redor do mundo, mas os modelos normalmente são de escala industrial. Assim foi definido para quem seria o público alvo do nosso produto: pequenos agricultores. Então foi decidido as dimensões deste anteprojeto deveriam ser próximas a de um frigorífico comercial para que fosse doméstico. No decorrer do trabalho é explicado toda a teoria necessária para se entender o funcionamento de uma bomba de calor para secagem, e também os cálculos utilizados para quantificar a secagem. Foi utilizado um algoritmo com modelação matemática em Matlab para que a secagem pudesse ser quantificada. Com os resultados desse algoritmo, foi selecionado o modelo de compressor FFI 12 HBK S/CAP da Embraco com potência nominal de 504W para alimentar o protótipo que será desenvolvido. Desenhos técnicos são apresentados ao final deste trabalho para dar forma ao anteprojeto do secador. Conclui-se que será possível secar uma quantidade de até 53kg de cogumelos após a construção do protótipo.

Palavras-chave: bomba de calor, secagem de alimentos.

ABSTRACT

AMORIM, Ighor Matheus Marques. **COMPACT HEAT PUMP FOR FOOD DRYING**. Tese de Mestrado – Programa de Dupla Diplomação, Universidade Tecnológica Federal do Paraná Instituto Politécnico de Bragança, 2019.

The presented study in this thesis aimed to deliver a draft of a compact heat pump for mushroom drying. Heat pumps are commonly used in food drying processes around the world, but the models usually are in industrial scale. Thus, it was defined the target audience for our product: small farmers. Therefore, it was decided that the main dimensions of the draft should be close to commercial refrigerators, so it would be for domestic use. In the course of this paper, all the theory necessary to understand the operation of heat pump drying is explained, as well the calculus used to quantify the drying process. An algorithm written in Matlab was used to quantify the drying food process and help the selection of components. With the results given by the algorithm, the Embraco FFI 12 HBK S/CAP with a rated power of 504W was selected to power the prototype that will be developed, Technical drawings are presented at the end of this paper to shape the dryer draft. It is concluded that it will be possible to dry up to 53kg of mushrooms after prototype's construction.

Keywords: Heat-pump, drying food.

Índice

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Motivação	1
1.2 Justificativa	2
1.3 Objetivos gerais	2
1.4 Objetivos específicos	3
1.5 Organização da tese	3
2. REFERÊNCIAL TEÓRICO	4
2.1 Estado da arte	4
2.2 Bombas de calor	5
2.3 Secagem por bombas de calor e outros métodos	9
2.4 Sobre os cogumelos	10
2.5 Processo de secagem	11
2.6 Projeto de secador por bomba de calor	14
2.7 Funcionamento cíclico de secagem	17
2.8 Coleta de informações	18
2.9 Características do equipamento	22
2.10 Processo de secagem	24
3. MATERIAIS E MÉTODOS	27
3.1 Dimensões principais do modelo	27
3.2 Exemplicação dos cálculos	29
3.3 Seleção do compressor	32
3.4 Racional do projeto	34
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	40
4.1 Características da arca maior	40
4.2 Características da arca menor	41
4.3 Componentes do protótipo	42
4.4 Solução numérica	45
4.5 Protótipo de secador	46
4.6 Desenhos técnicos	47
5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	49
5.1 Conclusões	49
5.2 Trabalhos futuros	50
REFERÊNCIAS	51
ANEXO	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Diferenças entre secagem e evaporação.	1
Tabela 2 - Propriedades do ar e vapor.	29
Tabela 3 - Resumo das etapas previamente realizadas.	38
Tabela 4 - Dimensões principais da arca maior em mm.	40
Tabela 5 - Dimensões principais da arca menor em mm.	41
Tabela 6 - Características da placa de armazenamento com dimensões em mm.	42
Tabela 7 - Dados do evaporador em mm.	43
Tabela 8 - Dados do condensador em mm.	43
Tabela 9 - Dados do compressor em mm.	45

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema simplificado de bomba de calor e seus componentes.	6
Figura 2 - Diagrama $P-h$ de uma máquina térmica inversa.	8
Figura 3 - Evolução conteúdo da humidade.	13
Figura 4 - Cinética de secagem.	13
Figura 5 - Evolução da temperatura do produto.	14
Figura 6 - Fluxograma criado por [16] para desenvolvimento de bomba de calor para secagem (Adaptado).	16
Figura 7 - Esquema de funcionamento do modelo de bomba de calor para secagem específico a ser desenvolvido.	18
Figura 8 - Representação das arcas interna e externa com dimensões em mm.	28
Figura 9 - Fases de um projeto completo de engenharia descritos pelo Instituto de Gestão de Projetos [26].	35
Figura 10 - Modelo de 7 etapas para trabalho no desenvolvimento de projeto [26].	37
Figura 11 - Modelo de grelha para armazenar os cogumelos.	41
Figura 12 - Modelo de fan-box selecionado.	42
Figura 13 - Ideia inicial para posicionamento do evaporador.	43
Figura 14 - Modelo de condensador selecionado.	44

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos	Descrição	Unidade
A_p	Área da placa	[m ²]
A	Área exposta a troca de calor	[m ²]
c_p	Calor específico	[kJ/kg*K]
\dot{m}	Caudal mássico	[kg/s]
h	Coefficiente convectivo de transferência de calor	[W/m ² *K]
D_{ab}	Coefficiente de difusão do ar	[m ² /s]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/m ² *K]
k_{ar}	Condutividade térmica do ar húmido	[W/m ² *K]
k	Condutividade térmica do material	[W/m ² *K]
ρ	Densidade da mistura	[kg/m ³]
α	Difusividade térmica	[m ² /s]
H	Entalpia	[kJ/kg*K]
l	Espessura da parede do permutador de calor	[m]
X_v	Fração molar de vapor	
w	Humidade absoluta	[kg água/kg ar]
ϕ	Humidade relativa	
ΔT_{ml}	Média logarítmica das temperaturas	[K]
T_{dp}	Ponto de orvalho	[K]
P_v	Pressão de vapor	[Pa]
P_{vs}	Pressão de vapor saturado	[Pa]
T	Temperatura absoluta	[K]
m_l	Total de água removida	[kg/s]
V	Velocidade do ar	[m/s]
τ	Viscosidade cinética	[m ² /s]
μ_{mix}	Viscosidade dinâmica da mistura	[N*s/m ²]
v	Volume específico	[m ³ /kg]

1. INTRODUÇÃO

Esta tese abordará o projeto de construção de um protótipo de bomba de calor compacta para secagem de cogumelos. A secagem é uma operação onde a água ou qualquer outro líquido é removido de um material ou matriz. Esse conceito também se aplica à operação de evaporação, que é a concentração de soluções líquidas. As diferenças entre secagem e evaporação são apresentadas na Tab. (1) [1].

Tabela 1 - Diferenças entre secagem e evaporação.

Secagem	Evaporação
Remoção de líquido de um material sólido.	Remoção de líquido de uma solução líquida.
Remoção do líquido por centrifugação ou por vaporização.	Remoção do líquido somente por vaporização.
A vaporização ocorre a uma temperatura inferior à temperatura de ebulição do líquido que se quer retirar do material sólido.	A vaporização ocorre à temperatura de ebulição do líquido que se quer retirar da solução líquida.

Este trabalho irá concentrar-se na secagem por vaporização onde é retirada humidade do alimento ciclicamente conforme o processo de secagem ocorre. Para isso será usado ar a uma temperatura de 40°C para não danificar as propriedades organolépticas dos cogumelos.

1.1 MOTIVAÇÃO

A motivação para o desenvolvimento deste produto novo está em ajudar as pessoas. Pretende-se com que pequenos produtores agrícolas possam aumentar o valor agregado de seus produtos através da desidratação dos alimentos por si colhidos para futura venda. Assim, é necessário o desenvolvimento de um equipamento doméstico

(logo compacto), com baixo consumo elétrico quando comparado com desidratadores por resistência.

1.2 JUSTIFICATIVA

Muitas das propriedades dos produtos são perdidas com tratamento térmicos, como ocorre em desidratadores que utilizam resistências elétricas para aquecer o ar. Isto não é diferente para secagem com bombas de calor, mas esse tipo de deterioração é reduzido devido ao uso de temperaturas mais amenas (abaixo ou igual à 40°C). Algumas vantagens da secagem de alimentos são mostradas a seguir:

1. Aumento da vida útil do produto.
2. O alimento desidratado é nutritivo. O valor nutritivo do alimento concentra-se devido a menor quantidade de água presente, mesmo que haja alguma perda em suas propriedades.
3. Facilidade no transporte e comercialização, pois o alimento seco é leve e compacto. Suas qualidades também permanecem inalteradas após longos períodos de tempo.
4. O processo de secagem por bomba de calor é econômico. Não há necessidade de mão-de-obra especializada para uso do equipamento; e os produtos desidratados possuem baixo custo de armazenagem.
5. Redução em perdas pós-colheita.

O uso da secagem como mecanismos de desidratação traz benéficos para toda a indústria alimentar. O desafio é fazer com que mais pessoas usufruam destes mecanismos em benefício próprio.

1.3 OBJETIVOS GERAIS

Apresentar um projeto de uma bomba de calor funcional para secar cogumelos é o objetivo deste trabalho. Para isso serão necessários cálculos matemáticos que modelem o comportamento da secagem de alimentos.

1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- O projeto apresentado deve ser funcional e deve ser pensado para ser o mais barato possível de modo que alguém com poucos recursos possa construí-lo.
- Deve secar no máximo uma quantidade 50 kg de alimentos.
- Possuir dimensões para uso doméstico.

1.5 ORGANIZAÇÃO DA TESE

Esta tese está organizada nos seguintes capítulos, cada uma explicada de acordo com seu conteúdo.

- **Capítulo 1 – Introdução.** Neste capítulo é abordado a motivação e justificativa para a criação deste trabalho.
- **Capítulo 2 - Referencial teórico.** Neste capítulo apresenta-se o enquadramento teórico das bombas de calor, bombas voltadas para a secagem, processo de secagem e as equações necessárias para a modelação de uma metodologia de simulação do processo de secagem e do equipamento associado;
- **Capítulo 3 - Materiais e métodos.** Neste capítulo, demonstra-se o algoritmo através dos cálculos das propriedades do vapor e do ar para determinados pontos do processo de secagem e demonstra-se o processo de seleção do compressor conforme os dados calculados. Por fim, apresenta-se o racional do projeto e comentários sobre as fases de desenvolvimento que ocorreram previamente a escrita desta tese.
- **Capítulo 4 - Resultados e discussão.** As características dos componentes selecionados são apresentadas em tabelas, bem como pelos desenhos técnicos do protótipo.
- **Capítulo 5 - Conclusões e trabalhos futuros.** Capítulo final com comentários sobre o que foi determinado ao longo da tese.

2. REFERÊNCIAL TEÓRICO

2.1 ESTADO DA ARTE

A extração de água para conservar alimentos é uma técnica conhecida destes tempos antigos. Pessoas exploram recursos como a luz do sol, o fogo e fluxo de ar para remover humidade de alimentos tanto de origem animal quanto vegetal. Ainda hoje no meio leste da Europa, no mediterrâneo e na Califórnia existem produtos que são secos utilizando a luz do sol. O processo de secagem de alimentos desenvolveu-se rapidamente a partir da segunda metade da primeira guerra mundial, sendo assim muitas indústrias passaram a adotar este método para conservação de seus produtos [2].

Muitos autores comentam sobre o processo de secagem dando ênfase à eficiência energética dos equipamentos, já que mais de 33% das fontes de energia primária são usadas para secagem industrial de alimentos [2]. Secar gera uma considerável carga térmica no ambiente devido ao calor rejeitado para o meio que pode ser feito por diversos tipos de equipamentos e processos sendo um destes bomba de calor para secagem.

A tecnologia de bomba de calor é adequada para um elevado leque de produtos devido a sua habilidade de produzir condições de secagem controladas em termos de temperatura, humidade e velocidade de escoamento do ar pelo alimento que aumentam a qualidade do produto seco e ainda reduzem os custos de energia elétrica[3].

Existem muitas variantes da tecnologia de bomba de calor que foram desenvolvidas com o intuito de aumentar a eficiência energética desse sistema e também economizar energia. Para aplicações domésticas e/ou industriais os seguintes tipos de bombas de calor são utilizados:

- Ciclo de compressão a vapor;
- Ciclo por absorção;
- Bomba de calor termoelétrica;

O mais comum é o ciclo de compressão a vapor que entrega uma maior eficiência energética devido à natureza do seu ciclo termodinâmico, sendo que a maioria das

variações de bomba de calor utilizam como base a tecnologia de compressão a vapor. Sistemas que utilizam micro-ondas, energia geotérmica ou mesmo energia solar para aumentar a eficiência do ciclo de compressão a vapor existem e são utilizados conforme a disponibilidade de recursos naturais e/ou de tecnologia no local.

Muitos estudos são realizados acerca de bombas de calor pelo mundo, os artigos relacionados a bombas de calor para secagem podem ser classificados em 3 temas principais: (i) artigos que lidam com a eficiência energética e a viabilidade econômica do processo de secagem; (ii) artigos que lidam com o desenvolvimento e validação de modelos associados com o processo de secagem; (iii) Artigos que lidam com o estudo dos parâmetros qualitativos dos produtos como os físicos (cor e forma) e químicos (componentes nutricionais e aromáticos).

Este trabalho está focado em (ii) onde um modelo de quantificação da secagem foi publicado por [4], e com este modelo foi desenvolvido um projeto específico de bomba de calor compacta para secagem de cogumelos com a intenção de que trabalhos futuros sejam realizados para a validação do modelo posteriormente.

2.2 BOMBAS DE CALOR

A transferência de calor na natureza ocorre sempre da região de maior para a de menor temperatura. Se utilizarmos um ciclo termodinâmico para realizar essa transferência no sentido contrário, teremos um sistema chamado máquina térmica inversa. Este poderá ser do tipo máquina frigorífica (ou ar condicionado) ou bomba de calor. Este sistema opera com um fluido refrigerante. Quando o fluido refrigerante muda do estado líquido para gasoso através da evaporação, ele absorve calor da vizinhança. Quando o fluido retorna ao estado líquido através da condensação, ele liberta calor para essa mesma vizinhança. As condições para que ocorram essas mudanças de fase se dão através das relações pressão-temperatura das substâncias puras.

Um líquido pode vaporizar a uma temperatura inferior a 100°C para absorver calor se a pressão for inferior a pressão atmosférica. Do mesmo modo, um gás pode condensar a uma temperatura elevada e libertar calor a uma pressão superior à atmosférica. O

esquema de funcionamento de uma bomba de calor é ilustrado na Fig. (1), onde \dot{W} e \dot{Q} são respectivamente o trabalho fornecido ao sistema e o calor trocado com o meio[5].

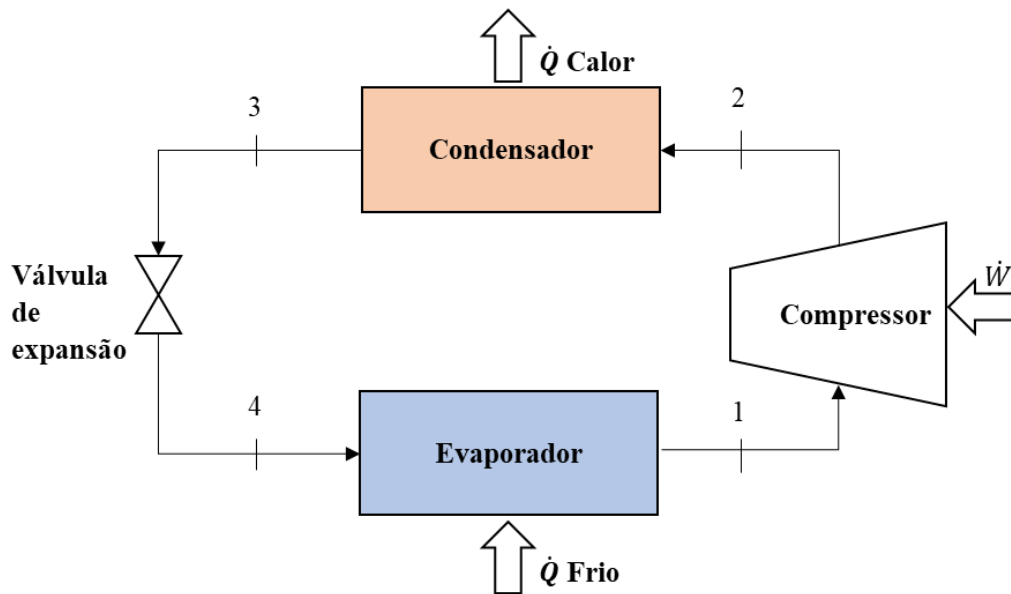


Figura 1 - Esquema simplificado de bomba de calor e seus componentes.

A Fig. (2) representa o diagrama pressão-entalpia $P-h$ de um ciclo ideal de refrigeração ou bomba de calor ilustrado na Fig. (1) [6]. Neste ciclo 4 processos térmicos principais acontecem, sendo eles: evaporação, compressão, condensação e expansão. As etapas do processo são descritas a seguir [7]:

- **(1-2) Compressão adiabática reversível.** Do evaporador, refrigerante do estado de saturação a uma baixa pressão segue para o compressor e é comprimido em direção ao condensador através de uma redução volumétrica e aumento da temperatura e pressão.
- **(2-3) Rejeição de calor a pressão constante.** Do compressor, vapor de refrigerante a alta pressão entra no condensador e é liquefeito através do uso de água ou ar.
- **(3-4) Expansão irreversível com entalpia constante.** Do condensador, fluido saturado a alta pressão passa através de uma válvula de expansão e sua pressão e temperatura são reduzidas.
- **(4-1) Absorção de calor reversível a pressão constante.** Da válvula de expansão, refrigerante líquido a baixa pressão chega no evaporador. O fluido então evapora e

esse processo absorve calor do meio, deste modo fornecendo um coeficiente de refrigeração.

Como apresentado na Fig. (1), os componentes essenciais para um ciclo simples de compressão a vapor são descritos a seguir [7]:

- **Evaporador.** Neste equipamento ocorre a troca de calor provida pelo refrigerante, e portanto, nele ocorre a evaporação do líquido refrigerante a baixa temperatura, o que causa a absorção de calor pelo refrigerante.
- **Linha de Sucção.** Este é o tubo entre o evaporador e o compressor. Depois que o líquido absorve calor, a linha de sucção transporta o refrigerante até o compressor. Nesta linha o fluido está na região de vapor sobreaquecido.
- **Compressor.** Este aparelho separa as áreas de baixa e alta pressão do sistema e tem duas funções principais: (i) remover vapor do evaporador para que a temperatura de evaporação se mantenha baixa e (ii) comprimir vapor de refrigerante a baixa temperatura para um volume menor, criando um vapor sobreaquecido com alta temperatura e pressão.
- **Linha de descarga quente.** O tubo que conecta compressor com o condensador.
- **Condensador.** Este equipamento é usado para troca de calor, similar ao evaporador, mas seu trabalho é expulsar calor e não o absorver. O condensador muda o estado do refrigerante de vapor sobreaquecido de volta ao líquido. Isso é feito através da alta pressão existente nesse componente que aumenta a temperatura de evaporação do fluido removendo assim calor o suficiente para que o refrigerante condense novamente à fase líquida.
- **Linha de líquido.** Essa linha conecta o condensador com o dispositivo de controle do refrigerante, incluindo a válvula de expansão. Apenas refrigerante líquido deve estar nessa linha. E ainda, a linha pode estar um pouco quente devido a quantidade de fluido que ainda está à alta pressão.
- **Controle do refrigerante.** Isto funciona como um dispositivo de medida. Ele monitora o refrigerante líquido que entra no evaporador e garante que todo líquido é evaporado antes do refrigerante ir para linha de sucção. Caso refrigerante líquido entre na linha de sucção, irá adentrar o compressor e causará falha no sistema.

Em adição a lista acima de componentes, existem elementos constituintes do sistema como por exemplo o receptor de líquido, as válvulas de trabalho e além das válvulas de descarga e sucção que podem enriquecer as operações no ciclo de compressão a vapor.

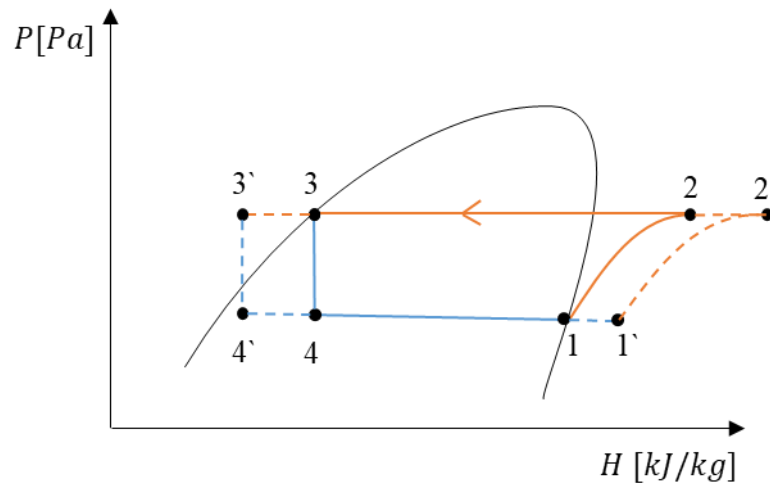


Figura 2 - Diagrama $P-h$ de uma máquina térmica inversa.

A Fig. (2) representa um ciclo ideal de refrigeração (ou bomba de calor) e também os estados do fluido num ciclo real. Para o caso ideal, os pontos onde os estágios começam e acabam estão nos limites da região de saturação do fluido de trabalho. Isso não é o que ocorre na vida real devido as perdas por atrito e a própria entropia do sistema, os estados reais são representados pelo ciclo com linhas tracejadas. Durante a fase de condensação do fluido, é normal que esse processo se estenda a até a região de líquido comprimido (lado esquerdo da curva na Fig. (2)) para garantir um maior aproveitamento na retirada de calor do ambiente. Outra diferença é que na saída do evaporador o fluido sofre um sobreaquecimento para que se encontre na região de vapor sobreaquecido. Isso garante que não haja líquido na entrada do compressor, o que poderia prejudicar o funcionamento do sistema. E também, o compressor utilizado não é ideal, ou seja, não consegue transformar toda a potência recebida em trabalho útil para o sistema.

2.3 SECAGEM POR BOMBAS DE CALOR E OUTROS MÉTODOS

O objetivo principal de qualquer processo de secagem dedicado a alimentos é a produção de um produto desidratado com qualidade. Para que este processo ocorra, faz-se necessário o uso de equipamentos próprios para esta atividade, que por sua vez, necessitam de energia elétrica para que funcionem. Devido à crescente procura mundial por energia, principalmente se tratando do setor industrial, busca-se uma maior eficiência no aproveitamento da energia elétrica, otimizando assim modelos e as condições de operação para secagem [3]. Existem diversos mecanismos para desidratar alimentos. Um destes é através da passagem de ar seco pelo material, onde retira ciclicamente a humidade presente no produto. Isto pode ser proporcionado por equipamentos como as bombas de calor para secagem.

Um secador com bomba de calor utiliza os componentes típicos deste tipo de sistema: evaporador, condensador, compressor, válvula de expansão e uma câmara de secagem. O ar seco usado na secagem varia entre $T_{ar} = 10-55^{\circ}\text{C}$ e humidade por volta de 10-15%. Essas condições são benéficas especialmente para reter os componentes bioativos que são os mais sensíveis à temperaturas elevadas [8].

Uma das versatilidades deste sistema é que se pode atingir um elevado leque de temperaturas de operação apenas escolhendo o fluido refrigerante adequado, regulando a capacidade do compressor e o caudal de ar no sistema [9]. Os componentes mais importantes para a secagem são os permutadores de calor porque permitem que o ar se mantenha o mais seco possível durante todo o ciclo de secagem.

Os pontos de contato entre os sistemas da bomba de calor e sistema de secagem são o evaporador e condensador. A capacidade térmica requerida desses componentes irá definir a quantidade de refrigerante no sistema e capacidade do compressor [10]. Isso torna possível uma pessoa desenvolver uma bomba de calor para secar diversos tipos de alimentos consoante a sua necessidade.

Logo, percebe-se que a tecnologia de secagem por bomba de calor é acessível para produtos de elevado valor econômico permitindo obter condições controladas de secagem: temperatura, humidade e velocidade do ar. Estes fatores têm sido estudados em

função da melhoria da qualidade do produto final e da redução do custo da secagem. Note-se que os processos convencionais de secagem podem comprometer o aspecto de fruta fresca, aroma e o sabor em geral através do aparecimento de manchas e degradação do produto. Tais problemas são consequência de elevadas temperaturas e/ou prolongada exposição ao calor ou oxigênio [2, 5].

Tecnologias como secagem por congelamento, onde temperaturas baixas são utilizadas, podem preservar melhor as características de um alimento. Levando-se em conta outras técnicas utilizadas para conservar o material. Existe também a liofilização que permite com que haja sublimação da água presente no alimento. Este processo utiliza um vácuo quase total para que a pressão de vapor da água no alimento seja baixíssima, evaporando-a facilmente e preservando as propriedades organoléticas dos alimentos. Estes processos exigem tempo e uma quantidade de energia muito elevada. No caso da liofilização, este processo é muito caro e quase que impraticável para tamanhos industriais. Deste modo, abrem-se janelas de oportunidade para desenvolvimento de tecnologias economicamente viáveis que proporcionem alimentos secos de alta qualidade [10].

2.4 SOBRE OS COGUMELOS

Cogumelos são comercializados em países de todo mundo como Austrália, Bolívia, Alemanha, África do Sul, Tailândia, Estados Unidos, Índia e Coréia. Popularmente o *Agaricus blazei* é utilizado como infusão de chá para combater o estresse físico e psicológico, a osteoporose, a úlcera gástrica, estimular a imunidade, melhorar a qualidade de vida dos diabéticos, reduzir colesterol e aliviar problemas digestivos [11].

Os cogumelos possuem humidade ao redor de 90% e são altamente perecíveis. Assim, há necessidade de processar o produto para aumentar sua vida de prateleira. A secagem é comumente utilizada como um método de preservação alimentar. Este mecanismo facilita a conservação do produto, estabilidade de componentes aromáticos à temperatura ambiente e armazenagem por longos períodos de tempo. Outro fator que torna a secagem um processo vantajoso é também a redução no peso do produto, facilitando o seu transporte e a economia de energia por não necessitar de refrigeração

uma vez seco [8].

O principal objetivo da desidratação de vegetais é a sua conservação, consistindo na redução do teor de água até um nível no qual as concentrações de açúcares, ácidos, sais e outros componentes sejam suficientemente elevadas para reduzir a atividade de água (conceito que será explicado na secção 2.5). Ao retirar-se a água dos alimentos evita-se o crescimento de microrganismos responsáveis pela sua deterioração.

2.5 PROCESSO DE SECAGEM

No que diz respeito à composição de alimentos frescos, a água é o constituinte que se encontra em maior proporção. A deterioração dos alimentos está intimamente ligada à sua concentração e mobilidade. A taxa e intensidade com o que ocorre a deterioração podem ser relacionadas pela atividade de água [8].

A atividade de água é uma função termodinâmica, definida como a razão entre fugacidade de água na mistura e a fugacidade da água pura no estado padrão para uma mesma temperatura. Isto pode ser interpretado como a tendência da água líquida em escapar para o estado gasoso. A comparação entre atividade de água e humidade relativa de equilíbrio apresenta uma diferença por volta de 0,2% a temperatura ambiente, à mesma pressão [8].

A secagem de géneros alimentícios sólidos é um caso complexo de transferência de calor e de massa através dos tecidos destes materiais. Existem diversas teorias de secagem e um grande número de modelos matemáticos para estimar as transferências simultâneas de calor e massa envolvidas [12]. Estes modelos de secagem tentam explicar os mecanismos de migração de humidade no interior de sólidos durante o período de taxa decrescente. Sendo esse período caracterizado pela variação da concentração de água, X , no produto, onde a velocidade com que água é retirada do alimento diminui ($\frac{dX}{dt} < 0$ mostrado na Fig. (4)).

As características específicas de cada produto, associada às propriedades do ar de secagem e ao meio de transferência de calor adotado determinam as condições de

secagem. A secagem pode ser dividida em três períodos, cada um destes está presente nas curvas de secagem, Fig. (3) a (5) [13].

Os períodos de secagem podem ser brevemente divididos nos seguintes intervalos, conforme apresentados por [13]:

- Período 0 – período precedente ao regime operacional. No começo o produto é geralmente mais frio que o ar, e a pressão parcial de vapor da água na superfície é baixa, conseqüentemente, a transferência de massa e a velocidade de secagem são baixas. O calor provoca um aumento da pressão de vapor e conseqüentemente da secagem. No entanto, a duração deste período é insignificante em relação ao período total de secagem;
- Período 1 – O período de taxa constante de secagem. Nele a quantidade de água disponível dentro do produto é bem grande. A pressão de vapor de água na superfície é constante e igual à pressão de vapor de água à temperatura do produto. A velocidade de secagem é, por conseguinte, constante. Este período continua enquanto a velocidade com que a água se move do interior para a superfície do produto seja o suficiente para equiparar-se a perda por evaporação na superfície;
- Período 2 – O período de taxa decrescente de secagem. Assim que a água começa a ser insuficiente na superfície, a velocidade de secagem diminui.

A velocidade do processo de secagem durante o período a taxa constante depende dos coeficientes de transferência de calor e massa, da área exposta ao meio de secagem, da geometria da amostra e da diferença de temperatura e humidade entre o vapor e a superfície húmida do sólido. O mecanismo interno de migração da água não afeta a velocidade de secagem deste período [14].

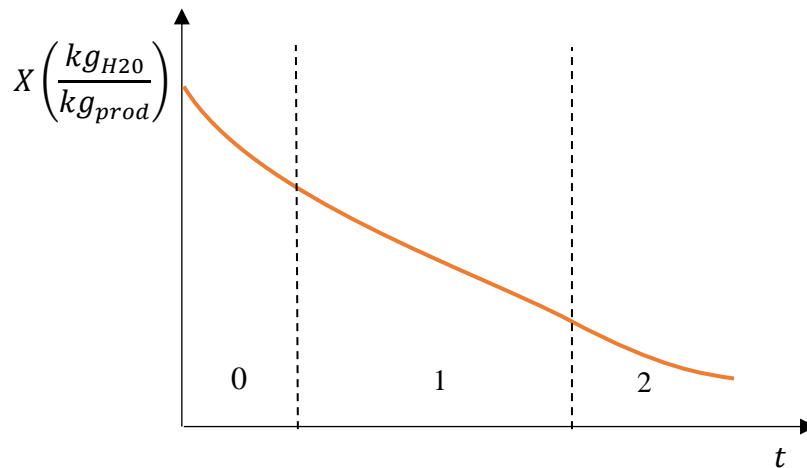


Figura 3 - Evolução conteúdo da umidade.

A Fig. (3) representa a diminuição do teor de água do produto durante a secagem em relação ao tempo t . Normalmente esse dado é obtido experimentalmente pesando o material ao decorrer da secagem.

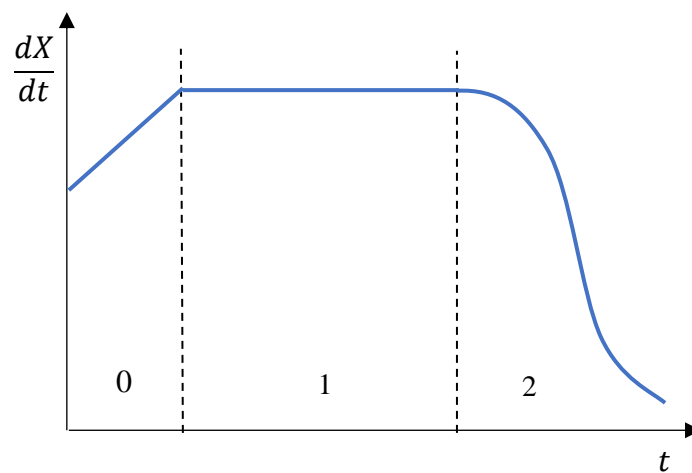


Figura 4 - Cinética de secagem.

A Fig. (4) representa a velocidade de secagem do produto (variação do conteúdo de umidade do produto por tempo, $\frac{dX}{dt}$) em relação à evolução do tempo. Este gráfico é obtido derivando o da Fig. (3) em ordem ao tempo.

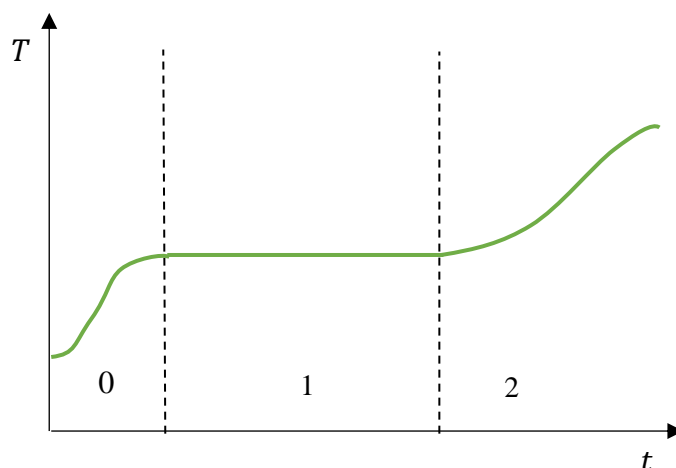


Figura 5 - Evolução da temperatura do produto.

A fig. (5) representa a variação da temperatura do produto durante a secagem e é obtida medindo-se a temperatura durante a secagem.

Na secagem de alimentos muitas vezes se observa somente o período decrescente (2) visto na Fig. (3), principalmente devido as dificuldades que a água líquida dentro do produto encontra para alcançar a superfície [15]. Para maximizar os resultados de secagem, é conveniente que os equipamentos utilizados trabalhem da maneira mais eficiente possível durante o período 2. Convém que o projeto de uma máquina de secagem esteja parametrizado para que retire a maior quantidade de água do alimento nesta fase.

2.6 PROJETO DE SECADOR POR BOMBA DE CALOR

Para facilitar a metodologia de desenvolvimento de um modelo de secador, [13] comenta a criação de um fluxograma para auxiliar o projetista por [16], reproduzido na Fig. (6).

Normalmente para desenvolver modelos industriais de secadores são necessários diversos testes em pequena escala. Esse tipo de teste é necessário para que valores utilizados nas correlações de secagem sejam determinados.

São necessários estudos para que os dados mais completos sobre as propriedades dos alimentos estejam disponíveis para projetistas no início do desenvolvimento de um novo produto. E assim, ser possível desenvolver máquinas adequadas para um alimento específico dentro o universo existente do mundo de alimentos.

No primeiro estágio da área demarcada na Fig. (6) temos a coleta de informações que é onde se recolhe as propriedades do ar e do alimento que queremos secar. Características como densidade, percentagem de água no alimento e características quanto a forma física do produto (tipo de corte: filetado, postas, cubos e etc.) devem ser levados em consideração.

Após esta etapa é necessário ter os conhecimentos dos materiais. Este estágio também é referente ao alimento, mas está ligado à sua secagem. São necessários modelos físicos de secagem que descrevem o comportamento de um produto específico. Além disso, esses modelos utilizam coeficientes que variam de alimento para alimento e devem ser conhecidos para que as equações sejam corretamente usadas.

As características do equipamento são relativas aos materiais e configurações geométricas do secador. Isso acarreta também em coeficientes específicos utilizados nas equações de transferência de calor.

O conhecimento do processo é tudo aquilo necessário para quantificar o processo de secagem. Ter ciência de quais equações de transferência de calor e massa utilizar faz parte das etapas de projeto.

Segue-se então para o cálculo efetivo onde são usadas as correlações para transferência de massa junto aos princípios de conservação de energia para quantificar a secagem. Essa etapa determina resultados como o tempo do processo de secagem e as dimensões principais do equipamento com base no que foi parametrizado nas etapas anteriores.

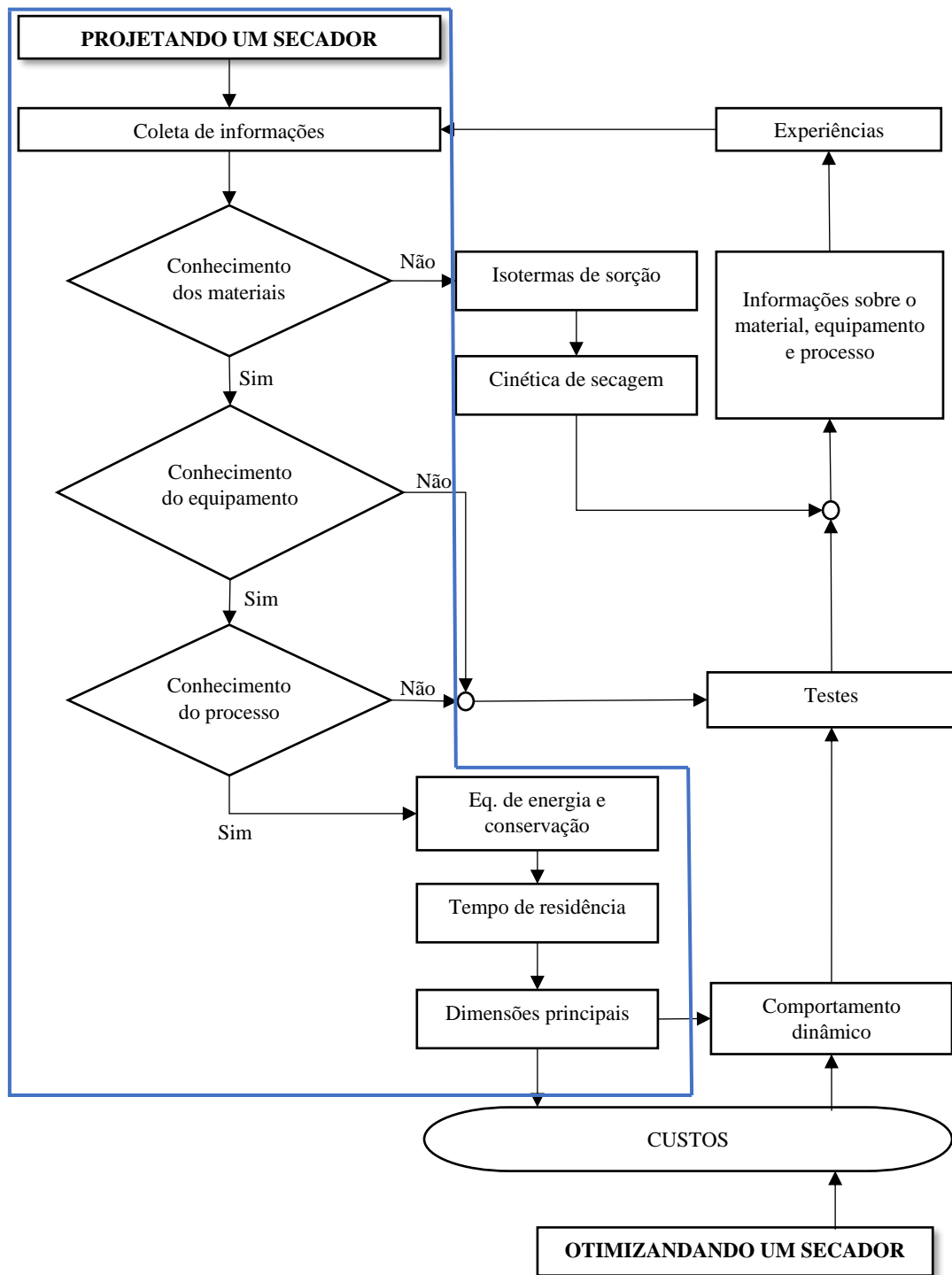


Figura 6 - Fluxograma criado por [16] para desenvolvimento de bomba de calor para secagem (Adaptado).

A proposta deste trabalho está focada na área demarcada na Fig. (6) e na entrega de um anteprojeto de bomba de calor.

As etapas fora da área demarcada na Fig. (6) devem ser realizadas em trabalhos futuros, onde o levantamento de custos é recomendado conforme o orçamento para a criação de do protótipo. As fases seguintes do fluxograma decorrem da avaliação do protótipo, e não há como realizá-las antes da construção do modelo.

Como mostrado no algoritmo da Fig. (6), há necessidade de conhecer propriedades intrínsecas do que se pretende secar. Neste capítulo são apresentados parâmetros gerais utilizados nos cálculos de dimensionamento, e por conseguinte, que auxiliam o projeto de construção.

2.7 FUNCIONAMENTO CÍCLICO DE SECAGEM

Para o desenvolvimento desta tese é proposto um modelo específico de bomba de calor doméstico para promover a secagem de cogumelos. Esta máquina retira calor de uma fonte fria e liberta numa fonte quente com o auxílio de um compressor. Neste caso, o condensador é a fonte quente e também é o componente que aquece o ar durante o processo de secagem. O evaporador, neste modelo específico, também funciona como desumidificador já que o ar, ao entrar em contato com sua superfície, perde humidade devido a condensação que ali ocorre.

O ciclo de secagem para este equipamento começa quando o ar que é insuflado pelo ventilador passa pelo condensador e é aquecido de A para B na Fig. (7). Posteriormente, o ar quente passa pelo alimento e retira pouco a pouco sua humidade B para C na Fig. (7). Então o ar agora mais húmido segue para a parte fria do sistema onde entra em contato com a superfície fria do evaporador. É aqui que parte da água contida no ar condensa devido ao contato com um componente com a temperatura de superfície abaixo do ponto de orvalho C para A na Fig. (7). Com a perda de humidade, o ar seco é novamente insuflado para o condensador e recomeçando o ciclo.

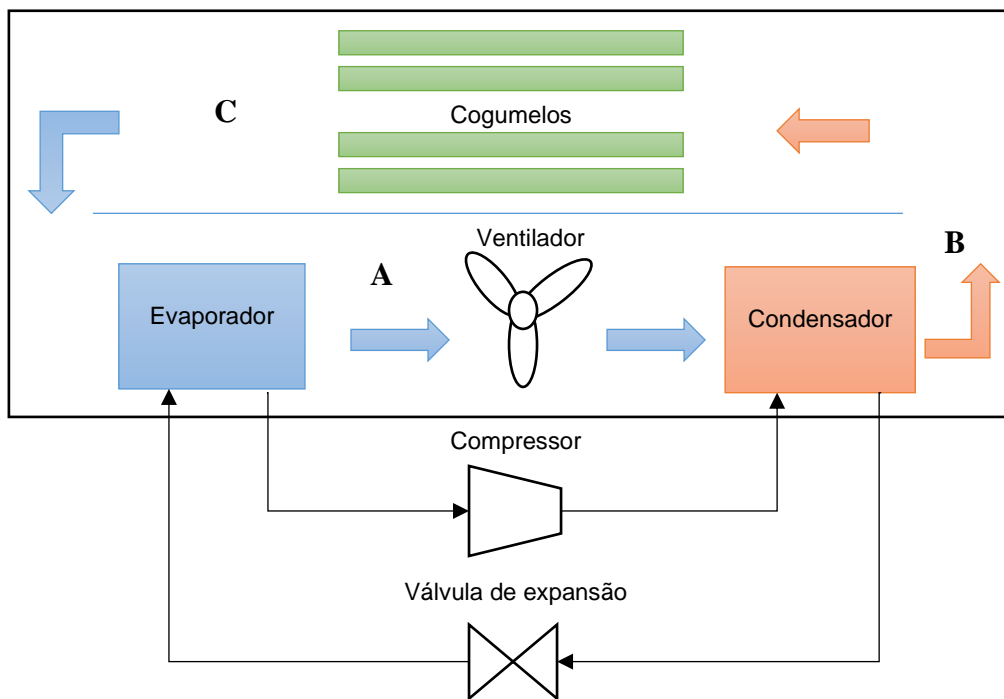


Figura 7 - Esquema de funcionamento do modelo de bomba de calor para secagem específico a ser desenvolvido.

2.8 COLETA DE INFORMAÇÕES

Nesta secção e nas seguintes contidas no capítulo 2, desenvolve-se o enquadramento físico-químico das propriedades do ar e relativas aos processos de sorção. Importante realçar que o conteúdo que se transcreve foi recentemente publicadas por [4].

Primeiramente é preciso conhecer as propriedades do ar que serão usadas ao longo de todo o equacionamento presente neste trabalho. A literatura especializada em secagem recomenda temperaturas de secagem específicas para cada alimento. Foram realizados testes por [8] para encontrar uma temperatura de secagem ideal para cogumelos. Concluiu-se que por volta de 40°C é uma temperatura ideal para secagem pois não degrada o produto. Assim, as propriedades do ar foram sempre calculadas tendo este parâmetro definido.

O cálculo das propriedades do ar é determinado através das Eq. (1) a (17). As Eq. (1) a Eq. (8) são relativas às propriedades psicométricas e são citadas por [17]. Estas

equações psicrométricas descrevem a humidade do ar conforme sua temperatura, quantidade de água em estado de vapor e volume de ar ocupado [13–15].

Para obtermos os valores de pressão de vapor saturado do ar P_{vs} e de humidade absoluta w , utilizamos respectivamente, Eq. (1) e Eq. (2). Este cálculo é necessário para sabermos a humidade do ar após o contato com o alimento e na saída do evaporador, conforme ilustrado na Fig. (7).

$$P_{vs} = 6 \frac{10^{25}}{1000 * T^5} \cdot \exp\left(-\frac{6800}{T}\right) \quad (1)$$

$$w = \frac{0,622 P_v}{P_{atm} - P_v} \quad (2)$$

No começo do processo, a humidade absoluta é exatamente o valor encontrado a partir da Eq. (2). Conforme a secagem ocorre, w passa a ser o valor presente no ar ao passar pelo condensador e mais o que o alimento perde por ciclo de ar que circula no equipamento.

A humidade do ar após deixar o condensador é exatamente a mesma de quando ele deixa o evaporador. O próximo passo é encontrar a pressão de vapor no ar P_v e a sua entalpia H . Utilizando w previamente calculado, temos as Eq. (3) e Eq. (4).

$$P_v = w \cdot \frac{P_{atm}}{0,622 + 0.378 * w} \quad (3)$$

$$H = 1,006 \cdot (T - 273,15) + w[2501 + 1,775 \cdot (T - 273,15)] \quad (4)$$

Com os dados da pressão de vapor no ar e a pressão de vapor saturado é possível encontrar a humidade relativa ϕ e também temperatura de orvalho T_{dp} para essa determinada pressão de vapor. Respectivamente Eq. (5) e Eq. (6).

$$\phi = \frac{P_v}{P_{vs}} \quad (5)$$

$$T_{dp} = \frac{186,4905 - 237,3 \log 10 \cdot P_v}{\log(10 P_v) - 8,2859} \quad (6)$$

O ponto de orvalho é um parâmetro comum em termos psicométricos e é a temperatura na qual a água presente no ar em forma de vapor condensa ao entrar em contato com uma superfície mais fria [21].

Então, com a pressão de vapor e umidade relativa é possível calcular o volume específico ν e a fração de vapor molar x_v relacionados a mistura ar-vapor e a massa molar.

$$x_v = \frac{P_v}{P_{atm}} \quad (7)$$

$$\nu = 0,28705T \cdot \frac{1 + 1,6078w}{P_{atm}} \quad (8)$$

A determinação de propriedades de transporte, Eq. (11) até (17), necessitam de parâmetros adimensionais de ar-seco e vapor de água. Eles são nomeados Φ_{av} e Φ_{va} , respectivamente Eq. (9) e (10). Todas as equações para determinação desses parâmetros foram apresentadas por [22].

$$\Phi_{av} = \frac{\sqrt{2}}{4} \left(1 + \frac{M_a}{M_v}\right)^{-\frac{1}{2}} \left[1 + \left(\frac{\mu_a}{\mu_v}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{M_a}{M_v}\right)^{\frac{1}{4}}\right]^2 \quad (9)$$

$$\Phi_{va} = \frac{\sqrt{2}}{4} \left(1 + \frac{M_v}{M_a}\right)^{-\frac{1}{2}} \left[1 + \left(\frac{\mu_v}{\mu_a}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{M_a}{M_v}\right)^{\frac{1}{4}}\right]^2 \quad (10)$$

A massa molar do vapor e ar seco são representados respectivamente por M_v e M_a , enquanto que μ_v e μ_a são referentes as suas viscosidades dinâmicas. Assim, com os parâmetros Φ_{av} e Φ_{va} calculados, determinam-se as principais propriedades termo-físicas.

A Eq. (11) é usada para calcular a condutividade térmica do ar húmido.

$$k_{mix} = \frac{(1 - x_v)k_a}{(1 - x_v) + x_v\Phi_{av}} + \frac{x_vk_v}{x_v + (1 - x_v)\Phi_{av}} \quad (11)$$

E o calor específico do ar húmido é obtido com a Eq. (12):

$$c_{pmix} = c_{pa}x_a \frac{M_a}{M_m} + c_{pv}x_v \frac{M_v}{M_m} \quad (12)$$

Essas propriedades são usadas para obter a difusividade térmica α , mostrada na Eq. (13):

$$\alpha = \frac{k_{mix}}{\rho * c_{pmix}} \quad (13)$$

E também a massa específica da mistura ρ_{mix} para gases incompressíveis é calculada seguindo a Eq. (14):

$$\rho_{mix} = \frac{P_{atm}}{RT} \left[1 - x_v \left(1 - \frac{M_v}{\alpha} \right) \right] \quad (14)$$

As propriedades de transferência que ditam o movimento do fluido são calculadas seguindo as equações apresentados por [22]. A Eq. (15) encontra a viscosidade dinâmica da mistura μ_{mix} .

$$\mu_{mix} = \frac{(1 - x_v)\mu_a}{(1 - x_v) + x_v\Phi_{av}} + \frac{x_v\mu_v}{(1 - x_v) + x_v\Phi_{va}} \quad (15)$$

Com μ_{mix} e ρ_{mix} , calcula-se a viscosidade cinemática τ com a Eq. (16):

$$\tau = \frac{\mu_{mix}}{\rho_{mix}} \quad (16)$$

O número de Prandtl Pr é calculado pela Eq. (17) sendo utilizado para determinar a perda de água durante o processo.

$$Pr = \mu_{mix} \frac{c_{pmix}}{k_{mix}} \quad (17)$$

2.9 CARACTERÍSTICAS DO EQUIPAMENTO

Para otimizar um secador em função da carga térmica dos elementos na câmara de secagem, é necessário parametrizar alguns componentes para selecionar outros.

Para as Eq. (18) a (22) é necessário que parâmetros como k, M, C, D e A relacionados a materiais de construção mecânica sejam utilizados para a alcançar um resultado. Estes parâmetros estão relacionados com permutadores de calor e geram resultados tais como média logarítmica das temperaturas, números adimensionais de

Nusselt e Reynolds, coeficiente global de transferência de calor e fluxo de calor entre permutadores [20].

A média logarítmica das temperaturas ΔT_{ml} , Eq. (18), é uma variável que leva em consideração a natureza logarítmica das propriedades ligadas a transferência de calor. Ela converte os valores de entrada à saída dos permutadores, juntamente com a temperatura do fluido externa e obtém um valor médio que é usado nas equações de transferência de calor para permutadores.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{med} - T_{in}) - (T_{med} - T_{out})}{\log \frac{(T_{med} - T_{in})}{(T_{med} - T_{out})}} \quad (18)$$

Para o cálculo da transferência de calor é necessário encontrar um coeficiente global de transferência de calor U . Este valor leva em consideração os coeficientes do material junto ao do meio. O cálculo para isso se assemelha a como é feito para associação de resistências elétricas em paralelo e é mostrado na Eq. (19).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{l}{k}} \quad (19)$$

Onde l representa a espessura da parede do permutador de calor. Os dados necessários para calcular U são o coeficiente convectivo de transferência de calor h e a condutividade térmica do permutador k associada ao seu material.

$$h = k_{ar} \frac{Nu}{D} \quad (20)$$

Para esta equação, D é o diâmetro do permutador de calor e k_{ar} é a condutividade térmica do ar. O número adimensional de Nusselt, Nu , é obtido através da Eq. (21).

$$Nu = 1.13 Re^M \cdot C \cdot Pr \quad (21)$$

Nesta equação M e C são constantes obtidas através das dimensões e configuração dos permutadores. O número de Reynolds, Re , calcula-se pela Eq. (22).

$$Re = \frac{\rho_{mix}VD}{\mu_{mix}} \quad (22)$$

Onde V representa a velocidade do ar no escoamento. A transferência de calor final do permutador \dot{Q} é dado na Eq. (23).

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml} \quad (23)$$

Onde A é área total de troca de calor. E assim é possível obtermos um caudal mássico para o sistema a partir da variação de entalpia ΔH , exposto na Eq. (24).

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{\Delta H} \quad (24)$$

2.10 PROCESSO DE SECAGEM

As equações desta secção serão utilizadas para quantificar matematicamente o processo de secagem. É preciso controlar a humidade do alimento para que tenhamos os resultados de desidratação esperados. Os modelos de secagem utilizados para encontrar a humidade removida são bem conhecidos na bibliografia específica desta área. O modelo Henderson modificado foi o selecionado por ser o mais citado em estudos de secagem. Para este modelo são necessários parâmetros da humidade absoluta, temperatura e velocidade do ar no escoamento para calcular a perda de água no alimento [8], [23]. O coeficiente de difusão do ar, Eq. (25), é necessário para encontrar a perda de água [3].

$$D_{ab} = 1.87 \times 10^{-10} \frac{T^{2.072}}{P} \quad (25)$$

Essa equação faz com que o tempo de secagem seja subestima devido a não considerar os mecanismos internos de difusão da água do interior para superfície dos cogumelos.

A partir do coeficiente de difusão calculado se obtêm os valores de Graschof, Gr , e Schimdt, Sc , como indicado nas Eq. (26) e Eq. (27).

$$Gr = \frac{g\Delta\rho S^3}{\rho_f \tau^2} \quad (26)$$

$$Sc = \frac{\tau}{D_{ab}} \quad (27)$$

Onde S é a dimensão característica, que no caso de máquinas de secagem é o espaço entre as placas se suporte do alimento. Com os números de Graschof e Schimdt determinam-se os números de Rayleigh, Ra , e de Sherwood, este último para convecção natural Sh_n e forçada Sh_f :

$$Ra = Gr \cdot Sc \quad (28)$$

$$Sh_n = 0.197 \left(Ra^{\frac{1}{4}} \left(\frac{hp}{S} \right)^{\frac{1}{9}} \right) \quad (29)$$

Se Reynolds for menor que 200.000,

$$Sh_f = 0.664(Re^{0.5} * Sc^{\frac{1}{3}}) \quad (30)$$

No entanto, para valores de Re superiores a 200.000,

$$Sh_f = 0.0365(Re^{0.8} * Sc^{\frac{1}{3}}) \quad (31)$$

Com Sherwood definido, o coeficiente de transferência de massa é obtido pela Eq. (32).

$$hcf = Sh \frac{D_{ab}}{hp} \quad (32)$$

Onde hp é a altura da placa que contém o alimento. A quantidade total de água removida m_l é calculada pela Eq. (33).

$$m_l = hcf \cdot ns \cdot Ap \cdot \Delta\rho \quad (33)$$

Nesta equação, Ap é a área da placa que onde estão os alimentos, ns o número de placas e $\Delta\rho$ a diferença de massa específica entre a água e cogumelos.

A partir das equações apresentadas nesse capítulo é necessário que haja um cálculo iterativo até ser atingido a estagnação da secagem.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo será mostrado como as equações apresentadas no capítulo 2 são usadas para selecionar os componentes da bomba de calor. Todas foram escritas no software de cálculo Matlab devido a necessidade de um processo de cálculo iterativo. É necessário atualizar os valores das propriedades do ar e vapor a cada iteração e para cada ponto A, B e C da Fig. (7). Após isso, é apresentado os critérios utilizados para dar forma ao protótipo que temos a intenção de dimensionar.

3.1 DIMENSÕES PRINCIPAIS DO MODELO

Para que os cálculos fossem feitos levando em consideração a carga térmica do volume de ar do modelo, foram definidas algumas dimensões principais para criação do modelo doméstico. O conhecimento dessas dimensões é necessário para a compreensão das grandezas calculadas neste capítulo e também para a determinação de algumas características da bomba de calor.

A ideia inicial é de que o modelo compacto de bomba de calor possua duas arcas, uma interna e outra externa. A arca interna tem a função de conter os alimentos que serão secos. A arca externa tem o objetivo de conter todos os componentes da bomba de calor. Um desenho esquemático das arcas internas e externas está representado na Fig. (8), com as dimensões em milímetros.

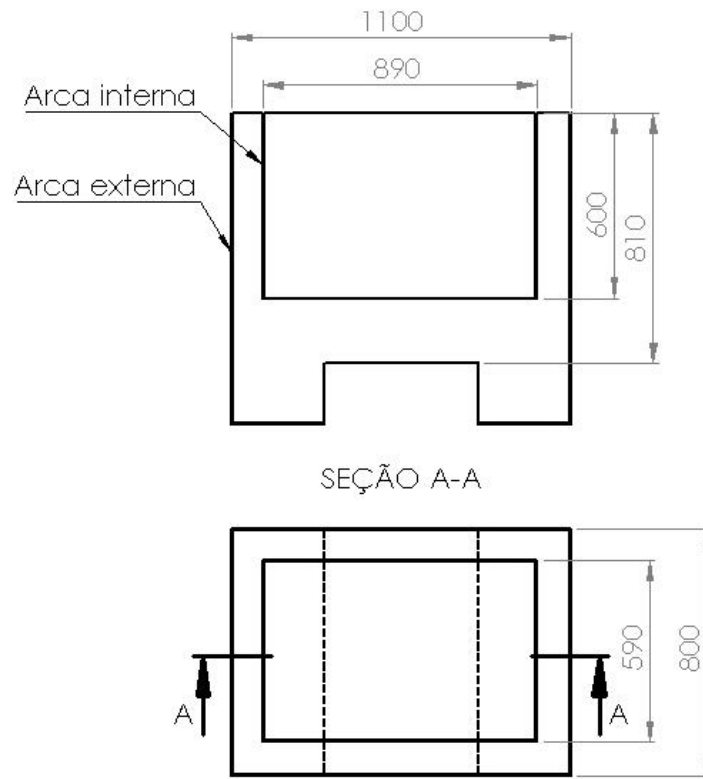


Figura 8 - Representação das arcas interna e externa com dimensões em mm.

Na Fig. (8) é possível visualizar algumas das dimensões principais do modelo projetado. Esses dados são necessários porque alguns cálculos necessitam das dimensões da bomba para determinar áreas e volumes associados aos componentes e ao ar.

A arca interna foi projetada para que os alimentos pudessem ser colocados na vertical, aumentando assim a quantidade de alimentos que podem ser secos naquele volume e também para aproveitar a parcela de convecção natural para transferência de massa. O modo como os alimentos são postos na arca bem como os valores das dimensões do modelo estão apresentados no capítulo de resultados e discussão.

3.2 EXEMPLIFICAÇÃO DOS CÁLCULOS

Foi desenvolvido um algoritmo em Matlab para auxiliar na seleção de componentes de uma bomba de calor. Esse programa utiliza as equações de transferência de calor juntamente as equações de transferência de massa para quantificar o processo de secagem. É possível variar as entradas do código consoante a necessidade do projetista conforme dito por [4]. A primeira versão deste algoritmo foi desenvolvida por Michel Silva, e após uma série de melhorias e ajustes, o algoritmo foi utilizado no desenvolvimento desta tese para o caso específico de secagem de cogumelos e com dimensões do modelo iguais as apresentadas na secção 3.1.

Para que seja possível a reprodução dos resultados obtidos com o uso das equações, serão demonstrados alguns dos cálculos feitos. Os parâmetros das propriedades do ar e da água utilizados estão na Tab. (2).

Tabela 2 - Propriedades do ar e vapor.

Nome da propriedade	Valor	Unidade
P_{atm}	101,325	<i>kPa</i>
M_a	0,029	<i>kg/mol</i>
M_v	0,018	<i>kg/mol</i>
μ_a	$1,9074 \cdot 10^{-5}$	<i>N.s/m²</i>
μ_v	$9,61 \cdot 10^{-6}$	<i>N.s/m²</i>

Existem ainda outros parâmetros intrínsecos do ar e água, mas eles variam conforme a pressão de vapor naquele momento específico do processo sendo assim impossível apontar-lhes um único valor.

A primeira das propriedades iniciais que deve ser encontrada é a pressão de saturação para a temperatura que de secagem. Neste exercício a temperatura é de 40°C (313K), então:

$$P_{vs} = 6 \frac{10^{25}}{1000 * 313^5} \cdot \exp\left(-\frac{6800}{313}\right) \quad (34)$$

$$P_{vs} = 7,333 \text{ kPa} \quad (35)$$

Para encontrar o valor da pressão de vapor no começo do processo é feito uma aproximação tal como na Eq. (36). Para este caso, θ é uma estimativa para a quantidade de água presente no ar quando o processo de secagem começa (θ varia entre 0 e 1, sendo 1 para o pior caso). Para as seguintes interações do software, P_v é calculado como mostrado na Eq. (3).

$$P_v = P_{vs} * \theta \quad (36)$$

$$P_v = 7,333 \text{ kPa} \quad (37)$$

Devido à dificuldade de prever o comportamento do sistema durante o regime transiente, o programa tem início com a estagnação do ar a temperatura de 40°C.

O ponto de orvalho é um parâmetro essencial de projeto, pois é necessário definir a temperatura que a superfície fria irá se encontrar para que ocorra a condensação da água presente no ar. No começo do processo, o ar está muito húmido e quente. Desse modo é mais fácil retirar a sua humidade bastando haver uma superfície poucos graus abaixo da temperatura de secagem. Este resultado é mostrado utilizando as Eq. (6) e Eq. (38).

$$T_{dp} = \frac{186,4905 - 237,3 \log(10 \cdot 7,333)}{\log(10 \cdot 7,333) - 8,2859} \quad (39)$$

$$T_{dp} = 39,42^\circ\text{C} \quad (40)$$

O resultado encontrado na Eq. (40) não é um valor usado em projeto, pois não condiz com a realidade. O valor correto é aquele encontrado na última interação do programa, pois é quando há estagnação da retirada de água do alimento encerrando o processo de secagem. O valor mostrado na Eq. (41) é o valor de temperatura mais crítico para a retirada de água do ar e assim será usado no projeto já com um fator de segurança de -3°C .

$$T_{dp} = -10,7^{\circ}\text{C} \quad (41)$$

Apesar do T_{dp} ter sido calculado conforme a literatura indica, este valor implica em considerações sérias no projeto. Caso as superfícies do evaporador comecem a criar películas de gelo, a condensação da água no ar começa a ser comprometida. Isso pode acarretar em problemas no funcionamento do equipamento prolongando em demasiado o tempo de secagem. Portanto a temperatura usada em projeto será de 0°C , dificultando o surgimento desse problema.

Esta mudança é refletida no cálculo em Matlab através da mudança do ΔH na Eq. (24). É usado a entalpia específica do refrigerante R134a na região de saturação para a temperatura de 0°C que será a temperatura no evaporador.

Dando prosseguimento os cálculos, é necessário encontrar parâmetros que serão usados posteriormente nas equações de transferência de massa. Estes resultados são mostrados a seguir:

$$w = \frac{0,622 \cdot 7,333}{103,325 - 7,333} \quad (42)$$

$$w = 0,0475 \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{ar}}} \quad (43)$$

O valor de w é um ótimo parâmetro de controle pois mostra instantaneamente a quantidade de água no ar para um determinado ciclo. Ao final do processo de secagem, este valor estagna com um número 100 vezes menor que o inicial.

Os parâmetros adimensionais Φ_{av} e Φ_{va} são calculados conforme as Eq. (9) e (10) e utilizando os valores apresentados na Tab. (2). Estes são mostrados nas Eq. (44) e (45).

$$\Phi_{av} = 1,1095 \quad (44)$$

$$\Phi_{va} = 0,8987 \quad (45)$$

Assim calculam-se algumas das propriedades termo-físicas do sistema. Isso serve para exemplificar alguns dos cálculos. No entanto, desenvolver todo o processo de secagem de modo numérico é um processo quase todo iterativo sendo praticamente impossível demonstrar todos os cálculos. A seguir será explicado o procedimento com o que forem feitos os cálculos que validam a escolha de um compressor.

3.3 SELEÇÃO DO COMPRESSOR

No primeiro estado do cálculo é necessário encontrar as propriedades termo-físicas para que seja determinada a transferência de calor entre alimento-ar e permutadores-ar. Assim é preciso saber o estado do ar em cada uma das zonas A, B e C mostrados na Fig. (7). Esse processo é necessário pois a cada ciclo do ar na câmara de secagem gera um Pv para cada um desses pontos. Logo todas as propriedades que necessitam desse valor se alteram. Um exemplo é o próprio Tdp que anteriormente foi demonstrado. Desse modo é mais interessante saber os valores finais na última interação do programa para uso em projeto.

O componente mais importante a ser escolhido na realização desta tese é o compressor, pois a partir dele e dos componentes pré-definidos se pode moldar a forma final do secador de alimentos. O principal parâmetro necessário de escolha do compressor é o caudal mássico de fluido refrigerante. Este último delimita a gama de compressores que pode ser usado em projeto e é calculado conforme Eq. (24).

Para um secador de cogumelos com dimensões definidas para esta tese, e para uma temperatura de secagem de 40°C, o valor encontrado é apresentado na Eq. (46).

$$\dot{m}_{R134a} = 0,0087 \text{ kg/s} \quad (46)$$

Para a seleção do compressor é necessário saber o caudal volumétrico no sistema. O valor do volume específico de R134a deve ser encontrado em tabelas termodinâmicas para a temperatura de 48°C. Este valor é justificado por estarmos estipulando em projeto um superaquecimento de 5°C e mais 3°C de fator de segurança. Devemos determinar o volume específico para a maior temperatura pois é quando essa grandeza assume seu maior valor no ciclo termodinâmico. O valor é apresentado a seguir:

$$v_{R134a} = 0,01996 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (47)$$

Por fim, basta multiplicar o caudal mássico pelo volume específico e é possível determinar o valor do caudal volumétrico que guiará a escolha do compressor, mostrado na Eq. (48).

$$\dot{v}_{R134a} = 1,76 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} \quad (48)$$

Os outros componentes da bomba de calor foram pré-selecionados de modo que o compressor fosse a variável de projeto a ser alcançado. O modelo de permutador selecionado é encontrado no catálogo da Luvata [24], sendo o modelo escolhido #1332 com dimensão 1' ½. Este equipamento tem como material de fabricação cobre comercial (90% Cu e 10% Al).

Assim é possível ter os valores que são intrínsecos dos materiais para cálculo dos coeficientes de transferência de calor. Deve-se também determinar as correlações que

serão usadas para calcular a transferência de calor devido ao arranjo dos permutadores e distância entre tubagem conforme o catálogo já citado.

Com o caudal mássico de fluido refrigerante R134a, devemos partir então para a seleção do compressor adequado. O procedimento para selecionar o compressor em catálogo é primeiramente decidir para qual tipo de rede ele será usado. Para o caso de Portugal, será usado um modelo com tensão de alimentação de 220-240V e frequência de 50Hz. Então foi visto a capacidade máxima de fluido refrigerante que o compressor suporta e esse valor foi dividido pela frequência de operação. Deste modo é determinado o caudal volumétrico máximo para aquele compressor.

Foi utilizado então o catálogo de compressores herméticos da Embraco [25], devido a versatilidade de tamanho e finalidades de uso, como também a alta disponibilidade no mercado. Assim, o compressor escolhido para alimentar o sistema foi o modelo FFI 12 HBK S/CAP. Este modelo não necessita de válvula de expansão para funcionar, apenas o tubo capilar do sistema é necessário para a redução de pressão. A sua potência de consumo é de 504W, caracterizando-o como modelo pequeno para uso doméstico.

Esse tipo de compressor é indicado pelo próprio fabricante para desumidificadores pois está apto a receber alta pressão na linha de retorno, o que é necessário para que a temperatura de evaporação seja superior a 0°C.

Esta seleção também pode ser vista como uma recomendação porque qualquer compressor que atenda as características citadas acima e utilize o fluido refrigerante R134a pode ser usado. Apenas deve-se levar em consideração as fixações na estrutura e conexões com os permutadores.

3.4 RACIONAL DO PROJETO

Além do caráter de projeto compreendido nessa tese, deve-se levar em consideração o lado comercial do produto. Afinal estamos a tentar produzir algo novo que um dia pode ser fabricado e utilizado pelo mercado. É necessário planear o

desenvolvimento de produto como qualquer outro, levando em consideração todas as fases de projeto consoante Fig. (9).

Toda a ideia de funcionamento do modelo de secador para alimentos foi pensada em função de um produto doméstico e compacto. Um equipamento que possa ajudar pequenos produtores agrícolas a obterem um lucro maior sobre a venda de suas mercadorias. Na Fig. (9) vemos um fluxograma de como é dividido o processo de criação de um modelo novo por etapas.

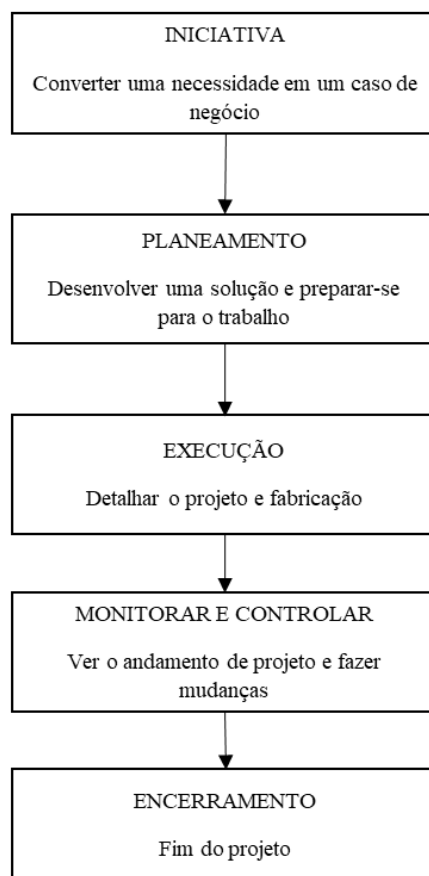


Figura 9 - Fases de um projeto completo de engenharia descritos pelo Instituto de Gestão de Projetos [26].

Seguindo este modelo de planejamento indicado na Fig. (9), é possível construir uma metodologia de desenvolvimento de produto bastante completa e de fácil visualização para onde se pretende chegar com o novo produto.

Alguns dos principais vetores são discutidos nessa secção para apoiar a visualização do leitor acerca das etapas de projeto conforme Fig. (9).

A fase da iniciativa é onde precisamos converter uma necessidade atual em algum produto ou serviço que possa ser vendido. Deve ser avaliado neste período de modo satisfatório quem são os possíveis concorrentes no mercado para que não se adentre em um nicho de mercado dominado por produtos semelhantes e de elevada competitividade.

Nesta fase foi visto que há uma necessidade no mercado atual por produtos desidratados, devido a facilidade de conservação, armazenamento e transporte. Não é intuito do protótipo aqui desenvolvido suprir a necessidade de produtos desidratados para todo o mercado alimentício. No entanto é justificado o seu desenvolvimento pelo conhecimento das oportunidades de mercado para seu uso.

Segue-se então para a etapa de afinar as expectativas quanto ao público-alvo. As grandes indústrias já têm equipamentos e processos bem definidos que satisfazem suas linhas de produção. Por isso pequenos produtores foram escolhidos como público-alvo, já que os equipamentos existentes para uso doméstico utilizam o aquecimento através de resistências para secar os alimentos. Esses produtos degradam as propriedades dos alimentos uma vez que a temperatura de secagem é demasiado elevada. A eficiência energética é um fator que desfavorece a imagem desses equipamentos pois utilizam resistências elétricas para gerar calor.

Posteriormente existe a etapa de planeamento onde a solução tenta ser desenvolvida de diversos modos para que um destes possa ser selecionado, e então buscam-se maneiras de construir o que foi pensado.

A etapa de execução é aquela em que o primeiro protótipo é construído com as especificações que foram projetadas. Segue então para a fase de monitoramento e controle onde é avaliado o funcionamento do produto. Caso não esteja de acordo com a ideia inicial, retorna-se para o planeamento. Dado que o modelo novo funcione de maneira correta, o projeto de engenharia é encerrado.

A solução a ser desenvolvida tem que estar relacionada com o nosso público alvo e com a meta de entregar produtos secos, e com propriedades o mais próximo o possível do que seria o natural. A escolha dos cogumelos como material a ser seco se deu porque

este é um material com alto teor de humidade, o que o torna um dos casos mais difíceis de secar. Outra justificativa é que os parâmetros utilizados nas equações de secagem foram determinados com uma metodologia muito bem apresentada por [8], e por isso foram usados nos cálculos desta tese.

Na Fig. (10) explica-se de modo mais ilustrativo como desenvolver o processo de construção de um modelo novo. Existem 7 etapas em que se pode avaliar com números e objetivos concretos o andamento do projeto. O processo ainda pode ser iterativo, pois sabendo de resultado a frente, pode-se dar um passo atrás e alimentar a parte conceitual com valores melhores. No andamento desta tese, isso ocorreu sempre que dados melhores de transferência de calor ou das correlações utilizadas para caracterizar a secagem de alimentos foram encontrados. Isto permite calcular os parâmetros que auxiliam a seleção de componentes de modo mais preciso.

1. Identificar necessidades e explorar modelos atuais relacionados
2. Definir objetivos quantificáveis e bem definidos
3. Verificar possível durabilidade, custos e benefícios
4. Considerar modos alternativos de detalhar o trabalho
5. Desenvolver um plano detalhado para o novo modelo
6. Construir e verificar se o novo modelo satisfaz as especificações.
7. Aprovação do cliente

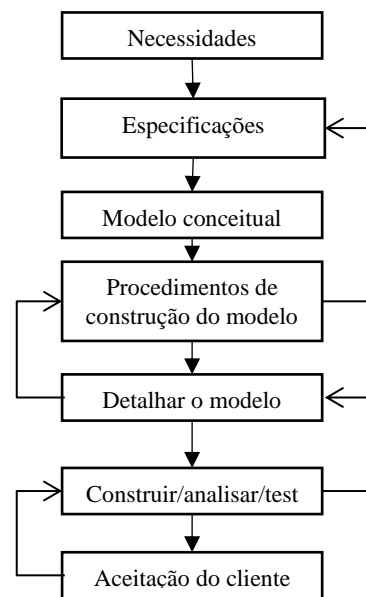


Figura 10 - Modelo de 7 etapas para trabalho no desenvolvimento de projeto [26].

Como algumas etapas haviam sido realizadas antes da escrita da tese, a Tab. (3) explica resumidamente algumas das escolhas tomadas com base no modelo da Fig. (10).

Tabela 3 - Resumo das etapas previamente realizadas.

ETAPA	ATIVIDADES
1 Necessidades	Produtos desidratados; Equipamento em escala doméstica; Uso focado em pequenos produtores;
2 Especificações	Secar uma quantidade de até 53kg de cogumelos.
3 Modelos conceituais	O critério principal de avaliação dos modelos conceituais previamente criados foi a circulação do ar; qual seria o melhor modo de insuflar o ar para o produto, vertical ou horizontalmente.
4 Procedimento de construção do modelo	Foi realizado um rascunho da forma final que o protótipo deveria ter, tornando possível também a seleção dos permutadores que se encaixassem melhor no projeto.
5 Detalhar o modelo	Seleção de compressor, material de construção e realização de desenhos técnicos feitos nesta tese.
6 Construir/analisar/ testar e Aceitação do cliente	Trabalhos futuros

A partir das atividades realizadas, partiu-se então para a otimização de componentes com o uso de bibliografia e referências especializadas na área de transferência de calor e massa. Assim chegamos à etapa 5 (detalhamento de projeto) com o melhor modelo possível para ser construído segundo os cálculos feitos.

Esta tese desenvolveu-se até a etapa 5, deixando a parte de construção e validação para trabalhos futuros.

Alguns pontos-chaves serão explicados no capítulo 4 conforme são mostradas as características finais do protótipo. No entanto, algumas questões que surgiram mesmo no início dessa tese e suas respostas são apresentadas a seguir:

- Ar soprado debaixo para cima – Foi feito desse modo para que fosse aproveitado também a parcela de convecção natural para auxiliar a transferência de massa, já que o ar quente possui massa específica menor que ar frio.
- Evaporador posicionado em 1 lado apenas – O sistema de tubagem se tornaria muito grande caso tivesse que rodear a arca por inteiro. Um sistema mais enxuto tem menor probabilidade de causar problemas futuros.
- Ventiladores próximo ao condensador – Esta configuração é em virtude do design específico proposto, pois como o equipamento é pensando para ser doméstico e pequeno, não muito espaço livre para encaixar os equipamentos.
- Material Acrílico – Como em um primeiro momento pretende-se construir um protótipo para visualização, a mais valia aqui é poder visualizar o que acontece no interior da câmara. Além de que é um material barato e de fácil manuseio.

Estas foram algumas escolhas tomadas anteriormente quando se tratava da forma conceitual do projeto. Bastava então selecionar os componentes certos e propor as melhorias.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo é mostrado o anteprojeto de um protótipo de bomba de calor que pode ser construído e avaliado quanto a eficiência de seu funcionamento.

4.1 CARACTERÍSTICAS DA ARCA MAIOR

A arca apresentada nessa secção foi desenvolvida com a ideia de ser um produto doméstico, então as dimensões principais não poderiam ser maiores que um congelador ou frigorífico doméstico. Foi decidido então que as dimensões principais fossem como apresentadas na Tab. (4), tornando assim um modelo doméstico.

Tabela 4 - Dimensões principais da arca maior em mm.

Altura	1010
Largura	1100
Profundidade	800
Altura para compressor	230
Volume para condensador e ventiladores	100
Espessura das paredes	50
Espaço entre tampa e arca interna	50
Espaço entre corpo interno e externo	100

Com exceção do compressor e outros componentes elétricos, todos os componentes da bomba de calor estão contidos dentro da arca maior.

4.2 CARACTERÍSTICAS DA ARCA MENOR

Os cogumelos são colocados para secagem na arca interna. Esta arca foi dimensionada para que 12 placas preenchidas por cogumelos fossem posicionadas de modo equidistante no espaço dentro da arca menor, permitindo assim um fluxo uniforme de ar por todas as placas e conseqüentemente o alimento. A arca interna é fixa na externa por meio de parafuso e porca e tem o condensador posicionado em sua parte inferior. Na Tab. (5) são apresentadas as dimensões principais da arca menor.

Tabela 5 - Dimensões principais da arca menor em mm.

Altura	600
Largura	890
Profundidade	590
Espaço para posicionamento das placas	880

As placas que recebem o alimento foram pensadas para serem iguais a da Fig. (11), esse esquema de grelha permite com que os cogumelos permaneçam na posição vertical de modo seguro e compromete minimamente o escoamento do ar pelo alimento.

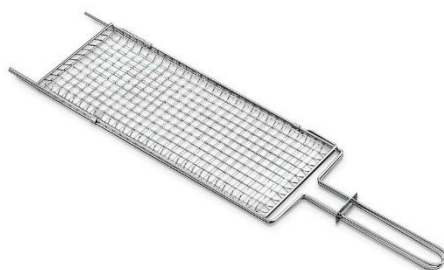


Figura 11 - Modelo de grelha para armazenar os cogumelos.

As características da grelha utilizadas nas equações que modelam o escoamento do ar são apontadas na Tab. (6).

Tabela 6 - Características da placa de armazenamento com dimensões em mm.

Espessura	15
Altura	575
Profundidade	580
Espaçamento entre placas	63,3
Material	Aço Inox 302

4.3 COMPONENTES DO PROTÓTIPO

Os principais componentes do modelo em questão são os permutadores, ventiladores e compressor. O modelo de ventilador selecionado é no formato de fan-box, Fig. (12), por ser compacto. Qualquer outro modelo de ventilador pode ser selecionado desde que a velocidade de escoamento do ar não ultrapasse 2,5 m/s, pois é considerado uma velocidade ótima para secagem de alimentos.

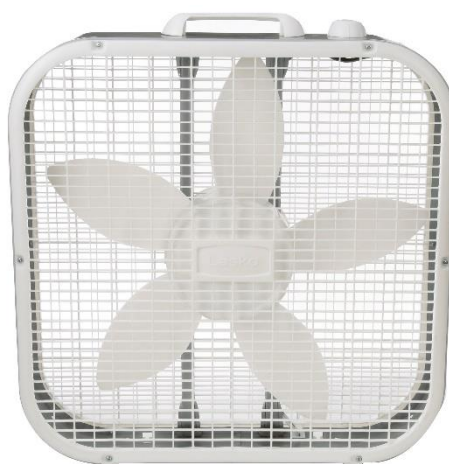


Figura 12 - Modelo de fan-box selecionado

Nas Tab. (7) e (8) são apresentadas as distâncias entre tubos dos permutadores consoantes a sua configuração. No caso do evaporador, ele está no arranjo alternado sendo que placas são utilizadas para aumentar a superfície fria que entra em contato com o ar.

Tabela 7 - Dados do evaporador em mm.

Distância	Valor
Transversal	37,5
Longitudinal	32,48
Número de colunas	3
Comprimento da serpentina	12500

Tabela 8 - Dados do condensador em mm.

Distância	Valor
Transversal	37,5
Número de colunas	1
Comprimento da serpentina	7200

Em termos de modelação matemática, o evaporador foi imaginado envolvendo a área entre a arca interna e externa, como mostrado na Fig. (13), mas em termos de construção é bastante complicado fabricar um evaporador com uma tubagem grande assim.

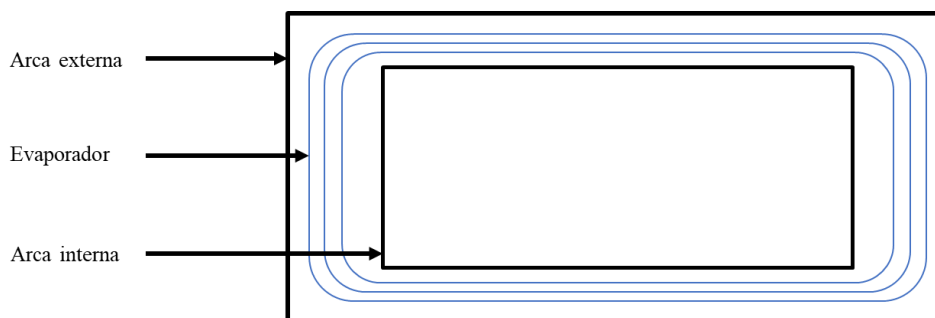


Figura 13 - Ideia inicial para posicionamento do evaporador.

A solução encontrada para contornar esse problema foi colocar o evaporador apenas em um dos lados da câmara e fazer com que chapas finas sejam colocadas transversalmente à tubagem para aumentar a superfície fria que entra em contato com o ar. Desse modo, a chapa irá arrefecer junto ao evaporador, o que irá aumentar a área de troca de calor entre ar e evaporador.

O modelo de condensador pensando em projeto é exatamente igual a modelos comerciais mostrados em refrigeradores, Fig. (14), porque possui apenas uma fileira em virtude de não haver muito espaço para montagem, e pela facilidade de encontrar no mercado.

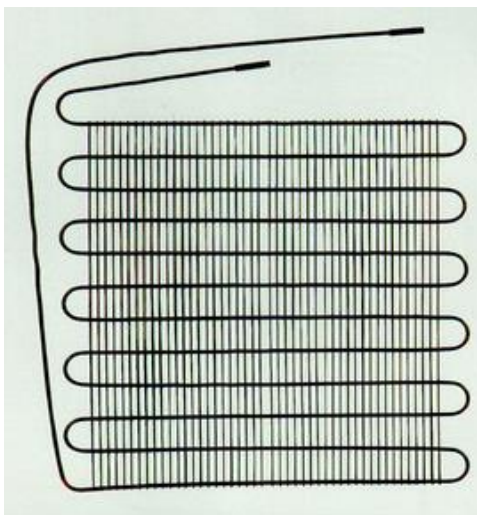


Figura 14 - Modelo de condensador selecionado.

O compressor foi fixado na estrutura por meio de parafuso e porca. O modelo que se encontra em desenho técnico não é o mesmo do catálogo, mas sim uma representação fiel as suas dimensões principais e com a mesma fixação. Seus dados são mostrados na Tab. (9).

Tabela 9 - Dados do compressor em mm.

Modelo	FFI 12 HBK S/CAP
Fabricante	Embraco
Potência	504W
Altura	201
Comprimento	254
Largura	173,3

Nas páginas ao final deste capítulo são apresentados os desenhos técnicos dos componentes do protótipo e de sua montagem.

4.4 SOLUÇÃO NUMÉRICA

Os cálculos realizados em Matlab são idealizados para a melhor situação possível de secagem. O estado transitório onde a câmara de secagem começa a temperatura ambiente de 30°C e se eleva até os 40°C que estipulamos para secar não é considerado. Por isso o tempo de secagem não pode ser determinado já que o programa funciona para uma situação ideal. Por exemplo, o tempo necessário para secar os 53kg de cogumelos a uma temperatura de 40°C é de aproximadamente 8 minutos. Esse tempo de secagem não condiz com a realidade devido a fatores como: nem todos os cogumelos estão expostos a troca de calor com o ar do mesmo modo, ou mesmo porque o equipamento pode não estar completamente fechado promovendo a renovação de ar.

Algumas formas e configurações dos componentes foram simplificadas para que a modelação se tornasse mais fácil. Um exemplo disso são as placas onde o alimento é depositado, elas foram modeladas como paralelepípedos onde suas superfícies laterais e inferior são aquelas onde ocorre a troca de calor. Isso é uma simplificação pois leva o programa a crer que apenas os cogumelos que estão nessas superfícies trocam calor e deixa de considerar todo o material que se encontra dentro da placa. O modelamento da transferência de calor no condensador foi simplificado, pois foi imaginado que este componente tivesse apenas uma coluna e várias fileiras. Na realidade o condensador que

será usado possui além da tubagem do sistema, placas transversais que auxiliam a troca de calor.

Melhores resultados podem ser determinados caso estudos sejam feitos para que os valores específicos dos produtos utilizados nas equações de secagem sejam melhores. Além disso, deve ser levado em consideração que as equações para cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor possuem erro de 25% associado ao seu uso.

O critério de parada para este algoritmo de cálculo não é um valor específico para umidade residual nos alimentos porque caso um valor desse tipo fosse estipulado, poderia fazer com que o programa entrasse em loop infinito. O critério de parada é quando a retirada de água do alimento por ciclo se torna muito próxima de 0, o que representa uma estagnação da retirada de água, sendo um critério mais adequado.

4.5 PROTÓTIPO DE SECADOR

Com o desenvolvimento do produto, foi atingida meta de projetar um modelo de dimensões domésticas que pudesse ajudar as pessoas a terem um lucro maior sobre a venda de seus produtos. Esse fato é verdadeiro devido as dimensões principais da arca de secagem estarem próximas a de congeladores comerciais.

O modelo desenvolvido foi projetado para suportar uma carga de até 53kg de cogumelos. A secagem deste produto ocorre a uma temperatura de 40°C para garantir que degradação mínima das propriedades organolépticas, e foi concebido para que o modelo final de construção possua mecanismos para que a temperatura de secagem possa ser variada consoante a necessidade do alimento.

O compressor selecionado para esta carga térmica está superdimensionado devido a algumas considerações como:

- Temperatura máxima de 48°C na área de alta pressão do sistema e não os 40°C de projeto, isso leva a um aumento no ΔH do sistema para o cálculo do caudal mássico.
- Temperatura de evaporação foi dimensionada para -10,7°C mesmo que a temperatura de trabalho seja 0°C para o projeto, isso leva a um aumento no ΔH também.

- O comprimento das serpentinas que formam os permutadores não são exatamente os mesmos devido a critérios de construção.

Por esses motivos, mesmo que uma carga térmica maior seja requerida do compressor, ele será capaz de suportar as novas exigências de acordo com o volume da câmara de secagem.

Quanto ao material de construção recomenda-se o uso de acrílico para o primeiro protótipo por ser um material barato e de fácil manuseio. Este material permite a visualização interna da câmara o que ajuda no processo de melhora contínua do produto. Para impedir com que o ar escoasse por outros caminhos além do evaporador, foi utilizado o polietileno como material de vedação por ser também de fácil manuseio.

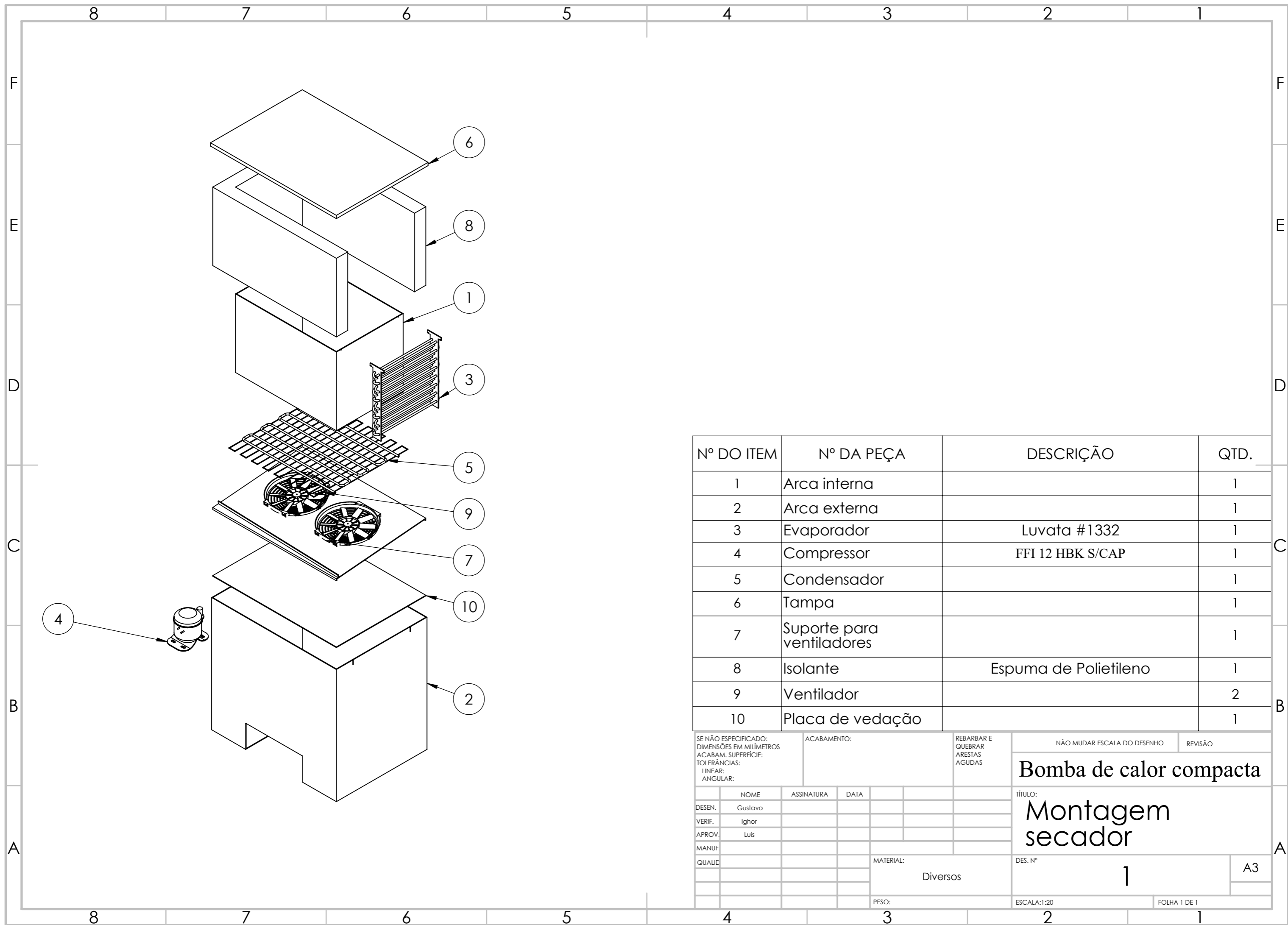
4.6 DESENHOS TÉCNICOS

Nas páginas seguintes a essa seção são apresentados os desenhos técnicos do anteprojeto de uma bomba de calor para secagem de alimentos. Deve-se levar em consideração que pelo fato de ser um anteprojeto, muitos dos suportes e fixações não estão representados nos desenhos. No entanto, as características do que foi calculado pelo algoritmo e do que foi apresentado nos resultados estão representados nos desenhos. Assim é possível ter uma noção do que será o modelo final que desenvolvido em trabalhos futuros.

A lista a seguir comenta cada desenho individualmente em relação ao seu conteúdo:

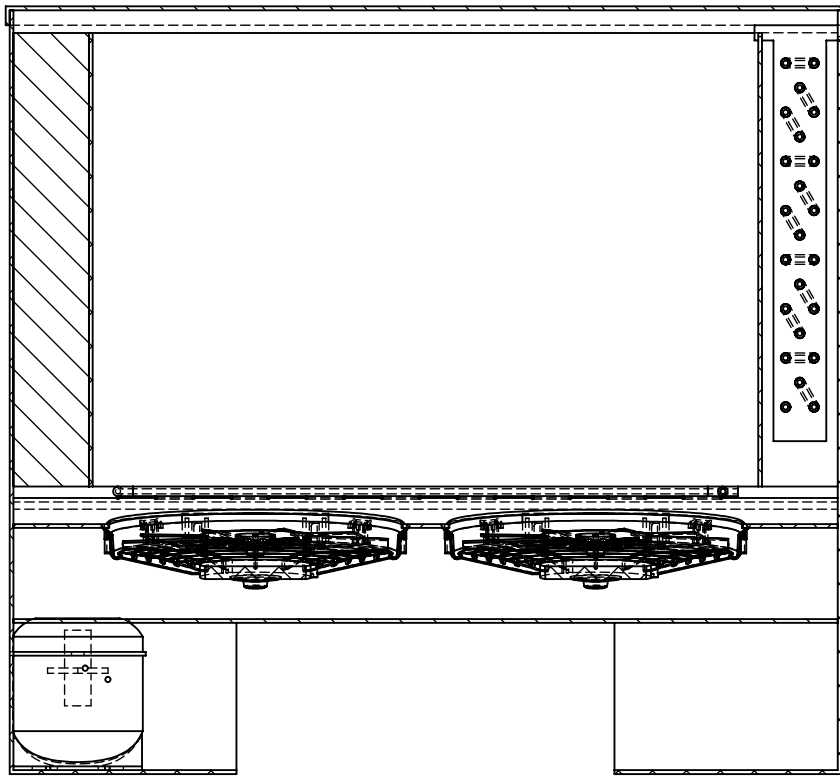
- **Desenho N°1.** Este desenho mostra o protótipo de bomba de calor numa visão explodida para que seja possível identificar todos os componentes presentes no equipamento. Os componentes ainda podem ser identificados com o auxílio da tabela localizada no canto superior esquerdo.
- **Desenho N°2.** Neste desenho é mostrado uma vista em corte do secador montado apenas para apresentar a organização dos componentes dentro do equipamento.

- **Desenho N°3.** Este é o desenho da arca interna onde são depositados os cogumelos para secagem. A arca possui entalhe para que a estrutura do evaporador possa ser fixada.
- **Desenho N°4.** Este é o desenho da arca externa onde todos os componentes da bomba de calor estão contidos. Na parte inferior da arca ficarão localizados o compressor e toda a sistema elétrico da bomba de calor.
- **Desenho N°5.** Desenho esquemático das dimensões do condensador para que ele seja fixado na parte inferior da arca interna.
- **Desenho N°6.** Este é o desenho do suporte para os ventiladores que ficam entre a arca interna e externa.
- **Desenho N°7.** Desenho esquemático do evaporador consoante a sua configuração de tubos e chicana para suporte e fixação da estrutura na bomba de calor.
- **Desenho N°8.** Esta é a placa que separa o espaço onde ocorre a secagem de outros componentes elétricos e do compressor.
- **Desenho N°9.** Tampa da bomba de calor para impedir a troca de ar com ambiente.

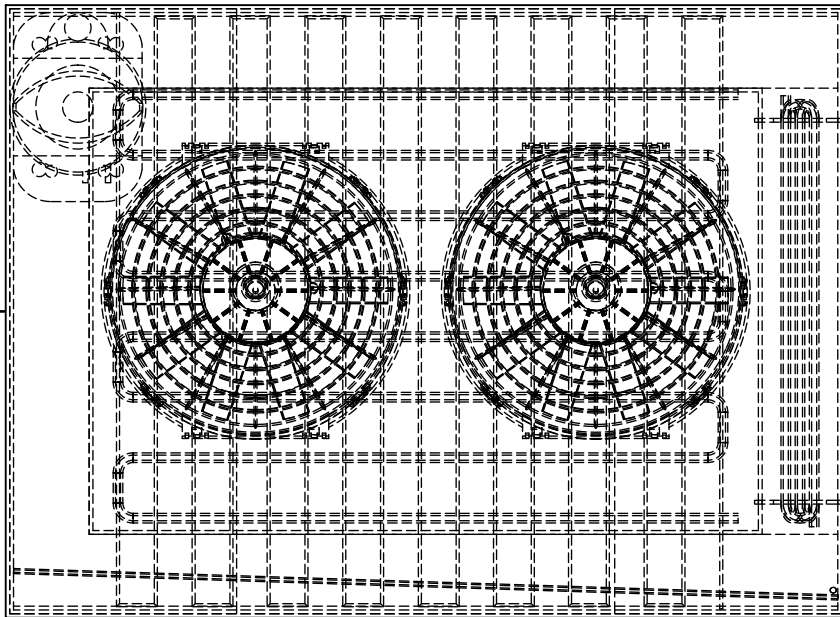


Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Arca interna		1
2	Arca externa		1
3	Evaporador	Luvata #1332	1
4	Compressor	FFI 12 HBK S/CAP	1
5	Condensador		1
6	Tampa		1
7	Suporte para ventiladores		1
8	Isolante	Espuma de Polietileno	1
9	Ventilador		2
10	Placa de vedação		1

SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:		ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO	REVISÃO
				Bomba de calor compacta	
				Montagem secador	
DESEN.	NOME	ASSINATURA	DATA	DES. Nº	A3
VERIF.	Gustavo			1	
APROV.	Ighor				
MANUF.	Luis				
QUALID.					
			MATERIAL:	Diversos	
			PESO:	ESCALA:1:20	
					FOLHA 1 DE 1



SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 10



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
TOLERÂNCIAS:
LINEAR:
ANGULAR:

ACABAMENTO:

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

Bomba de calor compacta

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.	Gustavo		
VERIF.	Ighor		
APROV.	Luis		
MANUF.			
QUALID.			

TÍTULO:

Secador montado

MATERIAL:

Diversos

DES. Nº

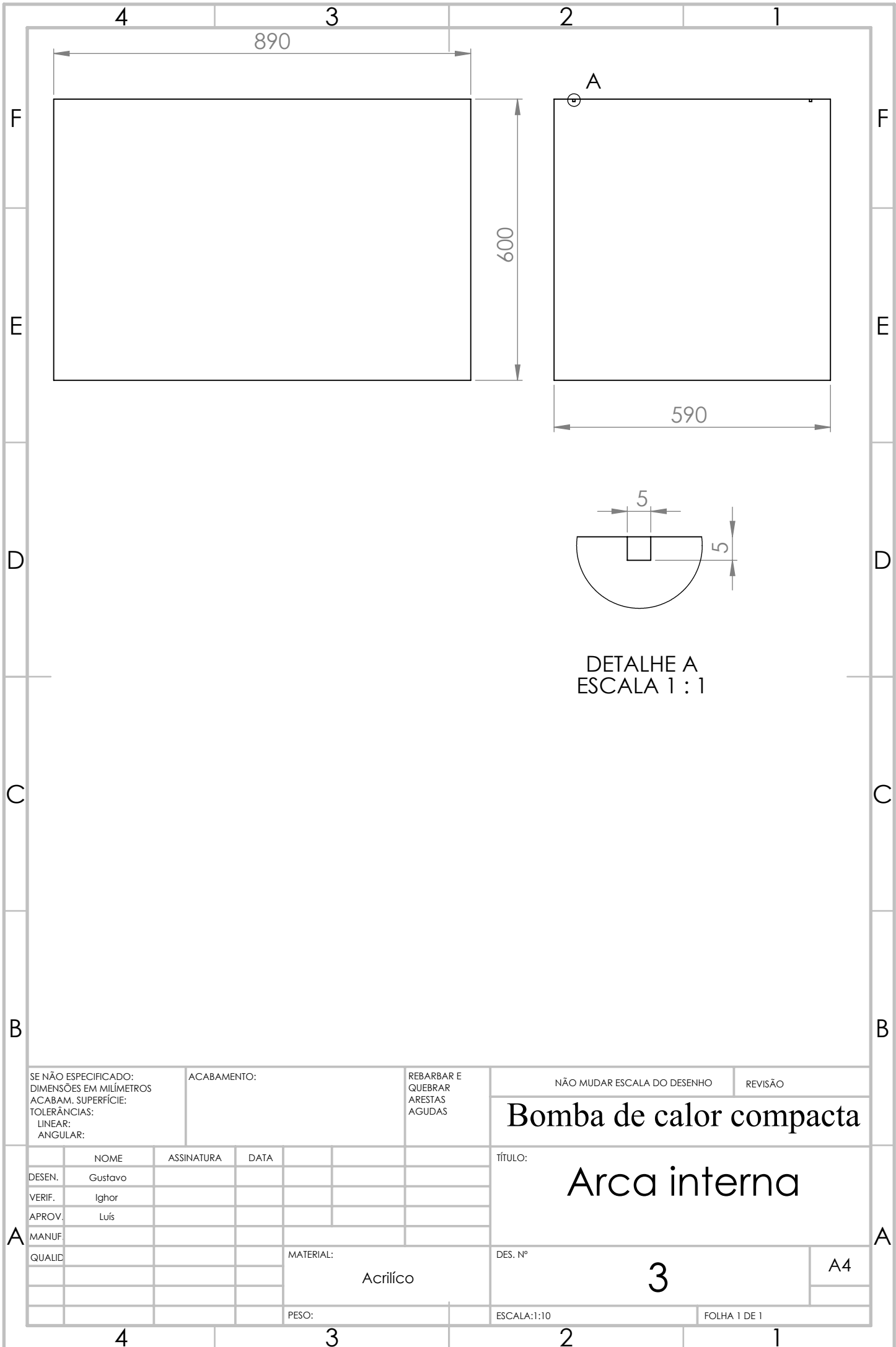
2

A4

PESO:

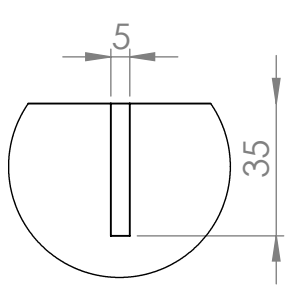
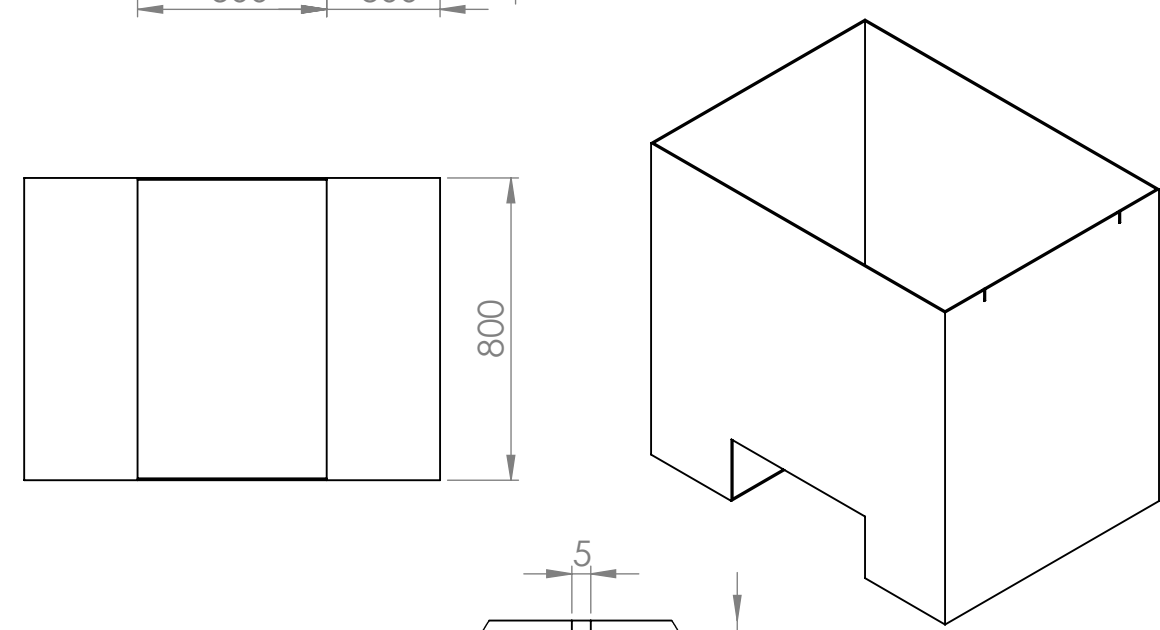
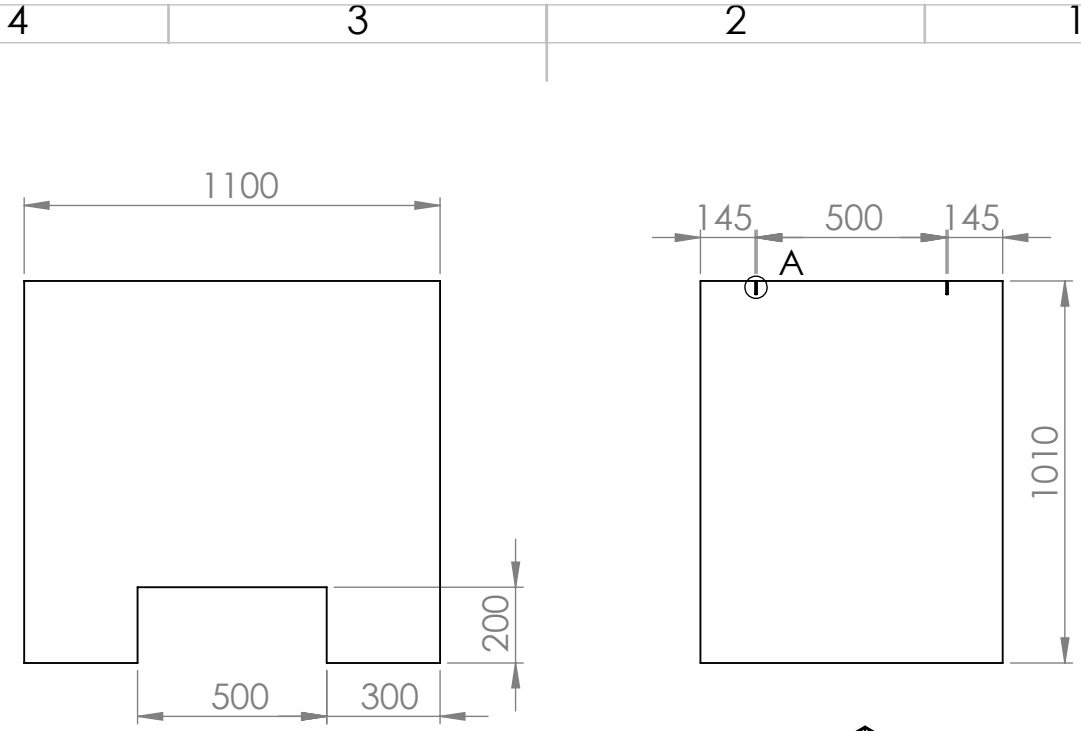
ESCALA:1:10

FOLHA 1 DE 1



DETALHE A
ESCALA 1 : 1

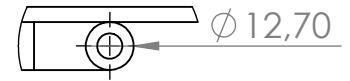
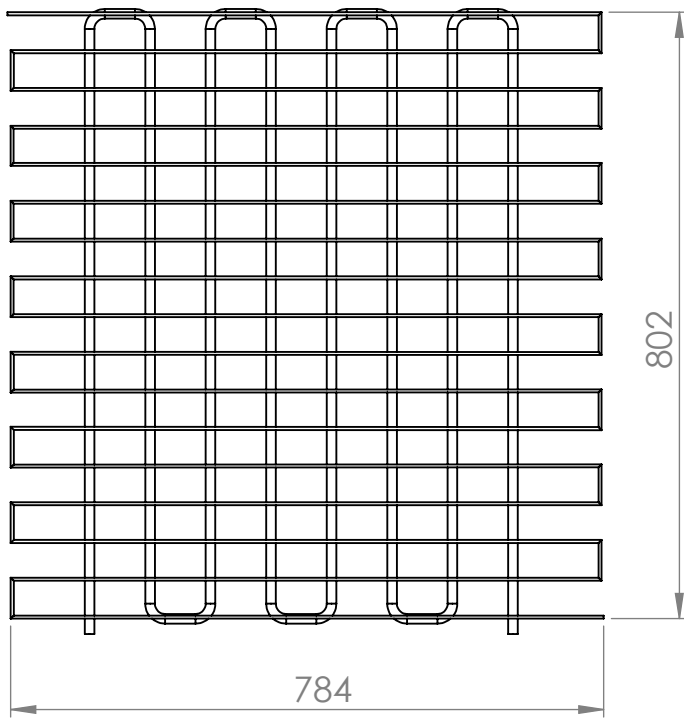
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:			ACABAMENTO:		REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO		REVISÃO			
							Bomba de calor compacta					
							Arca interna					
							MATERIAL:		DES. Nº			
							Acrílico		3			
							PESO:		ESCALA:1:10		FOLHA 1 DE 1	
									A4			



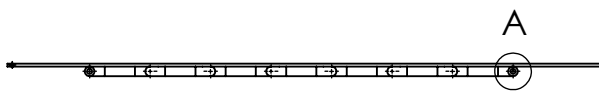
DETALHE A
ESCALA 1 : 2

SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:		REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO	REVISÃO
	Bomba de calor compacta				

A	DESEN.	NOME	ASSINATURA	DATA	TÍTULO: Arca externa	DES. Nº 4	A4
	VERIF.	Gustavo					
	APROV.	Ighor					
	MANUF.	Luís					
	QUALID.						
				MATERIAL: Acrílico			
				PESO:	ESCALA:1:20		FOLHA 1 DE 1



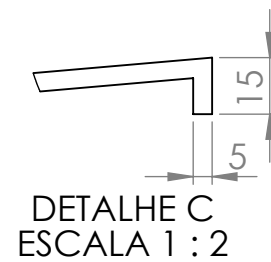
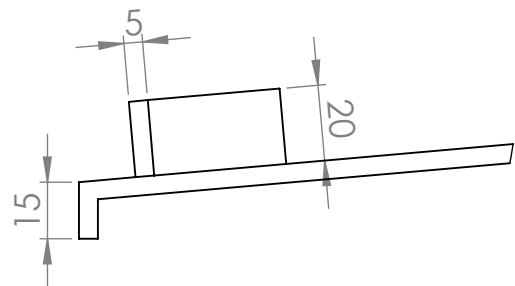
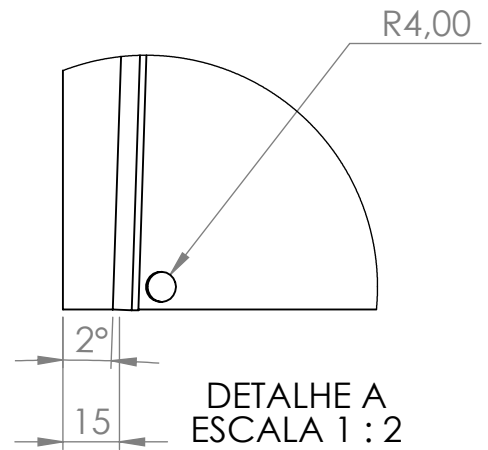
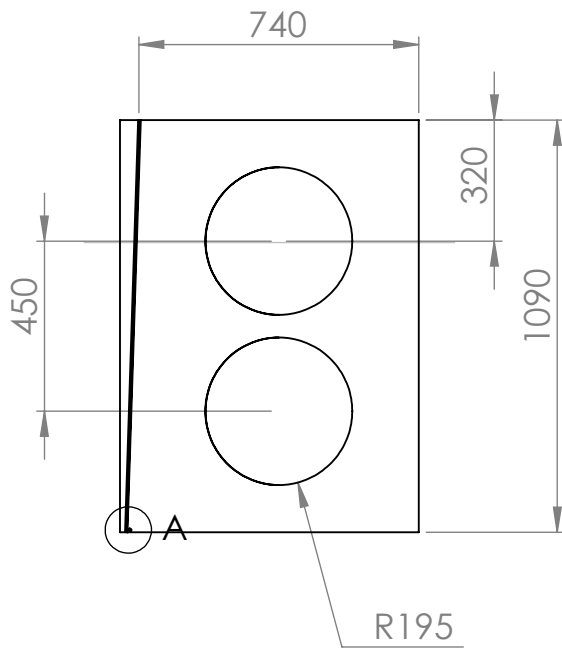
DETALHE A
ESCALA 1 : 2



SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:			ACABAMENTO:		REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO		REVISÃO			
							Bomba de calor compacta					
							Condensador					
							MATERIAL:		DES. Nº		A4	
							Cobre comercial		5			
							PESO:		ESCALA:1:10		FOLHA 1 DE 1	

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.	Gustavo		
VERIF.	Ighor		
APROV.	Luís		
MANUF.			
QUALID.			

TÍTULO:	
Condensador	
DES. Nº	5
ESCALA:1:10	FOLHA 1 DE 1



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
TOLERÂNCIAS:
LINEAR:
ANGULAR:

ACABAMENTO:

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

Bomba de calor compacta

TÍTULO:

Suporte para ventiladores

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.	Gustavo		
VERIF.	Ighor		
APROV.	Luís		
MANUF.			
QUALID.			

MATERIAL:

Acrílico

DES. Nº

6

A4

PESO:

ESCALA:1:20

FOLHA 1 DE 1

4 3 2 1

F

E

D

C

B

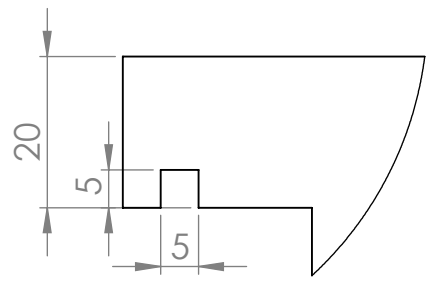
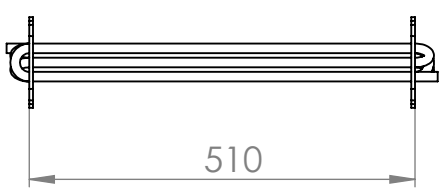
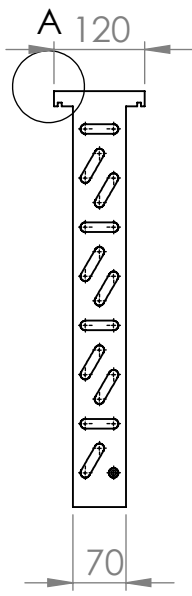
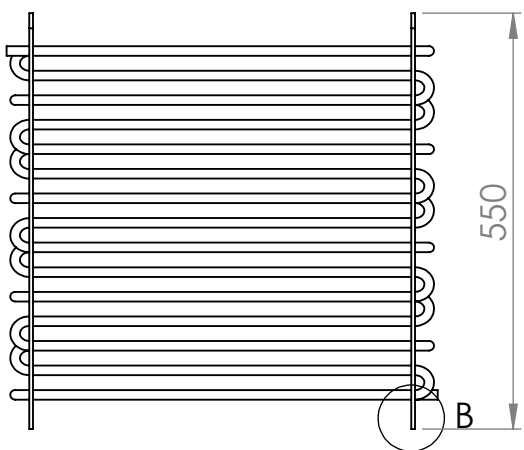
F

E

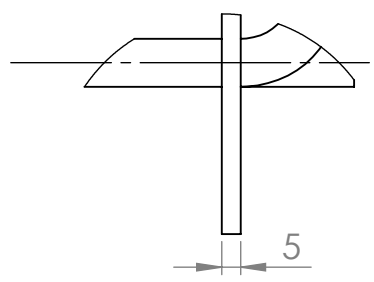
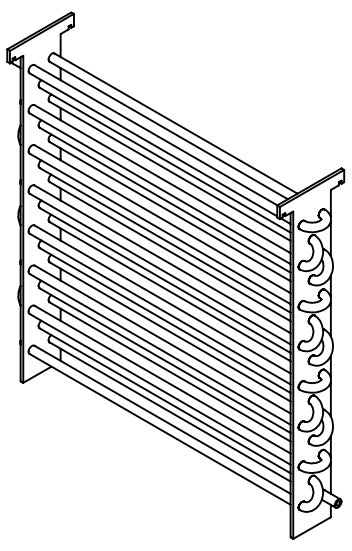
D

C

B



DETALHE A
ESCALA 1 : 1



DETALHE B
ESCALA 1 : 2

SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
TOLERÂNCIAS:
LINEAR:
ANGULAR:

ACABAMENTO:

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

Bomba de calor compacta

Evaporador

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.	Gustavo		
VERIF.	Ighor		
APROV.	Luís		
MANUF.			
QUALID.			

MATERIAL:
Cobre Comercial

DES. Nº
7

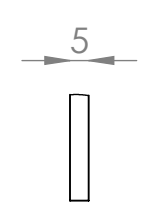
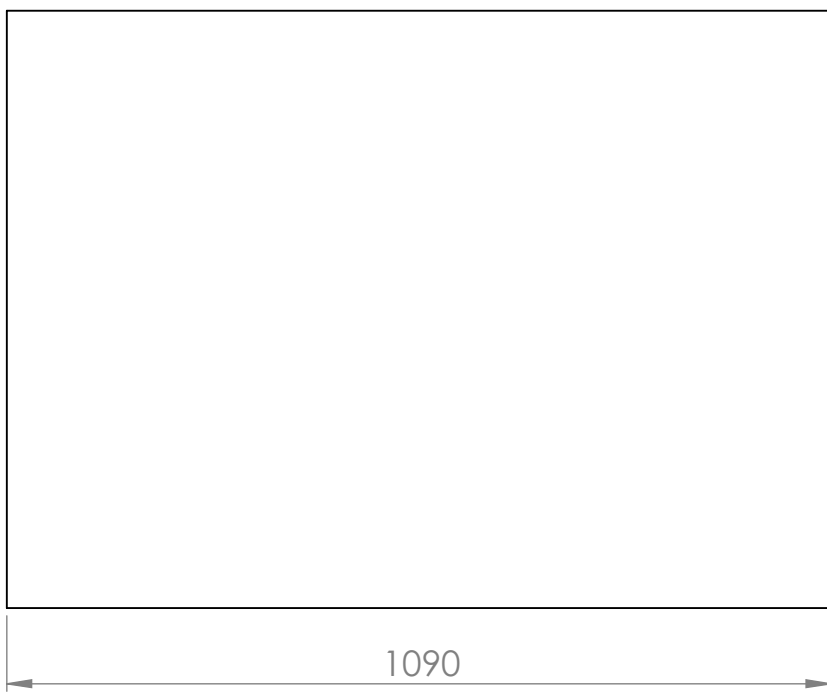
A4

PESO:

ESCALA: 1:10

FOLHA 1 DE 1

4 3 2 1



DETALHE A
ESCALA 1 : 2

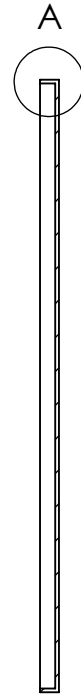
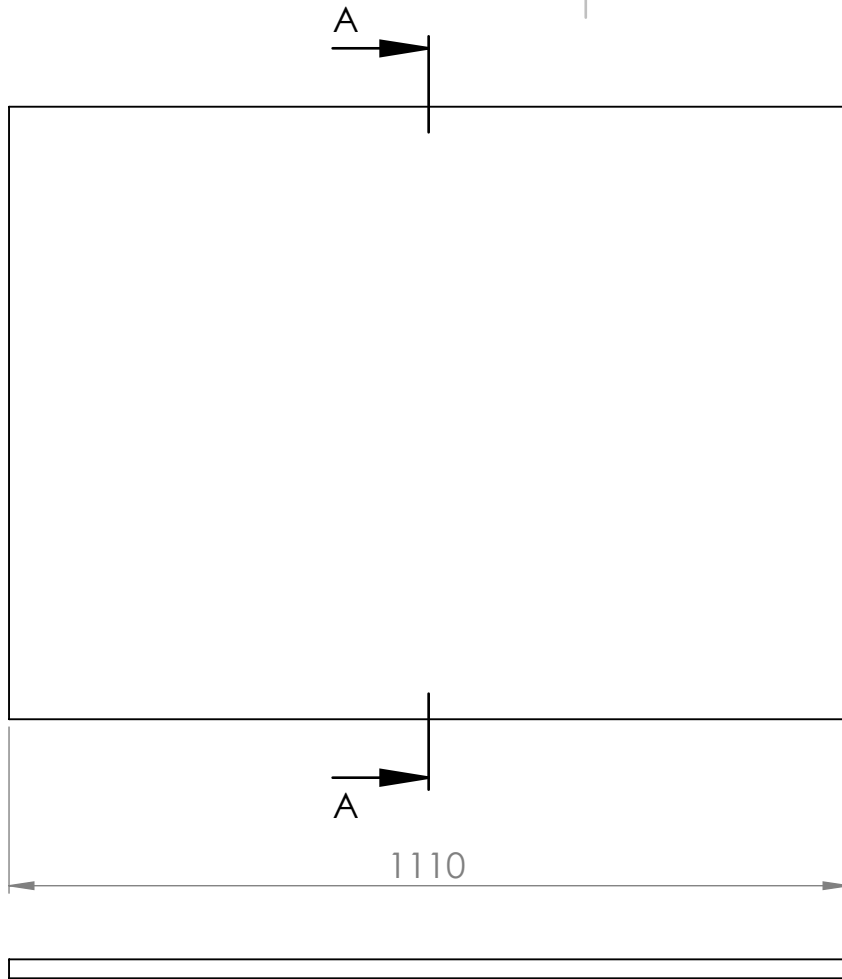
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:			ACABAMENTO:		REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO		REVISÃO			
							Bomba de calor compacta					
							Placa de vedação					
							MATERIAL:		DES. Nº		A4	
							Acrílico		8			
							PESO:		ESCALA:1:10		FOLHA 1 DE 1	

F
E
D
C
B
A

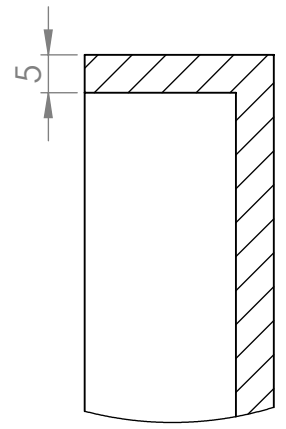
F
E
D
C
B
A

4 3 2 1

4 3 2 1



SEÇÃO A-A



DETALHE A
ESCALA 1 : 1

SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:		ACABAMENTO:		REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO		REVISÃO	
						Bomba de calor compacta			
						Tampa			
						MATERIAL:		DES. Nº	
						Acrílico		9	
						PESO:		ESCALA:1:10	
								FOLHA 1 DE 1	

	NOME	ASSINATURA	DATA		
DESEN.	Gustavo				
VERIF.	Ighor				
APROV.	Luís				
MANUF.					
QUALID.					

TÍTULO:		Tampa	
DES. Nº		9	
		A4	

5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

5.1 CONCLUSÕES

Realizou-se um trabalho tanto numérico quanto de desenvolvimento de produto para produzir o anteprojeto de uma bomba de calor compacta para secagem de alimentos. Conclui-se a partir dos cálculos que este protótipo terá o tamanho de um frigorífico doméstico com capacidade para secar até 53kg de cogumelos.

O capítulo 2 é descreve todo o conhecimento necessário para o entendimento da tese, partindo desde o que são as bombas de calor até as equações utilizadas para quantificar a transferência de calor e de massa que ocorrem durante o processo de secagem.

A modelação matemática realizada no capítulo 3 foi feita para se aproximar o máximo possível do comportamento real de secagem, utilizando dados específicos para secagem de cogumelos. Alguns dados e configurações do equipamento tiveram que ser simplificados para que a modelação se tornasse mais simples. Ainda neste capítulo é explicado todo o processo que levou a seleção do modelo de compressor FFI 12 HBK S/CAP da Embraco com potência nominal de 504W para ser usado no protótipo. Apresenta-se também uma reflexão sobre as fases de desenvolvimento de produto, tanto as que já ocorreram como as que se seguirão em trabalho futuros.

O anteprojeto de protótipo entregue na forma de desenhos técnicos foi feito para a bomba de calor ser funcional e trabalhar com a carga de cogumelos apresentada no capítulo 4. Todos os desenhos são comentados para que seja possível identificar a função individual de cada componente. Como muito do que foi dito na discussão, serão necessários trabalhos futuros e testes para indicar se a capacidade calculada é necessária e suficiente para essa quantidade de alimentos

O referencial teórico e parte da metodologia apresentados nesta tese foram recentemente publicados na revista científica *Inventions* com o título “Heat Pump Dryer Design Optimization Algorithm” pelos autores: Bernardo Andrade, Ighor Amorim, Michel Silva, Larysa Savosh e Luís Frólén Ribeiro.

5.2 TRABALHOS FUTUROS

Deve-se procurar correlações mais precisas e atualizadas para realimentar as entradas do algoritmo para a melhorar a precisão dos cálculos na parte numérica do dimensionamento, bem como estudos de outros alimentos que utilizem essas mesmas correlações para comparação.

As melhorias do protótipo devem ser vistas depois da sua construção, só assim é possível avaliar se o modelamento numérico se aproxima do real. Talvez para o projeto do secador real outro compressor menos potente seja utilizado ou outra configuração dos permutadores seja utilizada dependendo da eficiência encontrada.

O projeto elétrico para dar funcionamento ao sistema também ficará para trabalhos futuros. A parte elétrica do compressor é automaticamente instalada com a sua compra. O desafio seguinte é projetar ou selecionar algum componente que altere a sua frequência de operação para que as pressões de trabalho possam ser variadas e conseqüentemente, também as temperaturas de operação.

E por fim, o último passo de um modelo futuro é ser desenvolvido para comercialização. Os materiais e componentes de construção devem ser adequados para o funcionamento, bem como todas as normas de segurança devem ser seguidas.

REFERÊNCIAS

- [1] S. M. C. Celestino, *Princípios de Secagem de Alimentos.*, 1ª edição. Planaltina, DF: Embrapa Cerrados, 2010.
- [2] S. Budžaki, J. Leko, K. Jovanović, J. Vismeg, and I. Koški, “Air source heat pump assisted drying for food applications,” *Croat. J. food Sci. Technol.*, vol. 11, no. 1, pp. 122–130, May 2019.
- [3] L. J. Goh, M. Y. Othman, S. Mat, H. Ruslan, and K. Sopian, “Review of heat pump systems for drying application,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 9, pp. 4788–4796, 2011.
- [4] B. Andrade, I. Amorim, M. Silva, L. Savosh, and L. Frólén Ribeiro, “Heat Pump Dryer Design Optimization Algorithm,” *Inventions*, vol. 4, no. 4, p. 63, Oct. 2019.
- [5] J. Bundschuh and G. Chen, *Sustainable Energy Solutions in Agriculture*. CRC Press, 2014.
- [6] C. Borgnakke and R. Sonntag, *Fundamentals of Thermodynamics*. Hoboken, Nj: Wiley, 2014.
- [7] I. Dinçer and M. Kanoglu, *Refrigeration systems and applications*, 2nd ed. Wiley, 2010.
- [8] L. E. Kurozowa, “Efeito das condições de processo na cinética de secagem de cogumelo,” Universidade de Campinas, 2005. Tese de Mestrado.
- [9] S. Jeyapakash, D. C. Frank, and R. H. Driscoll, “Influence of heat pump drying on tomato flavor,” *Dry. Technol.*, vol. 34, no. 14, pp. 1709–1718, 2016.
- [10] I. Zlatanović, M. Komatina, and D. Antonijević, “Experimental Investigation of the Efficiency of Heat Pump Drying System with Full Air Recirculation,” *J. Food Process Eng.*, vol. 40, no. 2, 2017.
- [11] O. M. Ferreira, “Produção, economicidade e parâmetros energéticos do cogumelo agaricus blazei : um enfoque de cadeia,” UNESP, 2001. Tese de Doutorado.
- [12] L. Pinto and S. Tobinaga, “Modelos de secagem em camada fina de alimentos: uma revisão da literatura.,” *VETOR - Revista de Ciências Exatas e Engenharias*, pp. 33–49, Dec-2007.
- [13] F. Brod, “Avaliação De Um Secador Vibro-Fluidizado,” Universidade Estadual de Campinas, 2003. Tese de Doutorado.
- [14] M. Fortes and M. R. Okos, “Drying theories: their bases and limitations as applied to foods and grains,” in *Advances in Drying*, 1980, pp. 119–153.
- [15] G. D. Saravacos and Z. B. Maroulis, *Transport Properties of Foods*, 1st ed. 2001.
- [16] R. B. Keey, *Introduction to Industrial Drying Operations*. Pergamon, 1978.
- [17] R. P. Lopes, D. C. Lopes, and R. C. Rezende, *Secagem e Armazenagem de Produtos Agrícolas*, 2ª edição. Viçosa, MG: Aprenda Fácil, 2000.

-
- [18] A. S. of H. R. and A. C. Engineer, *2015 ASHRAE Handbook - Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Applications*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, 2015.
- [19] N. Yamankaradeniz, K. F. Sokmen, S. Coskun, O. Kaynakli, and B. Pastakkaya, "Performance analysis of a re-circulating heat pump dryer," *Therm. Sci.*, vol. 20, no. 1, pp. 267–277, 2016.
- [20] F. P. Incropera and F. P. Incropera, *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley, 2007.
- [21] M. J. Moran, H. N. Shapiro, D. D. Boettner, and M. B. Bailey, *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*, 7^a. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2014.
- [22] P. T. Tsilingiris, "Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 °C," *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, no. 5, pp. 1098–1110, 2008.
- [23] V. Demir, T. Gunhan, and A. K. Yagcioglu, "Mathematical modelling of convection drying of green table olives," *Biosyst. Eng.*, vol. 98, no. 1, pp. 47–53, 2007.
- [24] Luvata, "Coils Catalogue." 2009.
- [25] Embraco, "Catálogo de compressores EMBRACO." 2017.
- [26] H. Jack, *Engineering Design, Planning, and Management*. Amsterdam: Elsevier, Academic Press, 2013.

ANEXO

Algoritmo em Matlab utilizado para quantificar a secagem:

```
% limpando variáveis
```

```
clc
```

```
close all
```

```
clear all
```

```
%%
```

```
% Propriedades da água em função da Temperatura. Tabela A.6 Incropera, 4 ed.
```

```
T_propriedades = [275 280 285 290 295 300 305 310 315 320 325 330 335 340 345 350  
355]; % Temperatura absoluta da água [K]
```

```
v_espec_agua = (1e-3)*[1 1 1 1.001 1.002 1.003 1.005 1.007 1.009 1.011 1.013 1.016  
1.018 1.021 1.024 1.027 1.030]; % Volume específico da água líquida [m3/kg]
```

```
ro_agua = 1./[v_espec_agua]; % massa específica da água líquida [kg / m3]
```

```
hlv_agua_KJ = [2.497 2.485 2.473 2.461 2.449 2.438 2.426 2.414 2.402 2.39 2.378 2.366  
2.354 2.342 2.329 2.317 2.304]; % Calor de vaporização e/ou condensação da água [J/kg]
```

```
hlv_agua = (1e3).*hlv_agua_KJ; % Calor de vaporização e/ou condensação da água  
[J/kg]
```

```
cpl_agua_KJ = [4.211 4.198 4.189 4.184 4.181 4.179 4.178 4.178 4.179 4.180 4.182  
4.184 4.186 4.188 4.191 4.195 4.199]; % Calor específico da água líquida [KJ Kg-1K-1]
```

```
cpl_agua = (1e3).*cpl_agua_KJ; % Calor específico da água líquida [J Kg-1K-1]
```

```
% Propriedades do vapor saturado em função da temperatura. Tabela A.6 Incropera, 4 ed.
```

```
P_v_bar = [0.00697 0.0099 0.01387 0.01917 0.02617 0.03531 0.04712 0.06221 0.08132  
0.1053 0.1351 0.1719 0.2167 0.2713 0.3372 0.4163 0.5100]; % Pressão de vapor da água  
[bar]
```

```
P_v = (1e5)*P_v_bar; % Pressão de vapor da água [Pa]
```

$v_espec_v = [181.7 \ 130.4 \ 99.4 \ 69.7 \ 51.94 \ 39.13 \ 29.74 \ 22.93 \ 17.82 \ 13.98 \ 11.06 \ 8.82 \ 7.09 \ 5.74 \ 4.683 \ 3.846 \ 3.180]$; % Volume específico de vapor d'água [m^3/kg]

$ro_v = 1./[v_espec_v]$; % massa específica de vapor d'água [kg / m^3]

$cp_v_KJ = [1.855 \ 1.858 \ 1.861 \ 1.864 \ 1.868 \ 1.872 \ 1.877 \ 1.882 \ 1.888 \ 1.895 \ 1.903 \ 1.911 \ 1.920 \ 1.930 \ 1.941 \ 1.954 \ 1.968]$; %Calor específico do vapor d' água [$KJ \ Kg^{-1}K^{-1}$]

$cp_v = (1e3)*cp_v_KJ$; %Calor específico do vapor d' água [$J \ Kg^{-1}K^{-1}$]

$mi_v = (1e-6)*[8.09 \ 8.29 \ 8.49 \ 8.69 \ 8.89 \ 9.09 \ 9.29 \ 9.49 \ 9.69 \ 9.89 \ 10.09 \ 10.29 \ 10.49 \ 10.69 \ 10.89 \ 11.09 \ 11.29]$; % viscosidade dinâmica vapor % $N \ s / m^2$

$k_v = (1e-3)*[18.3 \ 18.6 \ 18.9 \ 19.3 \ 19.5 \ 19.6 \ 20.1 \ 20.4 \ 20.7 \ 21 \ 21.3 \ 21.7 \ 22 \ 22.3 \ 22.6 \ 23 \ 23.3]$; %condutividade térmica do vapor

$Pr_v = [0.817 \ 0.825 \ 0.833 \ 0.841 \ 0.849 \ 0.857 \ 0.865 \ .873 \ .883 \ .894 \ .901 \ .908 \ .916 \ .925 \ .933 \ .942 \ .951]$; %Prandl do vapor

% Propriedades do ar seco em função da temperatura. Tabela A.4 Incropera, 4 ed.

$T_ar_seco = [250 \ 300 \ 350]$;

$ro_ar_seco = [1.3947 \ 1.1614 \ .9950]$;

$v_esp_ar_seco = 1./ro_ar_seco$;

$cp_ar_seco = (1e3)*[1.006 \ 1.007 \ 1.009]$; %Calor específico do ar seco

$k_ar_seco = (1e-3)*[22.3 \ 26.3 \ 30]$; %Condutividade ar seco

$Pr_ar_seco = [0.72 \ 0.707 \ 0.700]$; %Prandl ar seco

mi_ar_seco = (1e-7)*[159.6 184.6 208.2]; % viscosidade dinâmica ar seco

vi_ar_seco = (1e-6)*[11.44 15.89 20.92]; % viscosidade cinemética

% Parametros do processo de secagem - Veja tabela 4.13 da dissertação de Louise pag.
67

Texp = 273 + [45 60 75]; % Temperatura experimental em [K]

vexp = [1.2 2.3]; % Velocidade experimental [m/s]

b_const = [0.8692 1.0102 1.0330
0.8264 0.8935 1.1301]; % parâmetro b

k_const = [0.0214 0.0181 0.0323
0.0409 0.0403 0.0319]; % parâmetro K

k_peixe = 0.4549;

b_peixe = 0.9311;

k_azeitona = 0.4515

b_azeitona = 0.9909

% Dados de entrada

% Propriedades da arca

$H = 0.96$; % altura
 $L = 1.16$; % largura
 $P = 0.80$; % profundidade
 $h1 = 0.23$; % espaço para compressor e parte inferior
 $h2 = 0.10$; % espaço para ventilador e parte do condensador
 $wall = 0.005$; % parede
 $h4 = 0.05$; % espaço necessário para ar sair das placas e ser direcionado p/ canal entre corpo externo e interno
 $P1 = 0.10$; % espaço entre corpo externo e interno
 $h3 = H - h2 - h1 - wall$;
 %QCond_inter = 2000; %[W] Potencia da porção do condensador responsável por aquecer o ar interno

%Area externa das paredes externas a câmara de refrigeração
 $Along = L * H$; %paredes longitudinais
 $Alat = P * H$; %paredes latididinais
 $Atet = L * P$; %teto
 $Apis = Atet$; %Apiso ~ Ateto

% Propriedades da placa
 $tp = 1.5e-2$; % espessura de cada placa [m];
 $hp = h3 - h4$; % altura da placa [m];
 $Pp = P - 2 * (P1 + wall + wall)$; % profundidade da placa [m]
 $Lin = L - 2 * (P1 + wall + wall)$; % largura p/ posicionamento das placas [m]
 $Ap = hp * Pp$; % área de um lado da placa [m2]
 $Vpl = Pp * tp * hp$; % volume de uma placa [m3]
 $ro_placa = 8055$; % massa específica da placa. Assumindo aço inox 302 [Kg/m³]
 $cp_placa = 480$; % Calor especifico da placa. Assumindo aço inox 302 [J/(Kg K)]
 $mp = 0.1 * Vpl * ro_placa$; % massa de uma placa [Kg]
 $np = 12$; % numero de placas

```

ns = 2*np; % numero de superficies que realizam troca mássica
S = (Lin - tp*np)/np; % espaçamento entre placas [m]

% Características dos canais

% Volume
V_cs = (L-2*wall)*(P-2*wall)*h4; % [m^3] Canal superior
V_cinf = V_cs; % [m^3] Canal inferior. Assimindo que canal inferior seja
aproximadamente igual ao superior
V_ce = (L-2*wall)*(P-2*wall)*(h2+h3)-(Lin+2*wall)*(Pp + 2*wall)*hp; % [m^3]
Canais externos
V_ci = Lin * Pp * hp - np * Vpl; % [m^3] Canais internos
V_c = V_cs + V_cinf + V_ce + V_ci; % [m^3] Total

% Propriedades do alimento no inicio do processo (Assumindo 88% água)
T_wanted = 303; % Temperatura desejada para esta interpolação [K]
cp_agua_303 = interp1(T_propriedades,cpl_agua,T_wanted,'linear','extrap'); % Calor
especifico da água[J/(Kg K)]
cp_alim = cp_agua_303; % [J/(Kg K)]
ro_agua_303 = interp1(T_propriedades,ro_agua,T_wanted,'linear','extrap');
% [Kg/(m^3)]
ro_alim = ro_agua_303; % massa especifica do alimento
M_alim = 0.9 * Vpl * np * ro_alim; % Massa total do alimento [Kg]
x0_al_bu = 0.88; % umidade interna do alimento em base umida [kg água/Kg
alimento]. Tabela 4.1 Dissertação Louise
M_agua_al(1) = x0_al_bu * M_alim; % Massa de água inicial no alimenot [kg]
M_seca_al = M_alim - M_agua_al(1); % Quantidade de massa seca do alimento [kg]
x0_al_bs(1) = M_agua_al(1) / M_seca_al; % umidade interna do alimento em base
seca [kg água/Kg de matéria seca].
M_agua_min_al = 0.1 * M_alim; % Quantidade máxima de água permitida no alimento
[kg]

```

```

%% Para propriedades psicrométricas veja Pdf nomeado como "equações
psicrometricas" (Pasta cinética de secagem)

%% Para propriedades e parametros de transporte veja PDF nomeado como
"propriedades do ar umido" (Pasta cinética de secagem)

%% Constantes diversas

%aw_max = 0.29; %Atividade de água. Segundo Embrapa, para que não haja
proliferação de bactérias, aw<0.3

Patm = 101.325; % Pressão atmosférica[KPa]

i=1;

deltaTemp_seguranca = 3; % [Celsius ou K];

g = 9.8; % aceleração da gravidade em m/s^2

R_ar = 0.287; % Constante do ar seco em KJ/kg*K

R_ar_molar = 8.31441e-3; %KJ/mol K

t(1) = 0 ; %tempo inicial de secagem

TempUtil = [40 + 273, 60 + 273, 40 + 273];% Temperaturas utilizadas para a secagem
[K]

%j=1; % Contador da temperatura. No inicio, não há meios de fazer o

% sistema remover mais água do que o alimento pode dissipar. DEsta forma, a princípio,
deveríamos trabalhar com carga total de temperatura (Em outras palavras, j=3)

j=3;

MMolar_ar = 28.9635e-3; % Kg/mol (referencia em "Propriedades do ar umido")

MMolar_v = 18.015e-3; % Kg/mol

Text_parede_teto = 303; % Temperatura externa de referencia [K]

phi_inicial = 1; % Umidade relativa de referencia. Chute inicial (pior caso)

Pvs_inicial = (6E25/ (1000.*(Text_parede_teto.^5)))*exp(-6800./Text_parede_teto);
% Pressão de vapor saturado de referência[KPa]

Pv_inicial = Pvs_inicial .* phi_inicial; % Pressão de vapor de água de referência [KPa]

P_ar_inf_inicial = Patm - Pv_inicial; % Pressão do ar seco no infinito em KPa

```

$M_{ar_seco_inicial} = ((P_{ar_inf_inicial}) * V_c / (R_{ar} * (Text_parede_teto)))$; % Massa de ar seco no início do processo. Supondo que não haja vazamentos.

$\phi_{al}(1) = \phi_{inicial}$; % umidade relativa na saída do alimento

$T_{al}(1) = TempUtil(1)$; % Temperatura na saída do alimento [Celsius]

$T_{cond}(1) = TempUtil(1)$; % [Celsius] na saída

$umidade_removida_ciclo(1) = 0$;

$mudar_veloc(1) = 0$;

$v_{esc_al}(1) = 2.5$; % velocidade do ar ao passar pelo alimento [m/s]. Deve estar entre 1 e 2.5 para seguir a dissertação de louise. Além disso, muito baixo faria com que o processo de transf de massa fosse prejudicado. Muito alto, faz com que haja uma demanda muito grande dos evaporadores.

$umidade_removida_Soma = 0$;

$\delta_{x_al}(1) = 0.0000001$; % Apenas para começar a contagem

while ($umidade_removida_Soma < M_{agua_al}$)

% while $M_{agua_al}(i) \geq M_{agua_min_al}$

%% Saída do alimento

% Propriedades psicrométricas

if $i==1$

$T_{al}(i) = TempUtil(j)$; % [K]

$P_{vs_al}(i) = (6E25 / (1000 * (T_{al}(i).^5))) * \exp(-6800./T_{al}(i))$; % Pressão de vapor saturado na saída do alimento[KPa]

$P_{v_al}(i) = P_{vs_al}(i) * \phi_{al}(i)$; % Pressão de vapor de água na saída do alimento [KPa]

$U_{ab_al}(i) = 0.622 * (P_{v_al}(i)) / (Patm(i) - P_{v_al}(i))$; % umidade absoluta na saída do alimento [kg h20 / Kg ar seco]

$T_{dp_al}(i) = 273 + ((186.4905 - (237.3 * \log_{10}(10 * P_{v_al}(i)))) / (\log_{10}(10 * P_{v_al}(i)) - 8.2859))$; % temperatura de orvalho na saída do alimento[°C]

$h_{al}(i) = 1.006 \cdot (T_{al}(i) - 273) + U_{ab_al}(i) \cdot (2501 + 1.775 \cdot (T_{al}(i) - 273));$ % entalpia específica na saída do alimento [KJ/Kg]

$xv_{al}(i) = P_{v_al}(i)/P_{atm};$ % fração molar do vapor

$xar_{al}(i) = 1 - xv_{al}(i);$ % fração molar do ar

$MMolar_mistura = MMolar_ar \cdot xar_{al}(i) + MMolar_v \cdot xv_{al}(i);$ % massa molar da mistura

$v_{esp_al}(i) = 0.28705 \cdot T_{al}(i) \cdot (1 + 1.6078 \cdot U_{ab_al}(i)) / P_{atm};$ % Volume específico do ar úmido. Atenção! Não é equivalente a $1/\rho$. [(m³) / (Kg de ar seco)]

$P_{ar_inf_al}(i) = P_{atm} - P_{v_al}(i);$ % Pressão do ar seco em [KPa]

else

$T_{al}(i) = TempUtil(j);$ % [K]

$P_{vs_al}(i) = (6E25 / (1000 \cdot (T_{al}(i)^5))) \cdot \exp(-6800./T_{al}(i));$ % Pressão de vapor saturado na saída do alimento [KPa]

$U_{ab_al}(i) = U_{ab_cond}(i-1) + (umidade_removida_ciclo(i-1) / (M_{ar_seco_inicial}));$ % umidade absoluta na saída do alimento [kg h₂O / Kg ar seco]

$P_{v_al}(i) = P_{atm} \cdot U_{ab_al}(i) / (0.622 + U_{ab_al}(i));$ % [KPa]

$\phi_{al}(i) = P_{v_al}(i) / P_{vs_al}(i);$

$T_{dp_al}(i) = 273 + ((186.4905 - (237.3 \cdot \log_{10}(10 \cdot P_{v_al}(i)))) / (\log_{10}(10 \cdot P_{v_al}(i)) - 8.2859));$ % temperatura de orvalho na saída do alimento [°C]

$h_{al}(i) = 1.006 \cdot (T_{al}(i) - 273) + U_{ab_al}(i) \cdot (2501 + 1.775 \cdot (T_{al}(i) - 273));$ % entalpia específica na saída do alimento [KJ/Kg]

$xv_{al}(i) = P_{v_al}(i)/P_{atm};$ % fração molar do vapor

$xar_{al}(i) = 1 - xv_{al}(i);$ % fração molar do ar

$MMolar_mistura = MMolar_ar \cdot xar_{al}(i) + MMolar_v \cdot xv_{al}(i);$ % massa molar da mistura

$v_{esp_al}(i) = 0.28705 \cdot T_{al}(i) \cdot (1 + 1.6078 \cdot U_{ab_al}(i)) / P_{atm};$ % Volume específico do ar úmido. Atenção! Não é equivalente a $1/\rho$. [(m³) / (Kg de ar seco)]

$P_{ar_inf_al}(i) = P_{atm} - P_{v_al}(i);$ % Pressão do ar seco em [KPa]

```

end

% Parametros para propriedades de transporte
T_wanted = Tal(i);
mi_ar_seco_wanted(i) = interp1(T_ar_seco,mi_ar_seco,T_wanted,'linear','extrap');
mi_v_wanted(i) = interp1(T_propriedades,mi_v,T_wanted,'linear','extrap');

k_ar_seco_wanted(i) = interp1(T_ar_seco,k_ar_seco,T_wanted,'linear','extrap');
k_v_wanted(i) = interp1(T_propriedades,k_v,T_wanted,'linear','extrap');

cp_ar_seco_wanted(i) = interp1(T_ar_seco,cp_ar_seco,T_wanted,'linear','extrap');
cp_v_wanted(i) = interp1(T_propriedades,cp_v,T_wanted,'linear','extrap');

parametro_av(i) = (sqrt(2)/4)*((1+MMolar_ar/MMolar_v)^(-1/2))*
(1+(((mi_ar_seco_wanted(i)/mi_v_wanted(i))^0.5))*((MMolar_v/MMolar_ar)^0.25)))^2);

parametro_va(i) = (sqrt(2)/4)*((1+MMolar_v/MMolar_ar)^(-1/2))*
(1+(((mi_v_wanted(i)/mi_ar_seco_wanted(i))^0.5))*((MMolar_ar/MMolar_v)^0.25)))^2);

% Propriedades de transporte
mi_al(i) = ((1-xv_al(i)) * mi_ar_seco_wanted(i)) / ((1-xv_al(i)) +
xv_al(i)*parametro_va(i)) + ((xv_al(i) * mi_v_wanted(i)) / ((xv_al(i))+
(1-xv_al(i))*parametro_va(i))); % viscosidade dinãmica

k_al(i) = ((1-xv_al(i)) * k_ar_seco_wanted(i)) / ((1-xv_al(i)) +
xv_al(i)*parametro_va(i)) + ((xv_al(i) * k_v_wanted(i)) / ((xv_al(i))+
(1-xv_al(i))*parametro_va(i))); % condutividade termica

cp_al(i) = (cp_ar_seco_wanted(i)*xar_al(i)*MMolar_ar/(MMolar_mistura)) +
(cp_v_wanted(i)*xv_al(i)*MMolar_v/(MMolar_mistura)); % calor especıfico

ro_al(i) = (Patm/(R_ar_molar*T_wanted))*MMolar_ar*(1-(xv_al(i)*(1-
MMolar_v/MMolar_ar))); % massa especifica da mistura. Assumindo fator de
compressividade z=1.

```

```

alpha_al(i) = k_al(i)/(ro_al(i)*cp_al(i)); % difusividade térmica
Pr_al(i) = mi_al(i)* cp_al(i)/k_al(i); % Número de Prandl
vi_al(i) = mi_al(i)/ro_al(i); % viscosidade cinemática

%% Saída do evaporador

% Propriedades psicrométricas
Tev(i) = Tdp_al(i) - deltaTemp_seguranca; % [K]
%Tev(i) = Tdp_al(i); % [Celsius]
phi_ev(i) = 1;
Pvs_ev(i) = (6E25/ (1000.*(Tev(i).^5))*exp(-6800./Tev(i))); % [KPa]
Pv_ev(i) = Pvs_ev(i) .* phi_ev(i); % [KPa]
Uab_ev(i) = 0.622.*(Pv_ev(i))./(Patm - Pv_ev(i)); % [kg h2o / Kg ar seco]
h_ev(i) = 1.006 .* (Tev(i) - 273) + Uab_ev(i) .* (2501 + 1.775 .* (Tev(i) - 273)); %
[KJ/Kg]
xv_ev(i) = Pv_ev(i)/Patm; % fração molar do vapor
xar_ev(i) = 1-xv_ev(i); % fração molar do ar
MMolar_mistura = MMolar_ar*xar_ev(i) + MMolar_v*xv_ev(i); % massa molar da
mistura
v_esp_ev(i) = 0.28705 * Tev(i)*(1+ 1.6078*Uab_ev(i))/ Patm; % Volume específico
do ar úmido. Atenção! Não é equivalente a 1/ro. [(m^3) / (Kg de ar seco)]
P_ar_inf_ev(i) = Patm - Pv_ev(i); % Pressao do ar seco em KPa

% Parametros para propriedades de transporte
T_wanted = Tev(i);
mi_ar_seco_wanted(i) = interp1(T_ar_seco,mi_ar_seco,T_wanted,'linear','extrap');
mi_v_wanted(i) = interp1(T_propriedades,mi_v,T_wanted,'linear','extrap');

k_ar_seco_wanted(i) = interp1(T_ar_seco,k_ar_seco,T_wanted,'linear','extrap');
k_v_wanted(i) = interp1(T_propriedades,k_v,T_wanted,'linear','extrap');

```

```

cp_ar_seco_wanted(i) = interp1(T_ar_seco,cp_ar_seco,T_wanted,'linear','extrap');
cp_v_wanted(i) = interp1(T_propriedades,cp_v,T_wanted,'linear','extrap');

parametro_av(i) = (sqrt(2)/4)*((1+MMolar_ar/MMolar_v)^(-1/2))*
(1+(((mi_ar_seco_wanted(i)/mi_v_wanted(i))^(0.5))*((MMolar_v/MMolar_ar)^0.25)))^(2);

parametro_va(i) = (sqrt(2)/4)*((1+MMolar_v/MMolar_ar)^(-1/2))*
(1+(((mi_v_wanted(i)/mi_ar_seco_wanted(i))^(0.5))*((MMolar_ar/MMolar_v)^0.25)))^(2);

% Propriedades de transporte

mi_ev(i) = ((1-xv_ev(i)) * mi_ar_seco_wanted(i)) / ((1-xv_ev(i)) +
xv_ev(i)*parametro_va(i)) + ((xv_ev(i) * mi_v_wanted(i)) / ((xv_ev(i))+
(1-xv_ev(i))*parametro_va(i))); % viscosidade dinâmica

k_ev(i) = ((1-xv_ev(i)) * k_ar_seco_wanted(i)) / ((1-xv_ev(i)) +
xv_ev(i)*parametro_va(i)) + ((xv_ev(i) * k_v_wanted(i)) / ((xv_ev(i))+
(1-xv_ev(i))*parametro_va(i))); % condutividade térmica

cp_ev(i) = (cp_ar_seco_wanted(i)*xar_ev(i)*MMolar_ar/(MMolar_mistura)) +
(cp_v_wanted(i)*xv_ev(i)*MMolar_v/(MMolar_mistura)); % calor específico

ro_ev(i) = (Patm/(R_ar_molar*T_wanted))*MMolar_ar*(1-(xv_ev(i)*(1-
MMolar_v/MMolar_ar))); % massa específica da mistura. Assumindo fator de
compressibilidade z=1.

alpha_ev(i) = k_ev(i)/(ro_ev(i)*cp_ev(i)); % difusividade térmica

Pr_ev(i) = mi_ev(i)* cp_ev(i)/k_ev(i); % Número de Prandtl

vi_ev(i) = mi_ev(i)/ro_ev(i); % viscosidade cinemática

%% Saída do condensador

% Propriedades psicrométricas

Tcond(i) = TempUtil(j); % [K]

Uab_cond(i) = Uab_ev(i); % [kg h20 / Kg ar seco]

Pvs_cond(i) = (6E25/ (1000.*(Tcond(i).^5))*exp(-6800./Tcond(i))); % [KPa]

```

```

Pv_cond(i) = Patm * Uab_cond(i) / (0.622 + Uab_cond(i)); % [KPa]
h_cond(i) = 1.006 .* (Tcond(i) - 273) + Uab_cond(i) .* (2501 + 1.775 .* (Tcond(i) -
273)); % [KJ/Kg]
phi_cond(i) = Pv_cond(i) / Pvs_cond(i);
xv_cond(i) = Pv_cond(i) / Patm; % fração molar do vapor
xar_cond(i) = 1 - xv_cond(i); % fração molar do ar
MMolar_mistura = MMolar_ar * xar_cond(i) + MMolar_v * xv_cond(i); % massa
molar da mistura
v_esp_cond(i) = 0.28705 * Tcond(i) * (1 + 1.6078 * Uab_cond(i)) / Patm; % Volume
especifico do ar úmido. Atenção! Não é equivalente a 1/ro. [(m^3) / (Kg de ar sco)]
P_ar_inf_al(i) = Patm - Pv_cond(i); % Pressao do ar sec em KPa

% Parametros para propriedades de transporte
T_wanted = Tcond(i);
mi_ar_seco_wanted(i) = interp1(T_ar_seco, mi_ar_seco, T_wanted, 'linear', 'extrap');
mi_v_wanted(i) = interp1(T_propriedades, mi_v, T_wanted, 'linear', 'extrap');

k_ar_seco_wanted(i) = interp1(T_ar_seco, k_ar_seco, T_wanted, 'linear', 'extrap');
k_v_wanted(i) = interp1(T_propriedades, k_v, T_wanted, 'linear', 'extrap');

cp_ar_seco_wanted(i) = interp1(T_ar_seco, cp_ar_seco, T_wanted, 'linear', 'extrap');
cp_v_wanted(i) = interp1(T_propriedades, cp_v, T_wanted, 'linear', 'extrap');

parametro_av(i) = (sqrt(2)/4) * ((1 + MMolar_ar / MMolar_v) ^ (-
1/2)) * (1 + (((mi_ar_seco_wanted(i) / mi_v_wanted(i)) ^ (0.5)) * ((MMolar_v / MMolar_ar) ^ 0
.25))) ^ (2);

parametro_va(i) = (sqrt(2)/4) * ((1 + MMolar_v / MMolar_ar) ^ (-
1/2)) * (1 + (((mi_v_wanted(i) / mi_ar_seco_wanted(i)) ^ (0.5)) * ((MMolar_ar / MMolar_v) ^ 0
.25))) ^ (2);

% Propriedades de transporte

```

$mi_cond(i) = ((1-xv_cond(i)) * mi_ar_seco_wanted(i)) / ((1-xv_cond(i)) + xv_cond(i)*parametro_va(i)) + ((xv_cond(i) * mi_v_wanted(i)) / ((xv_cond(i))+(1-xv_cond(i))*parametro_va(i)));$ % viscosidade dinâmica

$k_cond(i) = ((1-xv_cond(i)) * k_ar_seco_wanted(i)) / ((1-xv_cond(i)) + xv_cond(i)*parametro_va(i)) + ((xv_cond(i) * k_v_wanted(i)) / ((xv_cond(i))+(1-xv_cond(i))*parametro_va(i)));$ % condutividade térmica equacao 28 do artigo propriedades

$cp_cond(i) = (cp_ar_seco_wanted(i)*xar_cond(i)*MMolar_ar/(MMolar_mistura)) + (cp_v_wanted(i)*xv_cond(i)*MMolar_v/(MMolar_mistura));$ % calor específico

$ro_cond(i) = (Patm/(R_ar_molar*T_wanted))*MMolar_ar*(1-(xv_cond(i)*(1-MMolar_v/MMolar_ar)));$ % massa específica da mistura. Assumindo fator de compressibilidade $z=1$.

$alpha_cond(i) = k_cond(i)/(ro_cond(i)*cp_cond(i));$ % difusividade térmica

$Pr_cond(i) = mi_cond(i)*cp_cond(i)/k_cond(i);$ % Número de Prandtl

$vi_cond(i) = mi_cond(i)/ro_cond(i);$ % viscosidade cinemática

%% Temperaturas do ciclo

$Tint(i) = (Tal(i) + Tev(i))/(2);$ % [°C]

$Tcompressor = 70;$ % Temperatura do ambiente na parte inferior da câmara (devido a presença do compressor) [°C]. Isso é uma aproximação

$Tet_piso = (Text_parede_teto - 273 + Tcompressor) / 2;$ % [°C] . Isso é uma aproximação

%% Propriedades dos ventiladores (Assumido: Arno Silêncio Maxx, $D = 0.4m$ e vazão $VolMínima = 0,720 m^3/s$, cerca de $5,73 m/s$)

$nvent = 2;$

$Pot_vent = 61.70;$ % [W]

$eff_vent = 0.8;$ % Assumido

$Dven = 0.4;$ % Diâmetro de cada ventilador [m]

$A1vent = pi * (Dven^2)/4;$ % Área de um ventilador [m²]

$Avent = nvent*A1vent;$ % Área de saída de ventilação [m²]

%% Propriedades da Serpentina de resfriamento

H_SResf = hp; % altura do sistema de serpentinas

H_SResf_ent = 5e-2; % altura vaga para entrada da serpentina

H_SResf_sai = 5e-2; % altura vaga para saída da serpentina

D_SResf = 1.25e-2; % diametro da tubulação serpentina

ST_SResf = 3.248e-2; % distancia no plano Q xy entre centro dos tubos (Catálogo Ecogroup p/ D_SResf = 1' 1/2, #1332)

SL_SResf = 1.875e-2; % distancia no plano zy entre centro dos tubos (Catálogo Ecogroup p/ D_SResf = 1' 1/2, #1332)

%ST_SResf = (3*D_SResf)/2; %segundo os modelos padrões do Catálogo, não funcionaria... valores originais acima

%SL_SResf = ST_SResf; %segundo os modelos padrões do Catálogo, não funcionaria... valores originais acima

SD_SResf = ((SL_SResf^2) + (ST_SResf^2))^(0.5); % distancia transversal no plano xz entre centro dos tubos (Catálogo Ecogroup p/ D_SResf = 1' 1/2, #1332)

ASResf1 = (P-2*wall)*(L-2*wall);

ASResf2 = (P-2*wall-2*P1)*(L-2*wall-2*P1);

ASResf = ASResf1 - ASResf2; % área transversal da seção da serpentina

NLSResf = floor((H_SResf - H_SResf_ent - H_SResf_sai) / SL_SResf); % numero de fileiras na direção z

NTF_SResf_1f = P1/(ST_SResf); % numero de tubos na primeira fileira;

NTF_SResf_2f = NTF_SResf_1f - 1; % numero de tubos na segunda fileira;

NTF_SResf = (NTF_SResf_1f + NTF_SResf_2f)/2; % numero de tubos por fileira;

L_SResf = 2*((P-2*wall)+ (L-2*wall))*NTF_SResf*NLSResf; % comprimento da tubulação

A_SResf = L_SResf * pi * D_SResf;

k_SResf = 52/1000 ;% k do Bronze comercial (90% Cu, 10% Al W/mK)

Tsup_SResf(i) = Tev(i) - 5; % temperatura superficial da serpentina [graus celcius]

Tent_SResf (i)= Tal(i); % temperatura de entrada do ar na serpentina [graus celcius]

Tsai_SResf(i)= Tev(i); % temperatura de saída do ar na serpentina [graus celcius]

```

deltaTml_SResf = ((Tsup_SResf(i) - Tent_SResf(i)) - (Tsup_SResf(i) - Tsai_SResf(i))) /
log((Tsup_SResf(i) - Tent_SResf(i)) / (Tsup_SResf(i) - Tsai_SResf(i)));

```

```

% A partir de deltaTml, A_Sref e h, é possível calcular a transCal

```

```

% Sabendo a transCal, você pode saber o limite de operação do evaporador

```

```

%% Propriedades da Serpentina de Aquecimento

```

```

% Mesmas dimensões da serpentina de resfriamento

```

```

Tsup_SAquec(i) = Tcond(i) + 8; % temperatura superficial da serpentina (8 pois 5 de
delta mais 3 de segurança (previamente colocado)) [graus celcius]

```

```

Tent_SAquec(i) = Tcv(i); % temperatura de entrada do ar na serpentina [graus celcius]

```

```

Tsai_SAquec(i) = Tcond(i); % temperatura de saída do ar na serpentina [graus celcius]

```

```

deltaTml_SAquec = ((Tsup_SAquec(i) - Tent_SAquec(i)) - (Tsup_SAquec(i) -
Tsai_SAquec(i))) / log((Tsup_SAquec(i) - Tent_SAquec(i)) / (Tsup_SAquec(i) -
Tsai_SAquec(i)));

```

```

%% Troca de calor Superfície de Resfriamento

```

```

Re_ev(i) = ro_ev(i) * v_esc_al(i) * D_SResf / mi_ev(i);

```

```

m_Nu_ev = 0.568 ; % Pagina 272 incropera 6 ed, valores calculados para a serpentina
definida

```

```

C_Nu_ev = 0.4735424 ; % Pagina 272 incropera 6 ed, valores calculados para a
serpentina definida

```

```

Nu_ev(i) = ((Re_ev(i) ^ m_Nu_ev) * C_Nu_ev) * Pr_cond(i) * 1.13 ; % Nusselt

```

```

h_evs(i) = ((k_ev(i) * Nu_ev(i)) / D_SResf) ; % Coeficiente de troca de calor por
convecao

```

```

U_ev = (1 / ((1/h_evs(i)) + ((6/1000)/k_SResf))) ; % Coeficiente de troca de calor global,
sob o k, entra a espessura do cano

```

```

Q_ev = U_ev * deltaTml_SResf * A_SResf ;

```

```

%% Troca de calor Superfície de Aquecimento

```

```

Re_cond(i) = ro_cond(i) * v_esc_al(i) * D_SResf / mi_cond(i) ;

```

```

Nu_cond(i) = ((Re_cond(i) ^ m_Nu_ev) * C_Nu_ev) * Pr_ev(i) * 1.13 ; % pagina 273
incropera 6 ed

```

```

h_conds(i) = ((k_cond(i) * Nu_cond(i)) / D_SResf) ;

```

```

U_cond = (1/((1/h_conds(i))+((6/1000)/k_SResf))) ;
Q_cond = U_cond * deltaTml_SAquec * A_SResf ;

%% Propriedades da parte interna do condensador

%Q_condInt = [600:10:6000]; %Potencia dissipada dentro do sistema para aquecer o
ar [W]

Q_condInt = Q_cond;

marCond(i) =ro_cond(i) * v_esc_al(i) * Avent; %vazão mássica que passa pelo
condensador [kg/s]

%% Fluido Refrigerante

m_ref_r134_ev = (-1*Q_ev) / (419400-256400) % % 269,5 em kj/kg para r134 a temp
40

h_max_comp = 256400+(Q_cond / m_ref_r134_ev) % idem a temp 37

COP = Q_cond / (m_ref_r134_ev*(h_max_comp - 419400))

%% Tempo de ciclo

% É necessário saber quanto tempo o ar demoraria para completar um ciclo no interior
do sistema. A Equação proposta aqui trata-se apenas de uma aproximação inicial

t_ciclo(i) = M_ar_seco_inicial / marCond(i); % tempo aproximado para o ar completar
um ciclo no sistema [s]

%% Convecção livre no alimento

%Propriedades

Tf(i) = Tcond(i); % Assumindo que o alimento está em equilíbrio termico com o ar e
que, não há decrescimo de temperatura ao passar pelo alimento, Tf = Tcond = Tal

DAB(i) = (1.87e-10)*((Tf(i)^(2.072))/(P_ar_inf_al(i)/101.325)); % coeficiente de
difusão binária entre agua e ar seco, Tabela A.8 em m^2/s ou veja PDF nomeado como
"coeficiente de difusão binária água ar" (Pasta transferência de Calor e massa)

mi_inf_al(i) = mi_cond(i); %viscosidade cinemáticadinâmica do ar no infinito ao
passar pelo alimento

```

$vi_inf_al(i) = vi_cond(i)$; % viscosidade cinemática do ar no infinito ao passar pelo alimento

$Sc(i) = (vi_inf_al(i))/(DAB(i))$; % número de Schmidt

$ro_v_sup(i) = interp1(T_propriedades,ro_v,Tf(i),'linear','extrap')$;

$ro_inf_al(i) = ro_cond(i)$; % Massa específica do ar no infinito ao passar pelo alimento

$ro_sup(i) = ro_inf_al(i) + ro_v_sup(i)$; % Massa específica da mistura na superfície do alimento

$ro_f(i) = (ro_sup(i) + ro_inf_al(i))/2$; % Densidade de filme

$ro_ar_seco_inf(i) = interp1(T_ar_seco,ro_ar_seco,Tf(i),'linear','extrap')$; % Massa específica do ar seco no infinito

%% É necessário verificar este ítem (ro_v_inf) está correto

$ro_v_inf(i) = ro_inf_al(i) - ro_ar_seco_inf(i)$; % massa específica do vapor de água no infinito

%% Continuando...

%Características do escoamento

$Gr_S(i) = (g*((ro_sup(i) - ro_inf_al(i))) * (S^3)) / (ro_f(i) * (vi_inf_al(i)^2))$; % número de Grashof para transferencia de massa isotérmica. Veja seção 9.10 do livro de trans cal do Incropera 6 ed

$Ra_S(i) = Gr_S(i) * Sc(i)$; % Rayleigh

$Sh_S(i) = 0.197 * (((Ra_S(i))^(1/4)) * (hp/S)^(-1/9))$; % Número de Sherwood

$h_S(i) = DAB(i) * Sh_S(i) / S$; % Coeficiente de troca mássica

$m_ag_alim_convNat(i) = h_S(i) * (Ap*ns) * (ro_v_sup(i) - ro_v_inf(i))$;

%% Convecção forçada no alimento

%Características do escoamento

$APerSup = Pp * Lin$; % Área do perfil superior do corpo interno [m²]

$Abl = Pp * tp * np$; % Área do perfil superior bloqueada pela presença das placas [m²]

```

ALiv = APerSup - Abl; % Área Livre para escoamento do ar seco [m^2]
vazao_massica_inf_al(i) = v_esc_al(i) * ALiv * ro_inf_al(i);

ReL(i) = ro_inf_al(i)*v_esc_al(i)*hp/mi_inf_al(i); %Numero de Reynolds para
escoamento sobre placas

if ReL(i)<=2e5

    Sh(i) = 0.664*(ReL(i)^0.5)*Sc(i)^(1/3); %Número de Sherwood para escoamento
laminar. Eq. 28.21 do "Fundamentals momentum, heat and mass transfer" (pag. 570)

else

    Sh(i) = 0.0365*(ReL(i)^0.8)*Sc(i)^(1/3); %Número de Sherwood para
escoamento turbulento. Eq. 28.26 do "Fundamentals momentum, heat and mass transfer"
(pag. 570)

end

hCF(i) = Sh(i)*DAB(i)/hp; % Coeficiente de transferência de massa
m_ag_alim_convFor(i) = hCF(i) * ns * (Ap)*(ro_v_sup(i) - ro_v_inf(i)); %
Transferência de massa por convecção forçada

%% Convecção Mista
if ( Gr_S(i)/ (ReL(i)^2)==1)

    m_ag_alim_convMist(i) = m_ag_alim_convFor(i) + m_ag_alim_convNat(i); % taxa
de liquido transferido para o infinito [kg/s]

    % tf(i) = M_alim/m_ag_alim_convMist(i); %tempo de funcionamento da maquina
para completa secagem do alimentoem [s]

    % tfHours(i) = tf(i)/(3600)

elseif ( Gr_S(i)/ (ReL(i)^2)>1)

```

```

    m_ag_alim_convMist(i) = m_ag_alim_convFor(i);
elseif ( Gr_S(i)/ (ReL(i)^2)<1)
    m_ag_alim_convMist(i) = m_ag_alim_convNat(i);
end

```

%% Capacidade do alimento em perder umidade

{

Este trecho cabe ser melhor estudado, pois, da mesma forma que foi feita na dissertação de Louise,

eu utilizei $aw = \text{umidade relativa}/100 = \phi_{inf}$. Há um artigo (Veja arquivo “alto nível de

transpiração de cogumelos” na pasta drying kinetics) que diz que cogumelos tem alto nível de transpiração.

Além disso, acredito que se a espessura da fatia de alimento for fina o suficiente, talvez isso de fato ocorra

}

% Modelo modificado de Henderson (veja dissertação de Louise pag. 49)

k_Henderson = 0.007; % constante do modelo

n_Henderson = 0.593; % constante do modelo

$\phi_{inf_al}(i) = \phi_{cond}(i)$; %umidade relativa (decimal) do ar ao passar pelo alimento

$T_{inf_al}(i) = T_{cond}(i)$;

$aw_al(i) = \phi_{inf_al}(i)$; %Igualdade utilizada na dissertação de Louise

$xe_al(i) = (\log(1-aw_al(i))/(-k_Henderson*(T_{inf_al}(i))))^{(1/n_Henderson)}$; % umidade de equilíbrio do alimento

% interpolação/extrapolação dupla (para temperatura e velocidade) dos parametros da tabela 4.13

$T_{exp_wanted} = T_{inf_al}(i)$;

$v_{exp_wanted} = v_{esc_al}(i)$;

```
b_const_wanted(i) = interp2(Texp, vexp, b_const, Texp_wanted, vexp_wanted,
'spline');
```

```
k_const_wanted(i) = interp2(Texp, vexp, k_const, Texp_wanted, vexp_wanted,
'spline');
```

```
% Modelo de Page
```

```
%{ Aqui abre-se discussão sobre como deve ser utilizado x0_al_bs. Isto é, devemos
atualizá-lo para cada ciclo, ou ele tem um valor fixo inicial?% }
```

```
xt_al_bs(i) = (x0_al_bs(i) - xe_al(i)) * exp (- k_const_wanted(i) * t(i)^
b_const_wanted(i)) + xe_al(i); % teor instantâneo de umidade do alimento [Kg agua/Kg
massa seca]
```

```
xt_al_bu(i) = xt_al_bs(i)/(1+xt_al_bs(i));
```

```
massa_agua_perdida(1) = 0;
```

```
taxa_perda_agua(1) = 0;
```

```
if i==1
```

```
    v_esc_al(i+1) = v_esc_al(i);
```

```
end
```

```
if i>1
```

```
    delta_x_al(i) = (xt_al_bs(i-1) - xt_al_bs(i)); % Variação do teor instantâneo de
umidade [Kg agua/Kg massa seca]
```

```
    if delta_x_al(i) < 0
```

```
        delta_x_al(i) = 0;
```

```

end

    massa_agua_perdida = delta_x_al(i)*M_seca_al; % Massa de água perdida por
ciclo [Kg a'gua]

    taxa_perda_agua(i) = massa_agua_perdida/(t_ciclo(i)); % Taxa de água que
alimento pode perder [Kg agua/s]

    mudar_veloc(i) = 0;

    SegundoIf(i) = 0;

    if m_ag_alim_convMist(i) < 1.25 * taxa_perda_agua(i) && v_esc_al(i) < 2.5

        v_esc_al(i+1) = v_esc_al(i) + 0.1;% Caso o sistema não seja capaz de retirar
125% da umidade que o alimento é capaz de ceder e sendo a velocidade de escoamento
menor que 2.5, aumenta-se a velocidade de escoamento.

        mudar_veloc(i) = 1;

        %fprintf("\n Primeiro if \n')

    elseif m_ag_alim_convMist(i) < 1.25 * taxa_perda_agua(i) && v_esc_al(i) >=
2.5 && j<3

        mudar_veloc(i) = 0;

        v_esc_al(i+1) = 1.75;

        j = j + 1;

        Tcond(i+1) = TempUtil(j); % [Celsius]

        Tal(i+1) = TempUtil(j); % [Celsius]

        mudanca(i) = 1;

        SegundoIf(i) = 1;

        %fprintf("\n Segundo if \n')

```

```

elseif mudar_veloc(i) == 0 && SegundoIf(i) == 0

    v_esc_al(i+1) = v_esc_al(i);
    %mudar_veloc(i+1) = mudar_veloc(i);
    %fprintf('\n Terceiro if \n')

end

end

if taxa_perda_agua(i) <= m_ag_alim_convMist(i) % Há dois limitantes da perda
de umidade. Um é o equipamento, m_ag_alim_convMist, o outro é o próprio alimento,
m_ag_alim_convMist. Aquele de menor valor irá limitar a secagem

    umidade_removida_ciclo(i) = taxa_perda_agua(i)*t_ciclo(i); % umidade
removida por ciclo [kg água/ciclo]

else

    umidade_removida_ciclo(i) = m_ag_alim_convMist(i)*t_ciclo(i); % umidade
removida por ciclo [kg água/ciclo]

end

umidade_removida_Soma = umidade_removida_Soma +
umidade_removida_ciclo(i);

%M_agua_al(i+1) = M_agua_al(i) - umidade_removida_ciclo(i); % Massa do
alimento momentânea para o ciclo i [ Kg]

M_agua_al(i+1) = M_agua_al(i) - umidade_removida_ciclo(i); % Massa do
alimento momentânea para o ciclo i [ Kg]

x0_al_bs(i+1) = M_agua_al(i+1) / M_seca_al;

```

```
    progresso(i) = 100*(umidade_removida_Soma/M_agua_al(1)) ; %progresso da
    secagem [%]

    fprintf ('\n Progresso: %.1f por cento \n', progresso(i));

    if (delta_x_al(i) < 1e-9)

        break

    end

    t(i+1) = t(i)+t_ciclo(i);
    i=i+1;

end

% %figure
% plot(taxa_perda_agua)
% legend ('Capacidade do alimento em perder')
% figure
% plot (m_ag_alim_convMist)
% legend ('Capacidade do sistema em retirar')
% figure
% plot(umidade_removida_ciclo)
% legend ('umidade removida')
%
% %figure
% plot(v_esc_al)
% ylabel('v_esc_al')
```

```
%  
% %figure  
% plot(Tdp_al)  
% hold on  
% plot(Tcond)  
% hold on  
% plot(Tal)  
% hold on  
% plot(Tev)  
% ylabel('Temperaturas [K]')  
% legend ('Tdp_al','Tcond', 'Tal','Tev')  
%  
% %figure  
% plot(M_agua_al)  
% ylabel('massa de água')  
%  
% %figure  
% plot(k_const_wanted)  
% hold on  
% plot(b_const_wanted)  
% legend ('k_const_wanted','b_const_wanted')  
%  
% %%figure  
% plot(xe_al)  
% hold on  
% plot(xt_al_bs)  
% hold on  
% plot (xt_al_bu)  
% legend ('xe_al','xt_al', 'xt_al_bu')
```