

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

ANDRÉ GEIER DE MORAES BARROS

**ANÁLISE DA VIABILIDADE DA UTILIZAÇÃO DE BOMBA DE CALOR EM
SECADORES DE SEMENTES TERMO SENSÍVEIS**

GUARAPUAVA

2023

ANDRÉ GEIER DE MORAES BARROS

**ANÁLISE DA VIABILIDADE DA UTILIZAÇÃO DE BOMBA DE CALOR EM
SECADORES DE SEMENTES TERMO SENSÍVEIS**

**ANALYSIS OF THE FEASIBILITY OF USING A HEAT PUMP IN THERMAL
SENSITIVE SEED DRYERS**

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentada como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná Campus Guarapuava (UTFPR-GP).

Orientador: Sergio Dalmas

GUARAPUAVA

2023



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/)

Esta licença permite remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, para fins não comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es) e que licenciem as novas criações sob termos idênticos. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

ANDRÉ GEIER DE MORAES BARROS

**ANÁLISE DA VIABILIDADE DA UTILIZAÇÃO DE BOMBA DE CALOR EM
SECADORES DE SEMENTES TERMO SENSÍVEIS**

Trabalho de conclusão de curso de graduação
apresentado como requisito para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná Campus Guarapuava
(UTFPR-GP).

Orientador: Sergio Dalmas

Data de aprovação: 6 de julho de 2023

Sergio Dalmas

Doutor em Engenharia Mecânica

Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Christian Naaktgeboren

Doutor em Engenharia Mecânica

Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Renan Manozzo Galante

Doutor em Engenharia Mecânica

Universidade Tecnológica Federal do Paraná

GUARAPUAVA

2023

RESUMO

Nesse trabalho, demonstrou-se a importância da secagem de sementes, bem como as dificuldades enfrentadas neste processo. Além disso, foram apresentadas as vantagens de secadores que utilizam bombas de calor. Com base nestas informações, desenvolveu-se um modelo de secador estacionário de camada profunda que emprega uma bomba de calor como fonte de energia térmica. Em seguida, realizou-se uma análise da viabilidade energética e econômica desse tipo de equipamento, em comparação com secadores convencionais no processo de secagem de sementes de feijão preto. Os resultados indicaram que este tipo de secador consegue atingir taxas de secagem equivalentes a secadores de fluxo contínuo convencionais, resultando em um consumo energético 52% menor. No entanto, devido ao custo elevado da energia elétrica, o custo de secagem associado a esse tipo de secador é 62% maior. Apesar disso, observou-se que é possível obter custos de secagem semelhantes aos secadores convencionais com uma redução da taxa de secagem em 22%.

Palavras-chave: Secador; bomba de calor; sementes; feijão preto.

ABSTRACT

In this work, the importance of seed drying was demonstrated, as well as the difficulties encountered in this process. Moreover, the advantages of dryers using heat pumps were presented. Based on this information, a deep bed stationary dryer model that employs a heat pump as a source of thermal energy was developed. Subsequently, an analysis of the energy and economic viability of this type of equipment, compared to conventional dryers in the process of drying black bean seeds, was carried out. The results indicated that this type of dryer can achieve drying rates equivalent to conventional continuous flow dryers, resulting in 52% less energy consumption. However, due to the high cost of electricity, the drying cost associated with this type of dryer is 62% higher. Despite this, it was observed that it is possible to achieve drying costs similar to conventional dryers with a 22% reduction in the drying rate.

Keywords: Dryer; heat pump; seeds; black beans.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Esquema de Bomba de calor por compressão de vapor.	18
Figura 2 – Diagrama T-s do Ciclo de Carnot inverso.	21
Figura 3 - Esquema e Diagrama T-s de um ciclo real de refrigeração.	24
Figura 4 – Diagrama T-s de compressão isentrópica e real.	25
Figura 5 - Diagrama de evaporadores de expansão direta (a) e inundado (b).	27
Figura 6 - Curvas de secagem características de sólidos.	30
Figura 7 - Carta Psicométrica da mistura de Ar-Vapor de água.	33
Figura 8 - Ilustração processos psicométricos realizados pelo ar de secagem.	34
Figura 9 – Ilustração do Secador por bomba de calor.	39
Figura 10 - Exemplo de gráfico gerado pelo código	43
Figura 11 – Diagrama P-h ilustrando o ciclo de bombeamento de calor utilizado.	44
Figura 12 - Gráficos dos resultados da otimização visando eficiência energética.	53
Figura 13 - Gráficos dos resultados da otimização visando alta taxa de secagem. ...	54

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Limite máximo de temperatura na massa de grãos para secagem de algumas espécies agrícolas	12
Tabela 2 - Valores de propriedades físicas utilizadas	41
Tabela 3 - Equações resultado do modelo exponencial de secagem.	42
Tabela 4 - Resultados das iterações variando a umidade relativa	50
Tabela 5 - Resultados das iterações variando a velocidade do ar de secagem.....	51
Tabela 6 - Resultados das iterações variando a profundidade da cama de secagem	51
Tabela 7 - Resultados das iterações variando o líquido refrigerante.....	52
Tabela 8 - Resultados otimização equilibrada.....	53
Tabela 9 - Resultados otimização visando taxa de secagem.....	54
Tabela 10 - Comparação entre as otimizações e o secador convencional.	56

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	9
1.1	A qualidade das sementes	9
1.2	A Secagem de grãos	10
1.3	Sementes termosensíveis	11
1.4	Perda de qualidade com o tempo de armazenagem	13
1.5	Danos mecânicos às sementes.....	13
1.6	Secadores convencionais de sementes.....	14
1.6.1	Poluição, eficiência e logística.....	14
1.6.2	Técnicas de secagem.....	15
1.7	Bomba de calor.....	17
1.8	Secadores de bomba de calor.....	19
2	REFERENCIAL TEÓRICO.....	21
2.1	Ciclo de Carnot e ciclo de Carnot inverso	21
2.2	Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor	22
2.2.1	Compressor.....	24
2.2.2	Dispositivo de expansão.....	26
2.2.3	Trocadores de calor.....	26
2.2.4	Escolha do fluido de trabalho	28
2.3	Eficiência e potência de aquecimento de bombas de calor	29
2.4	Mecanismos e taxa de secagem	30
2.5	Psicometria	32
2.6	Processos psicométricos em secagem.....	34
2.6.1	Aquecimento	34
2.6.2	Resfriamento com desumidificação.....	34

2.6.3	Resfriamento com umidificação.....	35
3	OBJETIVOS	36
4	MATERIAIS E MÉTODOS:	37
4.1	Parâmetros de secagem e escolhas de projeto.....	37
4.2	Modelo de secagem	40
4.3	Modelo Bomba de Calor:	43
4.4	Modelo psicométrico.....	46
4.5	Teste de viabilidade	49
5	CONCLUSÃO	57
	REFERÊNCIAS.....	60

1 INTRODUÇÃO

Nesta seção será demonstrada a importância da secagem de sementes, bem como uma contextualização sobre o assunto.

1.1 A qualidade das sementes

Grãos e sementes são biologicamente idênticos, produtos produzidos pelas plantas com o intuito de reprodução e perpetuação da espécie, mas a agricultura diferencia-os pela função, o grão é utilizado como alimento ou matéria prima para indústria, já a semente é usada na continuação da produção (germinar e produzir uma nova planta responsável pela posterior produção de grãos).

Para as sementes possuírem a capacidade de gerar uma nova planta com qualidade, sua estrutura biológica deve se manter viva e saudável, algo não necessário nos grãos pois sua utilidade não exige essa condição. Por esse motivo deve-se tomar maiores cuidados na produção de sementes.

Os principais parâmetros utilizados para a aferição da qualidade de sementes são o índice de germinação e o vigor. O índice de germinação é uma estimativa sobre a quantidade de sementes que germinam tendo em vista um total plantado em condições padrões, ou seja, esse índice indica a proporção de sementes que germinarão de um lote especificado. O vigor é uma estimativa sobre a saúde das plantas durante a germinação e na fase de plântula, se baseia normalmente na velocidade de emergência e na morfologia das plântulas.

A utilização de sementes de alta qualidade é de extrema importância na agricultura pois como retrata Embrapa: “as cultivares modernas de soja têm apresentado alta produtividade em baixas populações, de 180 a 250 mil plantas/ha. Mas, para que essas populações sejam obtidas com segurança se requer o uso de sementes de alta qualidade, além de um sistema preciso de semeadura” (NETO; KRZYZANOWSKI; HENNING, 2010).

As cultivares modernas de cereais têm apresentado uma produtividade ótima sendo semeadas com baixas populações, o que se resume a uma densidade menor de sementes ao ser comparadas as cultivares mais antigas, por esse motivo o impacto da baixa qualidade de um indivíduo (seja por não germinação ou baixo vigor) é muito

mais nítido do que nas cultivares antigas (plantadas com populações maiores) onde a falta de saúde de um indivíduo é compensada mais facilmente pelos seus vizinhos.

Lotes de sementes com baixo índice de germinação ocasionam falhas na disposição de plantas ocasionando menor população de plantas e por consequência nos locais onde as sementes não germinaram, criam um ambiente ideal para o desenvolvimento de ervas daninhas.

Sementes com baixo vigor geram plantas pouco saudáveis e por consequência mais lentas no seu desenvolvimento, essas plantas são mais suscetíveis ao desenvolvimento de doenças e de intemperismo ambiental. Além da suscetibilidade essas plantas pouco saudáveis acabam facilitando também o crescimento de ervas daninhas devido a sua menor dimensão. Outro problema de sementes com baixo vigor se dá na diferença de velocidade de desenvolvimento entre indivíduos gerando uma lavoura desigual e que possui plantas com distintos estágios de crescimento, fato que pode ser extremamente dificultador de manejo e da colheita dessa lavoura.

1.2 A Secagem de grãos

Secagem é o processo que tem como objetivo reduzir o grau de umidade de algum produto. O mecanismo físico que esse processo utiliza é a transferência da massa de água presente em um produto para um meio “secante” (normalmente ar atmosférico), esse movimento de massa tem intensidade determinada pela diferença de pressão parcial de vapor de água presente entre os dois meios.

Cerca de 80% da produção nacional de grãos é secada de maneira natural, permanecendo na lavoura até atingir o grau de umidade que permita o armazenamento. No entanto, a maioria dos produtos agrícolas (grãos, sementes e frutos) deveriam ser colhidos próximo do ponto de maturação fisiológica, quando apresentam seu máximo peso de matéria seca e qualidade. Isso significa dizer que os componentes nutricionais, como carboidratos, proteínas e lipídios (variáveis, segundo as espécies), apresentam seu máximo peso na matéria seca. Entretanto, na maturação fisiológica os grãos apresentam elevado teor de água (entre 30% e 40%, dependendo da espécie), acarretando problemas de colheita, como debulha deficiente, embuchamento de máquinas e danos mecânicos por amassamento. Assim, os grãos devem ser colhidos tão logo quando esses problemas deixem de existir. Esse é, por

definição, o ponto de colheita e se situa na faixa de grau de umidade de 25% para o milho, 18% para a soja, 24% para o arroz e 20% a 22% para o trigo, cevada e aveia.

(PORTELLA; EICHELBERGR, 2001)

É recomendado não tardar a colheita também devido ao risco de a lavoura ser deteriorada por eventos climáticos e biológicos adversos, como: chuvas, geadas, desenvolvimento de fungos e bactérias (grãos ardidos), consumo por animais silvestres como pássaros e javalis e ainda furto de parte da produção (caso clássico de pessoas roubando milho verde nas lavouras).

No entanto, a colheita realizada com níveis de umidade elevados causa além dos problemas de colheita, diversas complicações com relação a conservação dos grãos como descreve EMBRAPA:

Quando se colhe com umidade elevada, a atividade metabólica de respiração dos grãos e dos microrganismos presentes na massa ocorre em elevadas taxas, levando ao aquecimento da massa, devido a liberação de energia calórica. Essa condição também é propícia ao desenvolvimento de fungos e de insetos, conduzindo à rápida deterioração.

(PORTELLA; EICHELBERGER, 2001)

Por esses motivos descritos, a secagem de grãos é uma fase importante na produção desses produtos com qualidade.

1.3 Sementes termosensíveis

Para o caso específico de sementes, a secagem é ainda mais importante, pois com a deterioração dos componentes nutricionais, ocasionada pelo atraso da colheita ou secagem em condições indevidas, há perda de qualidade nas sementes.

A temperatura é um dos fatores mais importantes durante o processo de secagem, pois pode comprometer a qualidade das sementes e tornar-se letal, se aplicada em níveis elevados. Altas taxas de secagem promovem rachaduras, aumentam a permeabilidade do tegumento, reduzem a germinação e a velocidade de germinação, podendo resultar em sementes mortas ou plântulas anormais (PESKE; VILLEA, 2003).

A temperatura de secagem é a variável mais importante no processo de secagem pois ela é a maior responsável por gerar a variação de pressão relativa de vapor entre o grão e o meio de secagem, mas, como descrito acima por (Peske & Villela 2003) também pode ser agente de deterioração da qualidade dos grãos podendo levar a deterioração de moléculas nutrientes, danos a casca e até a quebra de grãos. Por esse motivo a temperatura de secagem deve ser controlada de maneira a ser o mais alta possível (gerando maior diferencial de pressão parcial de vapor e conseqüentemente diminuindo o tempo de secagem) sem que gere deterioração da qualidade do produto secado.

“A desidratação rápida dentro da semente pode resultar em danos às estruturas celulares.” (AFONSO JÚNIOR; CORRÊA, 1999). Por causa dessa vulnerabilidade maior das sementes ao processo de secagem, normalmente utiliza-se temperatura de secagem significativamente inferior as utilizadas em grãos para consumo, como mostra a Tabela 1 (MUCKLE; STIRLING, 1971).

Tabela 1 – Limite máximo de temperatura na massa de grãos para secagem de algumas espécies agrícolas

Produto		Temperatura (°C)
Milho	Sementes	44
	Amido	55
	Alimentação animal	82
Arroz	Até 20% de umidade	44
	Mais de 20% de umidade	40
Sorgo	Sementes	44
	Amido	60
	Alimentação animal	82
Trigo	Sementes	44
	Moagem	66
Feijão	Sementes	38
	Alimentação	45
Soja	Sementes	38
	Agroindústria	48
Amendoim	Sementes	37

Fonte: Muckle e Stirling (1971)

Como pode-se notar a temperatura recomendada da massa de grãos para diversas sementes não ultrapassam os 45 °C. Para o caso específico do feijão, Sathler (1979) estudou a influência das condições de secagem na germinação de sementes de feijão da variedade Rico-23, utilizando as temperaturas de secagem 30,

35, 40, 45 e 50°C com umidade relativa do ar mantida em 40%, e encontrou valores para o índice de germinação de 73,5%, 57%, 61%, 60% e 52%, respectivamente.

1.4 Perda de qualidade com o tempo de armazenagem

Secagem é uma operação que, se for conduzida sem os devidos cuidados, poderá concorrer para reduzir as qualidades fisiológicas das sementes. Geralmente, os efeitos da secagem em temperaturas mais elevadas não são imediatos, tornando-se mensuráveis apenas após um período de armazenamento (OLIVEIRA, 2000, p.3).

Um dos possíveis motivos da perda de qualidade após a secagem em temperatura elevada ter relação com o tempo de armazenagem, é a deterioração dos tegumentos (tecidos superficiais de isolamento das sementes) o que causa fragilização da semente a doenças e a oxidação.

O processo de secagem pode ser realizado de diversas maneiras, porém, requer cuidados especiais, no que diz respeito às temperaturas. Dependendo da espécie, tempo de exposição e método de secagem, temperaturas elevadas podem danificar membranas celulares e desnaturar proteínas, bem como causar fissuras. Tais danos acarretam redução na qualidade física e fisiológica das sementes, seja logo após a secagem (efeito imediato) ou durante o armazenamento (efeito latente). (VILLELA; PESKE, 2003)

1.5 Danos mecânicos às sementes

Outra dificuldade no manejo de sementes é que pela sua alta umidade antes da secagem são consideravelmente mais frágeis do que grãos comuns, por isso maiores cuidados com o transporte desse produto devem ser tomados. Por exemplo para evitar danos mecânico já na chegada do produto na unidade de beneficiamento, as moegas utilizadas nessas unidades são muito menos profundas e os elevadores possuem velocidades menores em comparação com unidades que beneficiam somente grãos.

Essa dificuldade se estende também para o próprio secador, pois secadores comuns, por exemplo os de fluxo contínuo (normalmente utilizado em secagem de

grande porte de grãos) tendem a serem muito agressivos mecanicamente aos grãos. Por esse motivo os secadores de sementes evitam o máximo possível a movimentação da massa de grãos.

1.6 Secadores convencionais de sementes

Nesta seção serão explicitadas as características e técnicas de funcionamento de secadores comuns com o intuito de contextualizar e demonstrar os problemas existentes nestes equipamentos.

1.6.1 Poluição, eficiência e logística

Em 1988 a secagem representava de 9% a 25% da energia nacional consumida em processos pelos países desenvolvidos. Em 2015, o valor mais atualizado, foi de 12% a 20%. Este fato é especialmente agravante no setor agrícola onde a fração passa de 60%, no caso da produção de milho (MUJUMDAR, 2006).

Os diversos modelos de secadores existentes no mercado operam com variadas fontes de energia, destacando-se lenha, resíduos orgânicos diversos, óleo diesel e *fuel oil*. Lenha é atualmente o combustível mais usado na secagem de grãos no Brasil (PORTELLA; EICHELBERGER, 2002).

A madeira apesar de ser um combustível renovável ainda é relativamente poluente. Outro problema da utilização de madeira é a logística. Como a lenha é produzida nas áreas rurais normalmente afastadas de difícil acesso e sua produção demandar um tempo considerável, podendo levar de 4 a 10 anos para atingir tamanho de corte, há grande incerteza da disponibilidade e do preço desse combustível no mercado. Além de ser um combustível de baixa densidade energética, em torno de 16000 kJ/kg, por isso o transporte dessa fonte energética acaba sendo bastante custoso.

Para utilização de combustíveis como fonte de energia alguns equipamentos específicos são necessários sendo o principal a fornalha, local onde o combustível é alimentado junto com ar atmosférico e acontece a combustão gerando gases de exaustão que se tornarão o ar de secagem.

Outro equipamento normalmente utilizado em secadores convencionais é a câmara misturadora e corta chama, este equipamento tem a função de misturar ar atmosférico com os gases de exaustão para que o ar de secagem esteja a temperatura desejada e a chama da combustão não invada o resto do secador.

Esses equipamentos normalmente possuem grandes dimensões e são construídos de maneira a possuírem alta resistência térmica com o objetivo de diminuir a perda de calor para o ambiente, aumentando a eficiência geral do secador.

Devido ao fato que o ar de secagem de secadores convencionais ser a mistura de gases de combustão e ar atmosférico, pode haver contaminação de fuligem no material secado, algo indesejado para produtos para consumo humano como o feijão, pois essa contaminação acaba impactando a qualidade desses alimentos, algo percebido por mudança no sabor e coloração.

1.6.2 Técnicas de secagem

Como descrito anteriormente, os secadores de sementes não devem danificar as sementes, nem por esforços mecânicos nem por térmicos, mas também devem ser rentáveis. Para atender essas exigências diversas técnicas foram desenvolvidas, sendo algumas delas:

Os secadores de leito fixo (secagem estacionária) são aqueles onde a massa de grãos não é movimentada durante o processo de secagem. Este tipo de secador apresenta a vantagem de causar baixo dano mecânico nas sementes secas. No entanto devido a falta de homogeneização da massa de grãos, ocorre variação no teor de umidade dependendo da posição da semente na câmara de secagem (as sementes próximas à entrada de ar seco sofrem taxas de secagem mais altas do que as mais distantes). Por esse motivo, são utilizadas temperaturas de secagem mais baixas, a fim de evitar que as sementes próximas à entrada de ar sofram taxas de secagem excessivas, prejudicando a qualidade. Isso resulta em uma velocidade mais lenta de secagem em comparação aos seus concorrentes.

A secagem estacionaria tem sido usada mais na propriedade rural, quando a finalidade é a produção de grãos. Entretanto, para a produção de sementes em escala comercial, seu emprego tem aumentado em decorrência de dificuldade circunstanciais encontradas para enquadrar o processo produtivo nas técnicas

de operação de secadores de modo contínuo ou de modo intermitente. (CARVALHO, 1994).

Os secadores intermitentes são aqueles em que o ar seco não é continuamente introduzido na câmara de secagem. Eles operam em ciclos nos quais há momentos em que o ar seco é introduzido na câmara e o ar úmido é removido, enquanto em outros momentos a câmara permanece "fechada" para homogeneizar a temperatura e a pressão de vapor da massa de sementes. Esse tipo de secador apresenta a vantagem de economizar energia, pois durante o período em que o ar seco não é introduzido na câmara, ainda ocorre a difusão da umidade dos grãos para o ar até atingir a saturação. Então quando o período de introdução do ar seco é iniciado, a umidade é removida facilmente pelo fluxo de ar seco.

Villela (1991) afirma que a utilização de secagem intermitente aumenta a quantidade de água removida por unidade de tempo de exposição ao ar aquecido em relação à secagem contínua, pois, a secagem não é mais limitada pela difusão da água interna ao grão porque esta ocorre no período de repouso. Isso leva a maior eficiência energética da secagem.

Os secadores de fluxo contínuo são secadores onde a massa de grãos e o ar de secagem são constantemente alimentados e retirados da Câmara de secagem. Esses secadores normalmente possuem quedas significativas podendo causar danos mecânicos às sementes, mas por movimentarem significativamente a massa de grãos geram ótima homogeneização da umidade e da temperatura, por esses motivos possuem a melhor taxa de secagem atualmente, mas não são os mais econômicos energeticamente, pois muita energia é gasta com o movimento da massa de grãos e de ar.

A seca-aeração é um método utilizado em diversos tipos de secadores. Trata-se da descarga da massa de grãos não completamente seca e com um gradiente de temperatura em relação ao ambiente em um silo "pulmão", onde a massa de grão é mantida em repouso, sem fluxo de ar, por um período de normalmente 4 a 8 horas para que a umidade interna dos grãos seja movida pela diferença de pressão parcial para o ar. Após esse período o silo é ventilado diminuindo a temperatura dos grãos e retirando a umidade presente no ar. Essa técnica gera economia de energia de secagem e pode também aumentar a taxa de secagem geral de uma unidade de beneficiamento se esta possuir grande capacidade de silos e grande demanda.

1.7 Bomba de calor

As bombas de calor são dispositivos cíclicos que extraem energia térmica de um reservatório térmico a baixa temperatura e disponibilizam essa energia a alta temperatura. Devido a essa característica de transferir a energia térmica de um meio a baixa temperatura para um outro com temperatura superior são equipamentos extremamente importantes na reutilização de energia térmica como afirma Theerakulpisut (1990): “As bombas de calor têm um enorme potencial para poupar energia. São os únicos sistemas de recuperação de calor que permitem elevar a temperatura do calor residual a níveis mais úteis.”

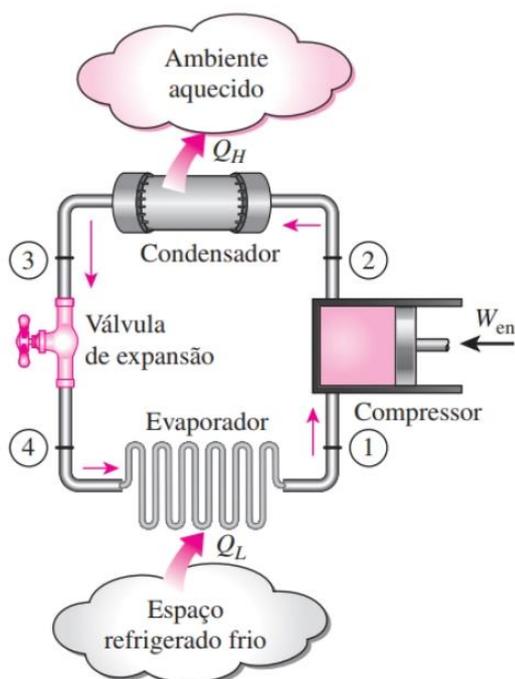
Esses equipamentos são essencialmente semelhantes a refrigeradores, diferenciando-se apenas em seus objetivos. Enquanto as bombas de calor têm a finalidade de fornecer calor em alta temperatura, os refrigeradores têm a função de remover calor em baixa temperatura.

Existem diversos tipos de bombas de calor, mas o ciclo de compressão de vapor é o mais comumente utilizado. Esse tipo de equipamento é de construção relativamente simples, não apresentando grande complexidade, e possui excelente eficiência e alta densidade volumétrica de potência na maioria das aplicações.

O ciclo de compressão de vapor é um ciclo termodinâmico semelhante ao ciclo de Carnot reverso, ou seja, um ciclo que ocorre no sentido anti-horário no gráfico temperatura-entropia (consome trabalho) contendo as etapas de expansão, absorção de calor, compressão e rejeição de calor, mas com algumas alterações para se tornar economicamente viável a sua construção e operação.

Os fluidos de trabalho utilizados em bombas de calor são denominados refrigerantes. Eles são fluidos especiais que possuem características que tornam viável a utilização dos ciclos de bomba de calor, sendo algumas delas: pequena diferença entre temperatura de condensação e de evaporação, baixo volume específico quando gasoso, alta condutividade térmica etc.

Figura 1 - Esquema de Bomba de calor por compressão de vapor.



Fonte: Çengel (2013, pag. 614)

Uma bomba de calor comum, que utiliza o ciclo de compressão de vapor (conforme ilustrado na Figura 1), é composta pelos seguintes componentes: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. Cada um desses dispositivos desempenha uma função específica. O compressor tem a função de comprimir o vapor superaquecido do refrigerante, elevando a pressão até o ponto em que ocorra a condensação na temperatura desejada. O condensador tem a função de remover calor do vapor superaquecido, permitindo que ele se condense completamente ou atinja o nível de sub-resfriamento desejado. A válvula de expansão é responsável por promover uma queda de pressão do refrigerante, resultando em uma redução de temperatura no evaporador, onde a evaporação ocorre. Por fim, o evaporador absorve energia do ambiente, permitindo que o refrigerante se evapore completamente ou atinja o nível de superaquecimento desejado.

As variáveis que afetam a eficiência e a potência das bombas de calor por compressão de vapor são a diferença de temperatura entre o refrigerante nos pontos de rejeição e absorção de energia (condensador e evaporador, respectivamente), o fluxo de massa do refrigerante e as propriedades do líquido refrigerante utilizado.

Para melhorar o desempenho das bombas de calor por compressão de vapor, podem ser adotadas algumas estratégias. Uma delas é a escolha de fluidos

refrigerantes com propriedades termofísicas adequadas, que possam operar eficientemente nas temperaturas de trabalho desejadas. Além disso, a utilização de múltiplos estágios de compressão em cascata pode aumentar a eficiência global da bomba de calor, permitindo a transferência de calor em diferentes faixas de temperatura de maneira mais eficiente.

1.8 Secadores de bomba de calor

Os princípios do funcionamento de bombas de calor já eram conhecidos na metade do século 19, mas devido aos baixos custos de combustíveis nessa época não houve interesse em desenvolvimento desse tipo de equipamento. No entanto, a partir do pós-guerra com o aumento do preço dos combustíveis houve um aumento no interesse de desenvolvimento dessa tecnologia.

Os pioneiros na utilização de bombas de calor na secagem de grãos foram Davis (1953), Shove (1953) e Flikke et al (1957), apesar de todos chegarem a conclusão que a utilização desse equipamento economicamente não valeria a pena, em 1979 o comitê Ad Hoc Committee on Heat Pumps verificou a existência de mais de 2000 plantas de secagem de madeira que utilizavam bombas de calor como fonte de calor e que juntas somavam mais de 20 MW de potência.

O princípio de funcionamento de secadores que utilizam bombas de calor tem como base os seguintes passos: O ar de secagem inicialmente passa pelo condensador, onde o fluido refrigerante rejeita calor, aumentando sua temperatura e potencial higroscópico, após o aquecimento passa pela Câmara de secagem onde troca calor e umidade com a massa de grãos e então é redirecionado para o evaporador onde o ar úmido é resfriado e conseqüentemente desumidificado pela rejeição de calor para o fluido refrigerante.

A característica principal dos secadores de bomba de calor que os tornam tão interessantes é a capacidade de reaproveitar não somente o calor sensível mas também o calor latente utilizado na evaporação da água do material secado. Isso é possível pois a energia gasta na câmara de secagem para evaporar a água é absorvida parcialmente pelo fluido refrigerante no evaporador através da diminuição da temperatura do ar de exaustão da câmara de secagem como também na condensação do vapor de água anteriormente retirado do produto secado.

Outra vantagem na utilização de secadores de bomba de calor é que estes possuem maior facilidade no controle das variáveis do ar de secagem (temperatura e umidade), pois a temperatura nos trocadores de calor é diretamente dependente das pressões do fluido refrigerante, devido o refrigerante trocar de fase nesses equipamentos. Para o caso específico de sistemas fechados a umidade do ar também pode ser controlada pela temperatura do evaporador.

Uma característica importante e que abre as possibilidades da utilização de secadores por bomba de calor é que estes geram um ar de secagem totalmente limpo de fuligem e de gases de exaustão, diferente de secadores comuns que pelo motivo do ar de secagem ser contaminado podem deteriorar a qualidade de produtos para principalmente o consumo humano.

Uma maneira de classificar os secadores que utilizam bombas de calor é se são de fluxo aberto ou fechado, sistemas fechados são os que o ar de secagem é totalmente reaproveitado no sistema de secagem, ou seja, o ar que passa tanto no evaporador, câmara de secagem e condensador é reutilizado voltando para esses equipamentos. E sistemas abertos são os que o ar de secagem é constantemente renovado pela entrada de ar novo no secador e a exaustão do ar utilizado.

A utilização de um sistema fechado tem o intuito de aproveitar a baixa umidade do ar que sai do evaporador, reutilizando-o como ar de secagem, tendo como objetivo a diminuição da umidade relativa do ar de alimentação do condensador o que resultara em um ar de secagem menos húmido, aumentando a taxa de secagem.

Já os sistemas abertos, os que alimentam o condensador com ar novo, visam maior temperatura na câmara de secagem pois o ar ambiente normalmente possui temperatura superior a temperatura de saída do ar no evaporador apesar de poder ter maior umidade.

Como Odilio Alves-Filho (2016) afirma: "Conventional dryers have problems and limitations, such as a low-quality dried product, negative environmental impact and high-energy consumption, which results in high product costs."

The results indicate that heat pump driers consume less energy than recirculating driers in most conditions, except at operating conditions that result in very little humidity extraction. Also, recirculating drier performance is a strong function of environmental conditions, and is very inefficient when operating humidity ratios become comparable to those existing in the environment. (ACEVES-SABORIO, 1993)

2 REFERENCIAL TEÓRICO

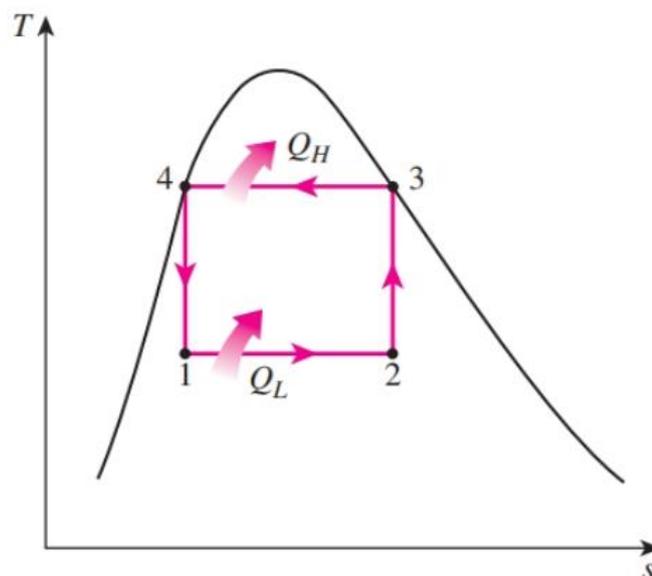
Nesta seção será aprofundada a explicação sobre as teorias utilizadas para o entendimento desse estudo.

2.1 Ciclo de Carnot e ciclo de Carnot inverso

O ciclo de Carnot é o ciclo termodinâmico de produção de trabalho ideal, possuindo a eficiência térmica máxima possível trabalhando entre dois reservatórios térmicos com temperaturas especificadas. Esse ciclo possui eficiência máxima devido ao fato de que seus quatro processos (compressão isentrópica, absorção de calor isotérmica, expansão isentrópica e rejeição de calor isotérmica) são internamente reversíveis o que o torna um ciclo reversível.

O ciclo de Carnot inverso possui os mesmos processos que um ciclo de Carnot comum, mas estes percorrem em sentido contrário, em vez do ciclo percorrer o sentido horário no diagrama T-s (temperatura, entropia específica), consumindo calor e produzindo trabalho, ele segue o sentido anti-horário o que resulta em consumo de trabalho e o bombeamento de calor (Figura 2).

Figura 2 – Diagrama T-s do Ciclo de Carnot inverso.



Fonte: Çengel (2013, pag. 613)

O ciclo de Carnot inverso não é possível de ser reproduzido na prática devido as etapas de compressão e de expansão isentrópica serem impossíveis de serem produzidas por equipamentos reais, contudo sua análise é válida pois através dele é possível definir uma relação da eficiência máxima de um ciclo de bombeamento de calor tendo como variável somente as temperaturas dos reservatórios térmicos:

$$COP_{BC, Carnot} = \frac{1}{1 - \frac{Tl}{Th}} \quad (1)$$

onde $COP_{BC, Carnot}$ é o coeficiente de performance de Carnot para bombas de calor, Tl é a temperatura de evaporação e Th a temperatura de condensação.

Através da análise dessa relação e das hipóteses do ciclo de reverso de Carnot chega-se à conclusão que quanto menor for a diferença entre a temperatura do condensador (Th) e do evaporador (Tl) maior será o Coeficiente de performance de uma bomba de calor de Carnot. O interessante é que como ciclos reais funcionam com os mesmos princípios do ciclo de Carnot, essa conclusão também é válida para os ciclos reais apesar destes dependerem de diversas outras variáveis.

2.2 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo real de compressão de vapor difere-se do ciclo de Carnot reverso devido à utilização de processos possíveis de serem realizados, além dos processos de sub-resfriamento e o superaquecimento do fluido refrigerante.

Processos executados por equipamentos reais possuem irreversibilidade intrínsecas à sua natureza, essas irreversibilidades são percebidas principalmente pelas perdas de pressões nas tubulações, perda de eficiência por troca térmica com o ambiente e o maior gasto energético de compressão.

Os processos de sub resfriamento e superaquecimento são utilizados para garantir o funcionamento adequado de bombas de calor, se resumem ao resfriamento ou aquecimento do fluido refrigerante ultrapassando os pontos de saturação na saída dos trocadores de calor. Esses processos são descritos pelos parâmetros de mesmo

nome, sub-refriamento e superaquecimento, que são medidos em diferenças de temperatura entre o ponto de saturação e a temperatura atingida.

Esses processos são utilizados pois existe grande dificuldade em prever a queda de pressão nos trocadores de calor e na sucção do compressor, além de que a variação das condições ambientais impacta os estados termodinâmicos da bomba de calor, por exemplo se o ambiente aquecido estiver a uma temperatura acima da temperatura ideal de trabalho a quantidade de calor expulsa no condensador será menor do que na condição ideal, o que pode causar a não condensação de todo o fluido refrigerante. Por isso se não utilizado esses parâmetros como uma margem de erro ao funcionamento ideal da bomba de calor, é possível que o fluido refrigerante chegue ao compressor ou a válvula de expansão em estado de mistura líquido-vapor saturado.

Alguns tipos de compressores e válvulas de expansão não operam de maneira satisfatória quando o fluido de trabalho é uma mistura de fases, especialmente alguns tipos de compressores, que se admitirem refrigerante na fase líquida a grandes chances de falha catastrófica. Então se o ciclo for mantido de maneira exata, com esses parâmetros nulos, qualquer intemperismo ocasionara mau funcionamento desses equipamentos e conseqüentemente da bomba de calor.

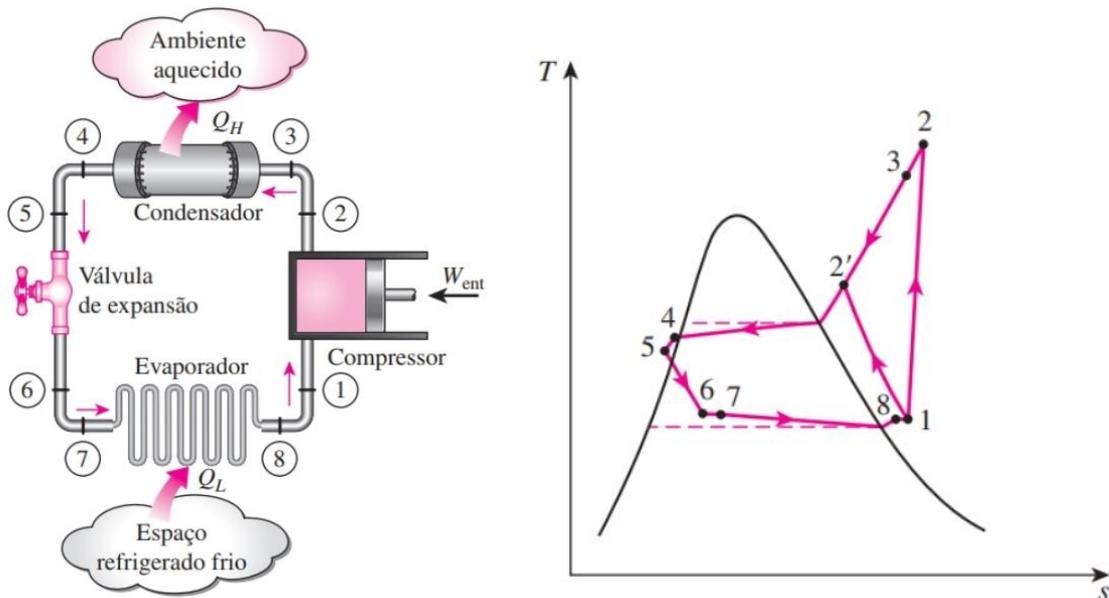
Outra mudança no ciclo real em comparação com o ciclo de Carnot é que o processo de expansão é feito de maneira isentalpica e não isentrópica, como no ciclo de Carnot, pois a perda de potencial de refrigeração, causada por essa troca, é compensada pelo preço do equipamento necessário para tal processo.

A Figura 3 demonstra os processos termodinâmicos experimentados pelo fluido refrigerante no ciclo de compressão de vapor, que estão descritos a seguir.

- Compressão não isentrópica (1 - 2)
- Expulsão de calor no condensador com queda de pressão (2- 4)
- Sub-resfriamento (4-5)
- Expansão isentalpica (5 - 6)
- Absorção de calor no evaporador com superaquecimento (6 - 8)

A seguir será feita uma explicação detalhada dos dispositivos utilizados no ciclo real de compressão por vapor e maneiras de serem modelados.

Figura 3 - Esquema e Diagrama T-s de um ciclo real de refrigeração.



Fonte: Çengel (2013, pag. 617)

2.2.1 Compressor

Compressores são dispositivos que incrementam a pressão de um fluido de trabalho através da realização de trabalho sobre o fluido. A modelagem de compressores reais é feita pela correção do comportamento ideal(isentrópico) desses dispositivos, o que é realizado utilizando um coeficiente isentrópico.

Coeficientes isentrópicos relacionam o funcionamento ideal de um dispositivo com o seu funcionamento real, para o caso de compressores esse coeficiente é calculado através da relação entre a variação de entalpia específica do fluido de trabalho no processo ideal, com a variação do processo realizado pelo equipamento real, mantendo a pressão de admissão e de exaustão constantes.

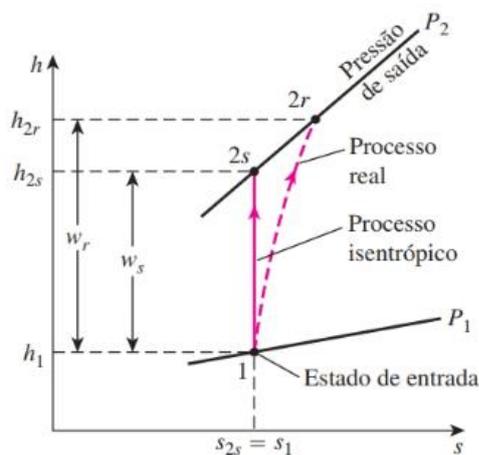
$$N_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} = \frac{\text{Trabalho isentropico do compressor}}{\text{Trabalho real do compressor}} \quad (2)$$

onde N_c é a eficiência isentrópica de compressão, h_{2s} é a entalpia do estado comprimido isentrópico, h_{2r} a entalpia do estado real de comprimido e h_1 a entalpia do estado de entrada.

Como demonstrado na Figura 4, processos de compressão reais tendem a requisitar maior energia para uma mesma variação de pressão, causada pelo aumento

da temperatura do fluido de trabalho e conseqüentemente o volume específico durante a compressão real.

Figura 4 – Diagrama T-s de compressão isentrópica e real.



Fonte: Çengel (2013, pag. 372)

É possível diminuir o gasto energético do processo real a valores próximos ao processo isentrópico através da diminuição das irreversibilidades, isso pode ser realizado através da utilização de compressores menos irreversíveis (ou seja, que operem com menos expansão não resistida e troca térmica com diferença finita de temperatura).

Outra maneira de reduzir o trabalho de compressão é o resfriamento do fluido de trabalho durante a compressão, processo (1-2'). Essa estratégia evita que o volume específico do fluido aumente por aquecimento, e conseqüentemente aumente o trabalho de compressão. Dependendo do nível de resfriamento utilizado no compressor é possível reduzir o trabalho de compressão a níveis inferiores ao processo isentrópico, mas como bombas de calor visam o aquecimento de um ambiente deve ser analisado se a diminuição do gasto energético de compressão causado por refrigerar o compressor é suficientemente maior do que a perda de entalpia específica, que seria utilizado como calor a alta temperatura, de maneira que seja válido esse processo.

Segundo Wang *et al* (2008) a refrigeração de compressores que utilizam R22 como fluido de trabalho resulta em reduções de até 14% do gasto energético tendo como comparação o processo isentrópico de compressão.

2.2.2 Dispositivo de expansão

O Dispositivo de expansão é o equipamento que tem como objetivo gerar a queda de pressão necessária para que o fluido refrigerante vindo do condensador se expanda e atinja a temperatura desejada na entrada do evaporador. Pelo motivo desse dispositivo funcionar sem consumo ou produção de trabalho e possuir pequenas dimensões, pode ser aproximado como um equipamento isentalpico, ou seja, que não gera variação da entalpia do fluido refrigerante.

Como descrito anteriormente a grande influência do ambiente nos estados termodinâmicos do fluido refrigerante, por isso deve-se utilizar técnicas e equipamentos de maneira a evitar o mau funcionamento das bombas de calor. Como já descrito o sub-resfriamento e o superaquecimento são maneiras de evitar o mau funcionamento das bombas de calor, técnicas que são muito solidas e funcionais. Contudo quando é esperado grandes variações dos estados termodinâmicos, à grande perda de eficiência dessa técnica, pois com o aumento desses parâmetros mais calor é necessário, maior necessidade de troca térmica, além de que com o aumento da temperatura na saída do evaporador maior é o volume específico do refrigerante e conseqüentemente maior será o gasto com trabalho de compressão.

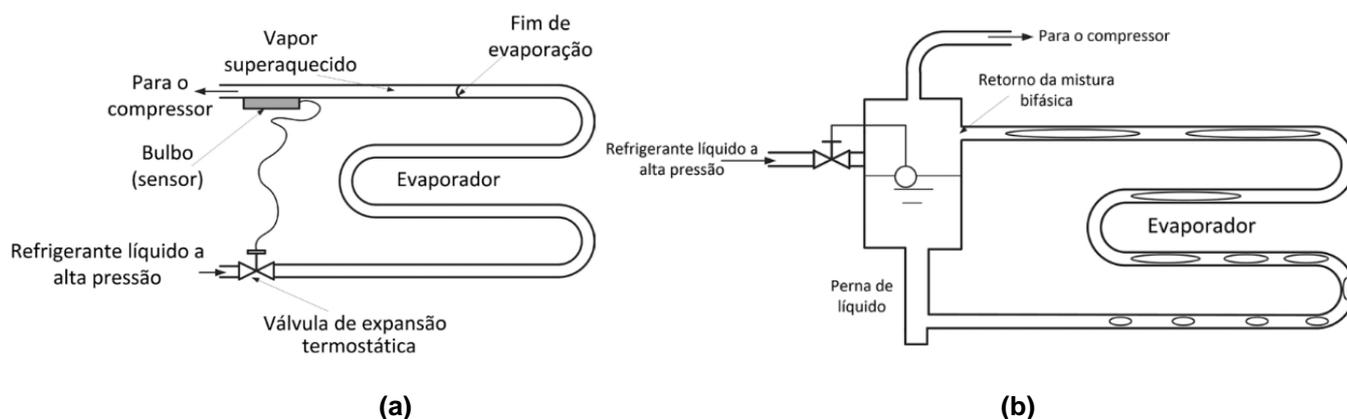
Com o intuito de resolver o problema de falta de eficiência em condições de variação ambiental uma das medidas é a utilização de dispositivos de expansão variável. Esses dispositivos conseguem controlar a quantidade de expansão do fluido refrigerante, com o intuito de regular a potência geral da bomba de calor, pois se o refrigerante não expandir tanto, menos energia será absorvida na sua evaporação e menor será o trabalho de compressão. A utilização de dispositivos de expansão variáveis é uma maneira de aumentar em muito a eficiência de sistemas onde a demanda de calor é variável.

2.2.3 Trocadores de calor

Trocadores de calor são dispositivos que promovem a troca de calor entre dois fluidos sem que ocorra mistura entre eles. As bombas de calor utilizam pelo menos dois trocadores de calor, o evaporador e o condensador.

O evaporador é o equipamento que tem função de absorver calor do ambiente a baixa temperatura com o intuito de evaporar a mistura de líquido vapor saturado de fluido refrigerante vinda da válvula de expansão. Existem diversos modelos de evaporadores, mas os mais utilizados por unidades de refrigeração ou de bombeamento de calor podem ser divididos em de expansão direta e inundados como demonstra a Figura 5.

Figura 5 - Diagrama de evaporadores de expansão direta (a) e inundado (b).



Fonte: Stoecker (2018, p.188)

Os evaporadores de expansão direta são aqueles onde o fluido refrigerante entra no trocador de calor como uma mistura de líquido-vapor saturado, onde toda essa mistura é expandida até total vaporização e então sai do trocador de calor com algum superaquecimento.

Já nos evaporadores inundados somente a fase líquida é expandida no trocador de calor, isso é possível pois possuem antes do trocador de calor uma caixa de separação que divide a mistura de líquido-vapor saturado admitida, de maneira a que a fase gasosa é direcionada para a admissão do compressor e a fase líquida é direcionada para o trocador de calor, onde absorve calor transformando-se em uma mistura de líquido-vapor saturada que é novamente alimentada na caixa de separação. A realimentação líquido refrigerante é o que torna esse trocador de calor tão eficiente, pois o fluxo de massa nas tubulações do trocador de calor se torna maior do que nos de expansão direta e devido a maior parte do fluido refrigerante permanecer no estado líquido o coeficiente de transferência de calor é mantido em níveis maiores, o que resulta em uma taxa de transferência de calor superior.

Evaporadores inundados possuem melhores coeficientes de transferência de calor comparando aos de expansão direta além de que entregam vapor saturado para

o compressor, mas possuem maior custo inicial, exigem um maior inventário de fluido refrigerante e exigem cuidados com o acúmulo de óleo.

Já os condensadores são os dispositivos que fornecem o calor a alta temperatura para o ambiente aquecido, rejeitam calor do líquido refrigerante que está em estado vapor superaquecido após a compressão, com o objetivo de condensar e subresfriar o fluido refrigerante ao nível desejado.

Esses equipamentos são de extrema importância para as bombas de calor pois são estes equipamentos que transmitem o efeito de aquecimento ao ambiente aquecido, por isso é importante que possuam além de baixa resistência térmica para troca térmica eficiente com o ambiente, uma boa eficiência volumétrica.

Os dois trocadores de calor têm o seu funcionamento influenciado pelas variáveis: pressão de trabalho, título do fluido refrigerante na entrada e fluxo de massa. Ambos serão modelados através balanços de energia com o Ar de secagem além de um valor mínimo de diferença de temperatura em cada trocador de calor com o intuito da determinação futura do trocador de calor a ser utilizado.

2.2.4 Escolha do fluido de trabalho

A escolha do fluido de trabalho deve ser fundada nas pressões de saturação correspondentes as temperaturas desejadas nos trocadores de calor, pois quão maior for a razão de compressão exigida do compressor maior será o gasto energético de compressão. Também deve se basear na entalpia de vaporização destes estados pois quão menor for a entalpia de vaporização de um fluido a pressão desejada maior será a vazão mássica exigida para cumprir a mesma demanda térmica. Então deve-se buscar um fluido refrigerante que possua as temperaturas de evaporação e condensação desejadas em pressões praticáveis e com a maior entalpia de vaporização o possível resultando em menor trabalho de compressão.

Por exemplo, para uma bomba de calor utilizando o refrigerante R134a operar com temperatura de condensação e de evaporação de 80 e 20 °C as pressões serão: 2635 kPa e 572 kPa necessitando uma razão de compressão no compressor de 4,6 diferentemente do R123 que para operar entre as mesmas temperaturas as pressões são de 490 kPa e 80 kPa necessitando de uma razão de compressão de 6,13.

Uma estratégia para a escolha do fluido refrigerante é realizar todo o equacionamento da bomba de calor com o refrigerante sendo uma variável e os estados serem definidos baseado nas temperaturas de evaporação e condensação, dessa maneira é possível alterar o fluido refrigerante mantendo as qualidades da bomba de calor (temperatura dos trocadores de calor), e então comprar qual dos fluidos refrigerantes necessita de maior potência de compressão para a mesma carga térmica. Este será o método empregado para a determinação do fluido refrigerante neste estudo.

2.3 Eficiência e potência de aquecimento de bombas de calor

A potência de aquecimento de bombas de calor é a taxa de fornecimento de calor a alta temperatura, ou seja, a taxa em que o ambiente aquecido recebe calor do fluido refrigerante. Essa taxa pode ser calculada pela análise dos estados termodinâmicos na entrada e saída do condensador ou de forma aproximada pela soma da entrada de energia do compressor com a energia absorvida no evaporador.

A eficiência de bombas de calor é medida pelo parâmetro denominado Coeficiente de performance (COP), esse coeficiente é utilizado tanto em bombas de calor como em refrigeradores. Esse coeficiente é calculado pela razão entre a interação desejada de calor (efeito refrigerante ou de aquecimento) pela entrada de trabalho utilizada para tal. No caso de bombas de calor a interação desejada é o calor disponibilizado a alta temperatura, como descrito

$$COP_{bc} = \frac{Q_h}{W_{comp}} \quad (3)$$

onde COP_{bc} é o coeficiente de performance de bombas de calor, Q_h o calor disponibilizado a alta temperatura pela bomba de calor e W_{comp} o trabalho requisitado.

Para bombas de calor esse índice teórico, sem levar perdas de calor em tubulações, é sempre maior ou igual que 1, ou seja, teoricamente uma bomba de calor ideal possui no pior dos casos eficiência igual a uma resistência elétrica no fornecimento de calor. Por esse motivo, desde que uma bomba de calor consiga atingir a temperatura desejada, é vantajoso utilizar bombas de calor como fonte de calor em vez de resistências elétricas.

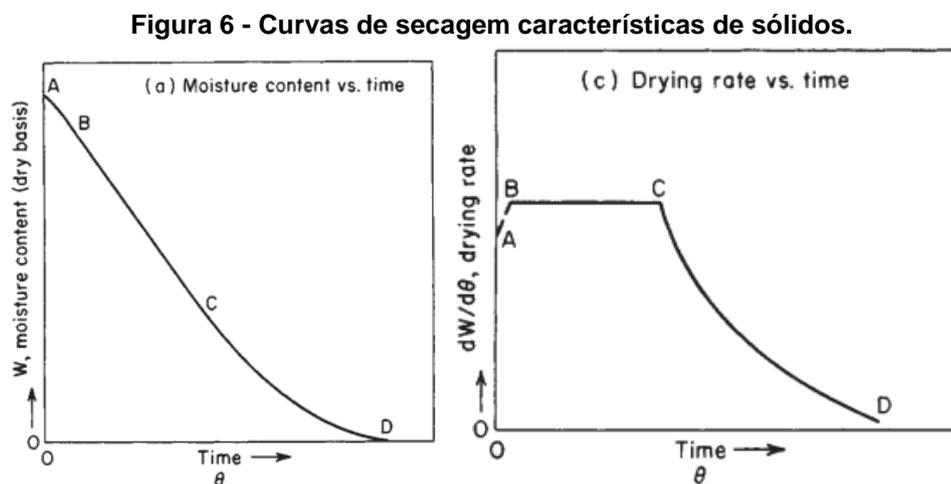
Valores comuns para COP de bombas de calor são de 2,5 a 5, mas como descrito anteriormente, à grande dependência com a diferença de temperatura dos trocadores de calor com os valores de COP.

Alguns métodos de aumentar a eficiência de ciclos de refrigeração por bomba de calor são: diferencial de pressão; fluxo de massa; múltiplos estágios; temperatura de condensação e evaporação variável; compressor de velocidade variável; válvula de expansão variável.

2.4 Mecanismos e taxa de secagem

A secagem de sólidos abrange dois processos fundamentais e simultâneos: (1) o calor é transferido para evaporar o líquido e (2) a massa é transferida como líquido ou vapor dentro do sólido e como vapor da superfície. Os fatores que governam as taxas desses processos determinam a taxa de secagem (MOYERS, 1997).

A secagem de grãos pode ser separada em dois principais períodos, o período de velocidade de secagem constante e período de velocidade de secagem decrescente. Esses períodos são demonstrados pelas Figura 6.



Fonte: Moyers e Baldwin. (1999, p.12.31)

onde A-B é o período de aquecimento B-C o período de velocidade de secagem constante e C-D o período de secagem decrescente.

O período de velocidade de secagem constante é caracterizado pela manutenção da condição de saturação na superfície de interseção entre o grão e o ar de secagem, isso ocorre quando a taxa de difusão interna de água nos grãos é maior

do que a taxa de evaporação, mantendo uma película de água no estado líquido na superfície do grão. Entretanto Portella (2001) afirma que: “Essa fase, geralmente, não é observada na secagem artificial de grãos, pois ocorre ainda no campo, quando o teor de água dos grãos está acima do ponto de colheita, na maioria das espécies agrícolas”.

Já o período de velocidade de secagem decrescente é o qual a taxa de difusão de água interna ao grão diminui para valores inferiores a taxa de evaporação o que acaba com a película saturada e move o ponto de evaporação para dentro do grão.

“The drying rate is now governed by the rate of internal moisture movement; the influence of external variables diminishes. This period usually predominates in determining the overall drying time to lower moisture content” (MOYERS, 1997).

Como esse estudo visa a secagem artificial, somente o período de velocidade de secagem decrescente será estudado. A seguir será feita uma análise da natureza do escoamento de vapor no período de velocidade decrescente, com o intuito de demonstrar quais são as variáveis influentes e como essas variáveis se relacionam.

O escoamento de massa de vapor ocorre em 3 regiões: interna ao grão, superfície de interseção e o ar de secagem. Na região interna do grão, o mecanismo para o fluxo de massa é a difusão, as variáveis que impactam o fluxo de massa nessa região são o gradiente de concentração de água $\frac{dq}{dx}$ e a temperatura T , pois o coeficiente de difusão (D_{ab}) é dependente dessa variável como demonstrado:

$$\dot{Q}_{dif} = D_{ab} \frac{dq}{dx} \quad \text{sendo } D_{ab} : f(T) \quad (4)$$

Na superfície de interseção do grão com o ar de secagem a condição de contorno que une os dois meios é a condição de solubilidade de gases em um meio sólido. Essa condição dita que a pressão de vapor do lado gasoso (P_{vapor}) é proporcional a concentração de vapor do lado sólido (grão) através de um coeficiente solubilidade (Y) que é característico do material e dependente da temperatura

$$\text{Condição de contorno: } P_{vapor} \cdot Y = q_{vapor} \quad \text{sendo } Y : f(T) \quad (5)$$

Já na região do ar de secagem, o fenômeno responsável pela secagem é a convecção, processo que tem intensidade regida pela diferença de concentração de vapor entre a superfície de interseção (q_{sup}) e o ar de secagem distante (q_{∞}), e pelo coeficiente de transferência de massa por difusão (h) que é variável do fluxo de ar (\dot{m}), da temperatura (T) e do material do meio, como equacionado a seguir

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot (q_{sup} - q_{\infty}) \text{ sendo } h : f(\dot{m}, T) \quad (6)$$

Como descrito acima as variáveis que impactam a secagem são temperatura, o seu aumento facilita a difusão e aumenta a pressão de vapor na superfície de interseção), a pressão parcial de vapor do ar de secagem que aumenta a taxa de difusão da massa de vapor no ar e o fluxo de massa de ar que aumenta a taxa de convecção.

Então analisando a natureza do fluxo de massa pode se montar uma resistência global ao fluxo de massa da forma

$$\dot{Q} = \frac{1}{R_{global}} \cdot (q_{grão} - q_{\infty}) \text{ onde } R_{global} = \frac{1}{D_{grão}} + \frac{1}{h_{Ar}} + f(y) \quad (7)$$

2.5 Psicometria

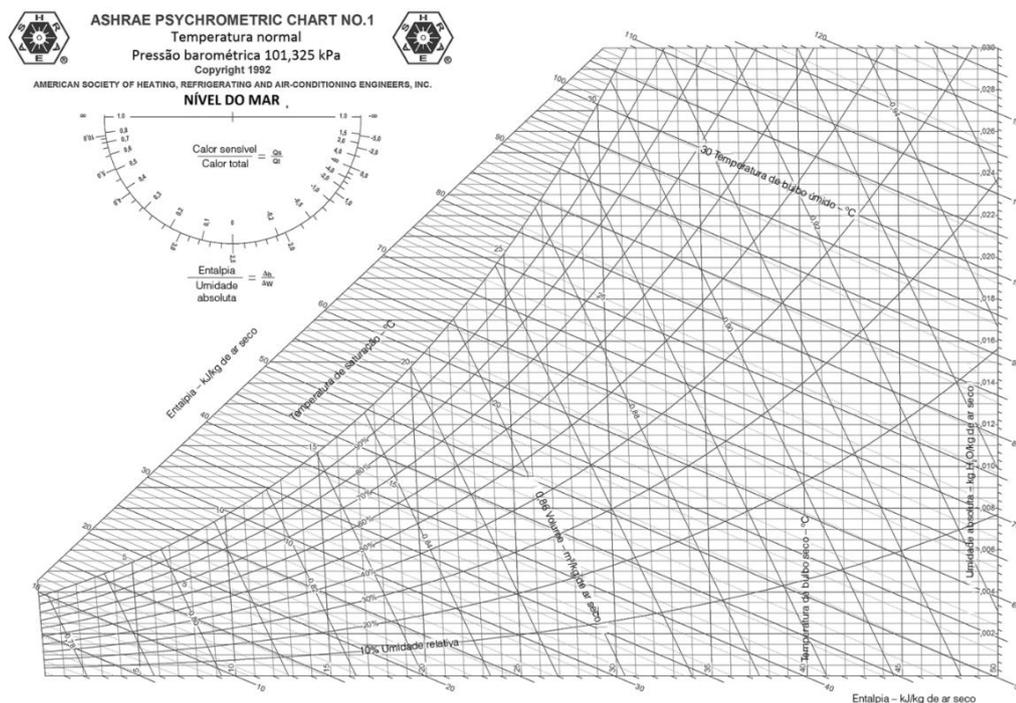
Psicometria é o estudo das propriedades de misturas de gás-vapor. Para esse trabalho o ar de secagem será descrito como a mistura de ar seco e vapor de água, citada como ar úmido. A determinação das propriedades do ar úmido é importante para esse estudo pois o vapor de água difundido no ar tem grande influência nas interações energéticas e no processo de secagem.

Os principais parâmetros para descrever a psicometria da mistura ar-vapor de água são:

- Umidade absoluta é a proporção da massa de vapor na massa do ar, essa razão pode ser calculada de duas maneiras diferentes, em base seca ou úmida. A base seca utiliza a razão entre a massa de água difundida no ar e a massa do ar do sem umidade, já a base húmida utiliza a razão entre a massa de vapor de água e a massa da mistura ar-vapor de água.
- A relação máxima de massa de vapor de água que pode ser difundido na massa de ar é denominada umidade de saturação, esse valor é variável da temperatura e da pressão da mistura.
- A temperatura em que uma umidade absoluta se torna igual a umidade de saturação é chamada de temperatura de orvalho, a temperaturas inferiores a estas partes da umidade se condensará devido a perda da capacidade do ar em reter vapor descrito pela diminuição da umidade de saturação nessa temperatura.

- A razão entre a quantidade de vapor difundido e a umidade de saturação, ou seja, a quantidade atual pela quantidade máxima defendível é chamada de umidade relativa.
- Pressão parcial de vapor é a qual a espécie química faria se estivesse sozinha no mesmo volume que a mistura. Esse valor só depende da pressão do ambiente e da umidade absoluta.

Figura 7 - Carta Psicométrica da mistura de Ar-Vapor de água.



Fonte: ASHRAE (1992)

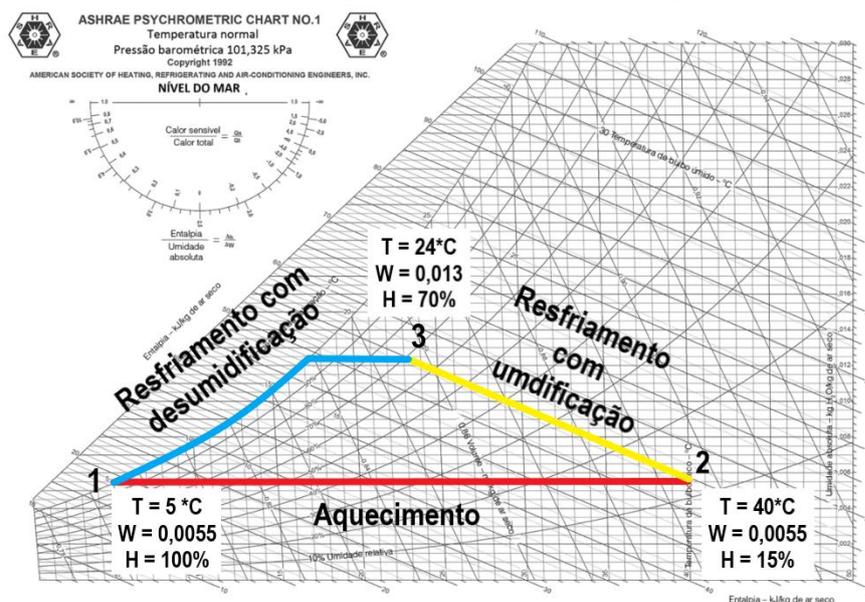
As propriedades psicrométricas podem ser determinadas por várias técnicas, mas uma forma fácil de visualizá-las é por meio de cartas psicrométricas, como mostrado na Figura 7.

Através da carta psicométrica é possível relacionar as variáveis, temperatura de bulbo seco, umidade absoluta, umidade relativa, umidade de saturação, temperatura de ponto de orvalho (saturação), volume específico e entalpia.

2.6 Processos psicrométricos em secagem

Os três processos psicrométricos que descrevem o comportamento do ar de secagem em sistemas com bomba de calor podem ser visualizados na Figura 8 e as suas respectivas descrições estão a seguir.

Figura 8 - Ilustração processos psicrométricos realizados pelo ar de secagem.



Fonte: Alterado de ASHRAE (1992)

2.6.1 Aquecimento

O aquecimento de uma mistura ar húmido é percebido por uma linha horizontal com sentido para a direita, mostrado pela linha vermelha (1-2) no diagrama psicrométrico, a realização deste processo diminui a umidade relativa e aumenta a umidade de saturação do ar húmido, ou seja, aumenta o potencial higroscópico do ar. Este é o processo que o ar de secagem é submetido ao passar pelo condensador.

2.6.2 Resfriamento com desumidificação

Esse é o processo realizado pelo ar de secagem no evaporador, é descrito na carta psicrométrica por uma linha reta horizontal com sentido para a esquerda, linha azul (3-1), até que a temperatura atinja a linha de saturação onde começa o efeito de desumidificação, para temperaturas inferiores ao ponto de orvalho o processo de

resfriamento percorre a borda saturada da carta psicrométrica, condensando o vapor difundido excedente que não consegue mais diluir, até a temperatura final de resfriamento onde continuará em estado saturado, mas agora com umidade absoluta de saturação correspondente a temperatura final.

2.6.3 Resfriamento com umidificação.

Processo observado na câmara de secagem, o Ar de secagem perde calor para a massa de grãos recebendo umidade. Esse processo será observado na carta psicrométrica como uma curva com derivada negativa percorrendo o sentido para a esquerda e para cima (diminuindo temperatura e aumentando a umidade), linha amarela (2-3).

3 OBJETIVOS

O objetivo primário desse trabalho é analisar a viabilidade da utilização de bombas de calor na secagem de sementes. A viabilidade será primariamente testada pelo parâmetro de taxa de secagem, ou seja, se será possível que esse tipo de equipamento seja competitivo em relação aos outros tipos de secadores. Secundariamente será analisado a viabilidade energética e financeira, com foco na determinação da sustentabilidade desse equipamento.

Para se atingir esse objetivo será necessária a imposição dos seguintes objetivos secundários:

- Determinar o tipo de câmara de secagem utilizada.
- Desenvolver ou escolher um modelo da literatura para a câmara de secagem.
- Determinar os parâmetros de secagem ideais (temperatura, taxa de secagem).
- Desenvolver um modelo para a bomba de calor.
- Desenvolver um modelo psicométrico para acoplar o modelo de bomba de calor ao modelo da câmara de secagem.
- Determinar os parâmetros da bomba de calor (fluido refrigerante, tipo dos trocadores de calor, compressor etc.).
- Estudar se o secador por bomba de calor teria melhor desempenho em regime fechado, aberto ou de recirculação.
- Determinar a viabilidade desse tipo de secador comparando com dados de secadores comerciais.

4 MATERIAIS E MÉTODOS:

Nesta seção serão explícitas as escolhas de projeto, os procedimentos para a criação e otimização do modelo do secador e a obtenção dos dados de secadores comerciais para comparação.

4.1 Parâmetros de secagem e escolhas de projeto

O grão de secagem escolhido para este estudo foi o feijão preto. A determinação dos parâmetros ideais de secagem para este grão baseou-se em diversas bibliografias e também em conhecimento empírico de profissionais do agronegócio da região do Paraná.

A temperatura de secagem, variável mais impactante na qualidade e velocidade de secagem, foi determinada em 40°C devido a Toni (2016), Muckle e Stirling (1971) e Dias *et al* (2012) observarem que a temperatura das sementes de feijão com umidade inicial padrão de 18% não pode ultrapassar valores de 38°C a 45°C dependendo da variedade utilizada, sem perda acentuada na qualidade. Além disso, para sementes com maior índice de umidade, a temperatura de secagem deve ser reduzida a valores abaixo dessa recomendação.

A umidade inicial da massa de sementes foi definida em $x_{pi} = 20\%$ b.s, valor este comum da colheita do feijão. Já a umidade final das sementes X_{mf} foi definida em 14% b.s por ser o padrão utilizado na comercialização de sementes.

A câmara de secagem utilizada neste estudo será a de leito fixo (estacionária) profunda tendo sido escolhida pelo seu baixo dano mecânico aos grãos secados e pela sua simplicidade de construção e projeto.

O modelo logarítmico (de Hukill) foi o escolhido para descrever a câmara de secagem, sua simplicidade e a existência de trabalhos anteriores que comprovaram sua utilidade no projeto de secadores foram os motivos da escolha. Os resultados obtidos pelo modelo logarítmico, apesar terem baixa precisão comparada aos resultados de modelos mais complexos como o PDE (Equações diferenciais parciais), são descritos na literatura como parcimoniosos e úteis no projeto de secadores.

Este modelo assume que a secagem em camada estacionária pode ser descrita utilizando as seguintes simplificações (AREGBA; SEBASTIAN; NADEAU, 2006):

- Os efeitos do aumento da temperatura dos grãos são desprezíveis.
- A mudança no calor sensível do ar pelo acréscimo de umidade é desprezível.
- O cp do ar não é influenciado pela umidade.
- A densidade dos grãos é constante e a entalpia de vaporização da água é constante.

Devido a estas simplificações, este modelo deve ser utilizado com cuidado, verificando se elas são válidas. Para o caso específico da secagem estudada, que é lenta por ser de baixa temperatura, estas simplificações são razoáveis e aceitáveis.

No final da secagem a variação da umidade das sementes deve ser mantida menor do que 2% (13 a 15 % b.s), que corresponde a uma escolha de projeto que visa um parâmetro mínimo de qualidade, com o intuito de o lote secado não possuir sementes com índices de umidade inferiores ao desejado, acarretando perda de vigor, e a presença de sementes com umidade muito elevada, que impactam negativamente na conservação do lote.

O volume da câmara de secagem foi definido inicialmente de maneira que a capacidade do secador seja de aproximadamente 20 toneladas de sementes de feijão úmidas, resultando em um volume de 24 m³, mas nas interações visando a otimização este volume foi alterado para 27,4 m³ para melhor comparação com o secador comercial retratado.

O tipo de fluxo de ar do secador modelado é de circuito fechado, devido a constatação através de cálculos preliminares que a utilização de fluxo aberto em secagem de baixa temperatura raramente seria vantajoso devido à alta umidade relativa do ar nos meses normais de utilização dos secadores de feijão (fevereiro e março) o que acarretaria numa taxa de secagem reduzida do secador e em alta dependência das condições atmosféricas.

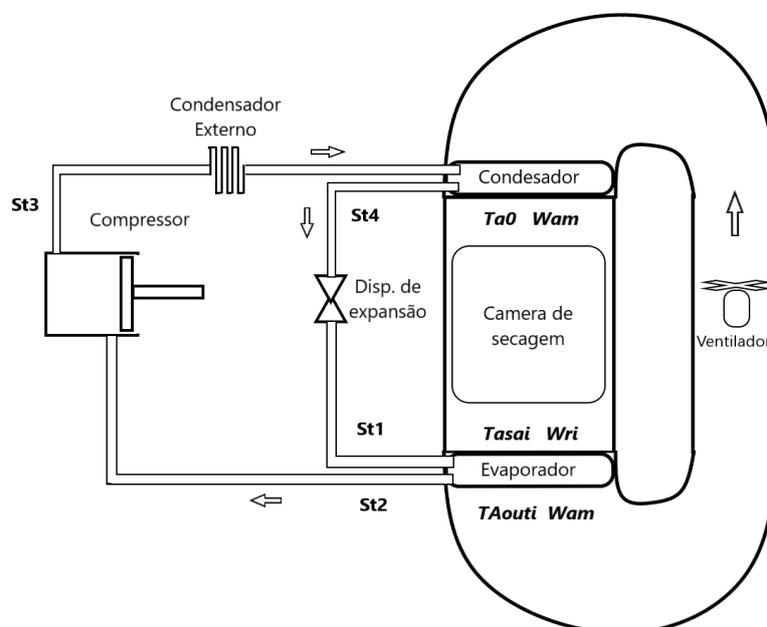
A análise energética realizada sobre o modelo de secador desenvolvido nesse estudo considera somente a parcela térmica da energia gasta no secador, e desconsidera os gastos com ventilação. Esta simplificação ocorreu devido à dificuldade encontrada em determinar a queda de pressão na câmara de secagem utilizando o feijão como grão de secagem, sendo este tópico demandante de estudo posterior.

Outra simplificação realizada neste estudo foi referente ao cálculo dos trocadores de calor, os quais inicialmente seriam dimensionados pelo método E-NUT, mas a dificuldade de encontrar algum modo de se considerar a condensação da água

na troca térmica impediu seu dimensionamento. Para contornar este problema utilizou-se nos trocadores de calor, temperaturas de refrigerante que mantivessem diferenças mínimas de temperatura com o ar de secagem, descritas pelas variáveis $DifEvap$ e $DifCond$ para o evaporador e o condensador, respectivamente. Desta maneira, o dimensionamento posterior dos trocadores de calor pode ser feito através destas temperaturas e das taxas de transferência de calor exigidas.

O modelo foi construído a partir da junção de três modelos mais restritos: modelo da câmara de secagem, modelo da bomba de calor e o modelo psicométrico do ar de secagem.

Figura 9 – Ilustração do Secador por bomba de calor.



Fonte: Autoria Própria

A Figura 9 mostra os componentes do secador, os estados termodinâmicos do refrigerante e as variáveis do ar de secagem.

O modelo desenvolvido neste trabalho tem o funcionamento resumido pelos seguintes passos: os parâmetros de secagem e do secador (temperatura de secagem, umidade relativa de secagem, velocidade do ar de secagem, profundidade da cama e características do grão seco) são alimentados no programa, então o modelo de secagem calcula a interação do ar de secagem com a massa de grãos retornando como resposta o tempo de secagem média e equações que descrevem a umidade dos grãos, a temperatura e a umidade do ar de exaustão da câmara de secagem com variável no tempo. O próximo passo é realizado pelo modelo da bomba de calor

definindo os estados termodinâmicos do refrigerante de maneira a atingir nos trocadores de calor temperaturas que possibilitem a manutenção dos parâmetros de secagem (temperatura e umidade de secagem), retornando como resposta a variação de entalpia específica do refrigerante em cada trocador de calor. Então, por último o modelo psicométrico define as entalpias do ar de secagem na entrada e saída de cada trocador de calor, utilizando dados do modelo de secagem, e calcula balanços de energia nos trocadores de calor, retornando como resultado a vazão de refrigerante necessária para suprir a demanda térmica do ar de secagem.

O desenvolvimento do modelo foi feito através de um programa na linguagem de programação Python utilizando as bibliotecas Numpy, CoolProp e Matplot. O funcionamento de cada modelo será explicito meticulosamente a seguir.

4.2 Modelo de secagem

Como descrito anteriormente o modelo de secagem descreve a interação do ar de secagem com a massa de grãos. Os dados calculados por este modelo são: a taxa de secagem média $\dot{x}(t)$ (taxa de diminuição do peso de água na massa de grãos), a temperatura de saída do ar de secagem $T_{sa}(t)$, a umidade dos grãos $xp(x, t)$ e o tempo de secagem média t_{sec} (necessário para que a média da umidade dos grãos chegue ao valor desejado). Estes dados são utilizados tanto pelos modelos seguintes como variáveis de entrada, como também como variáveis de resposta do modelo total para avaliar o funcionamento do secador como um todo.

Este modelo é alimentado com as seguintes variáveis de entrada: velocidade, temperatura e umidade do ar de secagem além de dimensões da câmara de secagem, e necessita também das seguintes constantes definidas por cálculos preliminares e pesquisas bibliográficas: coeficiente exponencial de secagem em camada fina, umidade de equilíbrio higroscópico do grão secado, propriedades físicas do ar, do grão secado e da água.

O coeficiente exponencial de secagem em camada fina K para o feijão preto foi calculado pela equação obtida por interpolação de dados empíricos de Afonso Júnior e Corrêa (1999).

$$K = -\left(0.5059 - (0.0239 \cdot T) + (0.0003 \cdot T^2)\right) + (0.0798 \cdot U0) + (0.4322 \cdot (U0^2))$$

onde T é a temperatura de secagem e $U0$ a umidade inicial do produto.

A umidade de equilíbrio higroscópico x_{eq} , que é a umidade onde o grão entra em equilíbrio com a umidade do ar cessando a secagem, foi obtida para o feijão pela equação de Henderson/Bach utilizada por Afonso Júnior e Corrêa (1999):

$$x_{eq} = \frac{\left(\frac{\text{math.log}(1 - UR)}{(-8.0707 \cdot (10^{-16})) \cdot ((T + 273.15)^{5.2304})} \right)^{\frac{1}{1.7692}}}{100}$$

onde T é a temperatura ambiente e UR a umidade relativa do ar de secagem.

As propriedades físicas do ar e da água foram obtidas pela biblioteca CoolProp e as do feijão por pesquisas bibliográficas (Tabela 2).

Tabela 2 - Valores de propriedades físicas utilizadas

Propriedade	Símbolo utilizado	Valor	Unidade
Densidade produto seco	Pdp	872,9	kg/m ³
Densidade ar seco	Pda	1,112	kg/m ³
Cp ar seco	$Cpda$	1006	kJ/kg*K
Entalpia de vaporização da água	Lv	2257	kJ/kg

Fonte: Autoria Própria

Variáveis adimensionais foram utilizadas para facilitar o entendimento dos resultados, sendo elas:

$$v(x) = \left(\frac{Lv \cdot K \cdot Pdp \cdot (X_{pi} - X_{eq})}{Pda \cdot Va0 \cdot Cpda \cdot (Ta0 - Tam)} \right) \cdot x$$

$$o(t) = K \cdot t$$

onde $v(x)$ é a variável adimensional de profundidade da cama, $o(t)$ é a variável adimensional de tempo, $X_{(x,t)}$ é a razão adimensional de umidade, $Va0$ é a velocidade do ar de secagem, $Ta0$ é a temperatura do ar de secagem e Tam é a temperatura de bulbo úmido do ar de secagem.

Com as variáveis de entrada definidas, e os cálculos preliminares realizados, os resultados do modelo foram calculados pelas equações resposta do modelo de Hukill demonstradas nos estudos de Aregba *et al.* (2006) e Barre *et al.* (1971), alteradas pelo autor para melhor entendimento neste estudo.

Tabela 3 - Equações resultado do modelo exponencial de secagem.

Dados de Saída	FÓRMULA	Unidade
$\bar{x}p(t)$	$x_{eq} + \frac{1}{v} \cdot \log\left(\frac{e^v + e^o - 1}{e^o}\right) \cdot (x_{pi} - x_{eq})$	$\frac{kg_{\text{Agua}}}{kg_{\text{Ar humido}}}$
$xp(x, t)$	$xp(x, t) = x_{eq} + \frac{e^v}{(e^v) + (e^o) - 1} \cdot (x_{pi} - x_{eq})$	$\frac{kg_{\text{Agua}}}{kg_{\text{produto seco}}}$
$T_{sa}(t)$	$T_{sa}(t) = Tam + \left(\frac{e^o}{(e^v) + (e^o) - (1)}\right) \cdot (Ta0 - Tam)$	K
$\dot{x}(t)$	$\dot{x}(t) = -\left(Pdp \cdot Area \cdot L \cdot (Xpi - Xeq) \cdot \frac{K}{v}\right) \cdot \left(\frac{e^o}{(e^v) + (e^o) - (1)} - 1\right)$	$\frac{kg_{\text{Agua}}}{s}$
t_{sec}	$t_{sec} = \log\left(\frac{e^v - 1}{e^{v \cdot \left(\frac{Xmf - Xeq}{Xpi - Xeq}\right)} - 1}\right) \cdot \frac{1}{k}$	s

Fonte: Autoria Própria

Na Tabela 3, $\bar{x}p(t)$ é a umidade média dos grãos dependendo do tempo t , $xp(x, t)$ é a umidade dos grãos na profundidade x e no tempo t , $T_{sa}(t)$ é a temperatura do ar de saída da câmara de secagem, $\dot{x}(t)$ é a taxa média de secagem variável com o tempo t e t_{sec} é o tempo de secagem média.

Para a obtenção das variáveis resposta que dependem da posição ou do tempo utilizou-se a biblioteca Numpy para gerar duas listas com as variáveis de tempo adimensional $o(t)$ e de profundidade da cama de secagem L variando de 0 até os seus valores máximos com 200 intervalos regulares:

```
#Lista com 200 termos do tempo adimensional variando de 0 até o
Oi = np.linspace(0, o, 200)
```

```
#Lista com 200 termos da profundidade (x) variando de 0 até L
Li = np.linspace(0, L, 200)
```

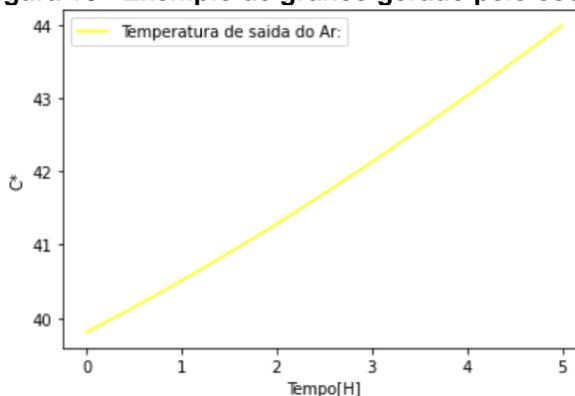
Estas listas, então, foram utilizadas como variáveis nas equações respostas para gerar os resultados. Desta forma obteve-se os valores das variáveis repostas em cada instante de tempo o e em cada posição L da cama de secagem.

Então utilizou-se a biblioteca MatPlot para plotar os gráficos utilizando as listas de variáveis de entrada e respostas, como mostrado no código a seguir, resultando em gráficos semelhantes a Figura 10.

```
#Plotagem Temperatura de saída do Ar Tsai(t):
fig, ax = plt.subplots()
ax.plot( Oi/(K*3600), Tsai-273.15, color='Yellow')
plt.xlabel('Tempo[H]')
plt.ylabel('C*')
ax.legend(['Temperatura de saída do Ar:'])
plt.show()
```

onde Tsai é a lista de resultados de temperatura de saída do ar e Oi/K a lista de tempos em segundos.

Figura 10 - Exemplo de gráfico gerado pelo código



Fonte: Autoria Própria

4.3 Modelo Bomba de Calor:

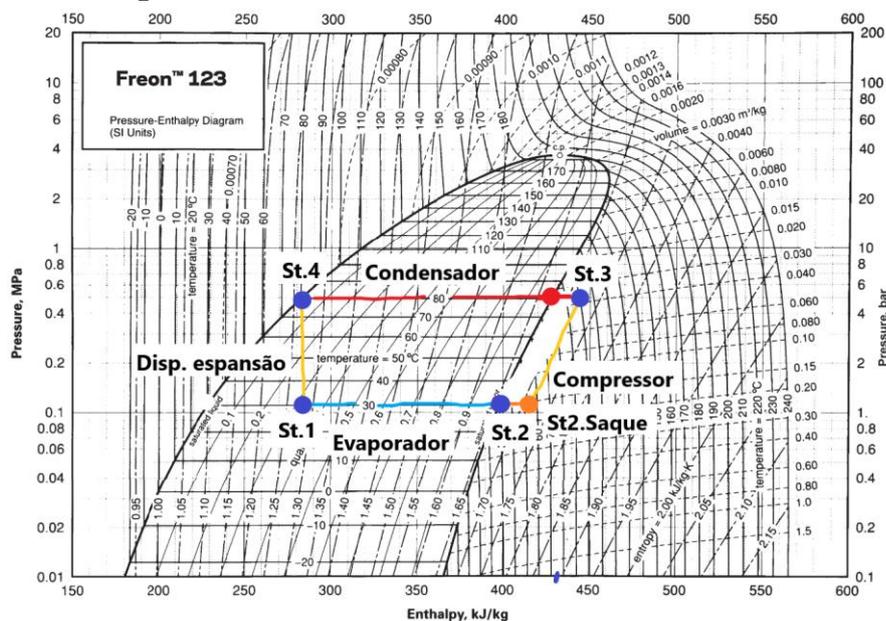
O modelo da bomba de calor, é responsável pela definição dos estados termodinâmicos do refrigerante de modo que as temperaturas atingidas nos trocadores de calor pela bomba de calor sejam suficientes para cumprir as condições impostas pelo modelo de secagem, umidade e a temperatura do ar de secagem (W_{am}, T_{a0}).

Construiu-se de maneira que os estados termodinâmicos sejam constantes, com a variação do fluxo de massa do fluido de trabalho responsável pela variação da carga térmica, de maneira similar ao comportamento de uma bomba de calor equipada com um compressor de velocidade variável.

As variáveis de entrada do modelo de bomba de calor são: Diferencial mínimo de Temperatura desejada no evaporador e no condensador, temperatura do ar de secagem, umidade relativa desejada no ar de secagem, fluido refrigerante utilizado, sub resfriamento, superaquecimento e eficiência isentrópica de compressão.

As variáveis resposta desse modelo são: a variação de entalpia específica do fluido refrigerante no evaporador (Dh_{evap}), variação de entalpia específica do fluido refrigerante na condensação (Dh_{Cond}) e a energia específica de trabalho de compressão ($CompR$).

Figura 11 – Diagrama P-h ilustrando o ciclo de bombeamento de calor utilizado.



Fonte: Alterado de FREON™ (2023)

Inicialmente é definido a temperatura do ar saída do evaporador TA_{out} através do cálculo da temperatura de bulbo húmido correspondente a umidade absoluta desejada na câmara de secagem W_{am} e a temperatura de saída da câmara de secagem T_{sa} . Dessa maneira TA_{out} será a temperatura que o ar terá condensado a umidade até que esteja com a umidade de W_{am} , processo de resfriamento e desumidificação demonstrado pela Figura 11.

Então é calculado a pressão do evaporador combinando as variáveis de temperatura de saída do ar do evaporador TA_{out} , a diferença de mínima de temperatura no evaporador $DifEvap$ e a qualidade de vapor. De maneira a conseguir a pressão onde o fluido refrigerante esteja saturado com o diferencial mínimo de temperatura com o Ar de secagem estipulado pela variável $DifEvap$:

```
#Temperatura de Saída do ar do evaporador em 0 = kt
TAout = HAPropsSI('B','T', Tsa,'P',100000,'W', Wam)
Pevap = PropsSI('P','T',TAout-DifEvap,'Q',1,Fluido)/1000
```

Utilizando a pressão do evaporador e a variável de Superaquecimento *Saqu* é definido o estado de saída do evaporador *st2* e o estado superaquecido *st2Saqu*:

```
#Evaporador:
st2 = Estado(Fluido,{'Q':1,'P':Pevap})

#Estado 2 Superaquecido:
st2Saqu = Estado(Fluido,{'T':st2.T+Saqu,'P':Pevap})
```

A pressão do condensador é calculada de forma semelhante do evaporador, mas com temperatura definida pela soma da temperatura do ar de secagem $Ta0$ com a diferença desejada entre o ar de secagem e o condensador $DifCond$:

```
#Definindo Pressão Condensador:
Pcond = PropsSI('P','T',Ta0+DifCond,'Q',1,Fluido)/1000
```

O estado de entrada do condensador (*st.3*) é calculado através da entalpia do estado anterior, a pressão desejada no condensador $Pcond$ e a eficiência isentrópica de compressão Ef definida em 85%, através de um cálculo de compressão não isentrópica:

```
#Compressor:
st3s = Estado(Fluido,{'P':Pcond,'S':st2Saqu.s})
h3 = Ef*(st3s.h-st2Saqu.h) + st2Saqu.h
st3 = Estado(Fluido,{'P':Pcond,'H':h3})
wCompR = st3.h - st2Saqu.h
```

Com o estado de saída do compressor (*st.3*) definido o estado de saída do evaporador pode ser definido através da pressão do condensador $Pcond$ e a qualidade de vapor definida em 0 (Líquido saturado):

```
#Condensador:
st4 = Estado(Fluido,{'P':Pcond,'Q':0})
```

O estado 1 (st.1) então foi definido utilizando a característica que o dispositivo de expansão é um dispositivo aproximadamente isentalpico, ou seja, possui mesma entalpia que o estado anterior, mas com a pressão do evaporador P_{evap} :

```
#Evaporador:
st1 = Estado(Fluido,{'H':st4.h,'P':Pevap})
```

Então foram calculadas as variações de entalpia específica do fluido refrigerante no condensador e no evaporador:

$$DhCond = st3.h - st4.h$$

$$DhRef = st2Saqu.h - st1.h$$

O trabalho específico de compressão foi definido através da diferença de entalpia específica entre os estados de entrada e de saída do compressor (St2Saq e St3):

$$wCompR = st3.h - st2Saqu.h$$

4.4 Modelo psicométrico

O modelo psicométrico, é responsável pelo cálculo do fluxo de massa de refrigerante exigido da bomba de calor, para isso ele utiliza respostas do modelo de secagem e do modelo da bomba de calor para conseguir as variáveis de entrada: umidade do ar de saída da câmara de secagem $Wa0$, temperatura do ar de saída da câmara de secagem T_{sai} , umidade desejada na entrada da câmara de secagem, temperatura de entrada da câmara de secagem, fluxo de massa de ar, entalpia específica de condensação e entalpia específica no evaporador.

Inicialmente este modelo calcula a diferença de entalpia do ar de secagem no evaporador, para isso é definido as entalpias do ar de saída da câmara de secagem, ar que entra no evaporador, e do ar de saída do evaporador pelos cálculos demonstrados a seguir.

O estado de saída da câmara de secagem é definido pela umidade e a temperatura de saída da câmara de secagem T_{sai} . A umidade de saída foi calculada

através da taxa de secagem Dmi , resultado do modelo de secagem, dividido pelo fluxo mássico de ar seco resultando assim na umidade em base seca acrescentada no ar de secagem, essa quantidade então foi somada com a umidade do ar de entrada da câmara Wam para se obter a umidade absoluta do ar de saída Hri :

```
#Claculo Humidade de saida Lista (t):

#Absoluta:
Hri = Wam + Dmi/(Area*Pda*Va0)
#Relativa:
Wrei = HAPropsSI('R','T',Tsai,'P',100000,'W',Hri)
```

A definição do estado do ar desejado na saída do evaporador, local onde ocorre o resfriamento e desumidificação do ar, é feita através da determinação da temperatura de bulbo húmido do ar quando este possua a umidade absoluta desejada no ar de secagem. Dessa maneira obtém-se a temperatura em que ar deve estar na saída do evaporador para que este tenha condensado a umidade de maneira a possuir a umidade desejada na entrada da câmara de secagem:

```
#Definição da temperatura de saida de ar no evaporador:

TAouti = HAPropsSI('B','T', Tsai,'P',100000,'W', Wam)
```

A variação da entalpia específica do ar no evaporador é calculada pela diferença da entalpia do ar de entrada $HAini$, que possui umidade e temperaturas do ar de saída da câmara de secagem, com a entalpia do ar desejada na saída do evaporador $HAouti$:

```
#Balanço de energia do Ar no evapordor:

HAini = HAPropsSI('H','T', Tsai,'P',100000,'R', Wrei) #[J/kg]
HAouti = HAPropsSI('H','T', TAouti,'P',100000,'W', Wam) #[J/kg]
Dhai = HAini-HAouti
```

Já o balanço de energia do ar no condensador necessita da entalpia do ar na saída do condensador (Ar de secagem), este é definido através da temperatura $Ta0$ e umidade de secagem Wam , constantes do modelo de secagem:

```
#Definição hentalpia de saída do condensador(ar de secagem):
HAoutC = HAPropsSI('H','T', Ta0,'P',100000,'W', Wam)

#Hentalpia a alta temperatura usada no condensador: Parte é perdida
Dhcondi = HAoutC - HAouti
```

Então é calculado a taxa térmica exigida em cada um dos trocadores de calor pela multiplicação das variações de entalpia específica do ar $Dhai$ e $Dhcondi$ pelo fluxo de massa de ar:

```
#Taxa de Calor AR nos trocadores de calor:

#Evaporador:
Qari = Dhai*Va0*Pdai*Area

#Condensador:
QArcondi = Dhcondi*Va0*Pdai*Area
```

O fluxo de Massa de refrigerante $FmRefi$ é calculado através da divisão da variação de calor específico no evaporador pela taxa de calor exigida no evaporador:

```
#Fluxo de Massa Refrigerante:

FmRefi = Qari/(DhRef*1000)
```

A taxa de calor do evaporador é utilizada para o cálculo de fluxo de massa porque o evaporador possui menor variação de entalpia específica do refrigerante e maior taxa térmica exigida pelo ar do que o condensador, resultando em fluxo de massa maior para manter a carga térmica exigida. Por isso a taxa térmica disponível para condensação será maior do que a necessária, o que resultara na necessidade de retirada de parte da energia do sistema Secador-Bomba de calor para que os estados de Refrigerante se mantenham constante durante o tempo.

Devido ao explicito anteriormente, parte da energia será desperdiçada para manter os estados estáveis, para isso será definido uma variável chamada $QExeCondi$, ela é calculada através da diferença de taxa de calor exigida pelo ar de secagem no condensador pela taxa de calor fornecida pela bomba de calor para condensação. Essa diferença calculada pela variável $QExeCondi$ terá que ser expulsa

do sistema pelo condensador externo, mostrado na Figura-10, esta variável é calculada da forma:

```
#Energia Exedente no condensador:
QExeCondi = DhCond*FmRefi*1000 - QArcondi
```

Multiplicando o fluxo de massa de refrigerante pela variação da entalpia específica de compressão resulta-se na potência teórica do compressor:

```
#Trabalho compressor
Wcompi = wCompR*FmRefi*1000 # [W]
```

O COP da bomba de calor é calculado através da razão entre a taxa de calor usada pelo ar de secagem no condensador pela potência do compressor, ambas variáveis com o tempo. É usada a taxa de calor do condensador para este cálculo não somente por esta ser menor do que a do evaporador, gerando um COP menor, mas também pela comparação deste sistema com secadores convencionais onde a energia utilizada é a de aquecimento do ar de secagem e não de desumidificação do ar (função do evaporador). Também é calculado o coeficiente de performance de Carnot Cop_{Teo} utilizando as temperaturas de condensação e evaporação:

```
# Calculo do COP:
CopCond = QArcondi/Wcompi
CopTeo = 1/(((st4.T)/(st1.T))-1)
```

4.5 Teste de viabilidade

Com o modelo construído e acoplado, foram realizadas 3 iterações com valores distintos para cada variável de entrada (umidade do ar de secagem, velocidade do ar de secagem, profundidade da cama e líquido refrigerante) totalizando 12 combinações de variáveis, com o intuito de determinar o impacto de cada variável no funcionamento do secador.

As variáveis de diferença mínima de temperatura no evaporador e condensador e o superaquecimento serão mantidas constantes como escolhas de projeto nos valores de $DifEvap = 10$, $DifCond = 20$ e $Saque = 5$. O valor de $DifEvap$ foi mantido na metade de $Difcond$ pois acredita-se que a condensação da umidade no evaporador tem grande impacto na transferência de calor.

Inicialmente, testou-se a influência da umidade relativa do ar de secagem, variando entre os valores de 10%, 20% e 40% d.b com as demais variáveis sendo mantidas em: $Va0 = 0.5$ m/s, $L = 1$ m, Refrigerante = R123 (Tabela 4).

Tabela 4 - Resultados das iterações variando a umidade relativa

Resultados	Hr = 10%	Hr = 20%	Hr = 40%	Unidades:
Tempo de secagem	8,78	10,66	16,43	h
Varição umidade	1,71	1,62	1,29	%
Taxa de secagem	142,57	119,09	75,47	kg/h
Potência média	129,77	80,63	36,57	kW
Cop médio	3,74	4,53	6,01	Cop
Energia total	4147,47	3094,83	2126,97	Mj

Fonte: Autoria Própria

A umidade relativa do ar tem influência forte nos resultados, isso ocorre devido a que a taxa de secagem é fortemente influenciada pela umidade relativa do ar de secagem, com a variação de 10% para 40% resultando em uma queda de 47% na taxa de secagem.

Outro fator fortemente impactado foi o COP médio que cresceu em 1.6 vezes com o aumento da umidade relativa, isso ocorre devido a que a umidade relativa do ar é controlada pela temperatura do evaporador, que impacta diretamente no COP e na potência média de compressão. Percebe-se também uma diminuição significativa na energia total de secagem e um aumento drástico do tempo de secagem com o aumento da umidade de secagem.

A segunda variável a ser testada foi a velocidade do ar de secagem, esta foi variada de 0,25, 0,375 e 0,5m/s com as demais variáveis mantidas em: $Hr = 0,2$, $L = 1$ m e Refrigerante = R123 (Tabela 5).

Percebe-se grande influência da velocidade do ar na variação de umidade dos grãos onde somente a velocidade de 0.5m/s atende o exigido (menor que 2%). A velocidade também influencia a potência da bomba de calor, isso ocorre devido a que o aumento do fluxo de ar aumenta a carga térmica exigida da bomba de calor.

Tabela 5 - Resultados das iterações variando a velocidade do ar de secagem

Resultados	Va0 = 0,25 m/s	Va0 = 0,375 m/s	Va0 = 0,5 m/s	Unidades
Tempo de secagem	12,58	11,28	10,66	h
Varição umidade	3,19	2,12	1,62	%
Taxa de secagem	99,79	113,30	119,09	kg/h
Potência média	42,50	62,72	82,72	kW
Cop Médio	4,35	4,39	4,42	Cop
Energia total	1925,81	2547,35	3175,03	MJ

Fonte: Autoria Própria

Percebe-se também uma pequena alteração no COP devido ao aumento da velocidade do ar diminuir a umidade do ar de secagem na saída da câmara de secagem, diminuindo a variação de entalpia específica do ar de secagem no evaporador, diminuindo a diferença entre as taxas térmicas do condensador e do evaporador, diminuindo a energia que deve ser desperdiçada no condensador externo e, finalmente, melhorando o coeficiente de performance do secador.

A profundidade da cama foi variada de 0,75; 1 e 1,25 m, mantendo as demais variáveis em: Va0 = 0.5m/s Hr = 0.2 e líquido refrigerante = R123 (Tabela 6).

Tabela 6 - Resultados das iterações variando a profundidade da cama de secagem

Resultados	L = 0,75	L = 1	L = 1,25	Unidades
Tempo de secagem	10,21	10,66	11,12	h
Varição umidade	1,21	1,62	2,01	%
Taxa de secagem	124,76	119,09	113,78	kg/h
Potência média	109,32	82,71	66,70	kW
Cop médio	4,44	4,42	4,40	COP
Energia total	4019,11	3175,03	2671,29	MJ

Fonte: Autoria Própria

O aumento da profundidade da cama influencia a variação da umidade dos grãos de maneira proporcional, mas inversamente proporcional a energia total de secagem, isso pode ser explicado devido a que quão mais distante do início da cama de secagem maior será a umidade e menor será a temperatura do ar de secagem, então a taxa de secagem será menor nas camadas mais profundas, mas devido a maior aproveitamento do calor sensível do ar de secagem, com maior parte se transformado em umidade absoluta no ar, menos energia é gasta no total.

O líquido refrigerante foi variado entre: R123, R134-a e R124. Estes fluidos refrigerantes foram escolhidos como candidatos tendo como base as pressões de

evaporação e condensação esperadas, com diversos outros fluidos sendo avaliados e descartados devido a estes possuem pressões de saturação impraticáveis.

As iterações foram realizadas mantendo as demais variáveis em: $Va0 = 0.5$ m/s, $Hr = 0.2$ e $L = 1$ m. Para este teste, adicionou-se nas variáveis de resposta as pressões do líquido refrigerante no condensador e no evaporador para analisar a viabilidade de cada refrigerante (Tabela 7).

Tabela 7 - Resultados das iterações variando o líquido refrigerante

Resultados	R-123	R-134a	R-124	Unidades
Tempo de secagem	10,66	10,66	10,66	h
Varição umidade	1,62	1,62	1,62	%
Taxa de secagem	119,09	119,09	119,09	kg/h
Potência média	82,71	92,19	95,08	kW
Cop médio	4,4202	3,9657	3,84	COP
Energia total	3175,03	3538,92	3649,82	MJ
Pressão condensador	285,88	996,94	1681,78	kPa
Pressão evaporador	37,33	182,16	325,74	kPa

Fonte: Autoria Própria

Percebe-se grande variação nas pressões de saturação dos fluidos refrigerantes, o R123 entre os fluidos refrigerantes aqui testados exige a menor potência média de compressão, mas por possuir pressão de evaporação muito baixa, cerca de um terço da pressão atmosférica, dificultaria sua utilização por problemas com a contaminação com ar atmosférico. Então o melhor refrigerante praticável nestas condições é o R134a.

Percebe-se de maneira geral através dos testes, que a diminuição da energia total de secagem é sempre acompanhada da diminuição da taxa de secagem e por consequência o aumento do tempo de secagem.

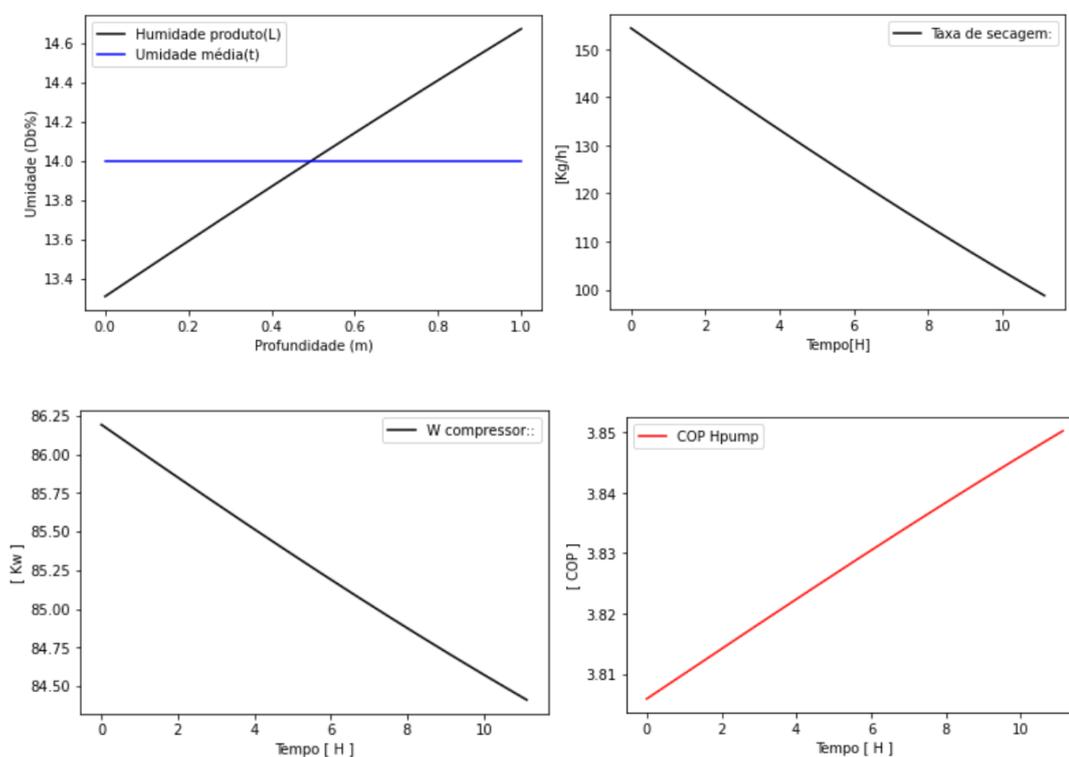
Depois da compreensão do efeito de cada variável realizou-se a determinação de duas combinações otimizadas de variáveis para o secador modelado, uma com foco em obter alta taxa de secagem e a segunda equilibrada entre boa eficiência energética uma taxa de secagem razoável.

Após diversas iterações chegou-se na seguinte combinação de variáveis com foco em um secador equilibrado entre taxa de secagem e eficiência energética: $Va0 = 0,4$ m/s; $Wa0 = 20\%$ d.b.; $L = 1$ m; Fluido = R134-a (Tabela 8 e Figura 12).

Tabela 8 - Resultados otimização equilibrada

Resultados	Valores	Unidades
Tempo de secagem	11,12	h
Variação umidade	0.201	%
Taxa de secagem média	126,57	kg/h
Potência média	85,30	kW
Cop médio	3,82	COP
Energia total	4270,31	MJ
Pressão de condensação	1681,75	kPa
Pressão de evaporação	325,67	kPa

Fonte: Autoria Própria

Figura 12 - Gráficos dos resultados da otimização visando eficiência energética.

Fonte: Autoria Própria

Já a combinação com foco na taxa de secagem foi obtida variando drasticamente os valores retratados anteriormente: $Va0 = 1.9 \text{ m/s}$ $L = 3 \text{ m}$ $Wa0 = 10\% \text{ d.b.}$ Refrigerante = R134-a (Tabela 9 e Figura 13).

Para conseguir tal taxa de secagem, foi necessário diminuir a umidade relativa do ar de secagem, impactando negativamente no Cop, além da velocidade do ar de secagem ter sido aumentado. Ambas as alterações resultaram em aumento

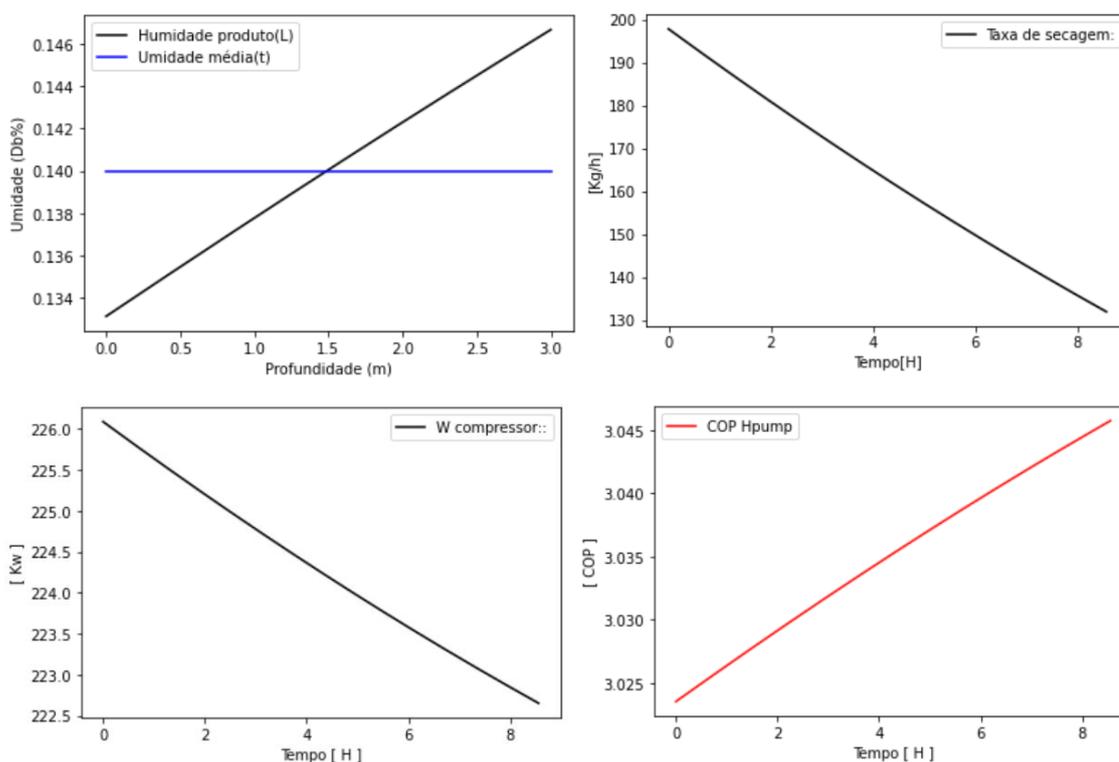
no gasto de energia por secagem de 62%, mas na diminuição do tempo de secagem em 23%.

Tabela 9 - Resultados otimização visando taxa de secagem

Resultados	Valores	Unidades
Tempo de secagem	8,55	h
Varição umidade	1,36	%
Taxa de secagem média	164,84	kg/h
Potência média	224,37	kW
Cop médio	3,03	COP
Energia total	6914,01	MJ
Pressão de condensação	1681,78	kPa
Pressão de evaporação	231,70	kPa

Fonte: Autoria Própria

Figura 13 - Gráficos dos resultados da otimização visando alta taxa de secagem.



Fonte: Autoria Própria

Após a obtenção dos resultados das duas combinações realizou-se uma análise econômica do gasto energético destes dois modelos e de um secador comercial de capacidade estática equivalente.

Primeiramente, foi realizado um levantamento do preço da eletricidade industrial, utilizando os dados fornecidos pela Copel (Companhia Paranaense de Energia) para tarifas do grupo A1 na modalidade ponta, obtendo um valor de 0,1651 R\$/MJ. Em seguida, considerando uma eficiência energética típica de 80% para um sistema elétrico motorizado, calculou-se o preço de secagem para os secadores de bomba de calor otimizados para alta taxa de secagem, resultando em R\$ 1.140,94. Já para a otimização equilibrada, o preço de secagem calculado foi de R\$ 704,68.

O secador convencional utilizado para comparação é um secador de fluxo contínuo especial, projetado para alcançar eficiências energéticas de até 80%. Essa eficiência é alcançada através de um design de fluxo de ar complexo, que gera ciclos intermitentes de secagem. O secador é alimentado por lenha e possui uma fornalha de fogo indireto. Esse tipo de secador é fabricado por um número limitado de empresas do mercado e é reconhecido pela sua alta eficiência térmica. Os dados utilizados nos cálculos referem-se à secagem de feijão a 40°C e incluem uma taxa de secagem de 0,7% de umidade por hora, consumo de combustível (lenha) de 0,3 m³/h, volume estático de produto de 26,7 m³ e potência elétrica instalada de 9,7 kW. Com base nessas informações, foi possível calcular o tempo de secagem e o consumo de combustível desse secador.

Então, realizou-se uma pesquisa de mercado sobre o preço e potencial calorífico da lenha no mercado atual do paraná, os dados obtidos foram de: Preço: 180 R\$/ton, densidade de venda: 660 kg/m³ e PCI = 5648 MJ/m³.

Esses dados então foram utilizados para obter a quantidade de energia térmica e o preço gasto em combustível para cada secagem do secador comercial:

Tempo de secagem:	8.5714 H
Quantidade de lenha:	2.5714 m ³
Preço energia por Mj:	0.0483 R\$/Mj
Taxa termica:	470.7 Kw
Energia total Secagem:	14524 Mj

Calculo de preço de secagem:	
Preço secagem:	701.2987 R\$
Preço secagem por ton:	31.13 R\$/ton

Os resultados dos três secadores foram condensados na Tabela 10, onde os traços significam falta de dados correspondente ao local da tabela onde estão posicionados.

De maneira geral, ao analisar os dados de energia total de secagem, fica evidente que os secadores desenvolvidos neste trabalho são mais eficientes do ponto

de vista energético em comparação ao secador convencional mencionado. No entanto, devido ao alto custo da energia elétrica, a viabilidade econômica desses modelos é afetada significativamente.

Tabela 10 - Comparação entre as otimizações e o secador convencional.

Tipo de secador:	Secador por bomba de calor		Secador convencional	Unidades:
Secador:	Otimização Equilibrada	Otimização Taxa de secagem		
Tempo de secagem	11,12	8,55	8,57	h
Variação umidade	0.201	1,36	-----	%
Taxa de secagem média	126,57	164,84	0,7 %/h	kg/h
Potência térmica média	85,30	224,37	470,7	kW
Cop médio	3,82	3,03	-----	Cop
Energia total	4.270	6.914	14.524	MJ
Preço secagem	31,27	50,60	31,13	R\$/ton

Fonte: Autoria Própria

Ao considerar especificamente a eficiência térmica da câmara de secagem, é possível observar que o secador convencional supera os secadores modelados. Essa constatação é baseada no cálculo do consumo de energia da câmara de secagem, obtido ao multiplicar a potência média pelo COP médio, representando o valor de energia que seria consumido pela câmara de secagem dos secadores por bomba de calor se fossem alimentados por uma fonte comum de energia, sem o reaproveitamento proporcionado pela bomba de calor. Nesse contexto, é obtido um valor de 20.949,42 MJ, que representa um consumo de energia 44,2% maior em comparação ao secador SMI 20 fabricado pela Cool Seed.

5 CONCLUSÃO

Com base nos resultados obtidos, pode se concluir que os secadores de sementes de cama fixa que utilizam bomba de calor como fonte de energia térmica conseguem atingir taxas de secagem semelhantes aos secadores de fluxo contínuo convencionais encontrados no mercado. Além disso, eles apresentam um gasto energético térmico 50% menor, o que representa uma eficiência energética significativa.

No entanto, é importante ressaltar que devido ao preço mais elevado da energia elétrica em comparação com o custo da energia térmica gerada por fontes como a lenha, os secadores de bomba de calor acabam tendo custos de operação consideravelmente mais altos. Especificamente, os gastos com energia são 63% maiores nesse tipo de secador.

É válido mencionar que os secadores de bomba de calor têm potencial para operar em regimes extremamente eficientes, o que pode resultar em custos monetários de secagem semelhantes aos dos secadores convencionais. No entanto, isso pode exigir uma redução na taxa de secagem em cerca de 23%, o que pode prolongar o tempo necessário para secar as sementes.

Portanto, embora os secadores de bomba de calor apresentem vantagens em termos de eficiência energética, é importante considerar os custos monetários de operação, especialmente devido ao preço mais elevado da energia elétrica.

Em aplicações onde a taxa de secagem não é de extrema importância e a energia elétrica seja barata, como por exemplos em secadores para uso próprio de produtores rurais, este tipo de secador pode ser viável.

Um problema envolvido na utilização desse tipo de secador é a alta potência elétrica exigida, devido a toda energia utilizada por esse tipo de secador ser proveniente da rede elétrica, com os exemplos calculados aqui chegando a potências exigidas de 224 kw, valor maior do que 23 vezes a potência elétrica utilizada pelo secador convencional aqui retratado, mesmo que a análise energética do modelo desconsidere os gastos com ventilação. Isso dificulta a instalação desse tipo de secador em locais onde a rede elétrica não tenha tamanha capacidade.

Esses secadores combinam as vantagens da secagem por camada estacionária (baixo dano mecânico e da simplicidade de construção) com uma taxa

de secagem equivalente à dos secadores de fluxo contínuo. Essa característica faz com que sejam uma opção interessante para aqueles que desejam obter eficiência energética, alta qualidade do produto e facilidade de operação em suas atividades de secagem de sementes.

Percebeu-se também que a baixa viabilidade desse tipo de secador é parcialmente atribuída à câmara de secagem utilizada neste estudo. Essa constatação sugere que secadores de bomba de calor podem se tornar mais viáveis se forem utilizadas câmaras de secagem mais eficientes, capazes de maximizar o aproveitamento da energia térmica fornecida pela bomba de calor.

Portanto, acredita-se ser possível superar os desafios de viabilidade dos secadores de bomba de calor na secagem de sementes por meio da utilização de câmaras de secagem mais eficientes aliadas as tecnologias de melhoria de eficiência das bombas de calor mencionadas neste trabalho.

Uma vantagem adicional desse tipo de secador é a eliminação da necessidade de lenha como fonte de energia, como discutido anteriormente neste trabalho. A utilização de lenha para secagem de grãos apresenta diversas dificuldades, sendo uma delas a baixa densidade energética desse combustível, o que requer grandes volumes de armazenamento e altos custos logísticos.

Ao optar por secadores de bomba de calor, essa limitação é superada, uma vez que a energia térmica é fornecida de forma mais eficiente e controlada, sem a dependência da queima de lenha. Isso não apenas simplifica o processo de secagem, mas também reduz os custos associados ao transporte, armazenamento e manuseio da lenha. Além disso, a eliminação da queima de lenha contribui para a redução das emissões de gases de efeito estufa e dos impactos ambientais relacionados.

Dessa forma, a utilização de secadores de bomba de calor apresenta uma alternativa mais sustentável e economicamente viável para a secagem de grãos, permitindo uma operação mais eficiente e reduzindo os desafios logísticos e ambientais associados à utilização de lenha como fonte de energia.

A utilização das diversas tecnologias discutidas neste trabalho, que visam o aumento da eficiência energética de bombas de calor, deve ser estudada com o objetivo de possibilitar o aumento da viabilidade de utilização desse tipo de secador.

Para estudos posteriores deve-se estudar a utilização desse tipo de secador para secagem de outras sementes e grãos, tanto nos que a secagem é mais facilitada, como por exemplo trigo e soja, como nos que são mais complicados, como o milho.

A inclusão do gasto energético com a ventilação é também importante para a análise realizada neste trabalho, uma vez que acredita-se que a ventilação em secadores deste tipo possa ser responsável por uma demanda energética significativa. Caso essa demanda for substancialmente maior do que a dos secadores convencionais, isso pode ter um impacto significativo na viabilidade desse tipo de secador. Boas referências para este assunto são DU et al. (2016) e ŁUKASZUK et al (2009).

A utilização de diferentes tipos de câmaras de secagem em secadores que empregam bombas de calor é um aspecto que merece estudos adicionais, considerando o impacto que isso pode ter na viabilidade dessa tecnologia. Uma ideia promissora e que merece ser estudada é o aperfeiçoamento da câmara de secagem de cama funda com a inclusão da movimentação leve do produto, ajudando a homogeneização da umidade na câmara de secagem, podendo aumentar a taxa de secagem e diminuir os problemas com a variação de umidade gerada pela câmara de secagem estacionária retratada neste trabalho.

Também acredita-se ser válido o estudo da utilização de bombas de calor como dessecantes auxiliares do ar de secagem de secadores convencionais.

REFERÊNCIAS

- ACEVES-SABORIO, S. Analysis of energy consumption in heat pump and conventional driers. **Heat Recovery Systems and CHP**, v. 13, n. 5, p. 419–428, 1 set. 1993.
- AFONSO JÚNIOR, P. C.; CORRÊA, P. C. Comparação de modelos matemáticos para descrição da cinética de secagem em camada fina de sementes de feijão. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v. 3, p. 349–353, dez. 1999.
- ANDRADE, B. C. **Algoritmo de Dimensionamento de Secadores de Alimentos por Bomba de Calor a Ar**. Dissertação (Mestrado)—Bragança, Instituto Politécnico de Bragança - IPB, 2020.
- AREGBA, A. W.; SEBASTIAN, P.; NADEAU, J. P. **Stationary deep-bed drying: A comparative study between a logarithmic model and a non-equilibrium model**. *Journal of Food Engineering*, v. 77, n. 1, p. 27–40, nov. 2006.
- ASHRAE. **Psychrometric Chart 1 Normal Temperature - Sea Level (0 to 50 degrees C db) 11 x 17 (SI)**. 50-sheet pad. | ASHRAE Store. Disponível em: https://www.techstreet.com/ashrae/standards/psychrometric-chart-1-normal-temperature-sea-level-0-to-50-degrees-c-db-11-x-17-si-50-sheet-pad?gateway_code=ashrae&product_id=1720992#jumps. Acesso em: 29 jun. 2023.
- COPEL. **Taxas e Tarifas**. Copel - Pura Energia, 24 jun. 2022. Disponível em: <https://www.copel.com/site/copel-distribuicao/tarifas-de-energia-eletrica/>. Acesso em: 20 jun. 2023.
- ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. Porto Alegre: Grupo A, 2013. E-book. ISBN 9788580552010. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788580552010/>. Acesso em: 02 dez. 2022.
- FREONTM. Freon™ Refrigerants for Stationary AC and Heat Pumps. Disponível em: <https://www.freon.com/en/industries/stationary-ac-heat-pumps>. Acesso em: 28 jun. 2023.
- BARRE; H. J., BAUGHMAN, G. R.; HAMDY, M. Y. **Application of the Logarithmic Model to Cross-Flow Deep-Bed Grain Drying**. *Transactions of the ASAE*, v. 14, n. 6, p. 1061–1064, 1971.
- ŁUKASZUK, J. et al. **Variability of pressure drops in grain generated by kernel shape and bedding method**. *Journal of Stored Products Research*, v. 45, n. 2, p. 112–118, 1 abr. 2009.
- MOYERS, B. IN. **Psychrometry, Evaporative Cooling, and Solids Drying**. Em: *Perry's chemical engineers' handbook*. 7. ed. 12-1,12-90: McGraw-Hill, 1997. v. 1.

MUCKLE, T. B.; STIRLING, H. G. **Review of the drying of cereals and legumes in the tropics**. Trop Stored Prod Inform, 1971.

MUJUMDAR, A. S. (ED.). **Handbook of Industrial Drying**. 3. ed. Boca Raton: CRC Press, 2006.

PORTELLA, J. A.; EICHELBERGER, L. **Parâmetros para secagem de trigo em secador estacionário, usando gás liquefeito de petróleo**. p. 193, 2001.

STOECKER, Wilbert F.; JABARDO, José M S. **Refrigeração Industrial**. São Paulo: Editora Blucher, 2018. E-book. ISBN 9788521212652. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788521212652/>. Acesso em: 11 nov. 2022.

VILLELA, F. A.; SILVA, W. R. DA. **Efeitos da secagem intermitente sobre a qualidade de sementes de milho**. Anais da Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz, v. 48, p. 185–209, 1991.

WANG, X.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R. **Investigation of potential benefits of compressor cooling**. Applied Thermal Engineering, v. 28, n. 14, p. 1791–1797, 1 out. 2008.