



PAULA LYRA FALQUETTO

**“DESENVOLVIMENTO DE UMA BOMBA DE CALOR
DOMÉSTICA PARA SECAGEM DE HORTELÃ”**

CAMPINAS

2013



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS

PAULA LYRA FALQUETTO

**“DESENVOLVIMENTO DE UMA BOMBA DE CALOR
DOMÉSTICA PARA SECAGEM DE HORTELÃ”**

Orientador: Prof. Dr. Vivaldo Silveira Junior

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós Graduação em Engenharia de Alimentos da Faculdade de Engenharia de Alimentos da Universidade Estadual de Campinas para obtenção do título de Mestra em Engenharia de Alimentos.

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA
DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELA ALUNA PAULA LYRA FALQUETTO E
ORIENTADA PELO PROF. DR. VIVALDO SILVEIRA JUNIOR

Assinatura do Orientador

CAMPINAS

2013

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA POR
MÁRCIA REGINA GARBELINI SEVILLANO – CRB8/3647- BIBLIOTECA DA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS – UNICAMP

F197d Falchetto, Paula Lyra, 1987-.
Desenvolvimento de uma bomba de calor doméstica
para secagem de hortelã / Paula Lyra Falchetto --
Campinas, SP : [s.n.], 2013.

Orientador: Vivaldo Silveira Junior.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia de Alimentos.

1. Desumidificação. 2. Baixas temperaturas. 3.
Ervas - Secagem. I. Silveira Júnior, Vivaldo, 1962-. II.
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia de Alimentos. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em inglês: Mounting of a domestic heat pump for dring mint

Palavras-chave em inglês:

Dehumidification

Low temperatures

Herbs - Drying

Área de concentração: Engenharia de Alimentos

Titulação: Mestra em Engenharia de Alimentos

Banca examinadora:

Vivaldo Silveira Junior [Orientador]

Barbara Janet Teruel Mederos

Maria Isabel Berto

Data da defesa: 28-02-2013

Programa de Pós Graduação: Engenharia de Alimentos

Banca examinadora

Prof. Dr. Vivaldo Silveira Junior

Orientador

Profa. Dra. Barbara Janet Teruel Mederos

Membro titular

Unicamp

Dra. Maria Isabel Berto

Membro titular

ITAL

Prof. Dr. Flávio Vasconcelos da Silva

Membro suplente

Unicamp

Prof. Dr. Sílvio José Rossi

Membro suplente

UFPB

“A menos que modifiquemos a nossa maneira de pensar, não seremos capazes de resolver os problemas causados pela forma como nos acostumamos a ver o mundo”. (Albert Einstein)

Agradecimentos

A Deus pela vida e pelo amor, mesmo que seja para nós, muitas vezes, enigmático.

Ao meu pai e à minha mãe pelo amor que passa do céu! Pela indiscutível paciência e solidariedade e por sempre acreditarem em mim. Vocês são minha verdadeira paixão.

À minha irmã pela paciência e amizade e acima de tudo pelo amor. Obrigada por existir e estar ao meu lado!

Ao meu super amigo e sempre companheiro, Maurinho, pelo amor, paciência e compreensão e por me apoiar em tudo. Sem você seria tudo mais difícil!

Aos amigos que fiz no mestrado e que certamente permanecerão na minha vida: Phaollo, Tameny, Saulo e Rafael. Sem vocês eu provavelmente enlouqueceria. Obrigada por cada momento.

A toda minha família pelo apoio, em especial à tia Tânia, tia Ivone e tio Ítalo por serem tios especiais e por estarem sempre vibrando a cada pequena conquista.

Aos meus velhos e grandes amigos que acompanharam minha caminhada e me deram força para estar aqui hoje: Mariana, Michele, Driely, Dayan, Fortunato, Hyan e Bernardo. Como é aconchegante estar com vocês!

Aos amigos do LACPA pelos momentos de descontração e por todas as ajudas e conselhos. Em especial ao Juliano pela paciência e Izaías pela dedicação.

A todos os colegas e funcionários do DEA que me ajudaram e que foram extremamente solícitos em horas difíceis.

Ao prof. Dr. Vivaldo pela oportunidade, confiança, paciência e conselhos e principalmente por sua notável orientação, nos fazendo pensar e permitindo caminhar, estando sempre pronto a ajudar.

A Profa. Dra. Florência, Prof. Dr. Carlos Humberto, Profa. Dra. Barbara, Dra Maria Isabel, Prof. Dr. Flávio e Prof. Dr. Sílvio pelas valiosas sugestões e correções.

Aos professores da FEA, pelo conhecimento fornecido.

À Faculdade de Engenharia de Alimentos pelas instalações e disponibilidade. Além dos cafezinhos de cada dia!

A Capes pelo oferecimento de bolsa.

A todos que mesmo que indiretamente contribuíram ou incentivaram à conclusão deste trabalho.

RESUMO

Diversos tipos de secagem têm sido utilizados para produtos termossensíveis. O propósito fundamental é a redução dos custos de transporte, estocagem e o aumento da vida útil. Ao mesmo tempo, há um crescente interesse dos consumidores no uso de ervas e especiarias pelo sabor diferenciado nos alimentos preparados com as mesmas. Em secadores convencionais, o tratamento do ar resulta em temperaturas muito mais altas que a ambiente e umidades absolutas mais baixas, proporcionando maior perda de compostos responsáveis pela cor e sabor, entre outros, durante o processo. Em vista disso, o trabalho teve como objetivos o desenvolvimento e avaliação de um sistema de tratamento de ar, baseado em uma bomba de calor que produz um ar a baixas temperaturas e pressão de vapor de água, alimentando um gabinete de bandejas para uso doméstico com adaptação de um refrigerador comercial. Os ensaios foram realizados à pressão atmosférica dentro da cabine. Após o tratamento do ar (desumidificação do ar e posterior aquecimento, realizados pela bomba de calor), se obteve uma diferença das condições do ar em comparação ao ar ambiente de entrada de 22 a 26 °C na temperatura e de 36 a 69% da umidade relativa. O equipamento apresentou bom desempenho na secagem da hortelã, produto escolhido para os ensaios, mostrando pouca diferença na coloração em relação à amostra *in natura*. O tempo de secagem foi de aproximadamente 4 horas, quando se atingiu a umidade do produto desejada, em torno de 6%. O consumo energético do equipamento no período do ensaio ficou em torno de 2 kWh para uma quantidade de 25 g de matéria seca.

PALAVRAS-CHAVE: desumidificação, baixas temperaturas, secador, ervas.

ABSTRACT

Different types of drying are being used for thermosensitive products. The fundamental purpose is the reduction of transportation and storage costs, and increasing of shelf life. At the same time, there is a growing consumer interest in the use of herbs and spices because of the differentiated flavor in distinct foods prepared with them. In conventional dryers air treatment results in higher temperatures than the ambient and lower absolute humidity providing greater loss of compounds responsible for the color and flavor among others during the process. This work had the objective of development and evaluation of an air treatment system, based on a heat pump that operates at low temperatures, feeding a tray cabinet for domestic use with adaptation of a commercial refrigerator. The tests were a source at atmospheric pressure inside the cabin. After treatment of the air (air dehumidification and subsequent heating was done by heat pump), obtaining a difference of air conditions of 22 to 26 °C in temperature and 36 to 69% of moisture with relation to ambient air (input air). The equipment presented good performance in mint drying, the product chosen for the tests, showing differences in coloring low in relation to the fresh sample. The drying time was approximately 4 hours when it has reached the desired product moisture around 6%. The energy consumption of equipment around the time of the test was around 2 kWh for a quantity of 25 g of dry matter.

KEYWORDS: dehumidification, low temperatures, dryer, herbs.

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1. Curva representativa da cinética de secagem, onde X é a porcentagem de umidade do produto com base seca (YOSHIDA, 1997). 11
- Figura 2. Representação esquemática do sistema de bomba de calor para secagem com recirculação do ar. 15
- Figura 3. Processos de tratamento do ar (1-2; 2-3 e 3-1), representado no diagrama psicrométrico. 23
- Figura 4. Esquema geral de montagem do protótipo (1- vista frontal; 2- vista posterior; A- evaporador; B- compressor; C- condensador; D- dispositivo de expansão; E- câmara de secagem; F-ventilador centrífugo; G- distribuidor de ar no evaporador; H- anteparo isolado do condensador; as setas mostram o direcionamento do ar). 29
- Figura 5. Esquema da coifa, com entrada arredondada para retangular, a ser construída com respectivas medidas..... 31
- Figura 6. Fluxograma do processo de secagem e do sistema de bomba de calor com instrumentação (A- Evaporador; B- compressor; C- condensador; D- dispositivo de expansão; E- câmara de secagem; F-ventilador centrífugo; G- Trocador de calor intermediário)..... 32
- Figura 7. Esquema de montagem da bandeja de secagem sobre a célula de carga..... 40
- Figura 8. Diagrama de fluxo do processo..... 42

Figura 9. Espaço L*a*b* que utiliza três eixos.....	45
Figura 10. Coifas construídas para distribuição de ar e isolamento do condensador (a- foto original; b- esquema de montagem).....	60
Figura 11. Ciclo termodinâmico para o sistema refrigerador (teste 01).	66
Figura 12. Ciclo termodinâmico para o sistema refrigerador com ventilador (teste 02). ...	67
Figura 13. Ciclo termodinâmico para o sistema aberto de bomba de calor (teste 03).	67
Figura 14. Ciclo termodinâmico para o sistema aberto de bomba de calor (teste 04).	68
Figura 15. Ciclo termodinâmico para o sistema fechado de bomba de calor (teste 05)....	68
Figura 16. Diagrama psicrométrico das condições do ar no teste 03.	70
Figura 17. Diagrama psicrométrico das condições do ar no teste 04.	71
Figura 18. Diagrama psicrométrico das condições do ar no teste 05.	71
Figura 19. Evaporador do refrigerador usado na bomba de calor: (a - original; b - com entrada e saída de ar).....	73
Figura 20. Recheio (1) utilizado no teste 07 (a- foto original; b- esquema de montagem, vista frontal; c- esquema de montagem, vista posterior, encaixado no evaporador).	75
Figura 21. Esquema do difusor de ar utilizado no evaporador da bomba de calor.	75

Figura 22. Recheio (2) utilizado na bomba de calor (a- foto original, vista frontal; b- esquema de montagem, vista frontal; c- esquema de montagem, vista posterior, encaixado no evaporador).	76
Figura 23. Hortelã: a- fresca; b- seca; c- seca branqueada, d- seca adquirida no mercado local.	81
Figura 24. Curvas de secagem para a hortelã nos ensaios realizados.	83
Figura 25. Umidades relativas e temperaturas do ar dentro da câmara de secagem em cada ensaio com produto.	84
Figura 26. Diagrama psicrométrico das condições do ar no ensaio A.	87
Figura 27. Diagrama psicrométrico das condições do ar no ensaio B.	88
Figura 28. Diagrama psicrométrico das condições do ar no ensaio C.	88
Figura 29. Ciclo termodinâmico para o sistema do ensaio A.	93
Figura 30. Ciclo termodinâmico para o sistema do ensaio B.	94
Figura 31. Ciclo termodinâmico para o sistema do ensaio C.	94
Figura 32. Potência média utilizada pelo sistema durante todo o tempo de ensaio para os três ensaios.	97
Figura 33. Potência utilizada por equipamento em cada ensaio.	99

Figura A 1. Condensador no início da montagem	113
Figura A 2. Célula de carga utilizada nos experimentos.....	113
Figura A 3. Célula de carga com bandeja utilizada nos experimentos	113
Figura A 4. Transmissor de pesagem utilizado nos experimentos	113
Figura A 5. Sistema de aquisição de dados (vista externa).....	114
Figura A 6. Sistema de aquisição de dados (vista interna) a. Field Logger; b. Fonte de alimentação; c. conversor.	114
Figura A 7. Tubo capilar.....	114
Figura A 8. Ventilador centrífugo	114
Figura A 9. Compressor.....	114
Figura A 10. Anemômetro de fio quente utilizado para medição da velocidade do ar. ...	114
Figura A 11. Transmissores de pressão instalados nas linhas de sucção e descarga ...	115
Figura A 12. Transmissor de umidade e temperatura instalado após o evaporador.....	115
Figura A 13. Câmara de secagem da bomba de calor	115
Figura A 14. Parte frontal da bomba de calor mostrando o ventilador e evaporador	115

Figura B 1 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 101)	117
Figura B 2 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 102)	117
Figura B 3 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 103)	118
Figura B 4 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 104)	118
Figura B 5 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 105)	118
Figura B 6 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 106)	119
Figura B 7 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 111)	119
Figura B 8 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 112)	119
Figura B 9 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 113)	120
Figura B 10 Curva de calibração dos transmissores de pressão (PT 201)	120
Figura B 11 Curva de calibração dos transmissores de pressão (PT 202)	120
Figura C 1 Temperaturas do fluido refrigerante no evaporador até antes da sucção para o teste 01	121
Figura C 2 Temperaturas do fluido refrigerante na descarga até o fim do condensador para o teste 01	121

Figura C 3 Temperaturas do fluido refrigerante no evaporador até antes da sucção para o teste 02.....	122
Figura C 4 Temperaturas do fluido refrigerante na descarga até o fim do condensador para o teste 02.....	122
Figura C 5 Umidades relativas do ar em cada etapa do processo para o teste 03.....	123
Figura C 6 Temperaturas do ar em cada etapa do processo para o teste 03.....	123
Figura C 7 Temperaturas do fluido refrigerante no evaporador até antes da sucção para o teste 03.....	124
Figura C 8 Temperaturas do fluido refrigerante na descarga até o fim do condensador para o teste 03.....	124
Figura C 9 Umidades relativas do ar em cada etapa do processo para o teste 04.....	125
Figura C 10 Temperaturas do ar em cada etapa do processo para o teste 04.....	125
Figura C 11 Temperaturas do fluido refrigerante no evaporador até antes da sucção para o teste 04.....	126
Figura C 12 Temperaturas do fluido refrigerante na descarga até o fim do condensador para o teste 04.....	126
Figura C 13 Umidades relativas do ar em cada etapa do processo para o teste 05.....	127
Figura C 14 Temperaturas do ar em cada etapa do processo para o teste 05.....	127

Figura C 15 Temperaturas do fluido refrigerante no evaporador até antes da sucção para o teste 05.....	128
Figura C 16 Temperaturas do fluido refrigerante na descarga até o fim do condensador para o teste 05.....	128
Figura D 1 Umidades relativas do ar em cada etapa do processo para o ensaio A.....	129
Figura D 2 Temperaturas do ar em cada etapa do processo para o ensaio A.....	129
Figura D 3 Temperaturas do fluido refrigerante no evaporador até antes da sucção para o ensaio A.....	130
Figura D 4 Temperaturas do fluido refrigerante na descarga até o fim do condensador para o ensaio A.....	130
Figura D 5 Umidades relativas do ar em cada etapa do processo para o ensaio B.....	131
Figura D 6 Temperaturas do ar em cada etapa do processo para o ensaio B.....	131
Figura D 7 Temperaturas do fluido refrigerante no evaporador até antes da sucção para o ensaio B.....	132
Figura D 8 Temperaturas do fluido refrigerante na descarga até o fim do condensador para o ensaio B.....	132

Figura D 9 Umidades relativas do ar em cada etapa do processo para o ensaio C	133
Figura D 10 Temperaturas do ar em cada etapa do processo para o ensaio C.....	133
Figura D 11 Temperaturas do fluido refrigerante no evaporador até antes da sucção para o ensaio C	134
Figura D 12 Temperaturas do fluido refrigerante na descarga até o fim do condensador para o ensaio C	134

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Códigos de identificação e localização dos sensores utilizados no protótipo....	33
Tabela 2. Configuração dos Field Loggers com os códigos de instrumentação do sistema	36
Tabela 3. Equação de calibração dos sensores de temperatura.....	55
Tabela 4. Equação de calibração dos transmissores de pressão.....	56
Tabela 5. Condições físicas de operações dos primeiros testes realizados.	57
Tabela 6. Condições operacionais resultantes dos ciclos termodinâmicos obtidos em cada teste realizado.	58
Tabela 7. Superaquecimento total, variação de entalpia, de temperatura e subresfriamento total estimado.	63
Tabela 8. Temperaturas médias obtidas dos sensores na linha de refrigerante e temperatura calculada representadas nos diagramas de pressão-entalpia.....	64
Tabela 9. Pontos obtidos dos ciclos termodinâmicos em cada teste.	65
Tabela 10. Condições “pseudo-estacionárias” do ar após cada etapa do processo nos testes (03, 04 e 05) de bomba de calor.....	69

Tabela 11. Comparação entre os recheios e difusores para o fator by-pass e velocidades do ar antes e depois de passar pelo evaporador (v_{antes} , v_{depois}).	74
Tabela 12. Resultados dos parâmetros de atividade de água e de umidade obtidos a partir das amostras de hortelã para os diferentes ensaios.	79
Tabela 13. Resultados de parâmetros de cor obtidos a partir das amostras de hortelã para os diferentes ensaios.	80
Tabela 14. Condições pseudo-estacionárias do ar após cada etapa do processo.	86
Tabela 15. Condições operacionais resultantes dos ciclos termodinâmicos obtidos em cada ensaio.	89
Tabela 16. Superaquecimento total, variação de entalpia, de temperatura e subresfriamento total estimado.	91
Tabela 17. Temperaturas médias obtidas dos sensores na linha de refrigerante e representadas nos diagramas de pressão-entalpia.	91
Tabela 18. Pontos obtidos dos ciclos termodinâmicos em cada ensaio.	92
Tabela 19. Valores das variáveis calculadas para o cálculo do COP_{real}	95
Tabela 20. Dados obtidos dos ciclos termodinâmicos e potência consumida em cada ensaio.	96
Tabela 21. Energia elétrica consumida durante o tempo de cada ensaio.	98

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVOS	3
2.1. Objetivos específicos.....	3
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
3.1. Ervas e especiarias	5
3.2. Hortelã	6
3.3. Secagem	8
3.3.1. Cinética de secagem	10
3.3.2. Secagem de ervas e especiarias	11
3.4. Atividade de água.....	13
3.5. Bomba de calor	14
3.5.1. Secadores com bombas de calor	18
3.5.2. Tratamento do ar na bomba de calor	21
3.6. Desempenho energético	25

4. MATERIAL E METODOLOGIA.....	27
4.1. Descrição do protótipo.....	27
4.1.1. Ventilador.....	28
4.1.2. Secador	28
4.1.3. Coifas	30
4.1.4. Sistema de refrigeração	31
4.2. Instrumentação do sistema.....	31
4.2.1. Elemento primário de temperatura.....	36
4.2.2. Transmissores de umidade relativa e temperatura.....	38
4.2.3. Transmissores de pressão.....	38
4.2.4. Transmissor e indicador de massa.....	39
4.2.5. Medidor de corrente.....	41
4.3. Proposta de ensaios.....	41
4.4. Seleção do produto	43
4.5. Preparo da amostra.....	43
4.5.1 Pré-tratamento.....	43

4.6. Determinação de atividade de água	44
4.7. Determinação de umidade do produto.....	44
4.8. Determinação da cor do produto	45
4.9. Tratamento de dados	47
4.9.1. Cartas psicrométricas	47
4.9.2. Potência e energia elétrica utilizada.....	47
4.9.3. Coeficientes de Eficácia	48
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO	55
5.1. Calibração dos sensores	55
5.1.1. Sensores de temperatura.....	55
5.1.2. Calibração dos transmissores de pressão.....	56
5.2. Avaliação da bomba de calor a partir de testes preliminares	56
5.2.1. Coeficiente de eficácia para os testes preliminares.....	61
5.3. Resultados dos ensaios da bomba de calor com hortelã.....	78
5.3.1. Análise de umidade, atividade de água e cor.....	78
5.3.2. Cinética de secagem	82

5.3.3. Condições de operação de secagem	85
5.3.4. Resultados do ciclo	89
5.3.5. Potência e energia elétrica utilizada	96
6. CONCLUSÃO	101
7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	103
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	105
APÊNDICES	111

1. INTRODUÇÃO

Há um crescente desafio sobre os processos de secagem, por ser muito comum na indústria de alimentos, onde se busca desenvolver novas tecnologias e procedimentos de secagem para reduzir o consumo de energia e melhorar as propriedades e qualidade final dos produtos secos.

As perdas de água e compostos voláteis, que ocorrem durante a secagem resultam em mudanças estruturais que levam a características sensoriais e de textura do produto seco diferentes do produto fresco. Estas propriedades são de extrema importância para atrair o consumidor para os produtos com características de fresco.

Ainda na indústria de alimentos, há um grande interesse no uso de ervas e especiarias por conferirem um sabor diferenciado. Além das características de sabor, alguns desses produtos têm apresentado propriedades medicinais, terapêuticas, antiinflamatórias e também atividade antioxidante.

Apesar disso, a sazonalidade não permite a disponibilidade dessas ervas e especiarias durante todo o ano, despertando o interesse das indústrias em desenvolver métodos alternativos de conservação. Sendo, então, a secagem o método mais amplamente utilizado para redução da atividade de água de produtos perecíveis para o nível de armazenamento seguro e para prevenção de desenvolvimento microbológico.

Das inúmeras pesquisas que são feitas, no intuito de se obter condições favoráveis à manutenção da qualidade final do produto, pode-se citar o uso de secadores associados a tratamentos que promovam a desumidificação do ar antes de seu aquecimento, bem como o uso de temperaturas de secagem mais baixas, exemplo disso seria a secagem

por bomba de calor, que ainda tem a vantagem de ser um processo econômico em termos de consumo de energia.

A utilização desses métodos de secagem pode, então, proporcionar condições mais amenas na secagem, prevenindo-se a perda de aroma e sabor destas ervas e especiarias e outros produtos sensíveis à temperatura.

Tendo em vista que a secagem com bomba de calor já foi motivo de vários estudos para aplicação industrial, optou-se por desenvolver um equipamento de pequeno porte, a partir de um refrigerador comum e doméstico, para que se possa usufruir da simplicidade construtiva e dos princípios de tratamento de ar para o processo de secagem a baixas temperaturas de especiarias ou ervas no campo doméstico, avaliando os limites das aplicações.

O produto escolhido para esse estudo foi a hortelã, por se tratar de uma erva aromática muito utilizada na culinária, além de possuir efeitos terapêuticos e medicinais. A hortelã teve como função avaliar o equipamento, podendo o mesmo ser empregado para outras ervas ou especiarias.

2. OBJETIVOS

Desenvolver um sistema de pequeno porte de tratamento de ar, a partir da adaptação de um refrigerador doméstico, baseado em uma bomba de calor, promovendo a desumidificação do ar e posterior aquecimento a baixas temperaturas para uso doméstico de secagem de ervas e especiarias termossensíveis.

2.1. Objetivos específicos

- Montar e instrumentar um sistema de tratamento de ar, baseado em uma bomba de calor para promover a desumidificação do ar, alimentando um secador de bandejas, a partir da adaptação de um refrigerador doméstico;
- Determinar o Coeficiente de Eficiência do equipamento e estimar o consumo de energia elétrica;
- Determinar a cinética de secagem usando célula de carga;
- Comparar as características do produto obtido pela secagem com as do produto *in natura* por meio de análises de atividade de água, umidade e colorimetria.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. Ervas e especiarias

Os termos especiaria e erva podem ser agrupados, e são definidos como: ervas são folhas secas de plantas aromáticas, comercializadas separadamente de caules e talos, usadas para dar sabor aos alimentos e algumas vezes adicionar cor aos mesmos. As especiarias, por sua vez abrangem todas as partes das plantas aromáticas com exceção das folhas (PETER, 2001).

As especiarias estão disponíveis em diversas formas como frescas, secas, inteiras, moídas e como extrato, tendo cada forma suas respectivas vantagens e desvantagens. A forma escolhida pelo consumidor dependerá da aplicação desejada, vida útil e parâmetros do processo. O importante é desenvolver para o consumidor produtos que tenham as características de fresco, mas que seus atributos sensoriais resistam ao processamento e condições de estocagem (UHL, 2000).

Estudos comprovaram a importância de compostos fenólicos no comportamento antioxidante em extratos de especiarias, contribuindo significativamente para a capacidade antioxidante total já que os compostos fenólicos representam os componentes antioxidantes dominantes (WOJDYLO, OSZMIANSKI e CZEMERYS, 2007).

Estas plantas, além de ricas em compostos fenólicos, são também ricas em flavonóides e podem contribuir para diversificar e melhorar as propriedades de manutenção de saúde na dieta diária (KONCZAC et al., 2010).

Assim, estes compostos identificados são, portanto, uma boa fonte de antioxidantes naturais tendo grandes oportunidades na exploração comercial (WOJDYLO, OSZMIANSKI e CZEMERYYS, 2007), onde se percebe a competição de produtos sintéticos já que consumidores, cada vez mais, dão preferência a ingredientes naturais em produtos alimentares (PETER, 2001).

Cerca de 85% de especiarias são comercializadas internacionalmente em diversas formas e por diferentes países estando o produto final processado ou embalado para indústria de alimentos e/ou para o mercado varejista. O comércio de processados e de especiarias como ingredientes com valor agregado é continuamente crescente, enquanto importadores procuram uma fonte mais barata de especiarias, as empresas exportadoras desenvolvem tecnologia e sistemas de qualidade (PETER, 2001).

3.2. Hortelã

A hortelã é uma planta de 30 a 85 cm cujo nome científico é *Mentha piperita L.* e família Lamiaceae. Suas folhas são ligeiramente aveludadas e serradas. É conhecida também como hortelã-pimenta ou menta.

A folha fresca é composta por 86,4% de água, 0,61% de nitrogênio total, 3,8% de proteínas, 0,7% de óleos e 5,3% de carboidratos. Como constituintes inorgânicos encontram-se: potássio, cálcio, fósforo e em menores quantidades sódio, ferro, manganês e cloro. Além disso, são compostas de vitaminas como caroteno, vitamina E, Tiamina, Riboflavina, Niacina, Folato e Vitamina C (MCCANCE e WIDDOWSON, 2006).

A hortelã é uma erva aromática e pode ser usada fresca, seca, como extrato ou como óleo. Seus óleo e extrato são usados em cosméticos como componentes de fragrância e suas folhas como agentes de sabor, principalmente (PUSHPANGADAN e TEWARI, 2006).

Além disso, suas folhas e/ou óleo tem propriedades medicinais tais como as propriedades carminativas e servindo ainda de estimulante gástrico. O óleo tem sido referido por ter atividade antibacteriana, antiviral, antiparasitária e antifúngica (SENADEERA, 2000). Além disso, o extrato de hortelã tem significativa propriedade antioxidante (KANATT, CHANDER e SHARMA, 2007).

Essa atividade antioxidante é ainda mais estudada nestes compostos naturais devido ao crescimento das indústrias alimentícias e farmacêuticas, que por sua vez se interessam cada vez mais por produtos naturais contendo compostos bioativos, os quais possuem benefícios para a saúde. Assim, vegetais são fontes de antioxidantes mais seguros à indústria e fornecem, ainda, uma boa proteção contra perdas por oxidação, que ocorrem tanto no corpo quanto em alimentos processados (KANATT, CHANDER e SHARMA, 2007).

Como exemplo destes benefícios, pode-se citar o estudo de Padmini et al. (2008), o qual mostrou que chá de hortelã ou chá enriquecido com hortelã pode contribuir para a melhoria na qualidade de vida saudável pelo aumento da defesa antioxidante e retardo do surgimento de várias doenças degenerativas causadas por estresse oxidativo, que pode ser definido como o desequilíbrio entre a formação e remoção de agentes oxidantes no organismo.

3.3. Secagem

A secagem é definida tradicionalmente como uma operação unitária a qual transforma um material líquido ou semissólido em um produto com conteúdo de umidade significativamente menor do que o original, sendo um processo muito utilizado para preservação de alimentos.

A secagem requer uma diferença de pressão de vapor entre a água do produto e do meio (ar), sendo necessário fornecer calor por convecção, condução ou radiação, que são formas diretas ou indiretas de secagem encontradas em processamento de alimentos. Na secagem indireta o calor é conduzido ao alimento por paredes de metal quente, onde as partículas frias do alimento não estão em contato direto com o calor. Em secagens diretas, usa-se gás quente, normalmente ar quente, que passa sobre ou através do alimento, sendo a distribuição do calor no alimento mais uniforme do que em processos indiretos (BARBOSA-CÁNOVAS e VEGA-MERCADO, 1996).

A seleção do secador e a operação de secagem de alimentos são baseadas na preocupação com a degradação da qualidade durante a secagem. Pode-se definir pelo tipo de matéria prima, composição e propriedades físicas, especificações e características desejadas ao produto final, como umidade, capacidade de produção do equipamento, máxima temperatura para o produto, entre outros requisitos (BARBOSA-CÁNOVAS; VEGA-MERCADO, 1996; VEGA-MERCADO, GONGORA-NIETO e BARBOSA-CÁNOVAS, 2001).

Estas condições são necessárias para se avaliar os parâmetros de qualidade que afetam o alimento, como as mudanças físicas (textura, perda de aroma, rachaduras e

poder para reconstituir), mudanças químicas (reações de escurecimento, oxidação lipídica e descoloração) e mudanças nutricionais (perda de vitaminas e proteínas e crescimento microbiano) (MUJUMDAR, 1997).

O crescimento microbiano, por exemplo, pode ser reduzido pela remoção da água no alimento, aumentando a concentração de solutos no mesmo. Assim, diminui a disponibilidade de água para os microorganismos desenvolverem e ainda impede certas reações enzimáticas, onde a presença de água é essencial para que ocorram (JAYRAMAN e DAS GUPTA, 2007).

Logo, partindo da escolha do conteúdo de umidade final, que é ditada pela estocagem e estabilidade requeridas para o produto final, se determina o tempo de secagem e as condições para a secagem (JAYRAMAN e DAS GUPTA, 2007).

Durante a secagem, depois do tempo, a temperatura é outro fator importante a se basear, pois influencia no nível de degradação da cor, o *flavour* e algumas vezes a textura (PERERA e RAHMAN, 1997).

Deste modo, devido aos avanços tecnológicos, a secagem é constantemente estudada para que se possa oferecer melhor qualidade aos produtos. As operações de desidratação, em geral, são muito dispendiosas em termos de consumo de energia e por isso, procuram-se cada vez mais melhorias em secadores (VEGA-MERCADO, GONGORA-NIETO e BARBOSA-CANOVAS, 2001).

3.3.1. Cinética de secagem

Yoshida (1997) e Oliveira (2005) relatam a secagem de produtos úmidos, de uma forma geral, composta por três períodos, conforme Figura 1, classificados como: período de regime não permanente (AB), que se caracteriza pelo início da secagem, que seria o período de adaptação da temperatura do sólido com o meio. Neste período ocorre uma elevação gradual da temperatura do produto e da pressão de vapor de água, pois o material encontra-se inicialmente a uma temperatura inferior à temperatura de secagem. Essas elevações têm prosseguimento até o ponto em que a transferência de calor seja equivalente à transferência de massa (água).

É seguido de um período à taxa constante de secagem (BC), aonde a temperatura do produto úmido é igual à de bulbo úmido, ou seja, toda a superfície exposta do sólido está saturada de água. Este período caracteriza-se por transferência de massa e calor equivalentes e, portanto, a velocidade de secagem é constante. Também se pode titular de fenômeno de evaporação, onde a água evaporada é livre e enquanto houver água na superfície do produto, suficiente para acompanhar a evaporação, a taxa de secagem será constante e finaliza quando se atinge a umidade crítica.

A partir deste momento, a temperatura da superfície aumenta e a taxa de secagem decresce rapidamente – tendendo a zero – (CD), o que significa que a quantidade de água presente na superfície do produto é reduzida, reduzindo-se, portanto, a transferência de massa. A transferência de calor não é compensada pela transferência de massa; o fator limitante nessa fase é a redução da migração de umidade do interior para a superfície do produto. A temperatura do produto aumenta, atingindo a temperatura do ar de secagem e o produto atinge o ponto de umidade de equilíbrio em relação ao ar de

secagem, que seria o menor de umidade atingível no processo de secagem e então o processo é encerrado.

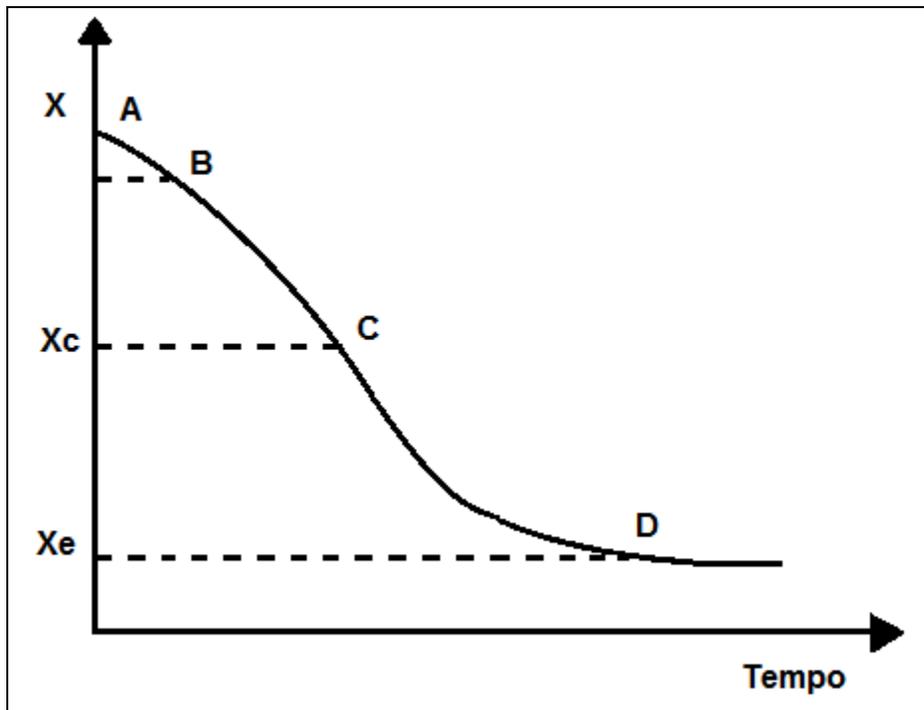


Figura 1. Curva representativa da cinética de secagem, onde X é a porcentagem de umidade do produto com base seca (YOSHIDA, 1997).

3.3.2. Secagem de ervas e especiarias

Ervas e especiarias têm sido chamadas tradicionalmente como produtos secos com o intuito de preservação já que a secagem é uma das principais formas de preservação (MUGGERIDGE, 2001).

Além da conservação, a qual aumenta sua vida útil, estão sujeitas à disponibilidade sazonal, há um menor custo de transporte, e podem, ainda, ser mais econômicas do que as especiarias frescas já que estão na sua forma para consumo. Além disso, muitas especiarias secas em condições ideais podem manter maior concentração de sabor, em geral, do que especiarias “in natura”, por exemplo, o alho seco que apresenta cinco vezes mais sabor que o alho fresco (UHL, 2000).

Porém, a secagem conduz a perdas e transformações químicas de alguns componentes bioativos. Em algumas especiarias comercialmente secas há grande redução da luteína e no complexo de clorofila (LORANTY et al, 2010).

A maioria das plantas aromáticas contém consideráveis quantidades de pigmentos de clorofila e a desidratação do pigmento de clorofila, que ocorre durante o processamento térmico, causa mudanças na coloração do produto.

Os fatores mais importantes na retenção da cor verde são os pré-tratamentos do produto, o tempo de duração e temperatura de secagem (ROCHA, LEBERT E MARTY-AUDOIN, 1993).

Rocha, Lebert e Marty-Audoïn (1993) estudaram a secagem em temperaturas do ar entre 35 e 100 °C e umidades relativas do ar de 13,5, 30 e 50%, mostraram que a secagem de manjeriço pode ser realizada em temperaturas mais baixas sem perder a eficiência e ao mesmo tempo poupando energia.

De acordo com os resultados experimentais de Pal, Khan e Mohanty (2008), durante a secagem de pimenta verde doce, maior quantidade de clorofila e ácido ascórbico foram preservados quando a bomba de calor foi usada para secagem porque se adotou

temperaturas menores, 30, 35 e 40 °C, enquanto que no secador convencional com ar quente usou-se temperatura de 45 °C observando também aparência externa, aroma e cor piores do que na secagem com bomba de calor.

3.4. Atividade de água

A água é um dos mais importantes fatores que governam a deterioração de alimentos. Por isso, na conservação de alimentos, são usados métodos para diminuição da disponibilidade de água no mesmo, como secagem, concentração e congelamento.

Em alimentos, a disponibilidade de água para o crescimento de microorganismos, germinação de esporos e participação de vários tipos de reação química e bioquímica depende da pressão de vapor relativa ou atividade de água, a_w . É definida pela razão da pressão de vapor de água no alimento (P_v) pela pressão de vapor da água pura (P_0) na mesma temperatura. É equivalente também com a umidade relativa do ar em equilíbrio com o produto em uma câmara fechada.

$$a_w = \frac{P_v}{P_0}$$

(Equação 1)

Seguido da temperatura, a atividade de água é considerada como o parâmetro mais importante em processamento e preservação de alimentos, já que tem um forte efeito nas reações deteriorantes presumindo a segurança e estabilidade em relação ao crescimento

microbiológico e ainda a estabilidade das reações químicas e bioquímicas e propriedades físicas que também afetam a qualidade do alimento.

No caso da secagem, a atividade de água é o parâmetro mais útil a se determinar para o final da secagem. Portanto, a redução da atividade de água de um alimento aumenta sua estabilidade e por isso a secagem é um método tão usado na conservação de alimentos. No entanto, para a estabilidade microbiológica, a atividade de água do alimento deve ser igual ou inferior a 0,6 (JAYRAMAN e DAS GUPTA, 2007).

3.5. Bomba de calor

Pela definição da ASRHAE (1996), todo sistema de refrigeração é também uma bomba de calor ou uma máquina térmica, por operar sob o mesmo princípio. No entanto, a designação para ser uma bomba de calor ou equipamento de refrigeração é conceitual, e vai depender da aplicação com referência à temperatura de aplicação. Caso a finalidade útil seja a retirada de calor para resfriamento, a designação aplicada é de um equipamento de refrigeração; se o efeito útil for apenas o aquecimento ou, o aquecimento e resfriamento, tanto dedicado como simultâneo, o equipamento em questão trata-se de uma bomba de calor.

Assim, as bombas de calor são máquinas térmicas que operam, segundo um ciclo termodinâmico, trocando energia de uma fonte à baixa temperatura e disponibilizando-a, com o objetivo de aproveitamento, a uma temperatura mais alta, o que se difere de equipamentos de refrigeração, onde a energia a alta temperatura é rejeitada.

As bombas de calor são eficientes energeticamente quando usadas em conjunto com operações de secagem. A principal vantagem dos secadores com bomba de calor é sua capacidade de aproveitar a energia de rejeição além da capacidade de controlar a temperatura e umidade do ar (JON et al., 2000).

Assim, devido a estas vantagens a tecnologia de bombas de calor para secagem tem atraído cada vez mais o interesse de pesquisadores (WANG et al., 2011).

As bombas de calor são constituídas basicamente de um compressor, um dispositivo de expansão e dois trocadores de calor (um evaporador e um condensador), sendo o trocador de calor em foco, o condensador. Na Figura 2, está representado um esquema do sistema de secagem por bomba de calor.

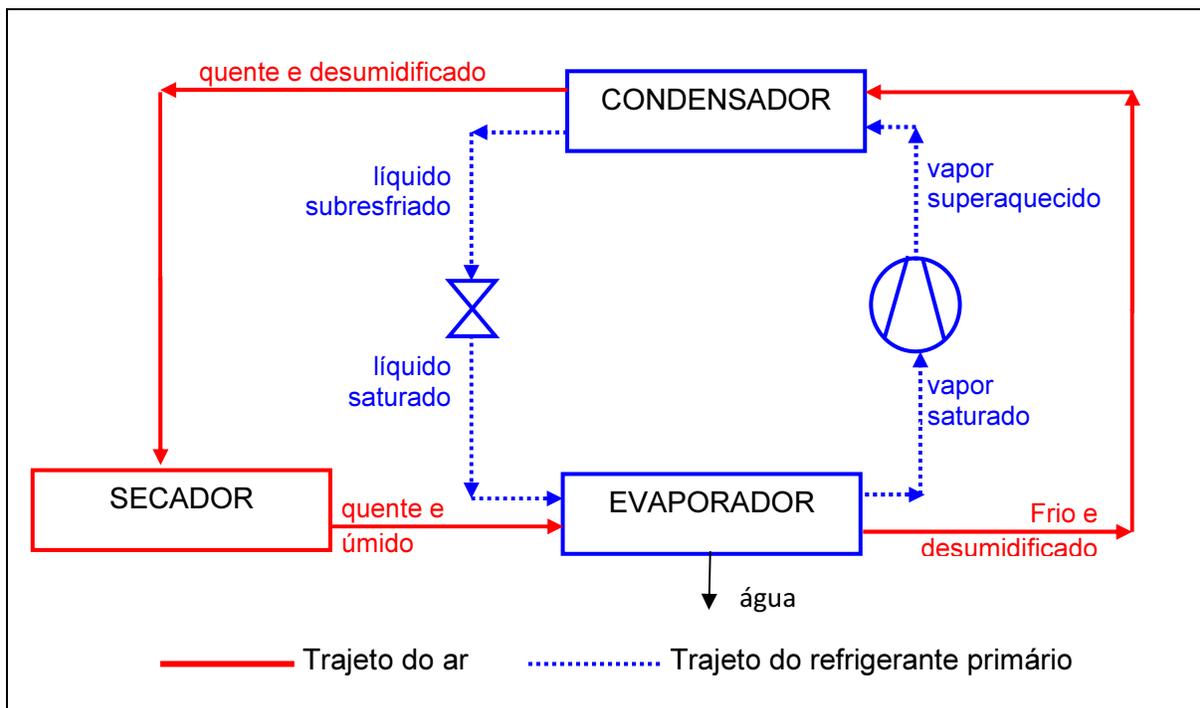


Figura 2. Representação esquemática do sistema de bomba de calor para secagem com recirculação do ar.

No evaporador, o refrigerante primário troca calor com o ar e sofre a mudança de fase, onde, no estado líquido-vapor a baixa pressão e baixa temperatura, a fase de líquido saturado vai para a fase de vapor saturado e superaquecido, a baixa pressão, ocorrendo o resfriamento do ar.

O refrigerante na fase vapor, então, entra na linha de sucção do compressor. A demanda elétrica introduzida ao compressor é convertida em trabalho que irá elevar a pressão do refrigerante na fase vapor em direção ao condensador, a alta pressão e alta temperatura, quando nesta fase o vapor está superaquecido.

Depois do compressor, o fluido refrigerante é direcionado ao condensador, onde ocorre a troca térmica, liberando a energia trocada no evaporador e a recebida do processo de compressão e então ocorre a troca térmica mudando de vapor superaquecido para vapor saturado até líquido subresfriado. No processo de condensação a fase vapor se transforma em fase líquida sub-resfriada a alta pressão. Neste processo, o calor rejeitado no condensador é aproveitado para aquecer o ar, que será usado na secagem.

Depois da condensação, um dispositivo de expansão é usado para provocar a expansão do líquido refrigerante e reduzir sua pressão, separando os lados de alta e baixa pressão. Depois do processo de expansão o refrigerante entra no evaporador no estado líquido-vapor e o ciclo se repete (JON et al., 2000).

Assim, na bomba de calor, o ar seco e aquecido é fornecido continuamente ao produto para trocar umidade com o produto e é então recirculado. Parte dessa umidade do ar passa pelo evaporador, onde a água do ar é condensada, deixando calor latente de

vaporização que é retomado pelo refrigerante no evaporador. Este calor é usado para reaquecer o ar seco frio, passando sobre a superfície do condensador da bomba de calor (PERERA e RAHMAN, 1997).

WANG et al (2011) comparou, em seus estudos, as taxas de secagem nos secadores com aquecimento convencional de ar e nos secadores com aquecimento com bomba de calor, quando mantidos a mesma temperatura do ar de secagem e a mesma velocidade do ar e então, constatou que, o secador com aquecimento convencional é fortemente influenciado pelo ambiente, especialmente em temperaturas e umidades relativas do ar altas. E, portanto, a taxa de secagem no secador com bomba de calor foi mais rápido do que no secador com aquecimento convencional, devido à baixa umidade relativa do ar de secagem, a qual aumentou a capacidade de secagem.

Além das vantagens citadas, há outras vantagens dos secadores com bombas de calor:

- Os produtos têm melhor aceitabilidade em relação a aparência externa, aroma e cor quando comparados com a secagem com aquecimento convencional (PAL, KHAN e MOHANTY, 2008);

- Desempenham um papel importante em direção a um uso mais racional de energia no campo do aquecimento e resfriamento (SCHIFFMANN e FAVRAT, 2009), pois podem gerar um efeito 3 a 5 vezes superior à energia utilizada, já que se recupera calor de uma fonte térmica, como o ar ou a água, fazendo pouco uso de trabalho mecânico (CORTEZ & NEVES FILHO, 1996);

- E por isso, são consideradas ambientalmente amigáveis (WANG et al., 2011);
- Podem ser operados independente da condição ambiental;

- Funcionam em ciclo fechado, onde as condições sanitárias, do alimento seco processado, podem ser mantidas controladas (WANG et al., 2011).

Como tendência futura há a necessidade de se obter dados sobre as propriedades físicas de alimentos para fornecer as constantes de modelos adequados aos secadores por bombas de calor. Seria necessário não só para melhorar a concepção e controle de secadores, mas também pelo estabelecimento de padrões para diferentes produtos alimentares (PERERA e RAHMAN, 1997).

3.5.1. Secadores com bombas de calor

Pal, Khan e Mohanty (2008), utilizaram uma bomba de calor para secagem de pimentão verde, onde, no mesmo secador, havia um aquecedor auxiliar que quando usado não foi acionado o sistema de bomba de calor. Utilizou-se para a bomba de calor temperaturas e umidades relativas do ar: 30 °C a 40%, 35 °C a 27% e 40 °C a 19% e no secador convencional 45 °C a 55%, obtendo tempos de secagem de 36, 25, 16 e 17 horas respectivamente. No entanto os melhores resultados foram aqueles obtidos na secagem por bomba de calor.

Em outros estudos, também se avaliou as características de secagem, utilizando malva, hortelã e salsa, onde se projetou e construiu uma bomba de calor assistida. No trabalho se utilizou o fluido refrigerante R-134a e verificou-se que a altas temperaturas de secagem e altas velocidades do ar de secagem resultaram em taxas de secagem mais altas (FATOUH et al., 2006).

Phoungchandang e Saentaweesuk (2010) utilizaram um secador com bomba de calor para secagem de gengibre, com as dimensões da câmara de secagem de 0,95 x 1,80 x 1,70 m, e compararam com um secador de bandejas. O objetivo deste trabalho foi avaliar a evolução da secagem do gengibre pelos valores de cor, reidratação e conteúdo de 6-gingerol, o qual tem função antioxidante.

Em seus estudos, avaliou-se a qualidade da secagem nas temperaturas de 40, 50 e 60 °C em um único estágio e em dois estágios, para o secador de bandejas e para o secador com bomba de calor, onde se concluiu que o secador com bomba de calor reduziu o tempo de secagem e aumentou o conteúdo de 6-gingerol com relação ao secador de bandejas convencional. Além disso, a secagem por bomba de calor com duplo estágio a 40 °C se obteve a melhor qualidade do gengibre em relação a cor e por apresentar melhor taxa de reidratação (PHOUNGCHANDANG e SAENTAWEESUK, 2010).

Erbay e Icier (2009) utilizaram um secador com bomba de calor em escala piloto (3,0 x 1,0 x 1,0 m), para secar folhas de oliva. O secador com bomba de calor era composto por uma esteira que tinha a vantagem de ter baixo custo de operação. As folhas de oliva foram secas com sucesso no secador com bomba de calor do tipo contínuo mostrando alta eficiência energética.

As respostas da otimização mostraram que as perdas dos compostos fenólicos totais e atividade antioxidante da folha de oliva seca – mais importantes propriedades de qualidade das folhas – foram menores quando o produto foi seco a temperaturas moderadas (50 a 51°C) e moderada velocidade do ar de secagem (0,8 a 1,0 m/s) e um curto período do processo de secagem (ERBAY e ICIER, 2009).

Prasertsan e Saen-Saby (1998) utilizaram um protótipo de bomba de calor para secagem de alguns produtos agrícolas e comparou o custo de secagem em relação a outras fontes de calor. A câmara de secagem tem dimensões 1,1 x 1,1 x 2,0 m e o secador apresentou capacidade máxima de retirada de umidade do produto de 2,71 kg/h.

Em sua análise econômica mostrou que as aplicações do secador com bomba de calor para secagem de banana e madeira foram economicamente viável, onde se concluiu que, para a secagem na indústria de alimentos, poderia ser viável, sem dúvida, pois o custo de funcionamento do secador com bomba de calor é muito baixo (PRASERTSAN e SAEN-SABY, 1998).

Rossi (1993) utilizou bomba de calor na desumidificação e aquecimento do ar ambiente para a secagem de cebolas fatiadas, onde apresentou resultados favoráveis em relação à utilização de energia e qualidade do produto desidratado, quando comparado ao sistema de secagem a base de resistências elétricas. Ainda, verificaram-se reduções percentuais entre 26 e 36% no tempo total de secagem do secador acoplado a uma bomba de calor, em relação ao obtido em um secador com aquecimento elétrico.

Além disso, a bomba de calor aumentou em até 25 vezes o potencial de secagem do ar ambiente, para temperaturas de evaporação entre -3,5 e 0°C e umidade relativa do ar acima de 90%, o que correspondeu a uma economia de energia elétrica em torno de 40%, quando comparado com resultados estimados de um sistema de aquecimento por resistências elétricas (ROSSI, 1993).

Os inúmeros trabalhos de pesquisa que utilizam a secagem com bomba de calor aumentam cada vez mais a credibilidade de tal operação, por suas inúmeras vantagens já

apresentadas. Porém, os estudos desta operação são em sua maioria motivo para aplicação industrial, e por isso, no presente trabalho se optou por desenvolver um equipamento de pequeno porte para o uso doméstico, já que não se tem estudos com secagem de alimentos por bomba de calor para esta finalidade. Assim, pretende-se usufruir de sua simplicidade construtiva e dos princípios de tratamento de ar para o processo de secagem a baixas temperaturas para a secagem de ervas ou especiarias.

3.5.2. Tratamento do ar na bomba de calor

O termo umidificação tem sido usado em engenharia para descrever a transferência de calor e massa entre gás e líquido puro quando eles são levados ao contato. O termo inclui não somente a umidificação, mas também a desumidificação de gases, ajustando o conteúdo do vapor e resfriando ambos, gás e líquido (VEGA-MERCADO, GONGORA-NIETO e BARBOSA-CANOVAS, 2001).

No processo de desumidificação, há uma redução da temperatura do ar, devido ao contato com a superfície do evaporador que está a uma temperatura abaixo de sua temperatura de orvalho, o que leva à condensação do vapor de água (PEREIRA et al., 2004). Então o ar no estado 1, neste processo, conforme

Figura 3, terá reduzida a umidade absoluta do ar, e, por ser obtido por meio de resfriamento, provoca aumento da umidade relativa e a diminuição da temperatura (estado 2) (LUIZ, 2007).

Na continuidade, a mistura de ar sofre o aquecimento ao passar pelo condensador que provoca um aumento de sua temperatura e conseqüentemente uma diminuição de sua umidade relativa (estado 3), o que o torna mais susceptível a uma posterior umidificação.

Ao sair do condensador, o ar passa por um processo conhecido como umidificação adiabática, resultando em um aumento de sua umidade absoluta e de sua umidade relativa (Processo 3-1). O estado final é próximo da saturação, porém a saturação não é completa em virtude do tempo de contato entre o ar e água livre do produto não ser suficiente para tanto (ROSSI, 1987). Assim ocorre o processo de secagem do produto por bomba de calor, conforme as condições obtidas do ar, de maneira cíclica, como mostra a Figura 3.

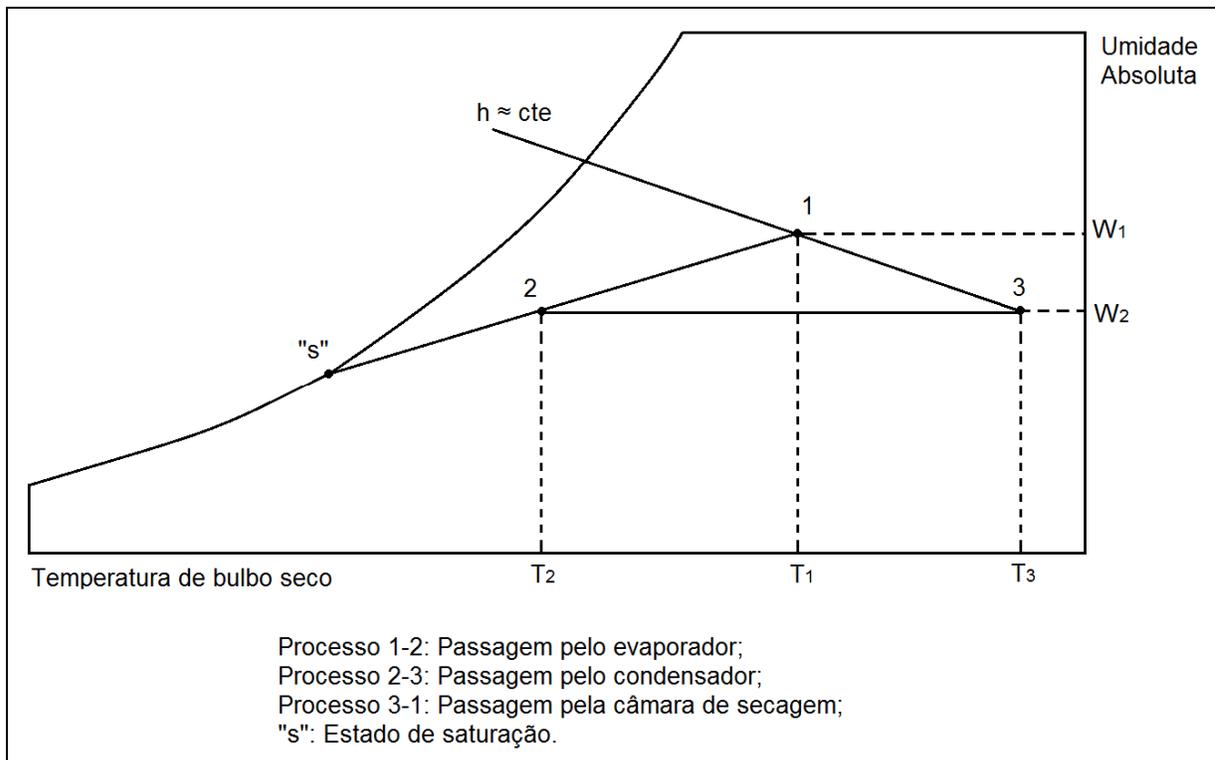


Figura 3. Processos de tratamento do ar (1-2; 2-3 e 3-1), representado no diagrama psicrométrico.

Rocha, Lebert e Marty-Audoin (1993) descrevem que, quando a umidade do ar é maior, a taxa de secagem é menor, onde, com aumento da umidade relativa do ar, aumenta o tempo de secagem requerido para alcançar o mesmo conteúdo de água com uma umidade relativa mais baixa.

No processo de desumidificação do ar (processo 1-2), o estado 2 trata-se do resultado de uma mistura de dois outros estados, o estado 1 e o estado de saturação, "s". Sua exata localização dependerá do que se chama de "fator by pass" (FBP) do trocador, que é definido, nominalmente, pela razão da massa de ar que não entra em contato perfeito com a superfície para sua saturação em relação à massa total do ar. Esta

grandeza indica o quanto o trocador tem de eficiência em desumidificar ou resfriar uma dada quantidade de ar, uma vez que, se o contato entre o ar e o trocador de calor fosse perfeito, o fluxo resultante deveria sair na condição de saturação com umidade relativa de 100%, que seria o ponto sobre a linha de saturação (s), e o FBP seria igual à zero (ROSSI, 1987).

A equação que define o “fator by-pass” é dada como:

$$FBP = \frac{w_2 - w_s}{w_1 - w_s} = \frac{h_2 - h_s}{h_1 - h_s} = \frac{T_2 - T_s}{T_1 - T_s}$$

(Equação 2)

Onde:

w_1 = umidade absoluta no estado 1 ($\text{kg}_{\text{água}} \text{kg}_{\text{ar seco}}^{-1}$);

w_2 = umidade absoluta no estado 2 ($\text{kg}_{\text{água}} \text{kg}_{\text{ar seco}}^{-1}$);

w_s = umidade absoluta no estado de saturação ($\text{kg}_{\text{água}} \text{kg}_{\text{ar seco}}^{-1}$);

h_1 = entalpia específica da mistura no estado de 1 ($\text{kJ}_{\text{água}} \text{kg}_{\text{ar seco}}^{-1}$);

h_2 = entalpia específica da mistura no estado de 2 ($\text{kJ}_{\text{água}} \text{kg}_{\text{ar seco}}^{-1}$);

h_s = entalpia específica da mistura no estado de saturação ($\text{kJ}_{\text{água}} \text{kg}_{\text{ar seco}}^{-1}$);

T_1 = temperatura de bulbo seco da mistura no estado de 1 ($^{\circ}\text{C}$);

T_2 = temperatura de bulbo seco da mistura no estado de 2 ($^{\circ}\text{C}$);

T_s = temperatura de bulbo seco da mistura no estado de saturação, “s” ($^{\circ}\text{C}$).

3.6. Desempenho energético

A eficiência da máquina térmica é quantificada pela energia utilizada na aplicação em relação a energia introduzida no sistema. Pode ser expressa pelo Coeficiente de Eficácia (COP).

A relação conhecida como COP pode ser utilizada para avaliar o rendimento das bombas de calor. O COP é a razão entre a energia “dissipada” e a energia introduzida na bomba de calor.

O COP é o indicador de desempenho de maior interesse para o marketing público e para uso técnico (ERTESVAG, 2011).

A bomba de calor exige certa taxa de energia elétrica fornecida na forma de trabalho (W). A quantidade de energia (Q) é entregue ao interior da câmara e o COP é, então, definido como (ERTESVAG, 2011):

$$COP = \frac{Q}{W}$$

(Equação 3)

É interessante que o COP seja o mais alto possível, uma vez que, por este método, representa razão da energia térmica dissipada em relação à energia elétrica fornecida no processo de aquecimento do ar. Segundo Cortez & Neves Filho (1996), as bombas de calor são equipamentos muito eficientes por utilizarem racionalmente a energia, podendo obter valores de COP na ordem de 3 a 5. Tendo em vista o fato de que o trabalho de

compressão é influenciado diretamente pela razão entre as pressões de condensação e evaporação (pressão de alta e de baixa), então, quanto menor for esta diferença, menor será o trabalho de compressão e mais elevado será o COP, conseqüentemente, menos energia será consumida (ROSSI, 1993).

Para o caso em que a aplicação utiliza ambos os lados de trocas térmicas, o desempenho global pode ser a soma dos coeficientes de eficácia:

$$COP_{global} = COP_{aquec} + COP_{resf}$$

(Equação 4)

Onde:

$$COP_{resf} = \frac{\dot{Q}_{resf}}{W}$$

(Equação 5)

$$COP_{aquec} = \frac{\dot{Q}_{aquec}}{W}$$

(Equação 6)

E,

\dot{Q}_{aquec} = taxa de calor transferido no condensador (kW);

\dot{Q}_{resf} = taxa de calor transferido no evaporador (kW);

W = trabalho realizado pelo compressor (kW).

4. MATERIAL E METODOLOGIA

4.1. Descrição do protótipo

Como o objetivo principal desse trabalho foi o desenvolvimento de um equipamento econômico e de pequeno porte para uso doméstico, ao invés de se utilizar resistência elétrica, muito usada em secadores, adaptou-se um ciclo de refrigeração de um refrigerador doméstico, com o aproveitamento de ambas as trocas de calor no evaporador e no condensador.

O equipamento projetado para a secagem, mostrado na Figura 4, tem a configuração de um sistema fechado, já que o ar processado é recirculado. O ciclo de refrigeração utilizado foi o de um refrigerador doméstico e o refrigerante utilizado foi o R-134A.

O evaporador responsável pela desumidificação do ar foi isolado termicamente da área da câmara de secagem, bem como o condensador, responsável pelo aquecimento do ar, foi isolado para o aproveitamento do calor dissipado.

Para estrutura de tratamento do ar foi instalado um ventilador com o objetivo de forçar a passagem do ar pelo evaporador, em seguida pelo condensador e então direcionado para dentro da câmara de secagem.

O projeto e construção do equipamento, assim como a realização dos experimentos, foram desenvolvidos no Laboratório de Automação e Controle de Processos de Alimentos (LACPA) da Faculdade de Engenharia de Alimentos, localizada na Universidade Estadual de Campinas.

O sistema foi montado adaptando-se um refrigerador Electrolux 250 litros (R250), versão "B", modelo 01251RBB, para funcionar como bomba de calor conforme a descrição apresentada especificam-se os seguintes equipamentos:

4.1.1. Ventilador

O ventilador tem o objetivo de succionar o ar e direcioná-lo para o evaporador, onde ocorre a troca de calor e, então, reconduzido para o condensador e depois para a câmara de secagem, fazendo assim a circulação do ar. Também é necessário, no processo de secagem, para que o ar não fique estagnado dentro da câmara de secagem.

Foi utilizado um ventilador centrífugo da marca ASTEN de 110 V e 60 Hz, corrente de 1,0 A e velocidade de 3400 rpm. Sua vazão de entrada no evaporador calculada foi de $0,051 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$.

Nos testes preliminares, também foi usado o ventilador centrífugo da marca *Ventbras*, modelo VCV-75T e segundo suas especificações apresenta 552 W de potência, com capacidade máxima nominal de vazão de ar de $9,00 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$, em condições livres de perdas de carga.

4.1.2. Secador

A estrutura do secador foi composta pela parte interna do refrigerador, com suas prateleiras, ambiente isolado termicamente, com uma diminuição da área em relação à

área inicial. Suas dimensões finais foram então de 0,46 m de largura, 0,94 m de altura e 0,35 m de profundidade, obtendo-se um volume de aproximadamente $0,15 \text{ m}^3$. O secador possui uma única abertura, para a colocação e retirada das bandejas de secagem, sendo esta a própria porta do refrigerador, e durante a secagem permaneceu fechada. Uma célula de carga foi instalada no seu interior para fazer a medição de massa do produto durante o processo de secagem.

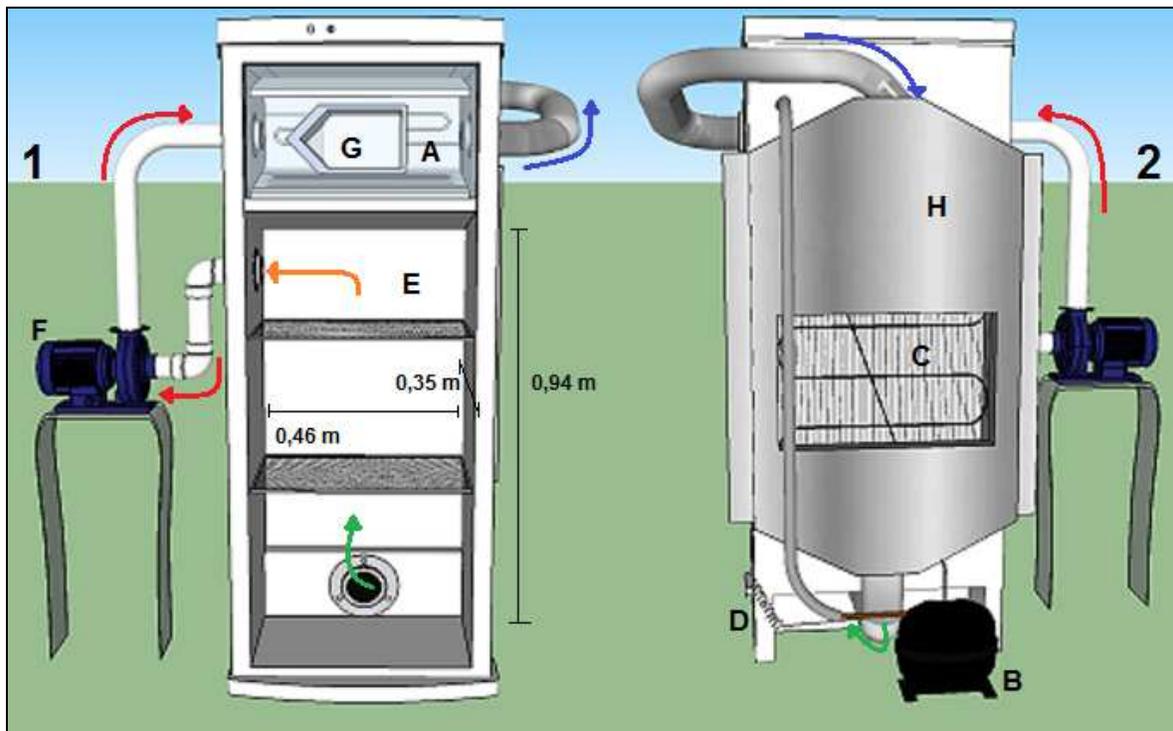


Figura 4. Esquema geral de montagem do protótipo (1- vista frontal; 2- vista posterior; A- evaporador; B- compressor; C- condensador; D- dispositivo de expansão; E- câmara de secagem; F-ventilador centrífugo; G- distribuidor de ar no evaporador; H- anteparo isolado do condensador; as setas mostram o direcionamento do ar).

4.1.3. Coifas

O anteparo do condensador constitui em duas coifas para a entrada e saída do ar, na canalização e distribuição do ar no condensador. As coifas foram dimensionadas visando a sustentação e ligação das tubulações aos trocadores de calor e principalmente para uma distribuição uniforme do ar, uma vez que houve um aumento de secção transversal de escoamento do ar de $6,36 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ (diâmetro do leito de entrada do ar) para $4,13 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ e depois de $4,13 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ para $6,36 \times 10^{-3} \text{ m}^2$. Elas foram dimensionadas baseando-se nas normas descritas pelo Fundamentals Handbook – ASHRAE (1977), páginas 31.30 e 31.31, e construídas e isoladas a partir de placas de poliestireno de 50 mm de espessura.

O ângulo da coifa foi calculado pela da Equação 7, que trata de coifas com a transição de uma área arredondada para retangular, como mostrado no esquema da Figura 5.

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = \frac{(1,13 \times \sqrt{H_1 \times W_1} - D_0)}{2 \times L}$$

(Equação 7)

Onde:

$\theta/2$: ângulo da coifa a ser encontrado ($^\circ$);

D_0 : diâmetro da área arredondada (cm);

H_1 : altura (cm);

W_1 : largura (cm);

L : comprimento (cm), como mostra a figura a seguir.

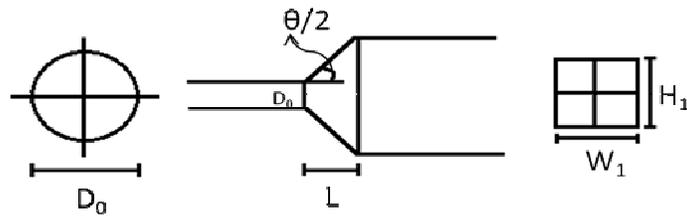


Figura 5. Esquema da coifa, com entrada arredondada para retangular, a ser construída com respectivas medidas.

4.1.4. Sistema de refrigeração

Utilizou-se um refrigerador Electrolux 250 litros (R250), versão “B”, modelo 01251RBB, com seu evaporador, condensador, dispositivo de expansão e compressor originais.

O compressor utilizado foi da marca Embraco, modelo EMI 60HER, trabalhando com alimentação de 110V e 60Hz, dimensionado para trabalhar com R-134a e com capacidade frigorífica nominal de 305 Btu/h para temperaturas de evaporação entre -35 e -10 °C.

4.2. Instrumentação do sistema

Para o monitoramento das condições de funcionamento do protótipo, foi feita a instrumentação do protótipo, onde se utilizou: transmissores de temperatura (Pt100), umidade relativa/temperatura e de pressão, conforme esquema geral apresentado na

Figura 6 e respectivos códigos de identificação dos sensores são apresentados na Tabela

1.

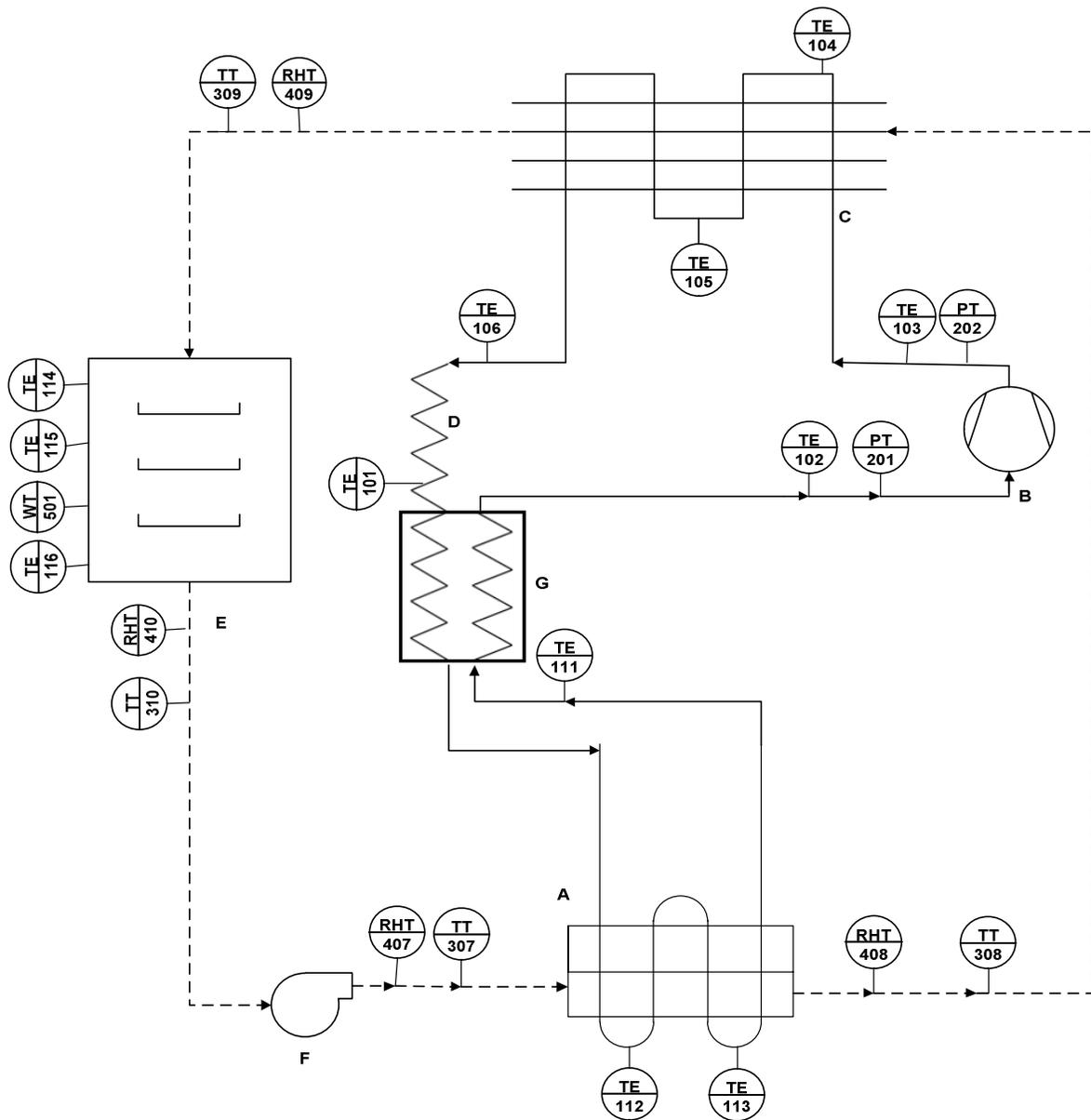


Figura 6. Fluxograma do processo de secagem e do sistema de bomba de calor com instrumentação (A- Evaporador; B- compressor; C- condensador; D- dispositivo de expansão; E- câmara de secagem; F-ventilador centrífugo; G- Trocador de calor intermediário).

Tabela 1. Códigos de identificação e localização dos sensores utilizados no protótipo.

Código	Descrição	Localização	Variável monitorada
TE-101	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Final do Tubo capilar sobre trocador de calor intermediário	Temperatura do fluido refrigerante ao final da expansão no trocador intermediário
TE-102	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Sucção do compressor	Temperatura do fluido refrigerante na sucção
TE-103	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Descarga do compressor	Temperatura do fluido refrigerante na descarga
TE-104	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Entrada do condensador	Temperatura do fluido refrigerante na entrada do condensador
TE-105	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Parte média do condensador	Temperatura do fluido refrigerante na parte média do condensador
TE-106	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Saída do condensador	Temperatura do fluido refrigerante na saída do condensador
TE-111	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Saída do evaporador, sobre trocador intermediário	Temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador, sobre trocador intermediário
TE-112	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Parte superior do evaporador	Temperatura do fluido refrigerante no evaporador
TE-113	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Parte inferior do evaporador	Temperatura do fluido refrigerante no evaporador

TE-114	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Parte interna inferior da câmara de secagem	Temperatura interna da câmara
TE-115	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Parte interna média da câmara de secagem	Temperatura interna da câmara
TE-116	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Parte interna superior da câmara de secagem	Temperatura interna da câmara
PT-201	Transmissor de pressão (manométrica)	Sucção do compressor	Pressão do fluido refrigerante na sucção do compressor
PT-202	Transmissor de pressão (manométrica)	Descarga do compressor	Pressão do fluido refrigerante na descarga do compressor
TT-307	Transmissor de temperatura	Entrada do evaporador	Temperatura do ar na entrada do evaporador
TT-308	Transmissor de temperatura	Saída do evaporador	Temperatura do ar na saída do evaporador
TT-309	Transmissor de temperatura	Entrada do condensador	Temperatura do ar na entrada do condensador
TT-310	Transmissor de temperatura	Saída do condensador	Temperatura do ar na saída do condensador
RHT-407	Transmissor de umidade relativa	Entrada do evaporador	Temperatura do ar na entrada do evaporador

RHT-408	Transmissor de umidade relativa	Saída do evaporador	Temperatura do ar na saída do evaporador
RHT-409	Transmissor de umidade relativa	Entrada do condensador	Temperatura do ar na entrada do condensador
RHT-410	Transmissor de umidade relativa	Saída do condensador	Temperatura do ar na saída do condensador
WT-501	Transmissor e indicador de massa	Parte interna média da câmara de secagem	Massa de amostra durante a secagem

As linhas dos fluidos térmicos que alimentam o ciclo de refrigeração foram instrumentadas com sensores de temperatura (Pt100) e de pressão. Na linha do tratamento do ar usaram-se sensores de temperatura e um sensor umidade relativa vinculado a temperatura. Para o produto utilizou-se células de carga.

Os dados foram registrados por um sistema de aquisição de dados constituído por três Field Loggers, um conversor de dados (modelo USB-i485), sendo ambos da marca *Novus*, energizados por uma fonte de alimentação chaveada da marca *Hi Tecnologia* (modelo UPS 1094).

O Field Logger é um sistema de aquisição e registro de variáveis analógicas e opera como um registrador eletrônico de dados em tempo real, podendo armazenar as informações adquiridas em sua memória interna para futura análise. Os dados foram registrados a cada 10 segundos desde o início dos ensaios até o final dos mesmos.

Cada Field Logger contém oito canais sendo estes configuráveis por um software configurador, Field Chart Novus, que acompanha o registrador. Portanto, durante a configuração foram definidos os canais que seriam utilizados para a monitoração do protótipo e tipo de medição, como descrito na Tabela 2. Todos os transmissores conectados ao sistema de aquisição de dados tiveram representação gráfica instantânea.

Tabela 2. Configuração dos Field Loggers com os códigos de instrumentação do sistema

Field Logger 1		Field Logger 2		Field Logger 3	
Canal 1	TT-309	Canal 1	PT-201	Canal 1	TE-111
Canal 2	RHT-409	Canal 2	PT-202	Canal 2	TE-112
Canal 3	TT-310	Canal 3	TE-101	Canal 3	TE-113
Canal 4	RHT-410	Canal 4	TE-102	Canal 4	TE-114
Canal 5	TT-307	Canal 5	TE-103	Canal 5	TE-115
Canal 6	RHT-407	Canal 6	TE-104	Canal 6	TE-116
Canal 7	TT-308	Canal 7	TE-105	Canal 7	-
Canal 8	RHT-408	Canal 8	TE-106	Canal 8	WT-501

4.2.1. Elemento primário de temperatura

No protótipo foram instalados doze elementos primários de temperatura do tipo Pt100, nas linhas de fluidos térmicos, bem como na câmara de secagem, sendo sua faixa de medição entre -50 a 600 °C, com resolução de 0,1 °C e exatidão de $\pm 0,1\%$.

Estes sensores foram calibrados, fazendo-se o uso de um banho termostático com circulação na faixa de -5 a +50°C, em intervalos de 5 °C, de acordo com as normas de medição de temperatura ANSI/ASHARE 41.1, 1986.

Utilizou-se uma solução de álcool e para a realização das leituras, aguardou-se a estabilização da temperatura do banho no valor esperado por um tempo suficiente para aquisição de pontos de dados. As temperaturas obtidas pelos sensores foram comparadas com um termômetro padrão de mercúrio marca Incoterm®, precisão de 0,05 °C e escala de -30 a +50 °C.

Os dados monitorados foram tratados em uma planilha de Microsoft Excel®, fazendo um gráfico de temperatura lida no sensor versus temperatura indicada pelo termômetro padrão, que seria a temperatura corrigida.

As temperaturas no circuito de refrigeração foram obtidas por contato direto dos sensores de temperaturas Pt100 com as paredes da tubulação de cobre/alumínio.

Os locais, onde houve o contato do sensor com a tubulação, foram isolados termicamente do meio com uma camada de isolante a base elastômero e preso com fita isolante de tal forma que o sensor ficasse fortemente aderido à tubulação, considerando-se aproximadas as temperaturas do centro e da superfície da tubulação do sistema de refrigeração.

Utilizaram-se sensores de temperatura do tipo Pt100 para monitorar as condições do ar de dentro da cabine de secagem.

4.2.2. Transmissores de umidade relativa e temperatura

Para monitorar as condições do ar que circulava no protótipo, foram instalados quatro transmissores de umidade relativa e temperatura da marca *Novus*, modelo RHT-WM, os quais foram adaptados na linha de circulação do ar.

Com isso, as temperaturas de bulbo seco e a umidade relativa do ar foram medidas antes do resfriamento e após o resfriamento, o aquecimento e a umidificação do ar, para se estabelecerem, no diagrama psicrométrico, as mudanças das condições ocorridas com o ar durante as passagens pelo sistema em todas as etapas.

Os valores medidos por estes sensores são convertidos em sinais analógicos de saída de 4 a 20 mA, linearmente relacionados a suas leituras, compatível com o sistema de aquisição de dados utilizado.

Os sensores RHT-WM usados permitem leituras de umidade relativa de 0 a 100 % e leituras de temperatura de bulbo seco de 0 a 100 °C, com resolução de medidas de 0,1% de umidade relativa e 0,1 °C.

Foram utilizados quatro sensores deste tipo, calibrados em fábrica.

4.2.3. Transmissores de pressão

A pressão é uma grandeza indispensável para a avaliação do comportamento de uma bomba de calor, por isso para monitorar a linha de sucção e descarga no

compressor, foram instalados dois transmissores de pressão piezos-resistivos do fabricante *HUBA CONTROL*, modelo 510 (nomeados de PT-201 e PT-202).

A pressão é medida por meio de um transdutor piezo-resistivo, que converte a força exercida pelo fluido sobre o diafragma em um sinal diretamente proporcional à sua intensidade e que é então enviado a um circuito eletrônico. Um sinal analógico de 4-20 mA é gerado pelo circuito, sendo proporcional ao valor da pressão.

Os transmissores apresentam invólucro e diafragma em aço Inox, o que garante sua aplicação com o fluido refrigerante, e possuem saída de 4-20 mA, calibrada em fábrica e compatível com o sistema de aquisição de dados utilizado. A faixa de medição selecionada foi de 0 a 10 bar manométrica para a linha de sucção e 0 a 30 bar manométrica para a linha de descarga e apresentam resolução de 0,01 bar.

Para conectar os transmissores na linha de pressão, foram utilizadas válvulas perfuradoras para tubos de cobre ¼ polegadas com rosca NPT.

4.2.4. Transmissor e indicador de massa

Para acompanhamento da secagem, ou perda de água, utilizou-se a célula de carga. As células de carga são sensores de massa constituídos por extensômetros elétricos cuja deformação gera sinais elétricos proporcionais à massa aplicada. Esses sinais são amplificados e convertidos por um transmissor e indicador, que possui sinal de saída analógica de 4 a 20 mA.

A célula de carga utilizada foi da Alfa Instrumentos, modelo GL5, com capacidade de cinco quilogramas e precisão de 1% de faixa nominal especificada através da calibração. O transmissor e indicador de pesagem utilizados também foram da Alfa Instrumentos, modelo 3102C.S. Para a medição da massa foi usada uma única célula de carga.

A bandeja foi montada de forma que seu centro de massa coincidisse com o centro de massa da célula de carga, requisito necessário para a reprodutibilidade, segundo o manual do fabricante.

Foi utilizada uma bandeja de tela de inox, com dimensões 0,215 m de largura e 0,215 m de altura. Na Figura 7, encontra-se um esquema da célula de carga com a bandeja.

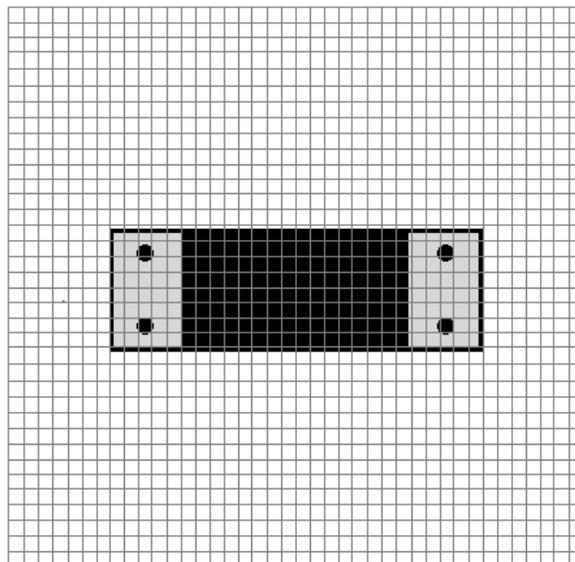


Figura 7. Esquema de montagem da bandeja de secagem sobre a célula de carga.

O conjunto, transmissor e célula de carga, foi calibrado com o programa fornecido pelo fabricante e também usando massas conhecidas, pesada em balança semianalítica, com precisão de leitura de 0,01 g. A calibração consistiu em pesar diferentes massas na balança e comparar os resultados com aqueles obtidos na célula de carga. Foi então obtida uma curva de calibração para a célula de carga.

4.2.5. Medidor de corrente

O consumo de energia elétrica é um parâmetro importante na avaliação da bomba de calor. Para isto, foi utilizado um alicate amperímetro digital da marca Minipa, modelo ET-3200A e 3,0% de precisão, ligado à alimentação do compressor e do ventilador, uma vez que ambos os equipamentos foram instalados no mesmo circuito elétrico.

Ambos os equipamentos eram monofásicos e permaneceram ligados constantemente sem alterações durante todo o período de ensaio.

O alicate amperímetro mediu a amperagem dos equipamentos, sendo necessária uma leitura a cada cinco minutos.

4.3. Proposta de ensaios

Os ensaios de secagem foram à pressão atmosférica e realizados em triplicata. Para o caso do branqueamento, foi realizado apenas um ensaio para comparação dos

resultados. O tempo de secagem foi determinado a partir de experimentos preliminares, objetivando também a avaliação do sistema.

Após a secagem, o produto foi acondicionado, manualmente, em sacos plásticos de filme múltipla camada de polipropileno-poliamida, sendo as embalagens fechadas e seladas.

O processamento de hortelã foi realizado de acordo como o diagrama de fluxo, apresentado na Figura 8.

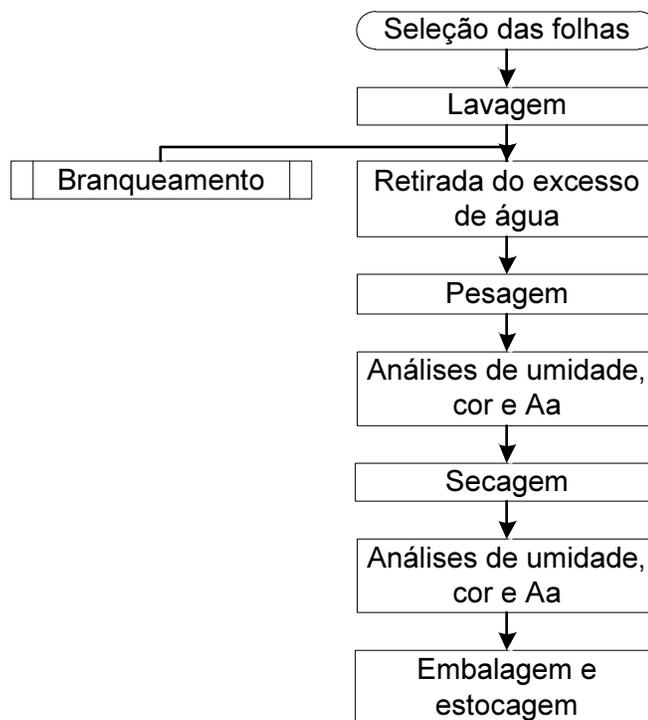


Figura 8. Diagrama de fluxo do processo.

4.4. Seleção do produto

O produto utilizado para os ensaios de secagem foi a hortelã fresca (*Mentha piperita*), que foi adquirida no mercado local. Este produto foi selecionado para utilizar das suas características para demonstrar o comportamento do processo de secagem com a bomba de calor doméstica, em desenvolvimento. As folhas foram manualmente separadas do restante da planta e selecionaram-se somente aquelas folhas adequadas para consumo.

4.5. Preparo da amostra

As folhas de hortelã, antes de serem pesadas, foram lavadas para remoção das sujidades e em seguida foram colocadas sobre papel absorvente. Outro papel foi colocado por cima e ligeiramente pressionado, para retirar a água superficial.

Foi utilizado cerca de 120 g de hortelã por ensaio.

4.5.1 Pré-tratamento

Parte das amostras de hortelã foi pré-tratada pelo tratamento a vapor. As folhas foram espalhadas em uma rede de inox e submetidas a vapor a 100 °C por 15 segundos, segundo metodologia descrita por Rocha, Lebert e Martyaudouin (1993). Este tratamento foi utilizado por favorecer a fixação de certos pigmentos dos vegetais.

4.6. Determinação de atividade de água

Para o acompanhamento da variação da atividade de água, antes e depois da secagem, foi utilizado o equipamento da Decagon Devices Inc., modelo Aqualab 3TE. O equipamento foi calibrado pelo representante do equipamento no Brasil.

4.7. Determinação de umidade do produto

O método utilizado na determinação de umidade do produto foi o gravimétrico, baseado nas normas do Instituto Adolfo Lutz¹.

Para a determinação da umidade inicial das folhas foi pesado em balança analítica, com precisão de 0,0001 g, aproximadamente um grama de amostra. Esta, então, foi levada a uma estufa por 3 horas a 105 °C. Depois foram colocadas em dissecador por trinta minutos e então novamente pesadas.

A umidade inicial foi calculada pela Equação 8, expressa em base úmida.

$$Umidade = \frac{Massa_{inicial} - Massa_{final}}{Massa_{inicial}} \times 100$$

(Equação 8)

¹ ZENEBON, O.; PASCUET, N. S.; TIGLEA, P. (Coordenadores). **Métodos físico-químicos para análise de alimentos**. IV Edição, 1ª edição digital, São Paulo: Instituto Adolfo Lutz, 2008. 1020 p. Disponível em: http://www.ial.sp.gov.br/index.php?option=com_remository&Itemid=20

4.8. Determinação da cor do produto

A cor foi avaliada pelo método instrumental, utilizando um colorímetro tipo Minolta CR 100, utilizando o sistema CIELab, que transformam em número as principais características da cor, que seriam as componentes: L^* , a^* e b^* (Figura 9), onde L^* representa o eixo da luminosidade, do mais escuro (0) para o mais claro (100); a^* representa o eixo da variação das cores de verde (-a) para o vermelho (+a) e b^* representa o eixo da variação do azul (-b) para o amarelo (+b).

Estes sistemas se baseiam na diferença (Δ) entre os valores obtidos na amostra padrão em relação às amostras. Estas diferenças são importantes para que sejam criados valores limites aceitáveis para o controle de qualidade.

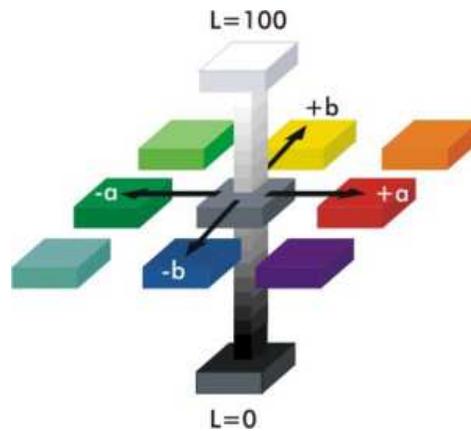


Figura 9. Espaço $L^*a^*b^*$ que utiliza três eixos.

Ao realizar a medição das amostras contra o padrão desejado, o colorímetro retorna os valores destas coordenadas, podendo ser positivas ou negativas. Desta maneira é feito o cálculo das diferenças entre os dois valores pelas equações:

$$L^*_{amostra} - L^*_{padrão} = \Delta L^*$$

(Equação 9)

$$a^*_{amostra} - a^*_{padrão} = \Delta a^*$$

(Equação 10)

$$b^*_{amostra} - b^*_{padrão} = \Delta b^*$$

(Equação 11)

Pelos cálculos matemáticos chegou-se ao valor do ΔE , que é o valor que define a diferença total da cor da amostra em relação ao padrão, o qual é possível analisar a diferença em relação à cor entre as amostras. O ΔE pode ser calculado utilizando a fórmula abaixo:

$$\Delta E = \sqrt{(\Delta a^{*2} + \Delta b^{*2} + \Delta L^{*2})}$$

(Equação 12)

As medidas foram realizadas no centro e nas extremidades da embalagem. Três medidas foram consideradas e depois disso é determinada a média entre elas e seu desvio padrão.

4.9. Tratamento de dados

4.9.1. Cartas psicrométricas

Cartas psicrométricas foram elaboradas para que o acompanhamento das características do ar durante o processo de secagem. Foram confeccionadas cartas à pressão atmosférica de Campinas/SP, Brasil; igual a 94,7 kPa, utilizando o software livre Psydemo - The Akton Psychrometric Chart for Windows, versão Demo.

4.9.2. Potência e energia elétrica utilizada

A potência elétrica dos equipamentos que consumiram energia elétrica no sistema (compressor e ventilador) foi monitorada a fim de avaliar a eficiência energética do sistema.

As leituras da demanda elétrica foram fornecidas pelo alicate amperímetro digital, onde foi possível medir a corrente e, posteriormente, calcular a potência aproximada utilizada em cada ensaio para tais equipamentos.

Com os valores de corrente elétrica que serão obtidos pelo alicate amperimétrico pode-se calcular a potência elétrica pela seguinte equação:

$$P = V \times I$$

(Equação 13)

Sendo:

P = potência elétrica do sistema (W);

V = tensão (V);

I = corrente (A).

Fazendo-se um gráfico de potência elétrica com base no tempo, a área sob a curva, isto é, integração numérica da função, obtém-se o valor da energia consumida. Esta estratégia de integração gráfica foi utilizada para a realização dos cálculos.

A energia consumida aproximada pelo sistema durante o tempo em cada ensaio foi dada pela soma da energia gasta pelo compressor e ventilador.

4.9.3. Coeficientes de Eficácia

O valor do Coeficiente de Eficácia (COP) do sistema da bomba de calor foi calculado considerando os valores médios das condições operacionais (temperaturas, pressões e vazões) coletadas e estimadas em regime permanente, de acordo com ciclo termodinâmico que foi construído com o software Coolpack®. Estas condições foram detalhadas no item Resultados e Discussão.

Os COP_{real_aquec} , COP_{real_resf} e COP_{real_total} em cada ensaio realizado foi calculado considerando a potência do compressor e ventilador por meio das equações:

$$COP_{real_aquec} = \frac{\dot{Q}_{real_aquec}}{\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{vent}} = \frac{\dot{Q}_{real_aquec}}{\dot{W}_{total}}$$

(Equação 14)

$$COP_{real_resf} = \frac{\dot{Q}_{real_resf}}{\dot{W}_{total}}$$

(Equação 15)

$$COP_{real_total} = COP_{real_aquec} + COP_{real_resf}$$

(Equação 16)

Onde:

\dot{Q}_{real_aquec} = taxa de calor transferido no condensador (kW);

\dot{Q}_{real_resf} = taxa de calor transferido no evaporador (kW);

\dot{W}_{comp} = potência elétrica consumida pelo compressor (kW);

\dot{W}_{vent} = potência elétrica consumida pelo ventilador (kW);

\dot{W}_{total} = soma da potência elétrica consumida pelo ventilador e compressor (kW).

Os valores medidos de \dot{W}_{comp} de \dot{W}_{vent} utilizados na equação anterior correspondem à potência medida dos equipamentos, foi, então, calculado o COP_{real_total} considerando o \dot{W}_{total} . As taxas de calores transferidos no evaporador e condensador em kilowatt (\dot{Q}_{resf} e \dot{Q}_{aquec}) foram calculadas a partir das equações:

$$\dot{Q}_{real_aquec} = \dot{m}_{ref} \times \Delta h_{cond}$$

(Equação 17)

$$\dot{Q}_{real_resf} = \dot{m}_{ref} \times \Delta h_{evap}$$

(Equação 18)

Onde:

\dot{m}_{ref} = vazão mássica de fluido refrigerante;

Δh_{cond} = variação de entalpia de condensação obtida a partir do ciclo termodinâmico construído com o software Coolpack® (kJ kg⁻¹);

Δh_{evap} = variação de entalpia de evaporação obtida a partir do ciclo termodinâmico construído com o software Coolpack® (kJ kg⁻¹).

Porém, a vazão de refrigerante não foi medida, então esta foi calculada. O refrigerante que circula no circuito, bem como nos trocadores de calor, troca calor com o ar. Assim, no condensador, por exemplo, dissipa o calor do fluido refrigerante, trocando

calor com o ar, aquecendo-o e mantendo sua umidade absoluta constante. Então se pode dizer que:

$$\dot{Q}_{real_aquec} = \dot{m}_{ref} \times \Delta h_{cond} = \dot{G} \times (\hat{h}_B - \hat{h}_A)$$

(Equação 19)

Onde:

\dot{G} = vazão de ar seco na entrada do condensador ($\text{kg}_{\text{ar seco}} \text{h}^{-1}$);

\hat{h}_B = entalpia na temperatura e umidade relativa no ponto B (final do condensador) ($\text{kJ kg}_{\text{ar seco}}^{-1}$);

\hat{h}_A = entalpia na temperatura e umidade relativa no ponto A (início do condensador) ($\text{kJ kg}_{\text{ar seco}}^{-1}$).

Os valores de \hat{h}_A e \hat{h}_B são obtidos a partir das cartas psicrométricas e foram considerados para o condensador já que a vazão mássica do refrigerante é a mesma tanto no evaporador quanto no condensador, mas o condensador ainda mantém a umidade absoluta. Então, a partir da vazão de entrada de mistura de ar (água mais ar) encontra-se a vazão de entrada de ar seco:

$$\dot{A} = \dot{G} \times (1 + W)$$

(Equação 20)

Onde:

$$\dot{A} = \frac{\dot{V}}{v_A}$$

(Equação 21)

$$\dot{V} = \vartheta \times A$$

(Equação 22)

\dot{A} = Vazão de entrada de mistura de ar (água mais ar) ($\text{Kg}_{\text{mistura}} \text{h}^{-1}$);

\dot{V} = Vazão de entrada de mistura de ar (água mais ar) ($\text{m}^3 \text{h}^{-1}$);

v_A = volume específico da mistura de ar no ponto A (entrada do condensador) ($\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$);

ϑ = velocidade medida na entrada do condensador (m s^{-1});

A = área da seção transversal de entrada do condensador (m^2);

W = Umidade absoluta no ponto A, que é igual à umidade absoluta no ponto B ($\text{kg}_{\text{água}} \text{kg}_{\text{ar seco}}^{-1}$)

Para comparação, foi calculado o $COP_{teórico}$, que leva em consideração apenas o trabalho requerido pelo compressor, pelas seguintes equações:

$$COP_{teórico_aquec} = \frac{\Delta h_{cond}}{\Delta h_{comp}}$$

(Equação 23)

$$COP_{teórico_resf} = \frac{\Delta h_{evap}}{\Delta h_{comp}}$$

(Equação 24)

$$COP_{teórico_total} = \frac{\Delta h_{evap} + \Delta h_{cond}}{\Delta h_{comp}}$$

(Equação 25)

Onde:

Δh_{comp} = variação de entalpia de compressão (kJ kg^{-1});

Os valores de Δh_{cond} , Δh_{evap} , Δh_{comp} foram obtidos a partir do ciclo construído no software Coolpack®.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1. Calibração dos sensores

5.1.1. Sensores de temperatura

Os dados de calibração foram tratados, obtendo-se curvas de calibração para cada sensor de temperatura usado no sistema. As equações lineares dos sensores são apresentadas na Tabela 3, onde as equações de calibração apresentaram ótimos valores de coeficiente de correlação, apresentando uma boa concordância com o modelo linear. Os gráficos de calibração são apresentados no Apêndice B.

Tabela 3. Equação de calibração dos sensores de temperatura.

Sensores	Equação de calibração	R ²	Equação
TE-101	$T_c = 1,0057 T + 0,9483$	0,9999	26
TE-102	$T_c = 1,0031 T + 0,5774$	0,9999	27
TE-103	$T_c = 1,0039 T + 0,2309$	0,9999	28
TE-104	$T_c = 1,0016 T + 0,4278$	0,9999	29
TE-105	$T_c = 0,9958 T + 0,1929$	0,9999	30
TE-106	$T_c = 0,9999 T + 0,0991$	0,9999	31
TE-111	$T_c = 0,9987 T + 0,3185$	0,9999	32
TE-112	$T_c = 0,9772 T + 0,2820$	0,9999	33
TE-113	$T_c = 1,0007 T + 0,3665$	0,9999	34

5.1.2. Calibração dos transmissores de pressão

Os transmissores de pressão foram calibrados pelo laboratório de metrologia NOVUS e a calibração foi realizada por comparação direta com o padrão, com o instrumento na sua posição de utilização a uma temperatura de $20^{\circ} \text{C} \pm 2^{\circ} \text{C}$ e umidade relativa de $50\% \pm 20\%$. O instrumento permaneceu sobre pressão máxima aproximadamente 5 minutos para estabilidade do sistema de calibração. O gráfico de calibração é apresentado no Apêndice B.

Tabela 4. Equação de calibração dos transmissores de pressão.

Sensores	Equação de calibração	R ²	Equação
PT-101	$P_c = 1,0000 P - 0,0080$	0,9999	35
PT-102	$P_c = 0,9980 P + 0,0264$	0,9999	36

5.2. Avaliação da bomba de calor a partir de testes preliminares

Devido ao objetivo do trabalho ser a adaptação do refrigerador doméstico para uma bomba de calor para secagem, foram feitos, então, testes preliminares, sem produto, apenas para observação e foi feita uma breve análise e comparação do comportamento para cada caso.

O sistema foi avaliado após entrar em regime “pseudo-estacionário” (aproximadamente ao regime permanente), que foi obtido quando as grandezas de

medição (pressão, temperatura e umidade relativa) se tornaram aproximadamente invariáveis, considerando variações de $\pm 5\%$ dos valores médios obtidos. Sendo o tempo necessário para isto, em torno de 1,5 e 2,5 horas, dependendo das condições de temperatura e umidade relativa do ar do dia. Todos os dados coletados durante a monitoração, tanto em regime transiente quanto em “pseudo-permanente” estão apresentados no Apêndice C.

Na Tabela 5 são mostradas as condições físicas e de cada ensaio, nos teste 02 a 05 a velocidade na entrada do evaporador foi de 8 m/s e na saída de 5,8 m/s.

Tabela 5. Condições físicas de operações dos primeiros testes realizados.

Teste	Nome	Condições físicas
01	Refrigerador	Refrigerador original
02	Refrigerador com ventilador	Condensador na forma original; passagem de ar pelo evaporador com ventilador.
03	Bomba de calor, sistema aberto	Condensador fechado com anteparo constituído por coifas; circulação de ar com ventilador sem recirculação do ar.
04	Bomba de calor, sistema aberto	Condensador fechado com anteparo constituído por coifas; circulação de ar com ventilador sem recirculação do ar.
05	Bomba de calor, sistema fechado	Condensador fechado com anteparo constituído por coifas; circulação de ar com ventilador com recirculação do ar. Forma final da bomba de calor construída.

Para apresentar as condições operacionais realizadas em cada ensaio, utilizou-se o software Coolpack®, onde foram inseridos os valores médios coletados das pressões de evaporação e de condensação, assim como as temperaturas de superaquecimento e subresfriamento.

As temperaturas de condensação e evaporação foram obtidas pelas equivalências das pressões, obtidos pelos sensores, nas linhas de sucção e descarga, já que se tratava de um valor mais aproximado do que os obtidos pelos sensores de temperatura sobre os trocadores de calor.

Na Tabela 6 são mostrados os valores medidos de pressão sucção (aproximadamente equivalente à pressão de evaporação (P_{evap})), pressão de descarga (aproximadamente equivalente à pressão de condensação (P_{cond})), variação de temperatura correspondente ao superaquecimento ($\Delta T_{superaquec_útil}$) e variação de temperatura correspondente ao subresfriamento ($\Delta T_{subresf}$).

Tabela 6. Condições operacionais resultantes dos ciclos termodinâmicos obtidos em cada teste realizado.

Teste	P_{evap} (bar)	T^*_e (°C)	$\Delta T_{superaquec_útil}$ (°C)	P_{cond} (bar)	T^*_c (°C)	$\Delta T_{subresf}$ (°C)
01	1,2	-23,1	7,4	13,5	51,0	13,3
02	2,4	-5,5	28,1	23,5	74,7	38,1
03	2,7	-2,2	20,1	26,6	80,6	42,6
04	2,4	-5,5	2,2	22,6	72,9	37,9
05	3,0	0,3	1,6	29,7	85,8	42,8

*Temperaturas calculadas a partir das pressões de evaporação (T_e) e condensação (T_c).

No ensaio do refrigerador (Teste 01), a temperatura ambiente se encontrava em torno de 25 ± 1 °C e os resultados mostraram que as temperaturas coletadas estavam dentro da faixa esperada para o tipo de refrigerador.

Depois de realizado os testes para obtenção dos parâmetros do refrigerador, e antes que se observassem os parâmetros da bomba de calor, foram feitos testes intermediários usando o ventilador, acoplado ao refrigerador, o qual seria usado mais tarde para a bomba de calor. Este ensaio (refrigerador com o ventilador (Teste 02)), teve a intenção de observar o comportamento do sistema com o ventilador, a partir de suas temperaturas e pressões. Neste ensaio, o condensador foi resfriado por convecção natural com ar ambiente, a única diferença entre este e o primeiro ensaio foi o ar forçado pelo ventilador, passando pelo evaporador.

Nos experimentos do refrigerador com ventilador (Teste 02) a temperatura ambiente estava em torno de 22 ± 1 °C. Pôde-se observar um aumento das pressões de evaporação e condensação e conseqüentemente nas temperaturas respectivas, que mostrou o efeito da convecção forçada sobre o evaporador, causado pelo ventilador, o qual provocou um aumento da carga térmica para o evaporador, afetando todas as condições restante do ciclo.

Este experimento intermediário (Teste 02) mostrou o efeito da convecção forçada sobre o evaporador, onde o aumento da carga térmica, causado maior insuflação de ar pelo ventilador, e o fato de o trocador de calor não ser o tipo mais apropriado para a convecção forçada, fez com que houvesse o aumento em ambas as pressões medidas.

Depois de realizados os primeiros ensaios com o refrigerador, completou-se a construção da bomba de calor, onde as coifas foram construídas. Da mesma forma que foi construída a coifa para entrada de ar no condensador, também foi construída para a saída do ar do condensador, direcionando-o para dentro da câmara de secagem, já que se tratava das mesmas áreas, só que de forma inversa de distribuição, como mostra a Figura 10.



Figura 10. Coifas construídas para distribuição de ar e isolamento do condensador (a- foto original; b- esquema de montagem).

Antes da montagem completa do aparato do condensador foi calculado o ângulo ($\theta/2$) para as coifas pela Equação 7, onde se encontrou o ângulo de 45° baseado nos seguintes valores: $D_o = 0,09$ m; $L = 0,007$ m; $H_1 = 0,075$ m e $W_1 = 0,55$ m. Depois do

cálculo, o aparato do condensador com suas coifas, a bomba de calor foi completamente montada e então colocada em funcionamento e testada.

Comparando os dados de temperatura de condensação obtidos pelos ensaios com bomba de calor (Testes 03 e 04) e pelos ensaios do refrigerador com ventilador, exemplificado pelo teste 02, pôde-se observar que o ângulo da coifa foi adequado, pois ao fechar o condensador, não se notou aumento na temperatura de condensação, em relação ao teste 01, mostrando uma ventilação para o condensador satisfatória.

Nota-se ainda que os testes 02 e 04 que apresentaram a mesma pressão de sucção, e estava na mesma faixa de temperatura ambiente 22 ± 1 °C, e com o uso do ventilador no teste 04, observou-se uma menor pressão de descarga.

Já a diferença entre os testes 03 e 04 se deveu às temperaturas ambientes, onde no teste 03 ela se encontrava maior 24 ± 1 °C, o que provocou o aumento das temperaturas e pressões e no teste 05, como o sistema estava fechado, a temperatura de entrada no evaporador foi ainda maior 35 ± 1 °C, aumentando mais ainda as pressões e temperaturas.

5.2.1. Coeficiente de eficácia para os testes preliminares

Como foram considerados os valores dos transmissores de pressão mais confiáveis, utilizaram-se suas temperaturas equivalentes de evaporação e condensação. A partir destas temperaturas calculou-se o superaquecimento útil e subresfriamento. O superaquecimento útil foi obtido pela diferença entre a temperatura de saída do

evaporador (TE-111) e a temperatura de evaporação. Já o subresfriamento foi calculado pela diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura de saída do condensador (TE-106).

Porém, uma vez que, em refrigeradores, há uma troca térmica intermediária pelos contatos das tubulações de líquido e de sucção (“trocador de calor intermediário”), onde a troca de calor se dá pelo contato entre os tubos, é preciso considerar o superaquecimento e subresfriamento total. Assim, considera-se para o superaquecimento total a diferença entre a temperatura da sucção (TE-102) menos a temperatura de evaporação. Para o subresfriamento total, poderia ser considerado pela diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura da saída da linha de líquido após o contato entre os tubos no “trocador de calor intermediário” (TE-101).

Contudo, as temperaturas obtidas por este sensor já foram influenciadas pela troca térmica ocorrida no trocador de calor intermediário, então o subresfriamento total foi estimado a partir da diferença de entalpia, entre a temperatura de sucção (TE-102) e a temperatura de saída do evaporador (TE-111). Esta diferença de entalpia é considerada a mesma, tanto no superaquecimento quanto no subresfriamento, já que a troca térmica é a mesma por ser um trocador com o envolvimento de tubos, e ainda, o fluxo de massa de fluido refrigerante, então se considera a mesma diferença de entalpia (Δh_x) para ambas as linhas. A partir desta diferença de entalpia, encontra-se a diferença de temperatura entre T_x , temperatura final do líquido antes da entrada no evaporador, e a temperatura de saída do condensador (TE-106), (ΔT_x), obtendo-se o subresfriamento total (Tabela 7).

Tabela 7. Superaquecimento total, variação de entalpia, de temperatura e subresfriamento total estimado.

Ensaio	$\Delta T_{\text{superaquec_total}}$ (°C)	Δh_x (kJ/kg)	ΔT_x (°C)	$\Delta T_{\text{subresf_tTotal}}$ (°C)
01	46,5	33,2	23,6	36,9
02	44,7	15,7	10,7	48,8
03	42,2	20,2	13,9	56,5
04	17,5	14,1	9,8	47,7
05	26,1	23,0	15,6	58,4

Todas as médias das temperaturas monitoradas pelos sensores estão mostradas na Tabela 8 e representadas nos diagramas de pressão-entalpia por símbolos, apresentados pelas Figuras 11, 12, 13, 14 e 15. A temperatura de descarga não pôde ser considerada, devido aos seus valores estarem inferiores aos previstos, provavelmente por devido ao contato insuficiente com a parede do tubo. Deste modo, foi considerada uma compressão isentrópica.

Tabela 8. Temperaturas médias obtidas dos sensores na linha de refrigerante e temperatura calculada representadas nos diagramas de pressão-entalpia.

Ensaio	TE-102 (°C)	TE-104 (°C)	TE-105 (°C)	TE-106 (°C)	TE-111 (°C)	TE-112 (°C)	TE-113 (°C)	T_x (°C)
01	23,4	47,8	40,4	37,9	-15,7	-16,0	-16,4	14,1
02	39,2	68,3	50,1	36,4	22,6	1,5	17,0	25,9
03	40,0	77,3	69,6	37,9	17,9	0,0	-0,8	24,0
04	12,0	64,0	63,2	35,0	-3,3	-4,0	-4,5	25,2
05	26,4	82,6	76,2	43,0	1,9	2,2	2,2	27,3

Os valores dos Coeficientes de Eficácia teóricos dos testes foram calculados considerando-se apenas o trabalho do compressor. Onde a variação de entalpia de evaporação (Δh_{evap}) é a diferença de entalpia nos pontos da temperatura depois da expansão, T_x , considerada e a temperatura da saída do evaporador (TE-111). A variação de entalpia de condensação (Δh_{cond}) é a diferença dos pontos da temperatura de descarga, considerada, e a temperatura (TE-106) do final da condensação. E a variação de entalpia de compressão (Δh_{comp}) é a diferença de entalpia nos pontos de temperatura de sucção (TE-102) e descarga, considerada.

Na Tabela 9, é mostrado o resumo dos resultados de parâmetros, em cada teste realizado (01 a 05), como variação de entalpia de evaporação (Δh_{evap}), variação de entalpia de condensação (Δh_{cond}), variação de entalpia de compressão (Δh_{comp}), razão entre as pressões (Δp); e coeficiente de eficácia teórico de aquecimento ($\text{COP}_{\text{teórico_aquec}}$), de resfriamento ($\text{COP}_{\text{teórico_resf}}$) e do ciclo termodinâmico ($\text{COP}_{\text{teórico_total}}$), calculados a partir das Equações 23, 24 e 25, respectivamente.

Tabela 9. Pontos obtidos dos ciclos termodinâmicos em cada teste.

Teste	Δh_{evap} (kJ/kg)	Δh_{cond} (kJ/kg)	Δh_{comp} (kJ/kg)	$\text{COP}_{\text{teórico_aquec}}$	$\text{COP}_{\text{teórico_resf}}$	$\text{COP}_{\text{teórico_total}}$	Δp
01	170,9	232,5	62,0	-	2,8	-	11,3
02	184,1	242,2	58,6	-	3,1	-	9,8
03	181,9	240,0	58,2	4,1	3,1	7,3	9,9
04	162,0	212,0	46,8	4,5	3,5	8,0	9,4
05	162,3	215,4	47,1	4,6	3,4	8,0	9,9

Na Tabela 9 é mostrado que, apesar das pressões e consequentemente temperaturas serem maiores nos casos usando a convecção forçada no evaporador, a razão entre as pressões foi menor para esses casos, e ainda se obteve um maior $\text{COP}_{\text{teórico_resf}}$, sendo que quanto menor esta diferença entre as pressões, de alta e de baixa, menor o trabalho de compressão.

Nas próximas figuras são mostrados os ciclos termodinâmicos construídos com o software Coolpack®, onde são simbolizadas as temperaturas monitoradas conforme legenda abaixo:

□ TE-102 ◇ TE-104 ✦ TE-105 ○ TE-106 △ TE-111 × TE-112 | TE-113 ☆ Tx

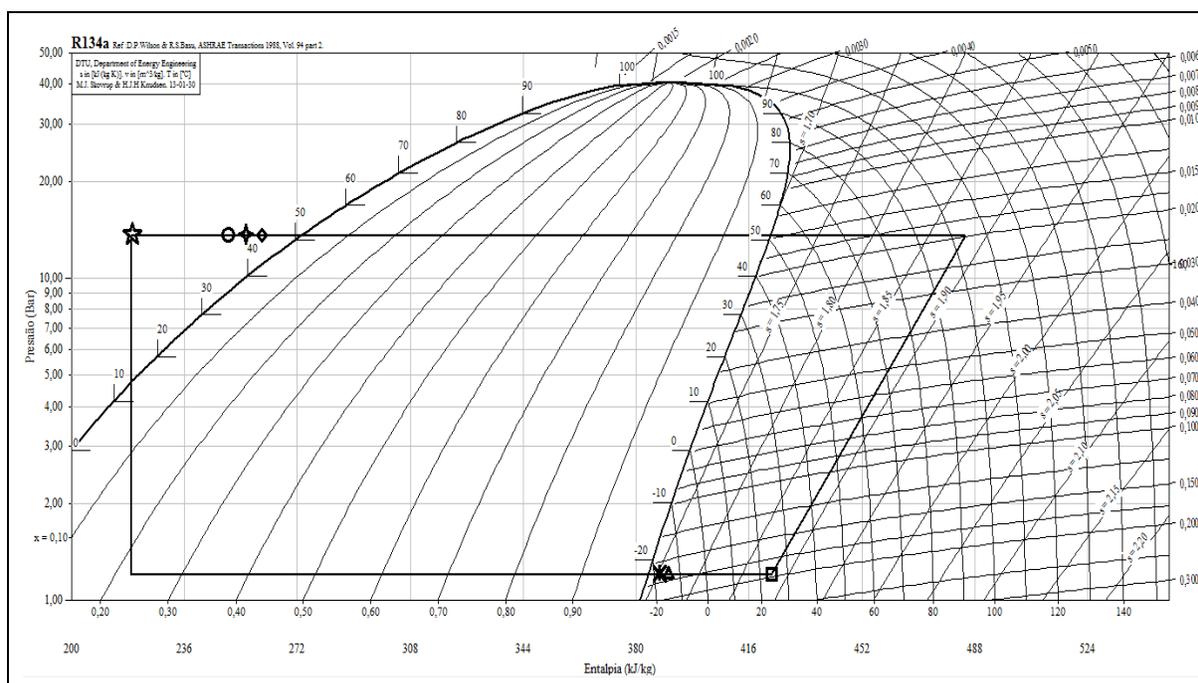


Figura 11. Ciclo termodinâmico para o sistema refrigerador (teste 01).

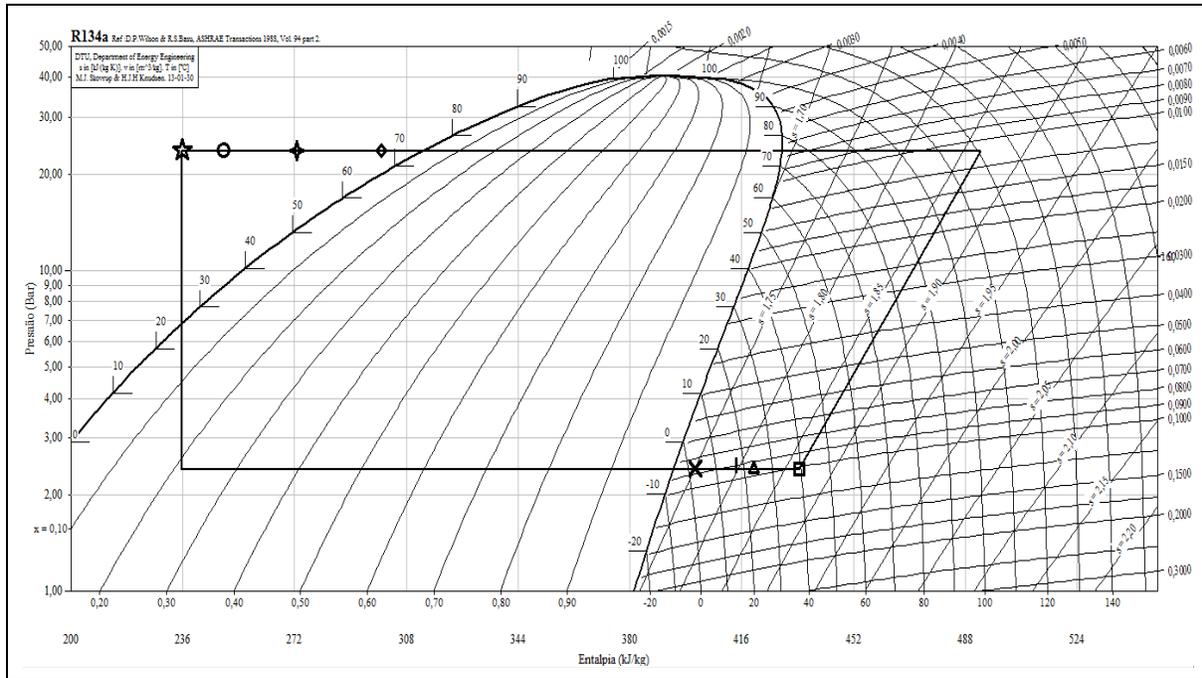


Figura 12. Ciclo termodinâmico para o sistema refrigerador com ventilador (teste 02).

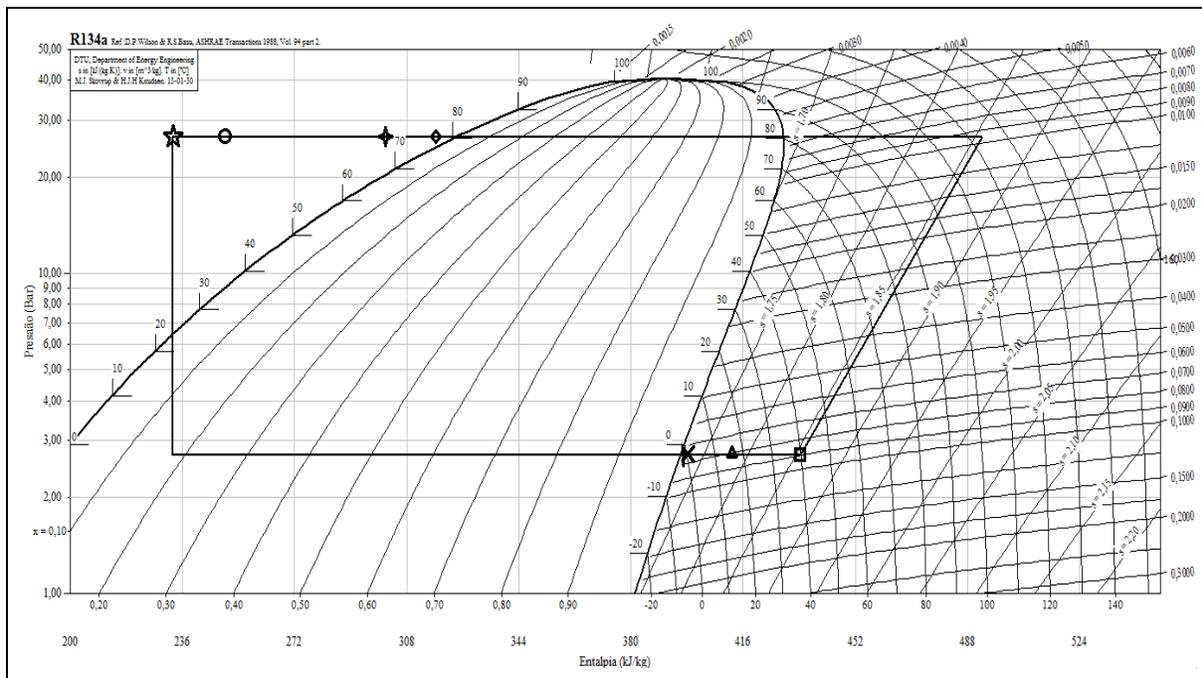


Figura 13. Ciclo termodinâmico para o sistema aberto de bomba de calor (teste 03).

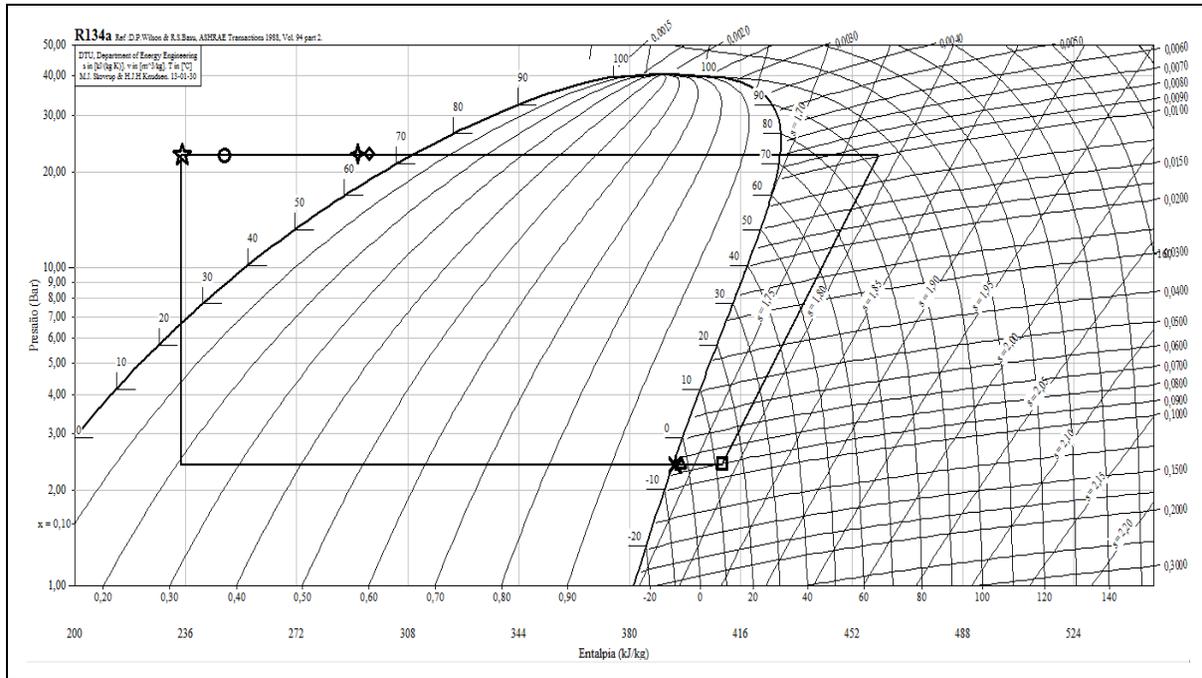


Figura 14. Ciclo termodinâmico para o sistema aberto de bomba de calor (teste 04).

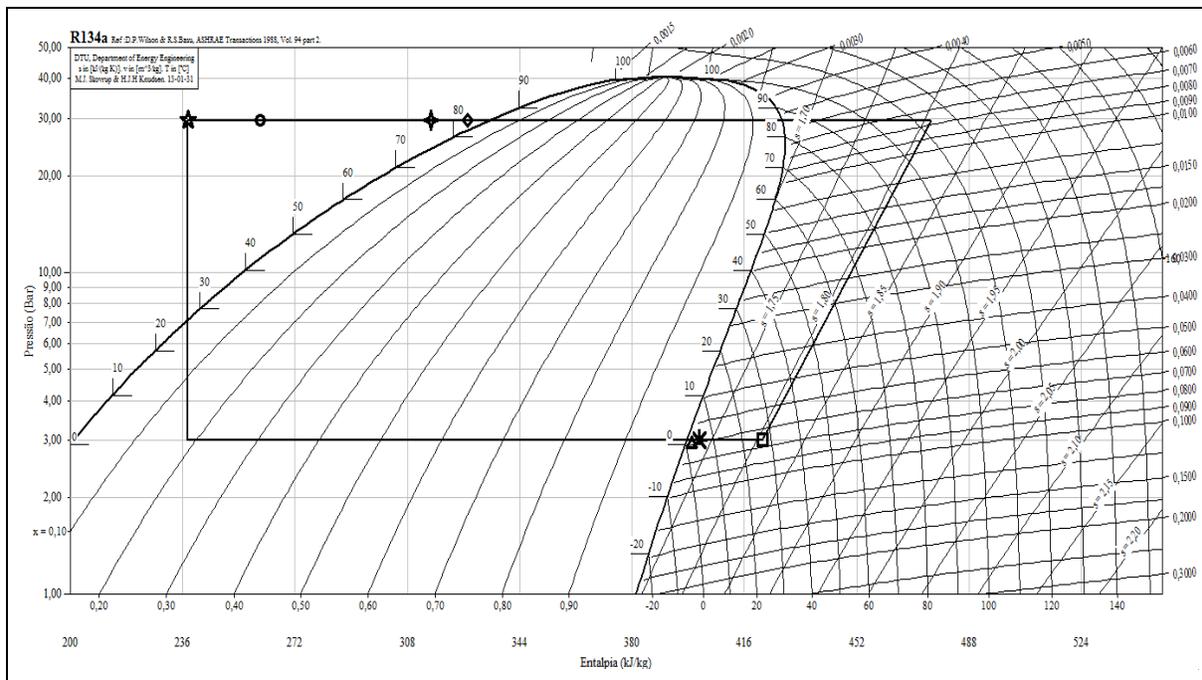


Figura 15. Ciclo termodinâmico para o sistema fechado de bomba de calor (teste 05).

Na Tabela 10, são mostradas as condições do ar nos testes 03, 04 e 05, antes e depois de todas as etapas: da condição inicial – para o caso do teste 05 –; do ponto 1, que se refere à temperatura e à umidade referente ao ar antes de passar pelo evaporador e depois de passar pela câmara de secagem para o caso do teste 05 –; do ponto 2, que se refere à temperatura e à umidade referente ao ar depois de passar pelo evaporador e antes de passar pelo condensador e do ponto 3 que se refere à temperatura e à umidade referente ao ar depois de passar pelo condensador.

Tabela 10. Condições “pseudo-estacionárias” do ar após cada etapa do processo nos testes (03, 04 e 05) de bomba de calor.

Ensaio	Propriedade	Condição Inicial (I)	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3
03	Temperatura (°C)	-	25,9	17,9	39,8
	Umidade Relativa (%)	-	60,5	75,3	22,1
	Umidade absoluta (g _{água} /kg de ar seco)	-	13,57	10,31	10,79
04	Temperatura (°C)	-	25,7	16,0	35,9
	Umidade Relativa (%)	-	26,2	41,5	12,6
	Umidade absoluta (g _{água} /kg de ar seco)	-	5,74	5,00	4,93
05	Temperatura (°C)	19,6	38,1	23,2	47,4
	Umidade Relativa (%)	74,7	21,3	42,8	11,4
	Umidade absoluta (g _{água} /kg de ar seco)	11,40	9,47	8,10	8,23

A seguir são apresentadas as cartas psicrométricas que representam os tratamentos realizados no ar para melhor visualização dos dados obtidos.

Na Figura 16, é mostrado o tratamento do ar do teste 03, onde se observou uma desumidificação de $2,78 \text{ g}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$. Já no teste 04, com bomba de calor (Figura 17), onde a temperatura ambiente era de aproximadamente $25,7^\circ \text{ C}$ e $26,2\%$ de umidade relativa a desumidificação foi muito baixa, de cerca de $0,81 \text{ g}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$, devido à umidade relativa do ambiente já se encontrar muito baixa, sendo a diferença de umidade relativa foi de $13,6\%$.

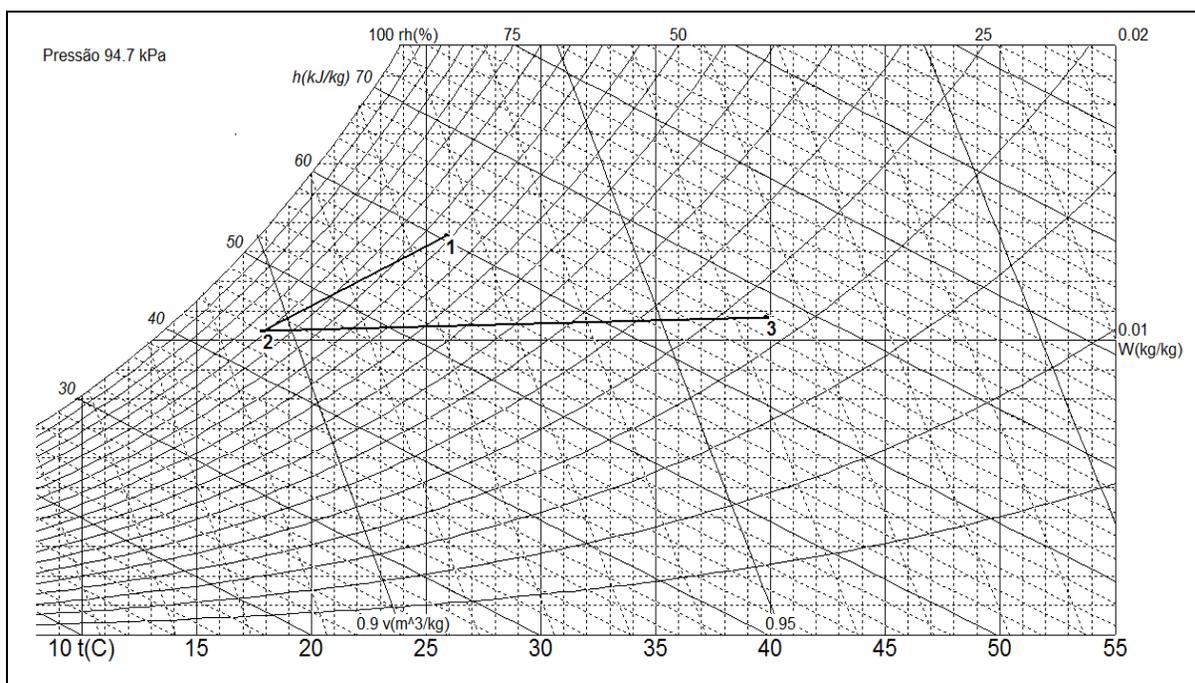


Figura 16. Diagrama psicrométrico das condições do ar no teste 03.

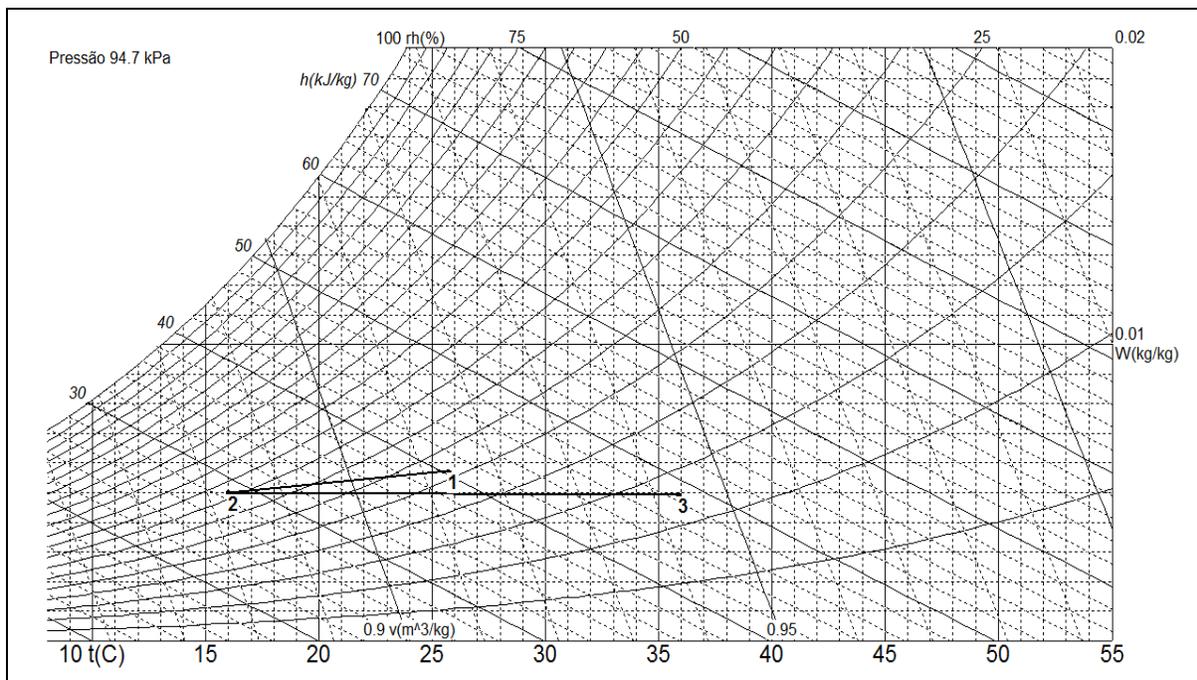


Figura 17. Diagrama psicrométrico das condições do ar no teste 04.

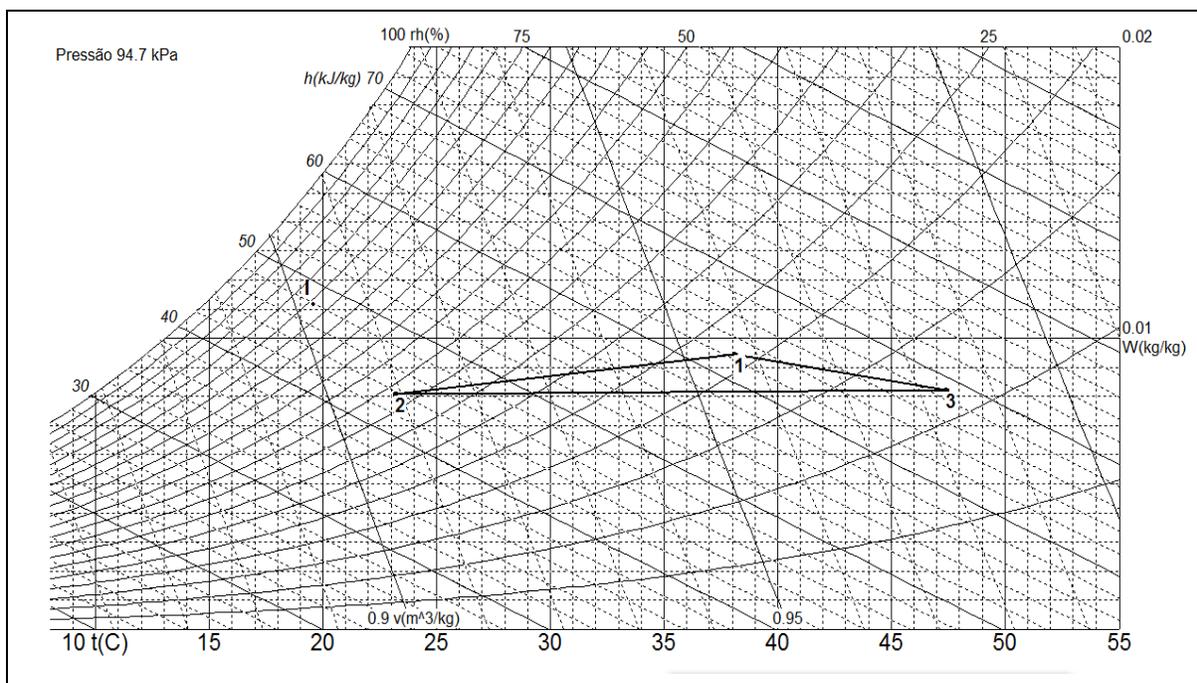


Figura 18. Diagrama psicrométrico das condições do ar no teste 05.

Na Figura 18, está representada a bomba de calor já com o reciclo (teste 05), onde se observou que o ciclo realizado pelo ar, aparentemente, não se obtém uma grande desumidificação, porém, este é o ciclo do ar no estado “pseudo-permanente” e observando o ponto inicial em que o ar ambiente se encontrava, pode-se observar que houve uma desumidificação do ar de cerca de $3,17 \text{ g}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$, sendo a diferença de umidade relativa de secagem e da ambiente de 63%. Sendo a temperatura aumentada em $27 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

O reciclo do ar (Teste 05) foi, portanto, a melhor escolha para que se obtivessem resultados e parâmetros também em períodos do inverno, já que no inverno as temperaturas estão baixas. Neste exemplo, o ar ambiente se encontrava com $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 75% de umidade relativa, e dentro da câmara de secagem, sem o reciclo, as temperaturas e umidade relativas alcançadas não eram o suficiente para uma secagem eficiente.

Além dos testes realizados, citados acima, também foram examinadas as velocidades do ar e o fator para troca de calor no evaporador, “fator by-pass” (Testes 06 a 14). Foram verificadas as velocidades do ar e calculado o fator de troca para cada caso, onde se comparou partindo do evaporador, (Figura 19), inicial do refrigerador, (Teste 06).

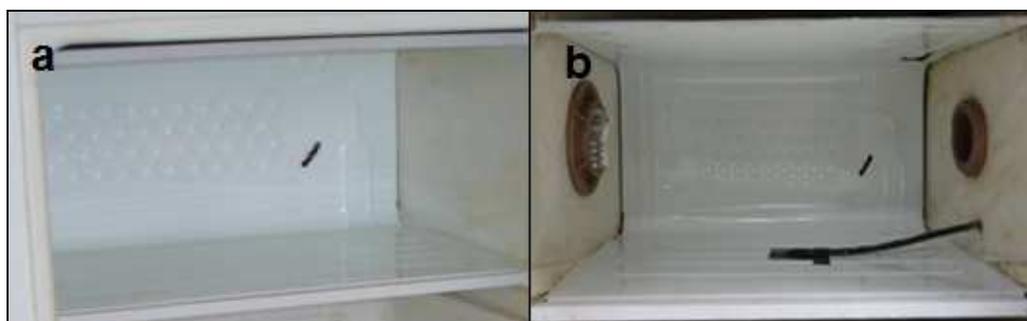


Figura 19. Evaporador do refrigerador usado na bomba de calor: (a - original; b - com entrada e saída de ar).

Na Tabela 11, são mostrados os resultados médios para a comparação entre as tentativas de recheios, difusor e ventiladores para a melhora do fator de troca de calor, juntamente com as velocidades do ar. A partir das condições operacionais em regime “pseudo-estacionário”, obteve-se os valores do fator by-pass no evaporador onde não houve razão para as diferenças de desumidificação mostradas anteriormente. Ele seria diferente, apenas devido ao fato das umidades e temperaturas iniciais ambiente serem diferentes em cada ensaio.

Tabela 11. Comparação entre os recheios e difusores para o fator by-pass e velocidades do ar antes e depois de passar pelo evaporador (V_{antes} , V_{depois}).

	Testes								
	06	07	08	09	10	11	12	13	14
FBP	0,73	0,74	0,66	0,67	0,81	0,71	0,79	0,64	0,63
V_{antes} (m/s)	8	8	8	8	8	15	12	8	8
V_{depois} (m/s)	5,8	4,1	5,8	6,4	5,5	8	7,5	6,5	6,5
Legenda:					11 = Evaporador com ventilador (2).				
06 = Evaporador sem difusor.					12 = Evaporador com ventilador (2) com a entrada de ar quase fechada.				
07 = Evaporador com recheio (1).					13 = Evaporador com difusor e recheio (2).				
08 = Evaporador com difusor.					14 = Evaporador com reciclo, difusor e recheio (2).				
09 = Evaporador com recheio (2).									
10 = Evaporador com ventilador invertido.									

Com o intuito de causar turbulências do ar e assim melhorar a troca de calor, tentou-se utilizar um recheio (1), (Teste 07), para o evaporador construído com espécies de barreiras, como mostra a Figura 20, porém não se obteve resultados expressivos, e ainda resultou numa diminuição significativa da velocidade do ar.

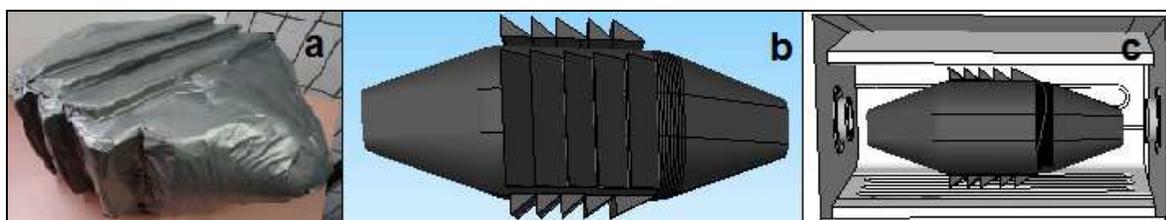


Figura 20. Recheio (1) utilizado no teste 07 (a- foto original; b- esquema de montagem, vista frontal; c- esquema de montagem, vista posterior, encaixado no evaporador).

Na Figura 21 é mostrado o difusor usado para melhor distribuição do ar (Teste 08). Foi construído e direcionado para cada placa do evaporador e usando-o, obteve-se uma melhora de 10% na troca de calor (FBP) (Tabela 9).

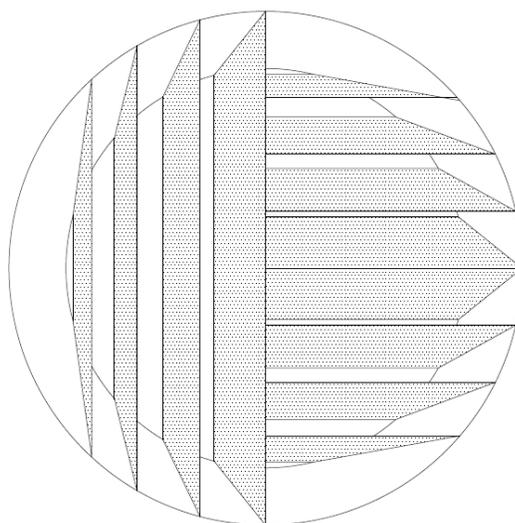


Figura 21. Esquema do difusor de ar utilizado no evaporador da bomba de calor.

Depois do teste com o difusor (Teste 08), foi construído um segundo recheio – recheio (2) – (Figura 22), com um volume menor do que o anterior e uma angulação próxima a do difusor, tentando manter o direcionamento do ar até o final do evaporador e para diminuição da área de passagem do ar pelo evaporador (Teste 09), resultando numa diminuição de perda de velocidade de 0,6 m/s após a passagem pelo evaporador em relação ao teste 06.

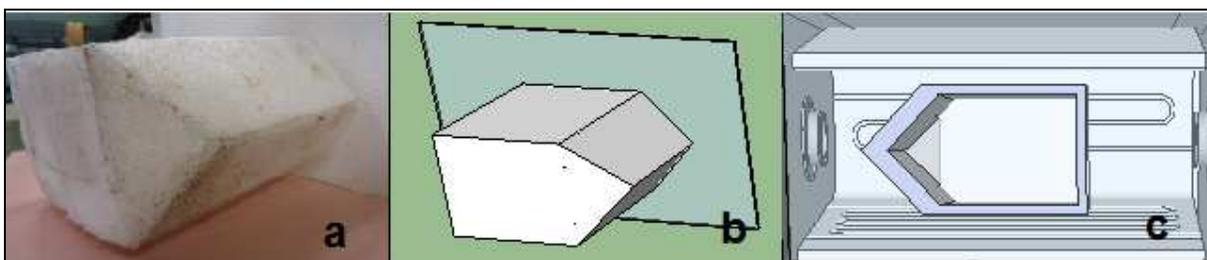


Figura 22. Recheio (2) utilizado na bomba de calor (a- foto original, vista frontal; b- esquema de montagem, vista frontal; c- esquema de montagem, vista posterior, encaixado no evaporador).

Um último teste foi feito invertendo-se o ventilador (Teste 10), este ao invés de soprar o ar, aspirou-o, jogando-o direto para o condensador, que a princípio teve a intenção de diminuir a perda de carga do ventilador em direção ao condensador, porém a mudança do fluxo de ar aumentou a perda de carga do ar de entrada devido à estrutura do evaporador o que piorou em 15% a troca de calor comparado com os dados já com o difusor de ar.

Portanto, permaneceu-se com o difusor e o segundo recheio para o evaporador, devido terem apresentado melhores efeitos para a troca e velocidade do ar, respectivamente. O Teste 13 foi feito já com esta estrutura final.

O fator da troca de calor (FBP) foi relativamente baixo, provavelmente, devido ao tipo de trocador de calor. Os trocadores utilizados trabalham normalmente à circulação natural, porém a bomba de calor requer uma circulação forçada pelo ventilador, tornando estes tipos de trocadores impróprios para o uso na bomba de calor. Outros tipos de trocadores de calor, especialmente construídos para operarem em conjunto com ventiladores que forçam a passagem de ar por entre suas aletas aumentariam a eficiência da troca de calor.

Foi também utilizado um ventilador mais potente (ventilador 2), com toda sua abertura de sucção (Teste 11) e depois quase totalmente fechada (Teste 12), porém o fator de troca de calor mostrou resultados ruins. Uma razão para não ter tido melhora pode ter sido devido ao tempo de contato do ar com o trocador de calor (evaporador), já que com o ventilador mais potente, o ar passava ainda mais rapidamente.

Além das mudanças e tentativas descritas, foi feito o reciclo do ar (Teste 14), mais tarde, pois a temperaturas ambientes baixas e umidades relativas altas, observadas no período de inverno, a bomba de calor não atingia temperatura e umidade desejadas para uma secagem rápida e eficiente, já com o reciclo, ao atingir o regime “pseudo-permanente”, atingiu temperatura e umidade muito boas.

5.3. Resultados dos ensaios da bomba de calor com hortelã

5.3.1. Análise de umidade, atividade de água e cor

Foram realizados 3 ensaios com hortelã, com reciclo do ar, conforme teste 05 para a avaliação da bomba de calor. Os ensaios foram realizados em diferentes condições de temperatura e umidade relativa do ar, dependendo das condições ambientais.

De forma geral, as análises dos produtos após os terminos das secagens revelaram que os produtos se apresentaram seco por igual e houve, em todos, escurecimento quando comparado ao produto *in natura*.

Conforme descrito no item 4.6 e no item 4.7, foram feitas as análises para determinação da atividade de água, da umidade e da cor da hortelã antes da secagem e após a secagem.

Na Tabela 12, são mostrados os valores de umidade e atividade de água da hortelã fresca e seca em cada ensaio realizado, sendo referenciado em cada um deles a temperatura e tempo de secagem.

Pode-se ressaltar que em todos os ensaios, a atividade de água ficou abaixo do valor 0,600, limite abaixo do qual o alimento tem inibidas as reações de escurecimento e o desenvolvimento de microorganismos, mostrando ainda, que os ensaios poderiam ser finalizados pouco antes do realizado, até mesmo para o menor consumo de energia.

Para umidade em base seca também é interessante que, para os produtos secos, seja próximo dos 6%, sendo a umidade de equilíbrio 12%, e pode-se observar que os

valores de umidade encontrados foram abaixo deste valor, mostrando um resultado satisfatório, porém abaixo do necessário.

Tabela 12. Resultados dos parâmetros de atividade de água e de umidade obtidos a partir das amostras de hortelã para os diferentes ensaios.

Amostra	Temperatura de secagem	Umidade Relativa de secagem	Tempo	Atividade de água	Umidade
Valor médio fresco	-	-	-	0,989 ± 0,003	88,57 ± 0,53%
Fresco branqueado	-	-	-	0,994 ± 0,001	87,69 ± 0,62%
Seco Ensaio A	44 ± 3 °C	11 ± 2%	4,40 h	0,417 ± 0,005	5,27 ± 0,02%
Seco Ensaio B	50 ± 2 °C	15 ± 2%	4,26 h	0,444 ± 0,039	3,59 ± 0,67%
Seco Ensaio C	49 ± 2 °C	17 ± 2%	4,10 h	0,544 ± 0,027	4,99 ± 0,11%
Seco Branqueado	50 ± 2 °C	15 ± 2%	4,26 h	0,294 ± 0,008	3,46 ± 0,27%
Seco –Mercado	-	-	-	0,598 ± 0,005	8,38 ± 0,25%

Observa-se também, que a temperatura influenciou diretamente na umidade final do produto. O ensaio B, que se realizou na maior temperatura, atingiu a menor umidade final de 3,59%. Foi no ensaio B que se realizou em parte das amostras o branqueamento, notando-se também uma baixa umidade final 3,46%.

A partir da Tabela 13, é possível observar os parâmetros encontrados para a cor da hortelã fresca, seca, e a hortelã tratada por branqueamento fresca e seca. Pelos valores

de ΔE que mostra a diferença entre as amostras após a secagem em relação à amostra seca, notou-se uma maior diferença no ensaio A e no ensaio com pré-tratamento. No ensaio A o tempo de secagem foi um pouco maior do que os outros ensaios. Já no ensaio com branqueamento mostrou um escurecimento diferente, o ΔL^* e Δb^* são proporcionais aos encontrados pelo ensaio A, porém o Δa^* é bem menor, mostrando uma amostra, mais perto do verde escuro.

Tabela 13. Resultados de parâmetros de cor obtidos a partir das amostras de hortelã para os diferentes ensaios.

Amostra	Valores de cor			
	L^*	a^*	b^*	ΔE
Valor médio fresco	40,90 ± 0,80	-9,59 ± 0,21	21,50 ± 1,04	-
Fresco branqueado	35,71 ± 0,48	-8,41 ± 0,18	15,18 ± 0,33	-
Seco Ensaio A	33,31 ± 0,69	-3,97 ± 0,72	15,34 ± 1,02	11,28
Seco Ensaio B	36,17 ± 0,72	-4,72 ± 0,03	19,00 ± 2,59	7,23
Seco Ensaio C	37,60 ± 0,77	-2,85 ± 0,30	16,51 ± 1,09	9,01
Seco Branqueado	27,46 ± 0,06	-4,43 ± 0,23	8,50 ± 0,15	11,34
Seco – Mercado	48,94 ± 1,01	2,94 ± 0,30	12,19 ± 0,40	17,56

O branqueamento só foi realizado em um dos experimentos, pois se verificou que a hortelã perdeu aroma, além disso, em 15 segundos de tratamento, já causou um cozimento das folhas. Assim, quando levadas ao secador, as folhas ficaram aderidas, e

depois de secas apresentaram este mesmo aspecto, provocando uma cor muito escura, não muito comum sob o ponto de vista de consumidores. Na Figura 23, é mostrada a hortelã fresca, a seca e a seca branqueada, podendo-se notar a diferença descrita.



Figura 23. Hortelã: a- fresca; b- seca; c- seca branqueada, d- seca adquirida no mercado local.

As mudanças de cor da hortelã causadas pelo processo térmico são, provavelmente, devido ao escurecimento não enzimático. Porém, devido ao curto tempo de secagem e às baixas temperaturas este escurecimento foi pequeno comparando-se à

hortelã adquirida no mercado local. Em que se pode notar uma diferença entre a amostra fresca (ΔE) muito maior.

Observa-se que a hortelã seca adquirida no mercado local, encontra-se a uma umidade e atividade de água maior do que a hortelã seca nos ensaios, conforme Tabela 10, além de ser bem diferente da hortelã fresca em termos de cor, podendo ser observada, na Figura 23, onde se nota que a hortelã é mais clara (L^* maior), mas com o aspecto desbotado da cor verde.

Phoungchandang e Saentaweek (2010) em seus ensaios de secagem gengibre, onde comparou a secagem com bomba de calor com a secagem num secador de bandejas. Em temperaturas de 40 °C e 225 min e 50 °C e 160 min nos ensaios com bomba de calor apresentou ΔE de aproximadamente 9,5. Em outros ensaios com a bomba de calor com duplo estágio nas mesmas temperaturas e nos tempos de secagem de 120 e 100 minutos, apresentaram ΔE de aproximadamente 8 e 10,5 respectivamente.

Já nos ensaios B e C, realizados, apesar do produto ser diferente, o tempo de secagem foi maior e ainda apresentou um ΔE menor, mostrando um resultado satisfatório em termos de cor.

5.3.2. Cinética de secagem

O acompanhamento da secagem foi feito pela perda de massa por meio da célula de carga. Em todos os ensaios de secagem, as amostras de hortelã foram colocadas no instante inicial ($t=0$). Na Figura 24, são mostradas as curvas de secagem para cada

ensaio realizado, onde se apresenta a perda de massa da hortelã em função do período de secagem.

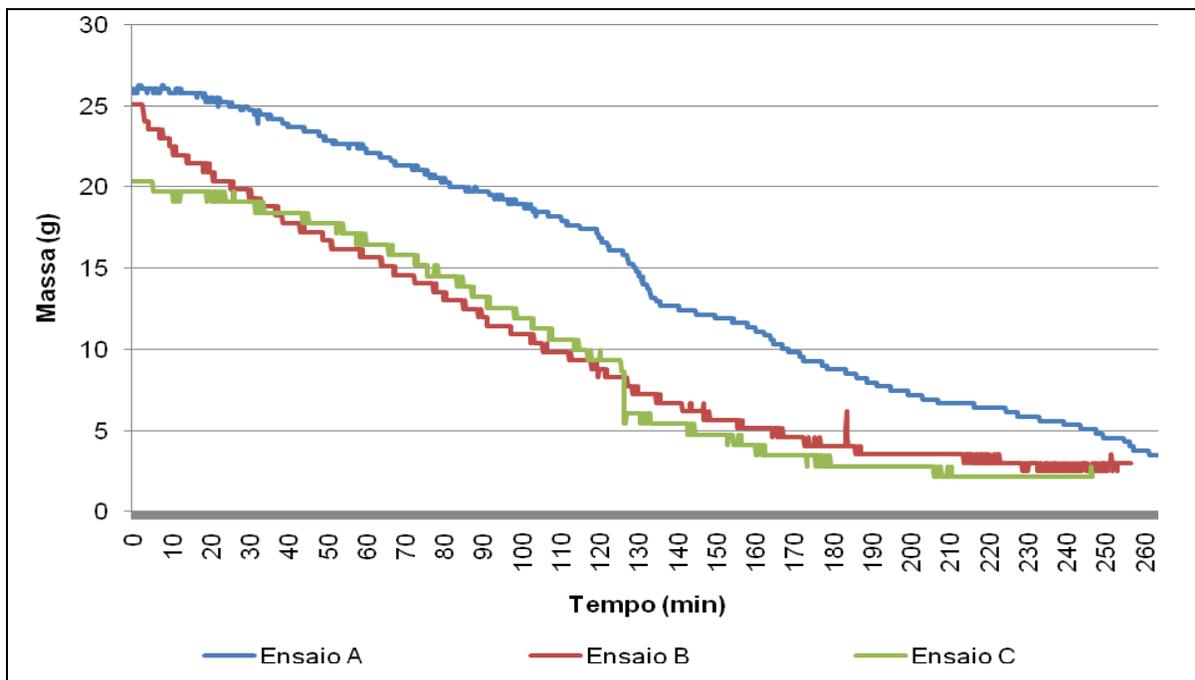


Figura 24. Curvas de secagem para a hortelã nos ensaios realizados.

Durante a secagem, a diferença de atividade de água do produto e do ar de secagem faz com que a água livre presente nas folhas de hortelã evapore e, assim, o produto perde massa e reduz sua atividade de água. Observa-se a diminuição gradual na perda de massa, a qual está relacionada ao acúmulo de energia na amostra e à evaporação da água livre da superfície da mesma.

Analisando as curvas de massa versus o tempo, pode-se observar que o processo de secagem ocorre no período à taxa decrescente, não apresentando um período à taxa constante, devido às temperaturas ainda estar baixas e as umidades relativas altas para secagem do produto. A velocidade de secagem é controlada pela velocidade de difusão do líquido através do sólido.

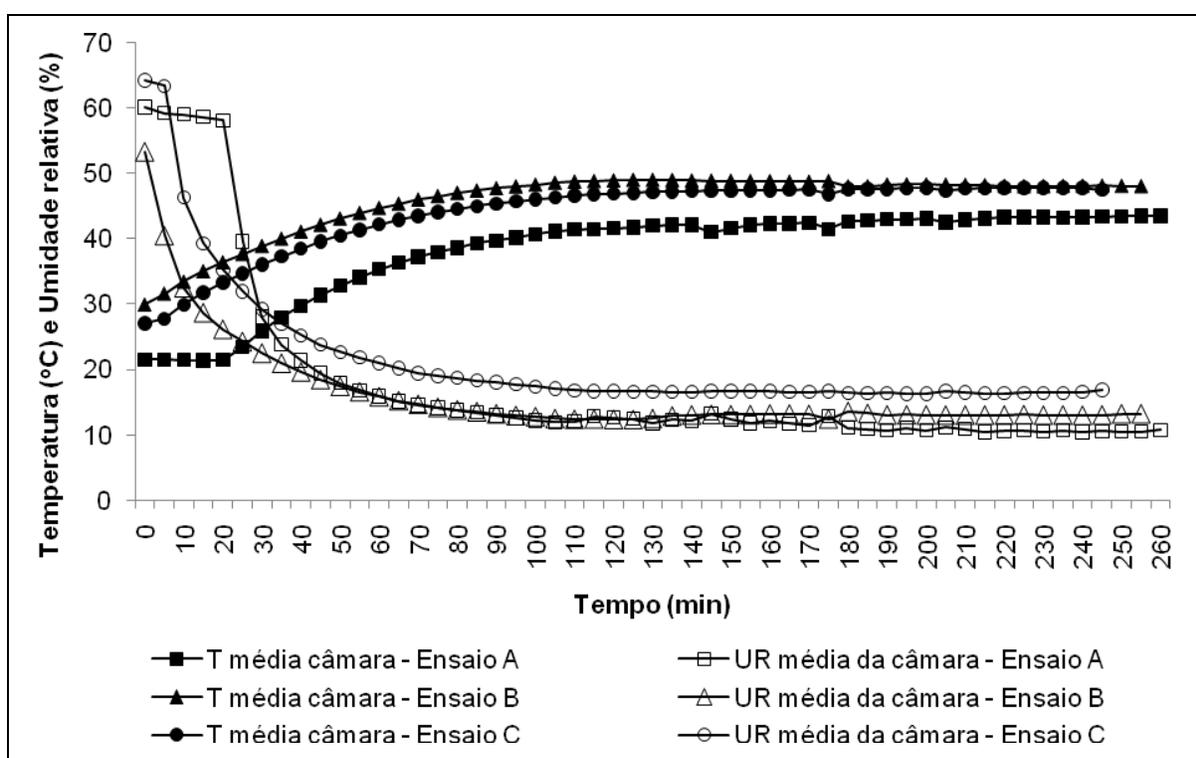


Figura 25. Umidades relativas e temperaturas do ar dentro da câmara de secagem em cada ensaio com produto.

No primeiro período ocorre a elevação gradual da temperatura do produto e da pressão de vapor de água. Ao observar o histórico dos parâmetros do ar dentro da

câmara de secagem, de temperaturas e umidades relativas, obtidos durante todo o período dos ensaios (Figura 25), desde o tempo inicial ($t=0$), e sabendo que o regime “pseudo-estacionário” se iniciou entre uma hora e meia e duas horas, aproximadamente, pode-se comparar com as curvas de cinética de secagem obtidas e é possível notar que esta elevação da temperatura e pressão de vapor ocorre lentamente, de acordo com o aumento das temperaturas do ar e diminuição da umidade relativa do ar.

E por isso tem-se esta taxa decrescente sem apresentar período de taxa constante, já que no segundo período, onde se teria esta taxa constante, é quando o regime entra em “pseudo-estacionário”, onde as temperatura e umidades relativas estão aproximadamente constantes, e é onde se pode observar uma leve queda nos ensaios A e C, mostrando que o produto continua a perder água em taxa decrescente.

5.3.3. Condições de operação de secagem

A partir da média dos dados obtidos em regime pseudo-estacionário de temperatura de bulbo seco ($^{\circ}\text{C}$) e umidade relativa (%) calculou-se a umidade absoluta do ar (g/kg de ar seco). Na Tabela 11, são apresentadas as propriedades do ar em cada etapa do processo. Os ensaios foram realizados com velocidade do ar de secagem em torno de 0,5 m/s à pressão atmosférica dentro da cabine.

A partir da Tabela 14 não se observa uma grande desumidificação do ar (ponto 1 ao ponto 2) nos casos dos ensaios A e B, porém com relação à umidade do ar ambiente, notou-se uma grande desumidificação, onde houve uma diminuição de umidade absoluta dentro da câmara de secagem em relação ao ar ambiente de aproximadamente 7 e 5

$g_{\text{água}}/kg_{\text{ar seco}}$, respectivamente. Podendo ser mais bem observado pelo diagrama psicrométrico apresentado pela Figura 26 e Figura 27.

Tabela 14. Condições pseudo-estacionárias do ar após cada etapa do processo.

Ensaio	Propriedade	Condição Inicial (I)	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3
A	Temperatura (°C)	21,3	39,2	23,4	46,7
	Umidade Relativa (%)	77,8	15,7	33,7	9,1
	Umidade absoluta ($g_{\text{água}}/kg_{\text{ar seco}}$)	13,22	7,38	6,44	6,32
B	Temperatura (°C)	29,9	46,0	30,1	51,8
	Umidade Relativa (%)	53,0	17,2	35,3	11,4
	Umidade absoluta ($g_{\text{água}}/kg_{\text{ar seco}}$)	15,05	11,62	10,06	10,27
C	Temperatura (°C)	26,4	44,5	29,3	51,2
	Umidade Relativa (%)	65,0	22,9	44,4	14,1
	Umidade absoluta ($g_{\text{água}}/kg_{\text{ar seco}}$)	15,06	14,39	12,12	12,38

Sabendo que as umidades relativas de secagem foram entre 9 e 19% e observando a Tabela 12, onde as umidades relativas ambiente estavam em torno de 53 a 78%, pode-se dizer que houve uma desumidificação entre 36 a 69% de umidade relativa, mostrando uma diferença significativa entre a umidade relativa inicial e de secagem.

No caso da temperatura de secagem obtida após tratamento do ar, em relação à temperatura ambiente houve um acréscimo de aproximadamente 25 °C nos ensaios A e C e 22 °C para o ensaio B, onde mostrou ser mais influenciadas pela temperatura ambiente, onde houve um aumento proporcional.

Em todos os experimentos é observado que a temperatura e umidade relativa do ambiente influenciaram na troca de calor, em cada ensaio, de maneira que, nos resultados experimentais obtidos, se observou uma relação diretamente proporcional entre as temperaturas em cada etapa do processo, e ainda, o tempo para que o sistema entrasse em regime “pseudo-permanente”.

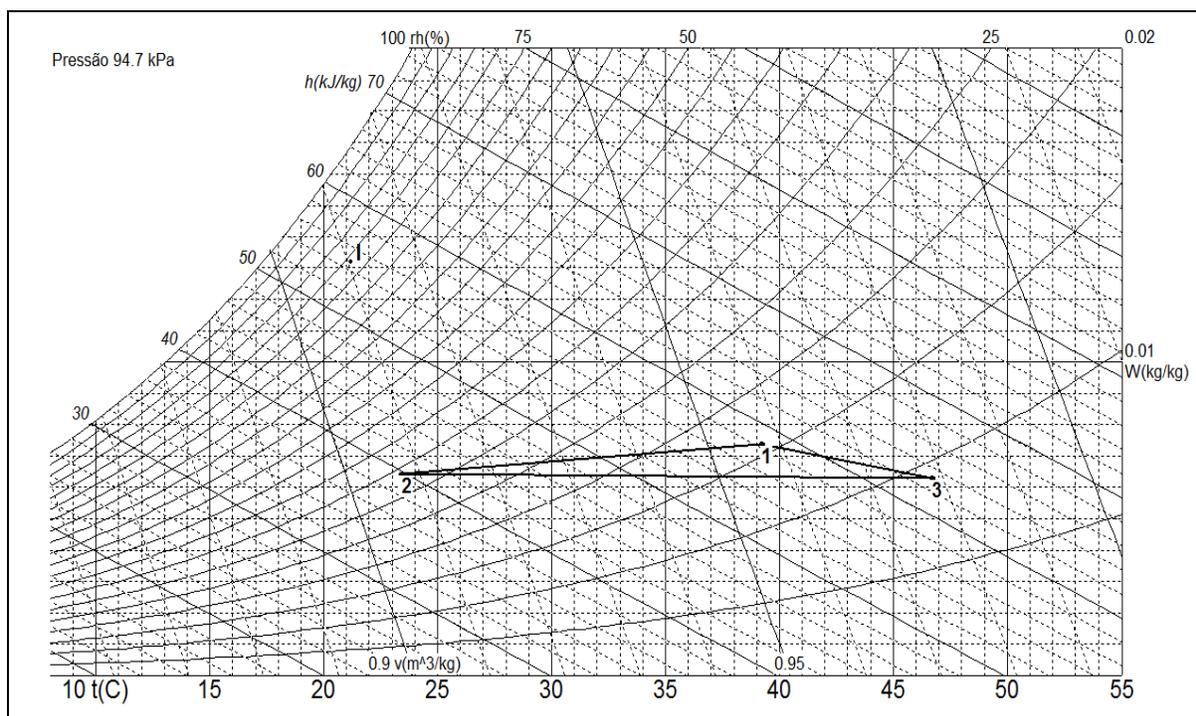


Figura 26. Diagrama psicrométrico das condições do ar no ensaio A.

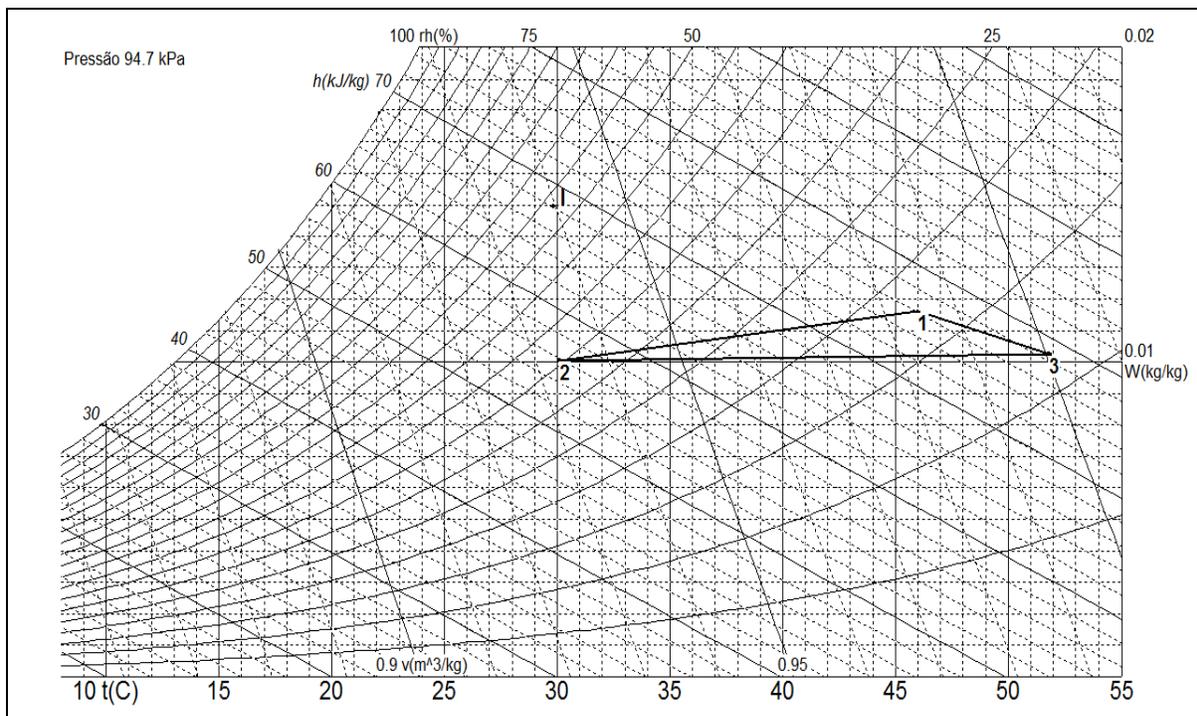


Figura 27. Diagrama psicrométrico das condições do ar no ensaio B.

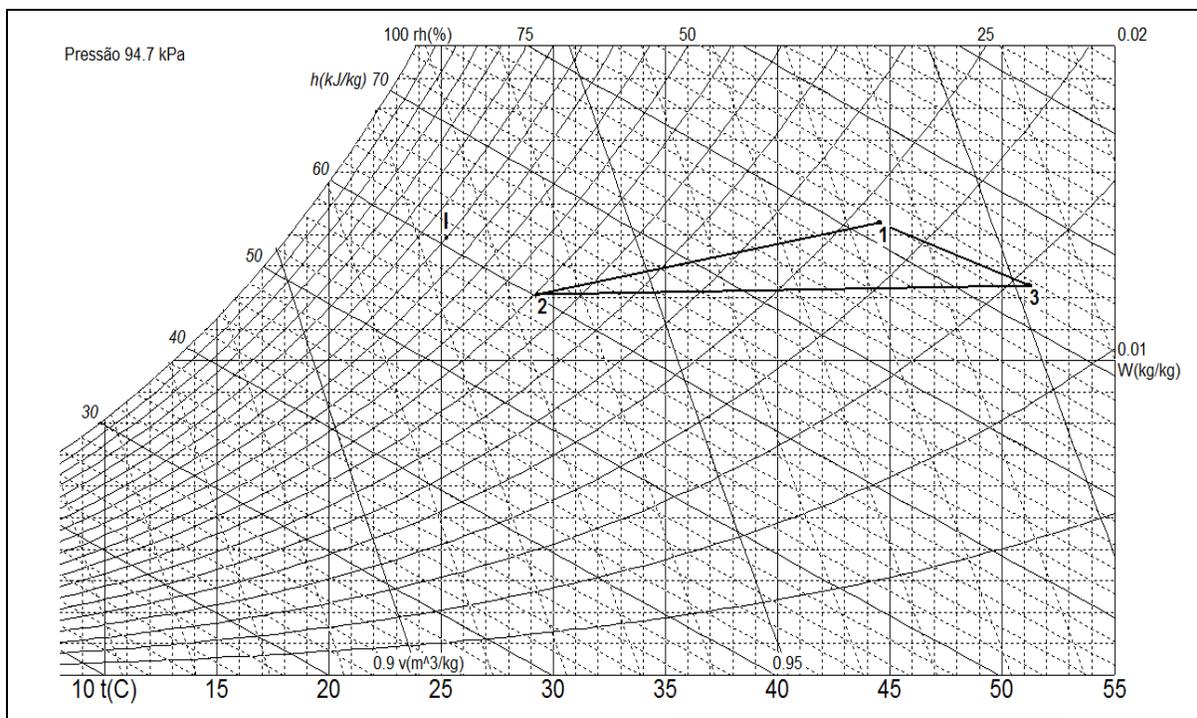


Figura 28. Diagrama psicrométrico das condições do ar no ensaio C.

5.3.4. Resultados do ciclo

Para apresentar as condições operacionais do ciclo termodinâmico da bomba de calor obtidas em cada ensaio com hortelã, utilizou-se o software Coolpack[®], onde foram inseridos os valores médios coletados das pressões de evaporação e de condensação, assim como as temperaturas de superaquecimento e subresfriamento após o sistema atingir a condição de regime “pseudo-estacionário”. Todos os dados coletados durante toda a monitoração, tanto em regime transiente quanto em “pseudo-permanente” estão apresentados no Apêndice D.

As temperaturas de condensação e evaporação foram obtidas pelas equivalências das pressões, obtidos pelos sensores, nas linhas de sucção e descarga, já que se tratava de um valor mais aproximado do que os obtidos pelos sensores de temperatura sobre os trocadores de calor.

Na Tabela 15, são mostrados os valores de pressão de evaporação (P_{evap}), pressão de condensação (P_{cond}), variação de temperatura correspondente ao superaquecimento ($\Delta T_{\text{superaquec_útil}}$) e variação de temperatura correspondente ao subresfriamento ($\Delta T_{\text{subresf}}$).

Tabela 15. Condições operacionais resultantes dos ciclos termodinâmicos obtidos em cada ensaio.

Ensaio	P_{evap} (bar)	T^*_e (°C)	$\Delta T_{\text{superaquec_útil}}$ (°C)	P_{cond} (bar)	T^*_c (°C)	$\Delta T_{\text{subresf}}$ (°C)
A	2,7	-1,9	3,0	27,0	81,3	36,7
B	2,6	-3,2	33,1	28,1	83,1	34,2
C	2,6	-3,2	34,1	28,0	83,0	32,7

*Temperaturas calculadas a partir das pressões de evaporação (T_e) e condensação (T_c).

As temperaturas de condensação do sistema obtidas foram relativamente altas devido ao evaporador não estar preparado para receber tamanha carga térmica, o que sobrecarrega o restante do ciclo, obtendo-se temperaturas maiores.

É possível observar, pela Tabela 15, um subresfriamento próximo nos três ensaios. O subresfriamento é desejável por várias razões. Uma delas é que aumenta a eficiência do sistema já que a quantidade de calor a ser removida por massa de refrigerante circulado é maior. Além disso, é importante para evitar que o líquido refrigerante entre no estado gasoso antes que ele chegue para ao evaporador.

Também é possível ressaltar o superaquecimento útil do sistema, o qual foi relativamente baixo para o ensaio A e mais alto nos ensaios B e C. O superaquecimento muito alto pode resultar na diminuição da capacidade frigorífica do evaporador e aumento da potência consumida pelo compressor.

Da mesma forma que nos testes preliminares foram consideradas os valores dos transmissores de pressão obtendo a partir disto as temperaturas de evaporação e condensação. Assim calculou-se o superaquecimento e subresfriamento útil. E depois se considerou o superaquecimento e subresfriamento total, devido ao trocador intermediário (Tabela 16).

Tabela 16. Superaquecimento total, variação de entalpia, de temperatura e subresfriamento total estimado.

Ensaio	$\Delta T_{\text{superaquec_total}} (^{\circ}\text{C})$	$\Delta h_x (\text{kJ/kg})$	$\Delta T_x (^{\circ}\text{C})$	$\Delta T_{\text{subresf_total}} (^{\circ}\text{C})$
A	34,5	28,8	19,6	56,3
B	54,1	19,6	13,0	47,2
C	52,2	18	11,9	46,1

Todas as médias das temperaturas monitoradas pelos sensores estão mostradas na Tabela 17 e representadas nos diagramas de pressão-entalpia por símbolos, apresentados pelas Figuras 29, 30 e 31.

Tabela 17. Temperaturas médias obtidas dos sensores na linha de refrigerante e representadas nos diagramas de pressão-entalpia.

Ensaio	TE-102 ($^{\circ}\text{C}$)	TE-104 ($^{\circ}\text{C}$)	TE-105 ($^{\circ}\text{C}$)	TE-106 ($^{\circ}\text{C}$)	TE-111 ($^{\circ}\text{C}$)	TE-112 ($^{\circ}\text{C}$)	TE-113 ($^{\circ}\text{C}$)	T_x ($^{\circ}\text{C}$)
A	32,6	80,3	72,8	44,6	1,1	0,1	-0,6	24,8
B	50,9	84,0	75,2	48,9	29,8	1,6	12,0	35,9
C	49,0	88,9	75,3	48,8	29,4	1,4	14,0	36,9

Os valores dos Coeficientes de Eficácia teóricos do sistema da bomba de calor foram calculados da mesma forma que nos testes preliminares, considerando-se apenas

o trabalho do compressor, onde a variação de entalpia de evaporação (Δh_{evap}) é a diferença de entalpia nos pontos da temperatura depois da expansão, Tx, considerada e a temperatura da saída do evaporador (TE-111). A variação de entalpia de condensação (Δh_{cond}) é a diferença de nos pontos da temperatura de descarga, considerada, e a temperatura (TE-106) do final da condensação. E a variação de entalpia de compressão (Δh_{comp}) é a diferença de entalpia nos pontos de temperatura de sucção (TE-102) e descarga, considerada.

Na Tabela 18, é mostrado o resumo dos resultados de parâmetros, em cada teste realizado, como variação de entalpia de evaporação (Δh_{evap}), variação de entalpia de condensação (Δh_{cond}), variação de entalpia de compressão (Δh_{comp}), razão entre as pressões (Δp) e coeficiente de eficácia do ciclo termodinâmico teórico ($\text{COP}_{\text{teórico}}$).

Tabela 18. Pontos obtidos dos ciclos termodinâmicos em cada ensaio.

Ensaio	Δh_{evap} (kJ/kg)	Δh_{cond} (kJ/kg)	Δh_{comp} (kJ/kg)	$\text{COP}_{\text{teórico_aquec}}$	$\text{COP}_{\text{teórico_resf}}$	$\text{COP}_{\text{teórico_total}}$	Δp
A	165,1	221,2	56,6	3,9	2,9	6,8	10,0
B	175,2	238,9	63,6	3,8	2,8	6,5	10,8
C	174,2	236,7	63,0	3,8	2,8	6,5	10,8

Sendo o COP influenciado fortemente pelas temperaturas de condensação, evaporação, superaquecimento e subresfriamento são então, mostrados os diagramas de

pressão-entpia, construído a partir dos dados experimentais. Nos diagramas construídos são simbolizadas as temperaturas monitoradas, conforme os símbolos.

□ TE-102 ◇ TE-104 ✦ TE-105 ○ TE-106 △ TE-111 × TE-112 | TE-113 ☆ Tx

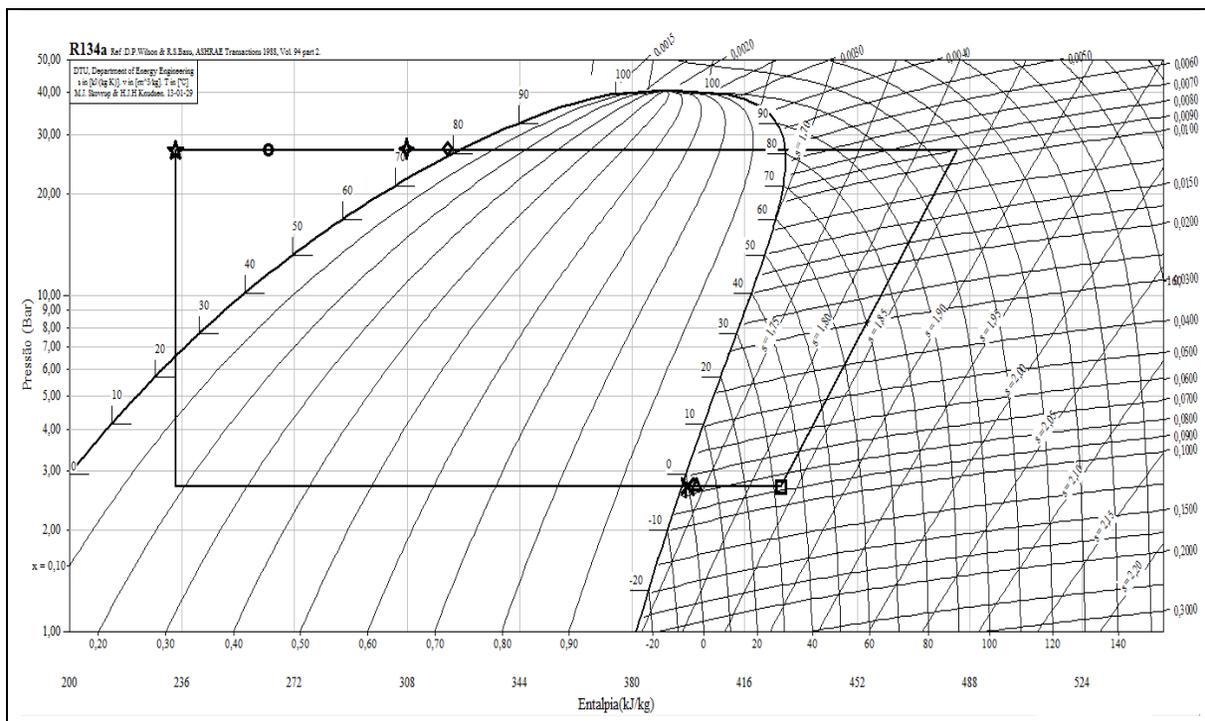


Figura 29. Ciclo termodinâmico para o sistema do ensaio A.

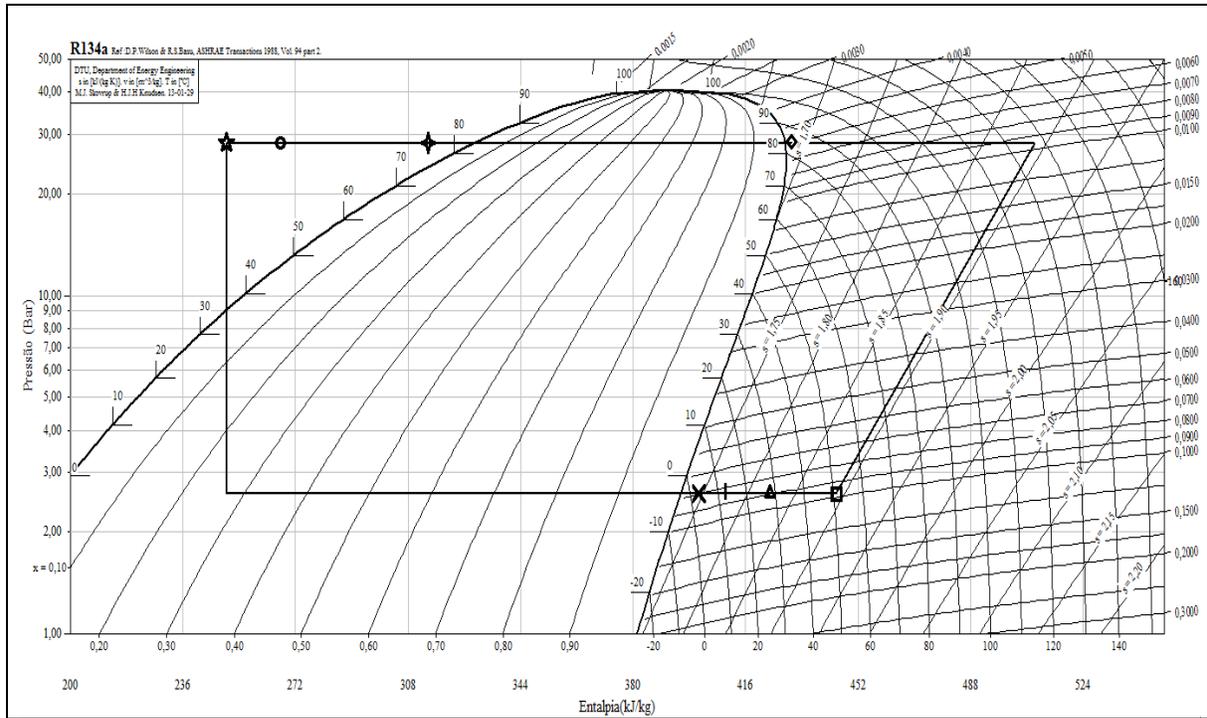


Figura 30. Ciclo termodinâmico para o sistema do ensaio B.

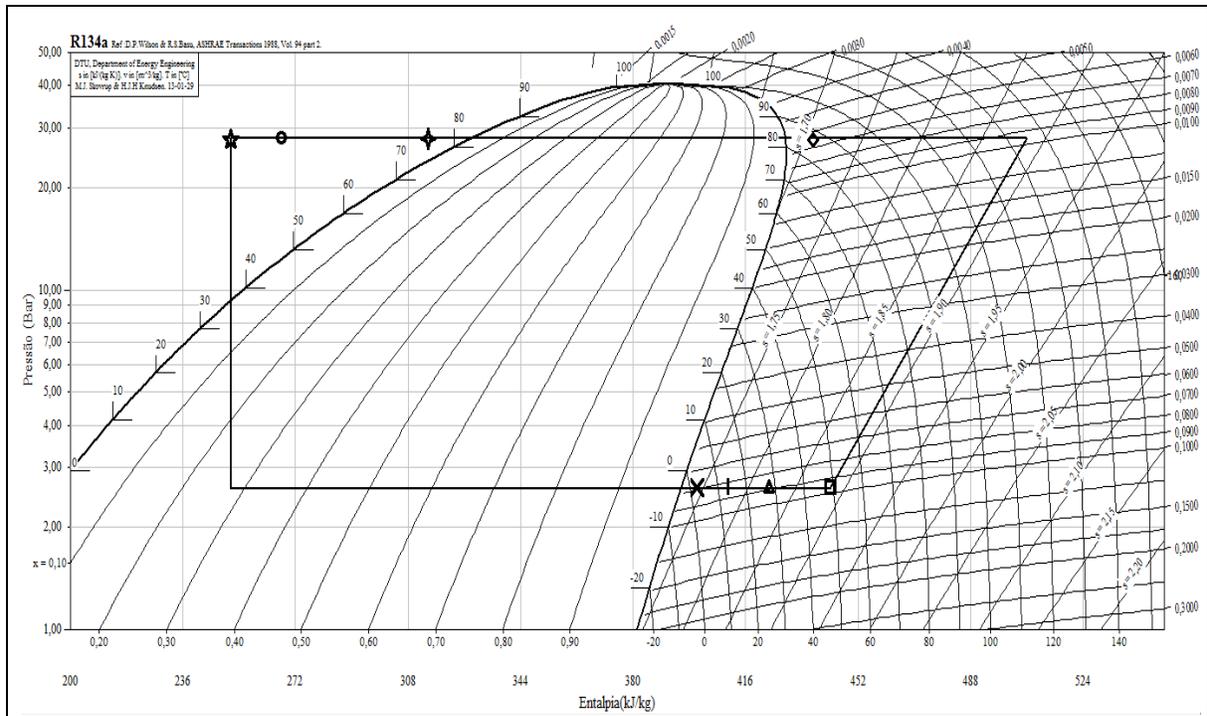


Figura 31. Ciclo termodinâmico para o sistema do ensaio C.

Para o cálculo do COP_{real} foi necessário antes calcular algumas variáveis descritas nas equações 17 a 22 que são mostradas na Tabela 19, sendo para todos os experimentos a velocidade do ar na entrada no condensador (ϑ) igual a $6,5 \text{ m s}^{-1}$, a área da seção transversal de entrada de ar (A) igual $6,36 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ e a vazão de entrada de ar da mistura (\dot{V}) igual a $148,82 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$.

Tabela 19. Valores das variáveis calculadas para o cálculo do COP_{real} .

Ensaio	v_A	W	\dot{A}	\dot{G}	\hat{h}_A	\hat{h}_B	\dot{m}_{ref}	\dot{Q}_{cond}	\dot{Q}_{evap}
A	0,909	0,0063	163,718	162,693	39,4	63,1	17,431	3855,83	2877,930
B	0,933	0,0103	159,507	157,881	55,9	78,7	15,068	3599,68	2639,867
C	0,934	0,0124	159,336	157,385	60,2	83,6	15,559	3682,80	2710,366

Unidades de medidas, respectivamente: ($\text{m}^3 \text{ kg}^{-1}$); ($\text{kg}_{\text{água}} \text{ kg}_{\text{ar seco}}^{-1}$); ($\text{kg}_{\text{mistura}} \text{ h}^{-1}$); ($\text{kg}_{\text{ar seco}} \text{ h}^{-1}$); ($\text{kJ kg}_{\text{ar seco}}^{-1}$); ($\text{kJ kg}_{\text{ar seco}}^{-1}$); (kg h^{-1}); (kJ h^{-1}); (kJ h^{-1})

O $COP_{teórico}$, leva em consideração apenas o trabalho útil requerido pelo compressor, já o COP_{real} em cada ensaio realizado foi calculado considerando a potência do compressor e ventilador por meio da Equação 16, onde os valores medidos de \dot{W}_{comp} de \dot{W}_{vent} utilizados nesta equação correspondem à potência medida dos equipamentos em kilowatt elétrico (compressor e ventilador, respectivamente), e as taxas de calores transferidos no evaporador e no condensador em kilowatt térmico (\dot{Q}_{evap} e \dot{Q}_{cond}). Na Tabela 20 é mostrado o resumo dos resultados de parâmetros, em cada teste realizado e

coeficiente de eficácia de resfriamento (COP_{real_resf}), de aquecimento (COP_{real_aquec}) e do ciclo termodinâmico total (COP_{real_total}).

Tabela 20. Dados obtidos dos ciclos termodinâmicos e potência consumida em cada ensaio.

Ensaio	\dot{Q}_{cond} (kW)	\dot{Q}_{evap} (kW)	\dot{W}_{comp} (kW)	\dot{W}_{vent} (kW)	\dot{W}_{total} (kW)	COP_{real_aq} uec	$COP_{real_}$ resf	$COP_{real_}$ total
A	1,07	0,80	6,5	3,2	9,7	0,11	0,08	0,19
B	1,00	0,73	6,2	3,0	9,2	0,11	0,08	0,19
C	1,02	0,75	5,8	2,8	8,6	0,12	0,09	0,21

O sistema apresentou o COP_{aquec} em torno de 0,11; COP_{resf} de 0,08 e COP_{total} de 0,2. Mostrando uma baixa eficiência do sistema, um dos motivos de ter abaixado foi a alta potência consumida pelo ventilador, o qual consumiu 50% a mais do que as informações fornecidas pelo fabricante. Porém os valores encontrados do COP_{real} ainda seriam muito baixos mesmo desconsiderando a potência consumida pelo ventilador.

5.3.5. Potência e energia elétrica utilizada

Com os valores de corrente elétrica, medidos pelo alicate amperimétrico digital ligado à alimentação do compressor e do ventilador, pode-se calcular a potência elétrica pela Equação 13.

Na Figura 32, é mostrado o histórico da potência utilizada pelo compressor e pelo ventilador durante os ensaios realizados. Pode-se observar um crescente aumento da potência nas primeiras horas de ensaio, enquanto as temperaturas do sistema aumentaram e o sistema se encontrava em regime transiente. Ao chegar ao estado “pseudo-estacionário”, obteve-se uma maior potência e ao mesmo tempo vai estabilizando e se tornando aproximadamente constante.

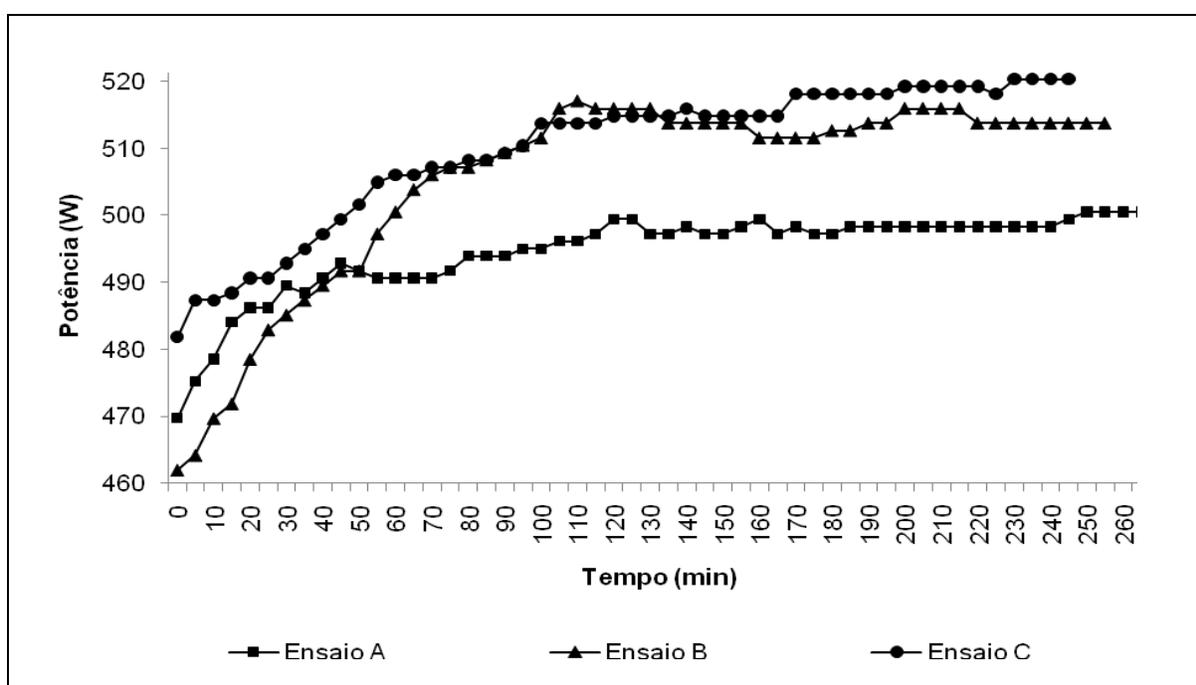


Figura 32. Potência média utilizada pelo sistema durante todo o tempo de ensaio para os três ensaios.

Integrou-se graficamente a curva de potência elétrica no tempo efetivo em que o sistema permanece funcionando, de acordo com a regra do trapézio, obtendo-se a energia consumida.

Dessa maneira, calculou-se o consumo médio aproximado de energia em kWh, durante o tempo de processo. A energia elétrica consumida pelo sistema durante o tempo de funcionamento da bomba de calor em cada ensaio foi dada pela soma da energia consumida pelo compressor e ventiladores e pode ser verificada quantitativamente pela Tabela 21, sendo o consumo de energia elétrica para uma quantidade de aproximadamente 120 g de matéria úmida, resultando em aproximadamente 25 g de matéria seca.

Tabela 21. Energia elétrica consumida durante o tempo de cada ensaio.

Ensaio	Temperatura do ensaio	Consumo de energia elétrica total durante o tempo do ensaio	Tempo de ensaio
A	44 ± 3 °C	2,18 kWh	4,42 h
B	50 ± 2 °C	2,15 kWh	4,25 h
C	49 ± 2 °C	2,08 kWh	4,08 h

O consumo médio de energia elétrica pelo compressor e pelo ventilador durante os ensaios obtido foi de aproximadamente 0,5 kWh por hora de ensaio.

Nos experimentos de Prasertsan e Saen-Saby (1998), o consumo de energia foi de aproximadamente 5 kWh para cada hora de ensaio, em ensaios de 34 a 50 horas, secando madeira e banana, em quantidades variáveis de 80 a 200 kg, onde se mostrou economicamente viável comparando a outros tipos de secadores. Porém não é possível fazer uma comparação por ser um equipamento de maior porte e ainda por não se tratar do mesmo produto.

Na Figura 33, é mostrada a potência utilizada em cada equipamento durante cada ensaio. Como o ventilador utiliza uma potência constante, foi subtraída, então, da potência utilizada pelo compressor, considerando também o tempo de cada ensaio. Assim, observa-se que a potência utilizada pelo ventilador equivale a um terço da potência total utilizada pela bomba de calor.

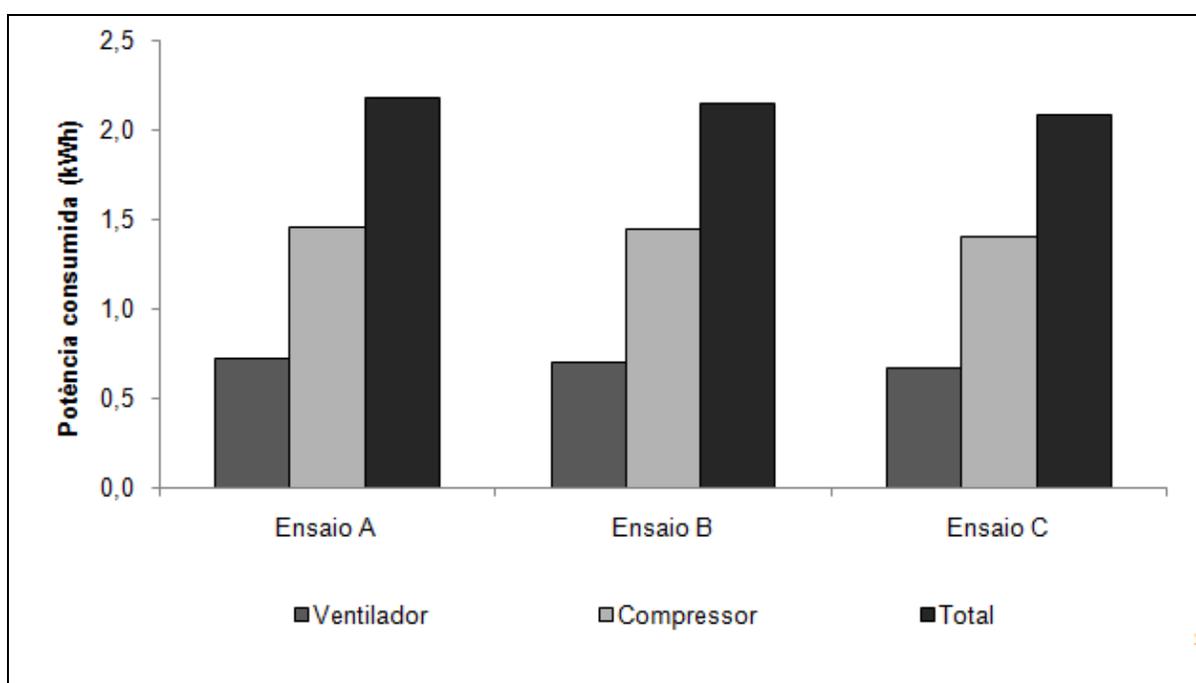


Figura 33. Potência utilizada por equipamento em cada ensaio.

6. CONCLUSÃO

Os resultados experimentais mostraram que o tratamento do ar obtido pela bomba de calor foi significativo, resultando num aumento de 22 a 26 °C em relação a temperatura ambiente e ainda um decréscimo de 36 a 69% na umidade relativa em relação à umidade ambiente, chegando a boas temperaturas e umidades relativas do ar para a secagem.

Os experimentos comprovam que o equipamento pode ser perfeitamente utilizado para uso doméstico já que se mostrou eficiente, energeticamente onde consumiu cerca de 2 kWh durante todo o ensaio, para uma quantidade processada de 25 g de matéria seca além disso é relativamente pequeno e fácil de ser manuseado.

O sistema apresenta o potencial para ser melhorado e construído em escala comercial, visto que o COP_{real_total} atingiu valores em torno de 0,2, mostrando que o equipamento ensaiado não apresentou uma boa eficiência energética.

A cinética do produto mostrou que a secagem acompanhou o regime transiente do equipamento, verificando-se taxas decrescentes sem observação de taxas constantes.

Os resultados das análises colorimétricas mostraram que as mudanças de cor da hortelã foram relativamente pequenas e menores nos ensaios com menor tempo de secagem, mostraram ainda, que comparada à hortelã encontrada disponível em mercado, há uma diferença significativa em relação à cor da hortelã seca com a bomba de calor.

Foi possível obter uma umidade na base seca abaixo de 6% e atividade de água abaixo de 0,6 como era desejado para maior segurança do alimento, em um pequeno tempo de ensaio, podendo ainda ter sido finalizado antes do tempo final do ensaio.

Se o equipamento tivesse direcionado o ar para uma câmara de secagem de menor volume, aumentaria a velocidade do ar e poderia melhorar sua capacidade de produção já que mesmo com o tamanho considerado, a bomba de calor mostrou-se viável na desumidificação e no aquecimento do ar ambiente na medida em que se produziu ar com baixa umidade absoluta e baixa temperatura, possibilitando a secagem de hortelã e proporcionando a conservação de suas propriedades organolépticas. Porém, como foi adaptado de um refrigerador doméstico, optou-se por manter ao máximo suas características originais.

Com estes resultados os objetivos planejados foram atingidos, mostrando uma secagem para a hortelã com boa qualidade de cor e umidade no produto final que teria a provável aceitação do consumidor, porém, preliminarmente, o equipamento apresentou baixa eficiência energética global, tendo em vista a inserção da potência utilizada pelo ventilador necessário para a circulação do ar.

7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Caso venha remodelar o refrigerador original, sugere-se um redimensionamento de trocadores para um volume do secador com bomba de calor mais adequada.
- Uso de outros trocadores de calor, como evaporadores e condensadores próprios para convecção forçada, para melhor aproveitamento das trocas de calor.
- Estudo do melhor desenvolvimento do equipamento, a fim de melhorar a eficiência energética do sistema, já que o mesmo se mostrou eficiente em relação a secagem apresentando boas características dos produtos finais.
- Melhoramento do sistema de tratamento do ar de secagem através da inclusão de controladores de vazão e controle remoto do sistema, permitindo a mistura de diferentes proporções de ar para obtenção de outras condições de ar de secagem.
- Outras análises da hortelã seca para avaliação de secagem como teor de óleos voláteis, análise sensorial, etc.
- Determinação da curva de sorção da hortelã.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE handbook product directory: 1977 fundamentals. New York, NY: ASHRAE, 1978. 1v. (paginação irregular), il.

ASHRAE. **Applied heat pump and heat recovery systems**. Ashrae - Ashrae Handbook. Atlanta, Ashrae, 1996. Cap. 8. 22p.

BARBOSA-CÁNOVAS, G. V; VEGA-MERCADO, H. **Dehydration of foods**. New York, N.Y.: Chapman & Hall: ITP, c1996. 330 p. (Food Engineering Series).

COOLPACK. A Collection of Simulation Tools for Refrigeration. Refrigeration utilities. Dinamarca: Technical University of Denmark – Department of Mechanical Engineering. Software livre, v. 1.46. Disponível em: www.et.dtu.dk/CoolPack

CORTEZ, L. A. B.; NEVES FILHO L. C. **Aplicação de bombas de calor na agricultura e na agroindústria brasileira**. Anais do III Congresso Nacional de Energia. La Serena, Chile. 17- 19 de abril de 1996. p. 337-343.

ERBAY, Z.; ICIER, F. Optimization of Drying of Olive Leaves in a Pilot-Scale Heat Pump Dryer. **Drying Technology**, v. 27, n. 3, p. 416-427, 2009.

ERTESVAG, I. S. Uncertainties in heat-pump coefficient of performance (COP) and exergy efficiency based on standardized testing. **Energy and Buildings**, v. 43, n. 8, p. 1937-1946, Aug 2011.

FATOUH, M. et al. Herbs drying using a heat pump dryer. **Energy Conversion and Management**, v. 47, n. 2, p. 2629–2643, Feb 3 2006.

JAYRAMAN, K. S.; DAS GUPTA, D. K. Drying of Fruits and Vegetables. In: MUJUMDAR, A. S. (Comp.). **Handbook of Industrial Drying**. Third Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2007. Cap. 25, p. 605-633.

JON, C. K. et al. Principles, Applications and Potential of Heat Pump Drying Systems. In: MUJUMDAR, A. S. et al. (Comp.). **Drying Technology in Agriculture and Food Sciences**. Enfield, Usa: Science Publishers, Inc, 2000. Cap. 9, p. 213-251.

KONCZAK, I. et al. Antioxidant capacity and phenolic compounds in commercially grown native Australian herbs and spices. **Food Chemistry**, v. 122, n. 1, p. 260-266, Sep 1 2010.

LORANTY, A. et al. Identification, quantification and availability of carotenoids and chlorophylls in fruit, herb and medicinal teas. **Journal of Food Composition and Analysis**, v. 23, n. 5, p. 432-441, Aug 2010.

LUIZ, M. R. **Bomba de calor para desumidificação e aquecimento do ar**. 82p. Paraíba. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal da Paraíba, Paraíba, 2007.

KANATT, S. R.; CHANDER, R.; SHARMA, A. Antioxidant potential of mint (*Mentha spicata* L.) in radiation-processed lamb meat. **Food Chemistry**, v. 100, n. 2, p. 451-458, 2007.

MCCANCE, R. A.; WIDDOWSON, E. M. **McCance and Widdowson's The composition of foods**. 6th summary ed. Cambridge: Royal Society Chemistry, 2006. 537 p., il. ISBN 10854044280 (broch.).

MUGGERIDGE, M. Quality specifications for herbs and spices. In: PETER, K. V. (Comp.). **Handbook of herbs and spices**. Boca Raton, USA; Cambridge, England: CRC Woodhead Publishing, 2000, c2001. Cap. 2, p. 13-21.

MUJUMDAR, A S. Drying Fundamentals. In: BAKER, Christopher G J (Comp.). **Industrial Drying of Foods**. London, Uk: Blackie Academic Professional, 1997. Cap. 2, p. 7-30.

OLIVEIRA, R. A. **Efeito da secagem de raízes de chicória na obtenção de insulina**. 2005. 169 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 2005.

PADMINI, E. et al. Comparative study on composition and antioxidant properties of mint and black tea extract. **International Journal of Food Science and Technology**, v. 43, n. 10, p. 1887-1895, Oct 2008.

PAL, U. S.; KHAN, M. K.; MOHANTY, S. N. Heat Pump Drying of Green Sweet Pepper. **Drying Technology**, v. 26, n. 12, p. 1584-1590, 2008.

PERERA, C. O.; RAHMAN, M. S. Heat pump dehumidifier drying of food. **Trends in Food Science & Technology**, v. 8, n. 3, p. 75-79, Mar 1997.

PEREIRA, C. A. B.; et al. Experimental analysis of a heat pump assisted recuperative air dehumidifier. **Engenharia Térmica (Thermal Engineering)**, v. 5, p. 56-61, 2004.

PETER, K. V.. Introduction. In: PETER, K. V. (Comp.). **Handbook of herbs and spices**. Boca Raton, USA; Cambridge, England: CRC Woodhead Publishing, 2000, c2001. Cap. 1, p. 1-12.

PHOUNGCHANDANG, S.; SAENTAWEEESUK, S. Effect of two stage, tray and heat pump assisted-dehumidified drying on drying characteristics and qualities of dried ginger. **Food and Bioproducts Processing**, Available online 23 July 2010. Article in press.

PRASERTSAN, S.; SAEN-SABY, P. Heat pump drying of agricultural materials. **Drying Technology**, v. 16, n. 1-2, p. 235-250, 1998.

PUSHPANGADAN, P.; TEWARI, S. K.. Peppermint. India. In: PETER, K. V. (Comp.). **Handbook of herbs and spices**. Boca Raton, Fla.; Cambridge, England: CRC: Woodhead Pub., c2006. nv. (Woodhead Publishing in food science and technology). Cap. 28, p. 460-481. (Vol 3).

REFRIGERATION systems and applications: SI edition. Atlanta: ASHRAE, c1986. 1v. (paginação irregular), il. (ASHRAE handbook; v. 1986).

ROCHA, T.; LEBERT, A.; MARTYAUDOUIN, C. Effect of Pretreatments and Drying Conditions on Drying Rate and Color Retention of Basil (*Ocimum-Basilicum*). **Food Science and Technology-Lebensmittel-Wissenschaft & Technologie**, v. 26, n. 5, p. 456-463, 1993.

ROSSI, S. J. **Desenvolvimento e Avaliação de uma bomba de calor usada no condicionamento de ar para secagem de alimentos**. 1993. 229 p. Tese (Doutorado em Engenharia de Alimentos) – Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 1993.

ROSSI, S. J. **Psicrometria**. João Pessoa: FUNAPE, 1987. 60p.

SENADEERA, W. et al. Physical property changes of fruits and vegetables during hot air drying. In: MUJUMDAR, A. S. et al. (Comp.). **Drying Technology in Agriculture and Food Sciences**. Enfield, Usa: Science Publishers, Inc., 2000. Cap. 6, p. 149-166.

SCHIFFMANN, J.; FAVRAT, D. Experimental investigation of a direct driven radial compressor for domestic heat pumps. **International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid**, v. 32, n. 8, p. 1918-1928, Dec 2009.

UHL, S. R. (author). **Handbook of spices, seasonings and flavorings**. Boca Raton: CRC, c2000. 329p. il. ISBN 1566769310 (enc.).

VEGA-MERCADO, H.; GONGORA-NIETO, M. M.; BARBOSA-CANOVAS, G. V. Advances in dehydration of foods (vol 49, pg 288, 2001). **Journal of Food Engineering**, v. 50, n. 3, p. 187-187, Nov 2001.

WANG, D. C. et al. Feasibility analysis of heat pump dryer to dry hawthorn cake. **Energy Conversion and Management**, v. 52, n. 8-9, p. 2919-2924, Aug 2011.

WOJDYLO, A.; OSZMIANSKI, J.; CZEMERYYS, R. Antioxidant activity and phenolic compounds in 32 selected herbs. **Food Chemistry**, v. 105, n. 3, p. 940-949, 2007.

YOSHIDA, C. M. P. **Cinética de Secagem do milho superdoce**. 1997. 166 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia de Alimentos, Departamento de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas/SP, 1997.

APÊNDICES

A. Fotos do cenário de estudo



Figura A 1. Condensador no início da montagem

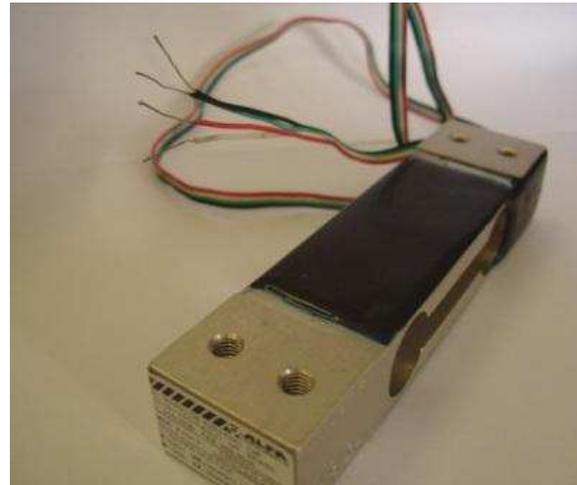


Figura A 2. Célula de carga utilizada nos experimentos



Figura A 3. Célula de carga com bandeja utilizada nos experimentos



Figura A 4. Transmissor de pesagem utilizado nos experimentos

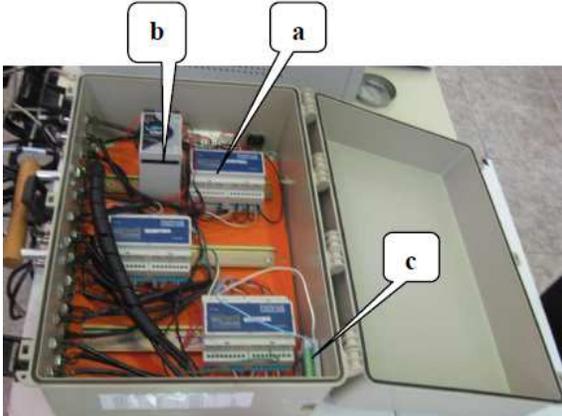
	
<p>Figura A 5. Sistema de aquisição de dados (vista externa)</p>	<p>Figura A 6. Sistema de aquisição de dados (vista interna) a. Field Logger; b. Fonte de alimentação; c. conversor.</p>
	
<p>Figura A 7. Tubo capilar</p>	<p>Figura A 8. Ventilador centrífugo</p>
	
<p>Figura A 9. Compressor</p>	<p>Figura A 10. Anemômetro de fio quente utilizado para medição da velocidade do ar.</p>



Figura A 11. Transmissores de pressão instalados nas linhas de sucção e descarga



Figura A 12. Transmissor de umidade e temperatura instalado após o evaporador



Figura A 13. Câmara de secagem da bomba de calor



Figura A 14. Parte frontal da bomba de calor mostrando o ventilador e evaporador

B. Gráficos de calibração de sensores

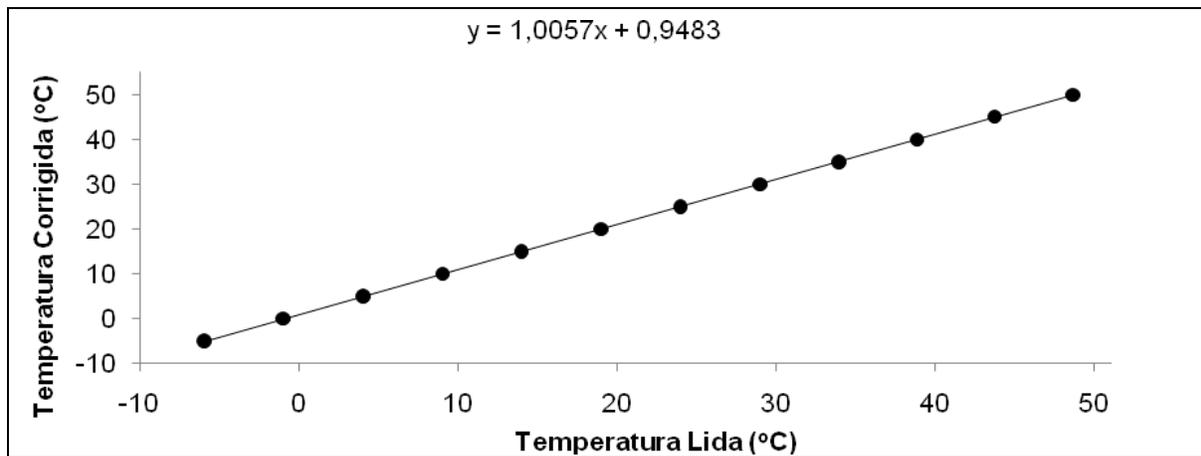


Figura B 1 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 101)

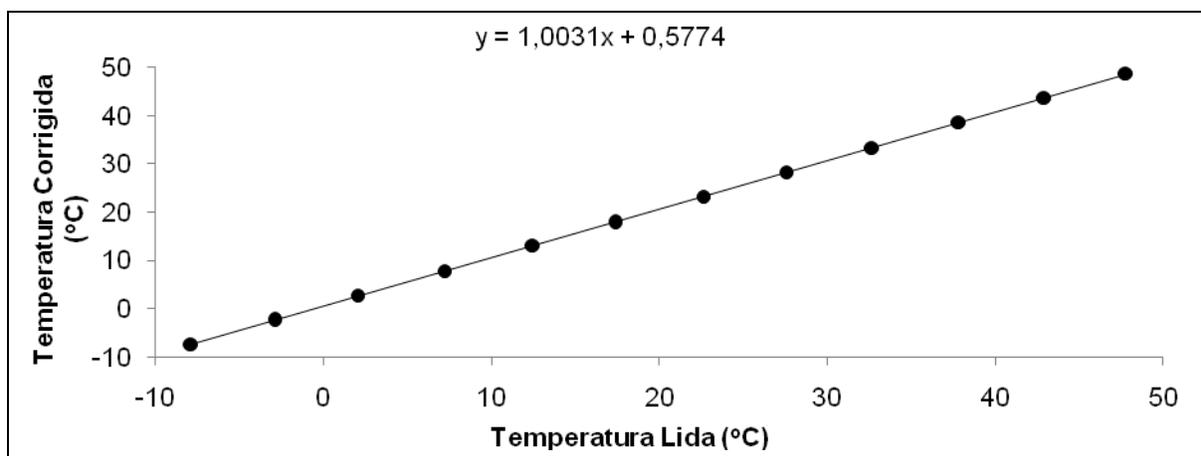


Figura B 2 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 102)

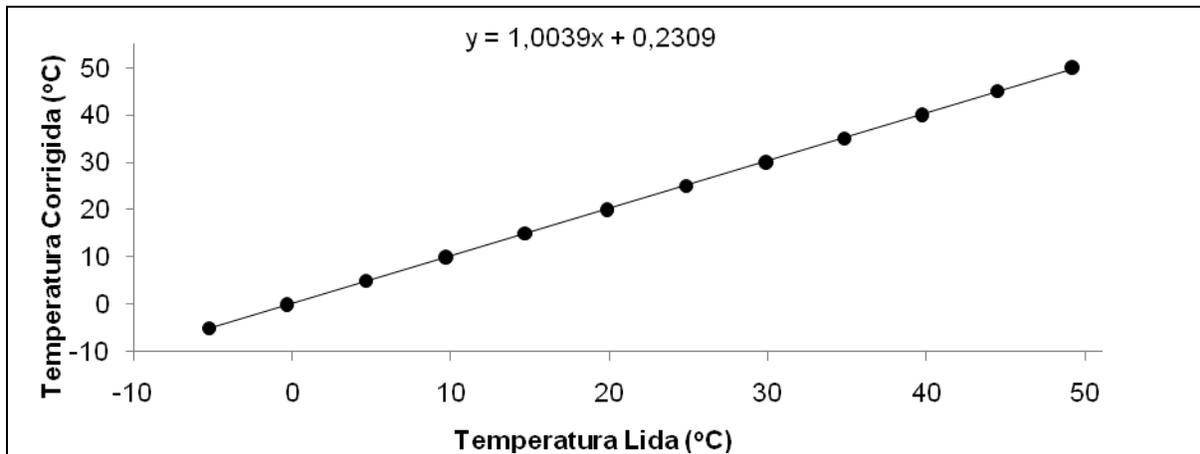


Figura B 3 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 103)

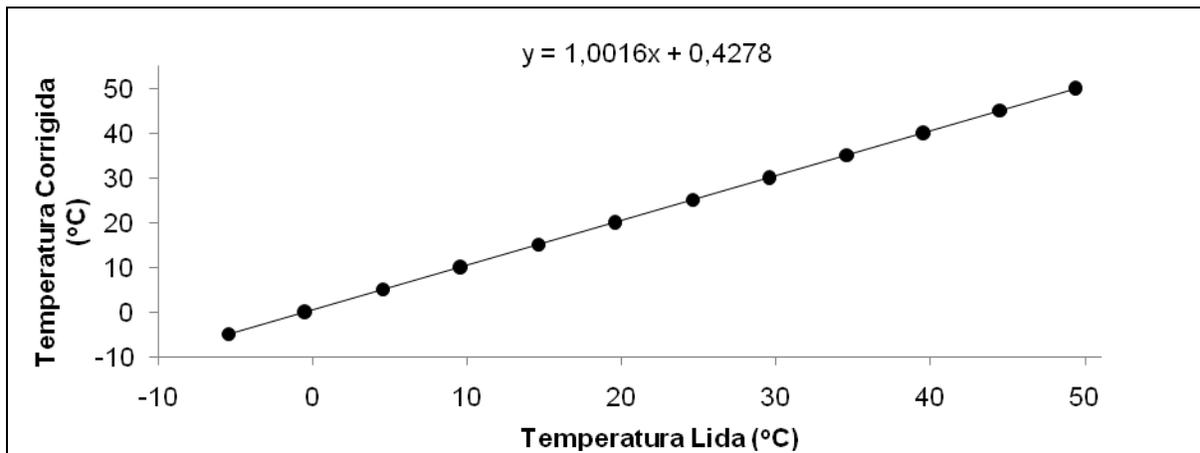


Figura B 4 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 104)

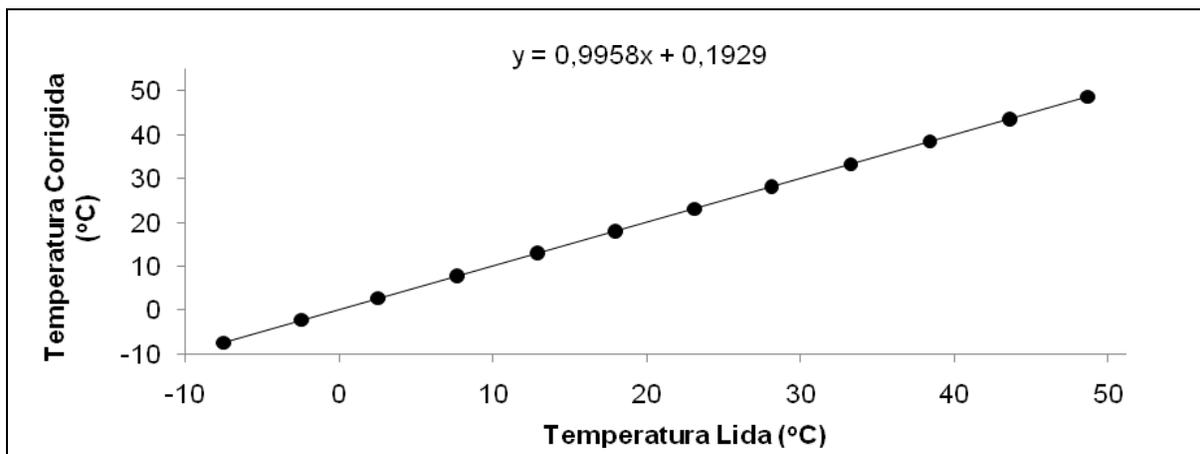


Figura B 5 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 105)

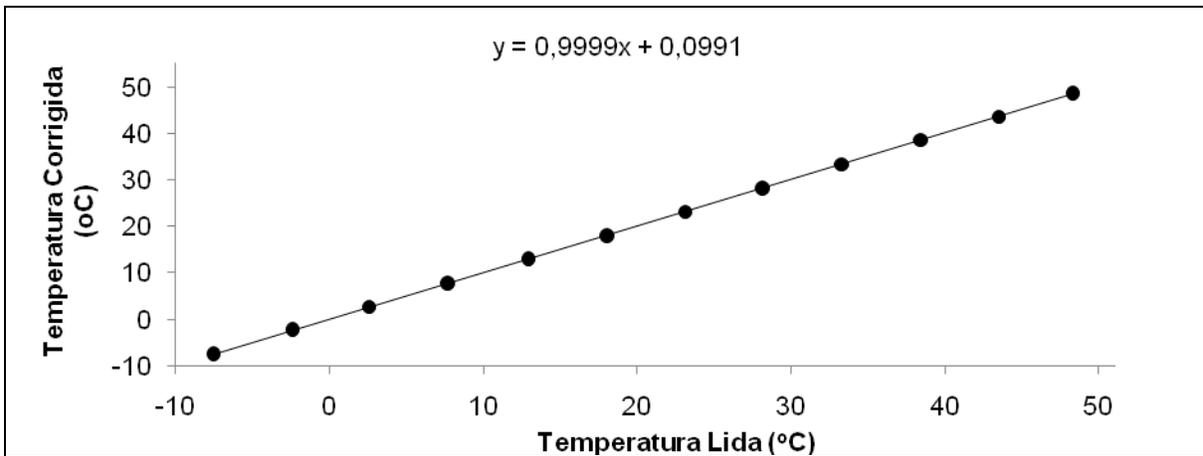


Figura B 6 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 106)

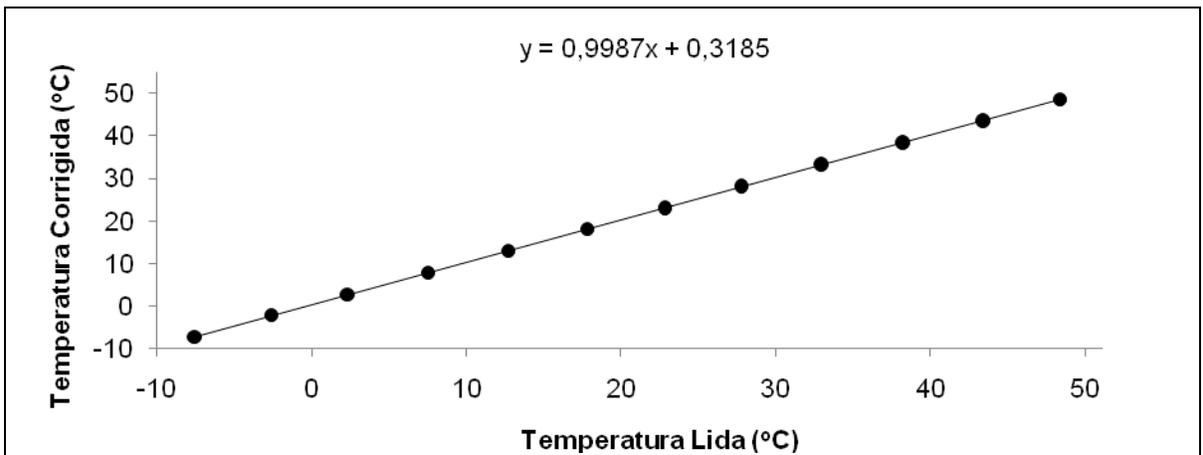


Figura B 7 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 111)

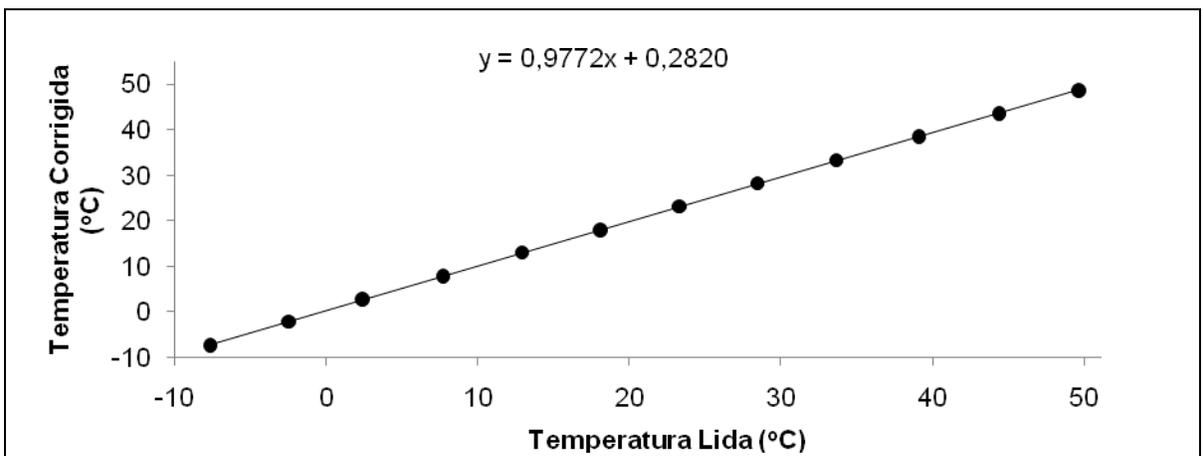


Figura B 8 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 112)

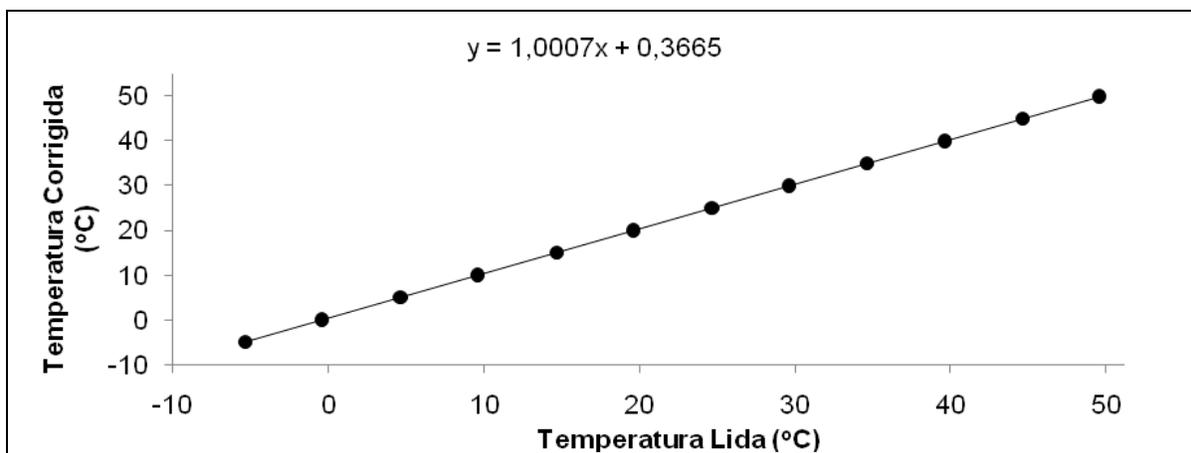


Figura B 9 Curva de calibração do sensor de temperatura PT 100 (TE 113)

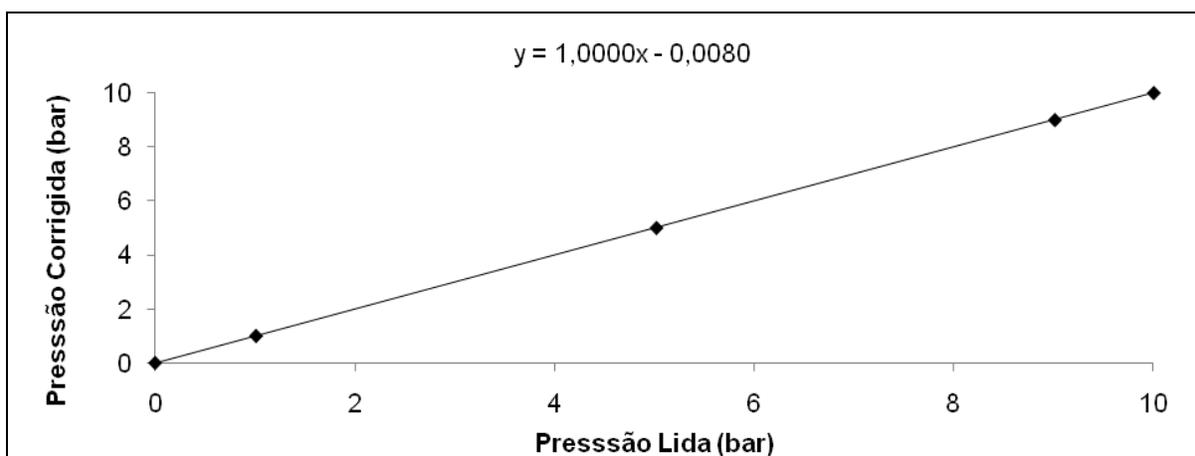


Figura B 10 Curva de calibração dos transmissores de pressão (PT 201)

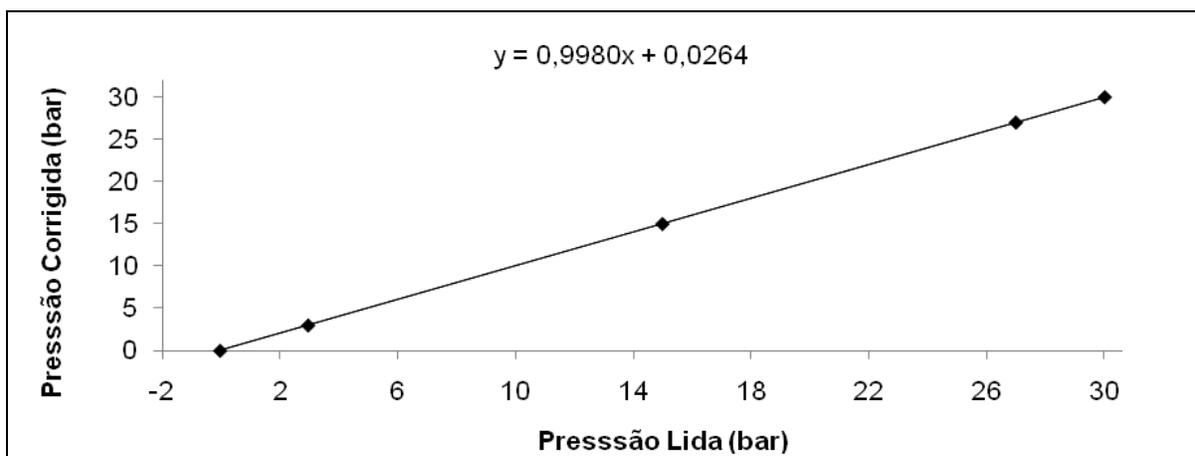


Figura B 11 Curva de calibração dos transmissores de pressão (PT 202)

C. Gráficos com cada sensor colocado no sistema, em todo tempo dos testes preliminares

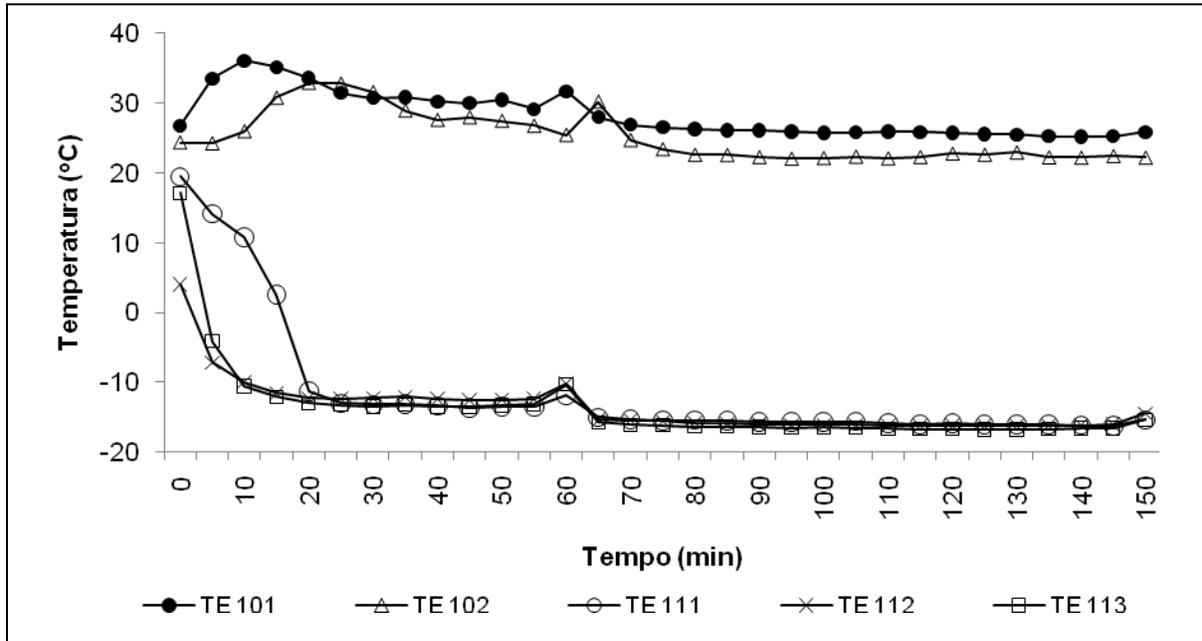


Figura C 1 Temperaturas do fluido refrigerante no evaporador até antes da sucção para o teste 01

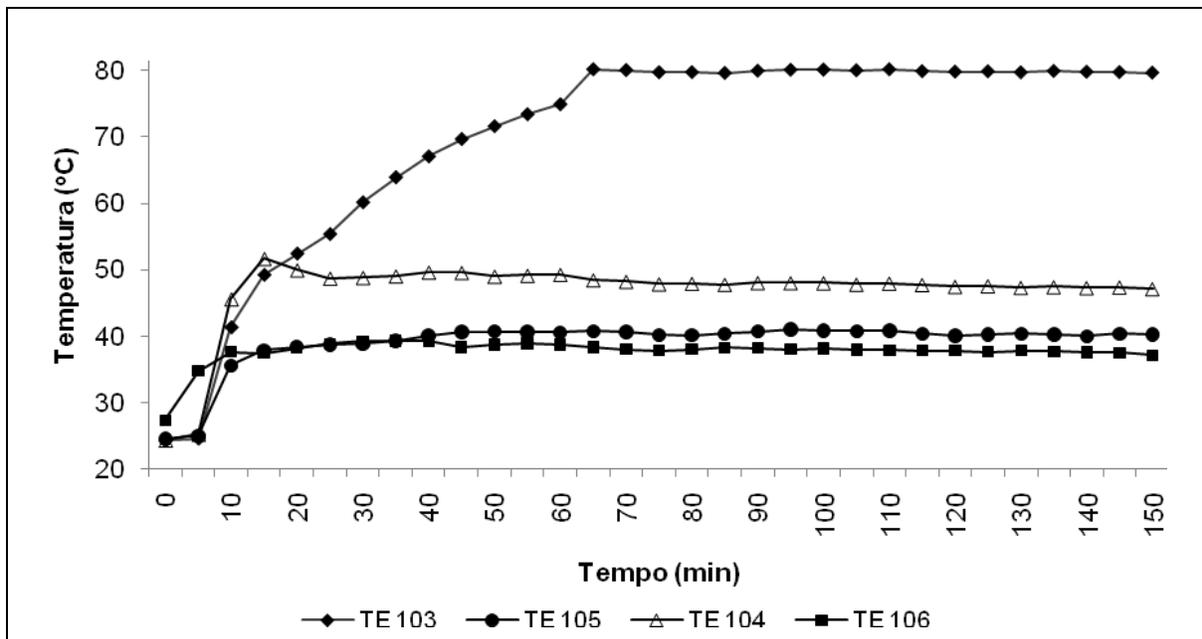


Figura C 2 Temperaturas do fluido refrigerante na descarga até o fim do condensador para o teste 01

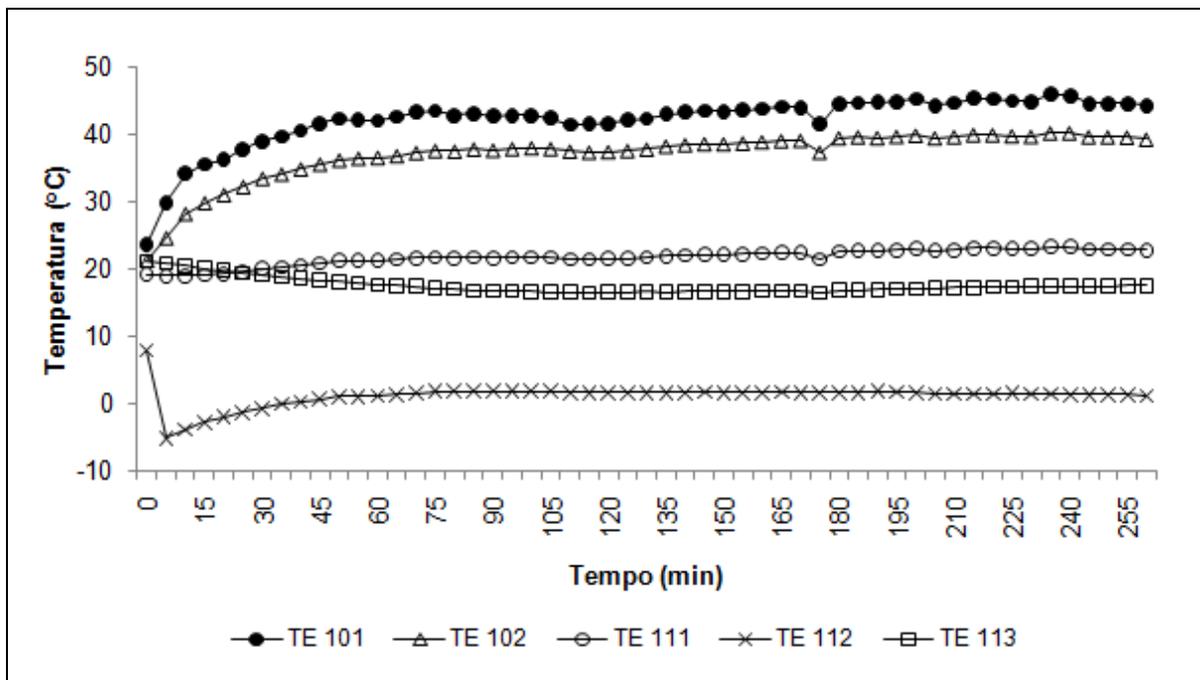


Figura C 3 Temperaturas do fluido refrigerante no evaporador até antes da sucção para o teste 02

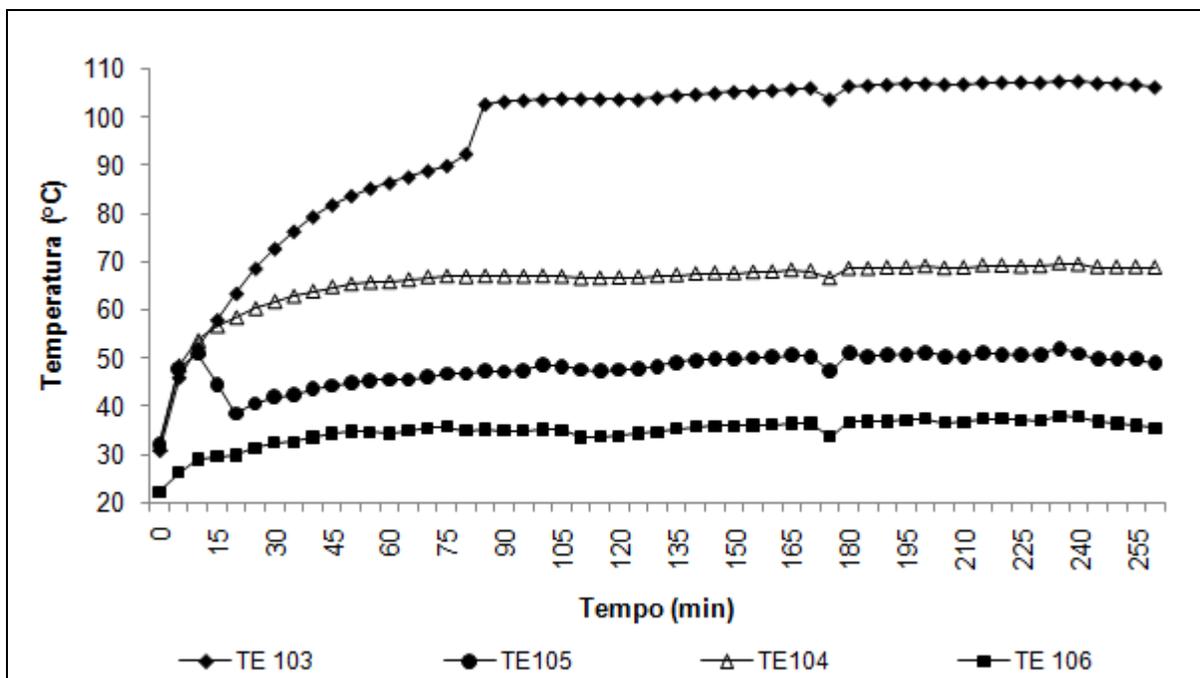


Figura C 4 Temperaturas do fluido refrigerante na descarga até o fim do condensador para o teste 02

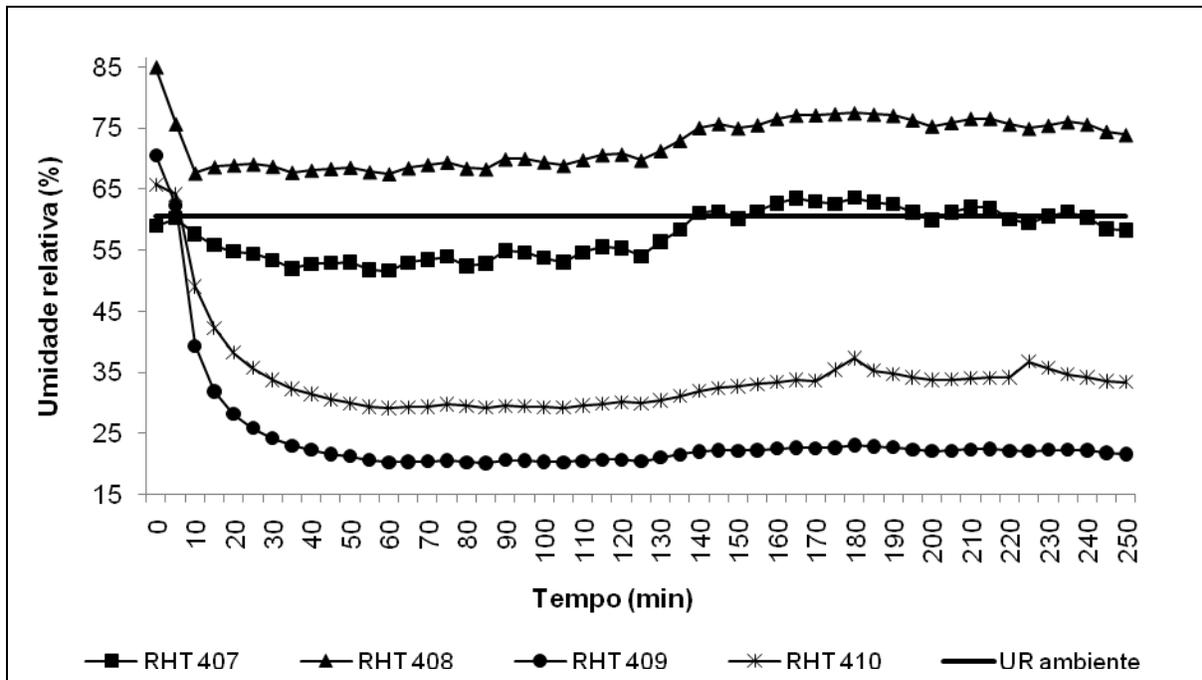


Figura C 5 Umidades relativas do ar em cada etapa do processo para o teste 03

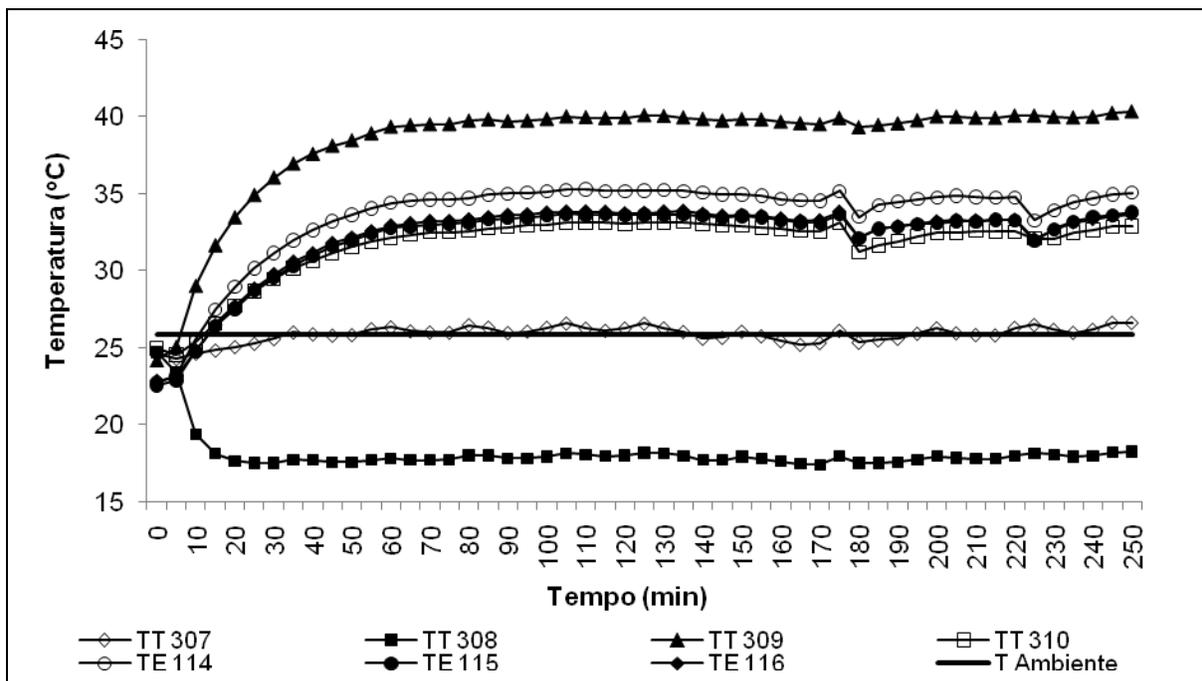


Figura C 6 Temperaturas do ar em cada etapa do processo para o teste 03

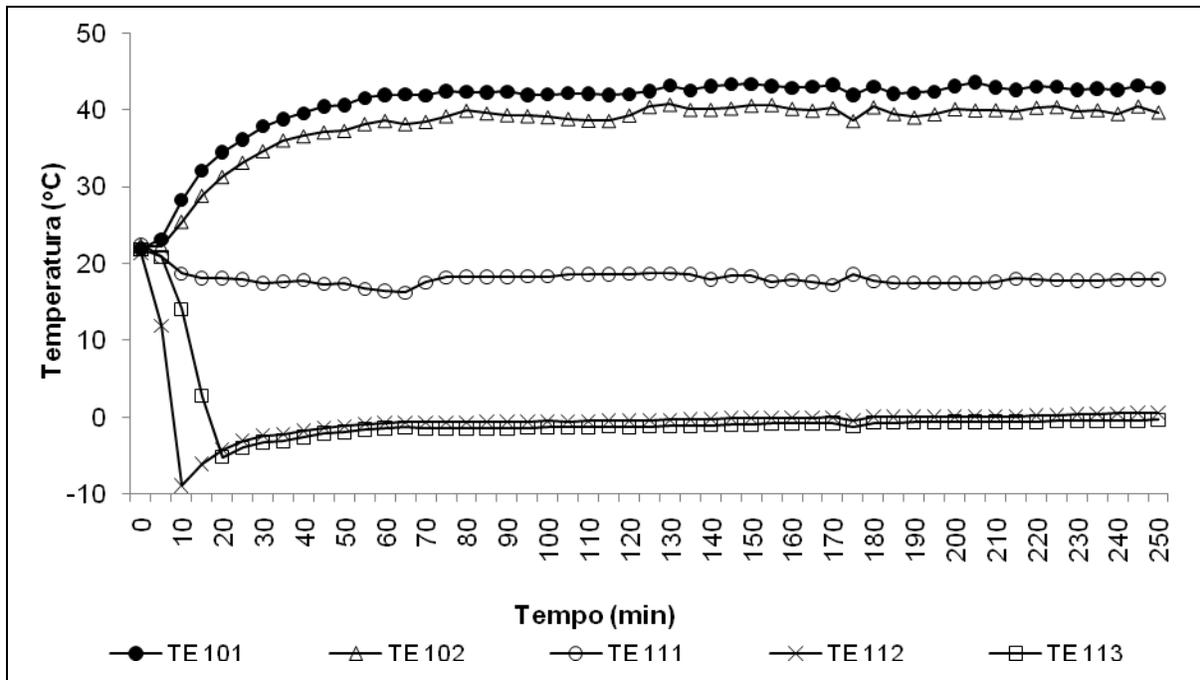


Figura C 7 Temperaturas do fluido refrigerante no evaporador até antes da sucção para o teste 03

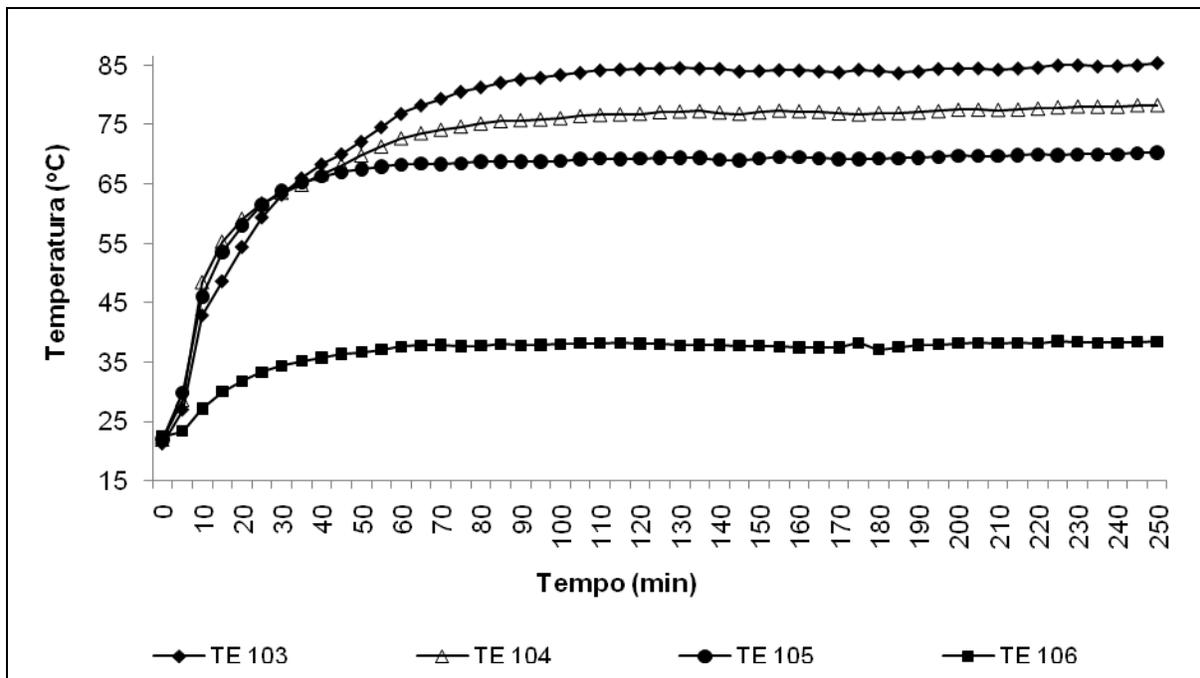


Figura C 8 Temperaturas do fluido refrigerante na descarga até o fim do condensador para o teste 03

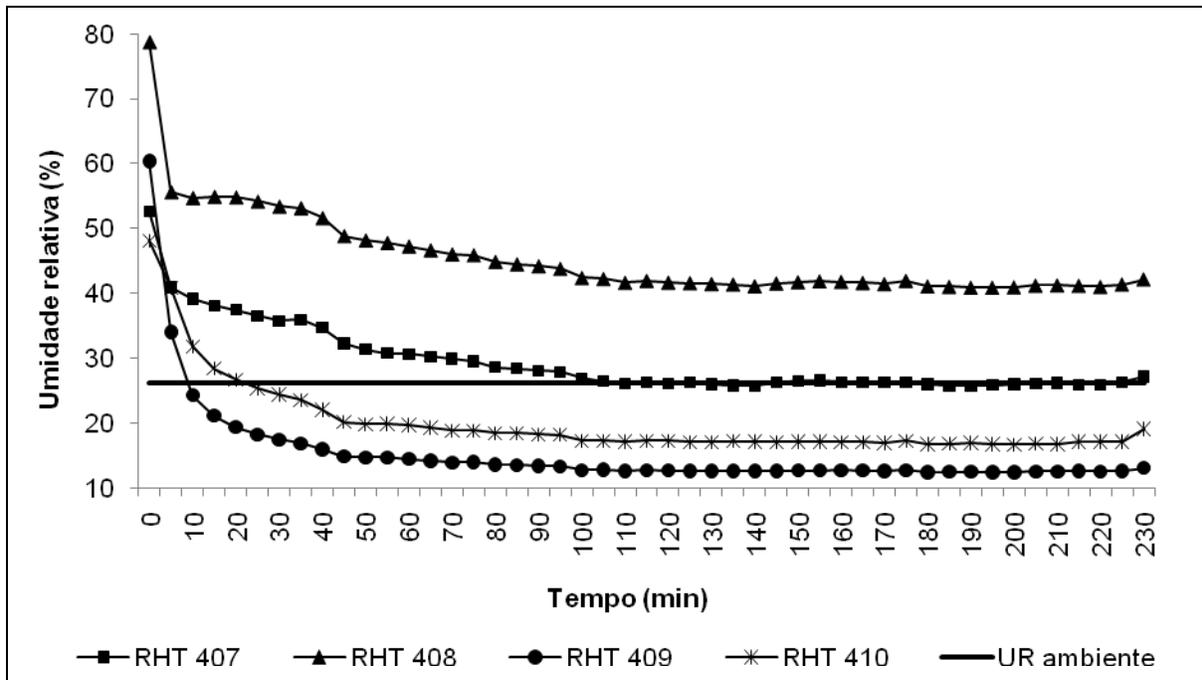


Figura C 9 Umidades relativas do ar em cada etapa do processo para o teste 04

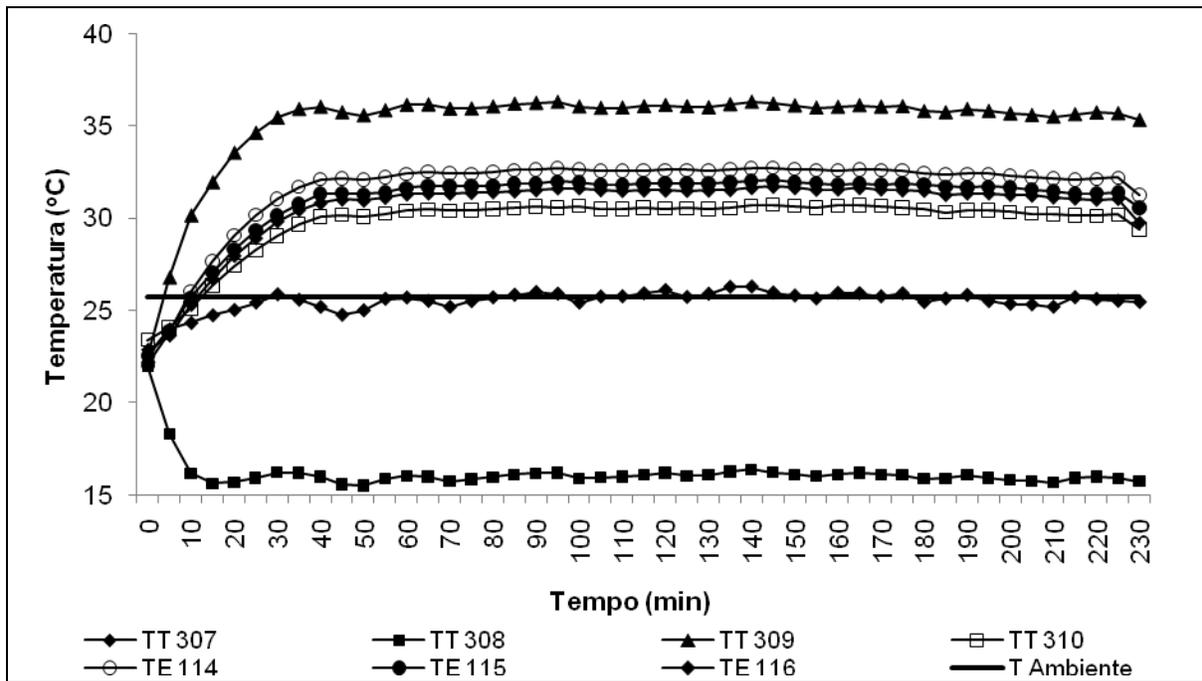


Figura C 10 Temperaturas do ar em cada etapa do processo para o teste 04

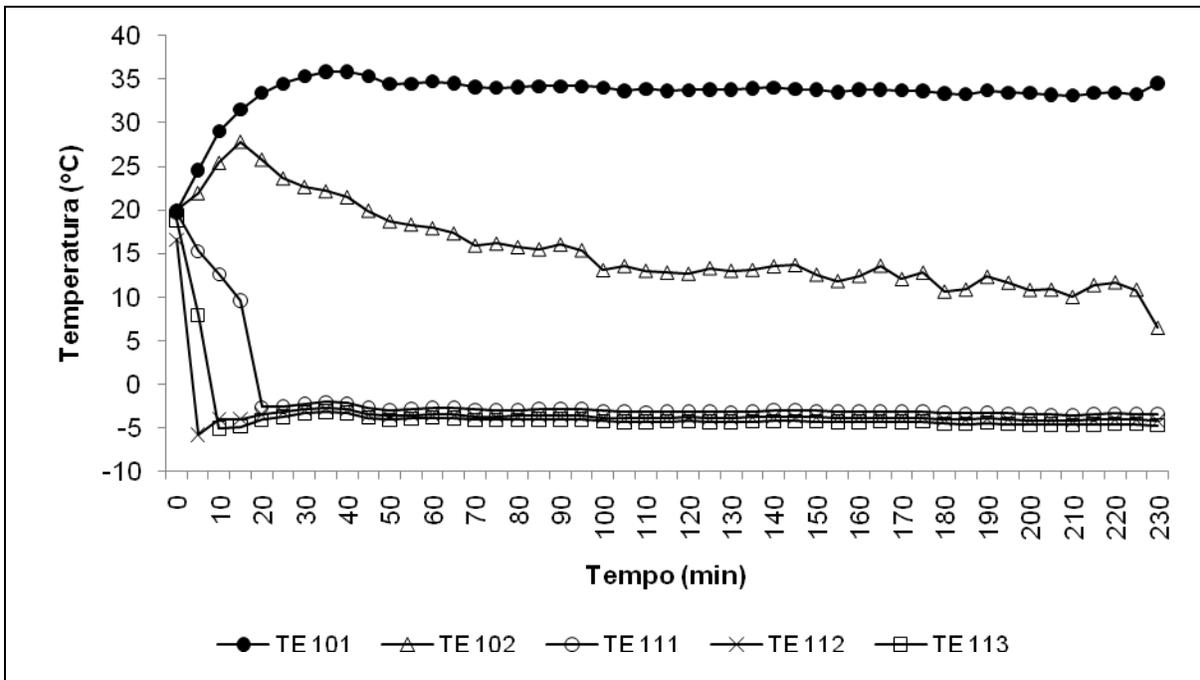


Figura C 11 Temperaturas do fluido refrigerante no evaporador até antes da sucção para o teste 04

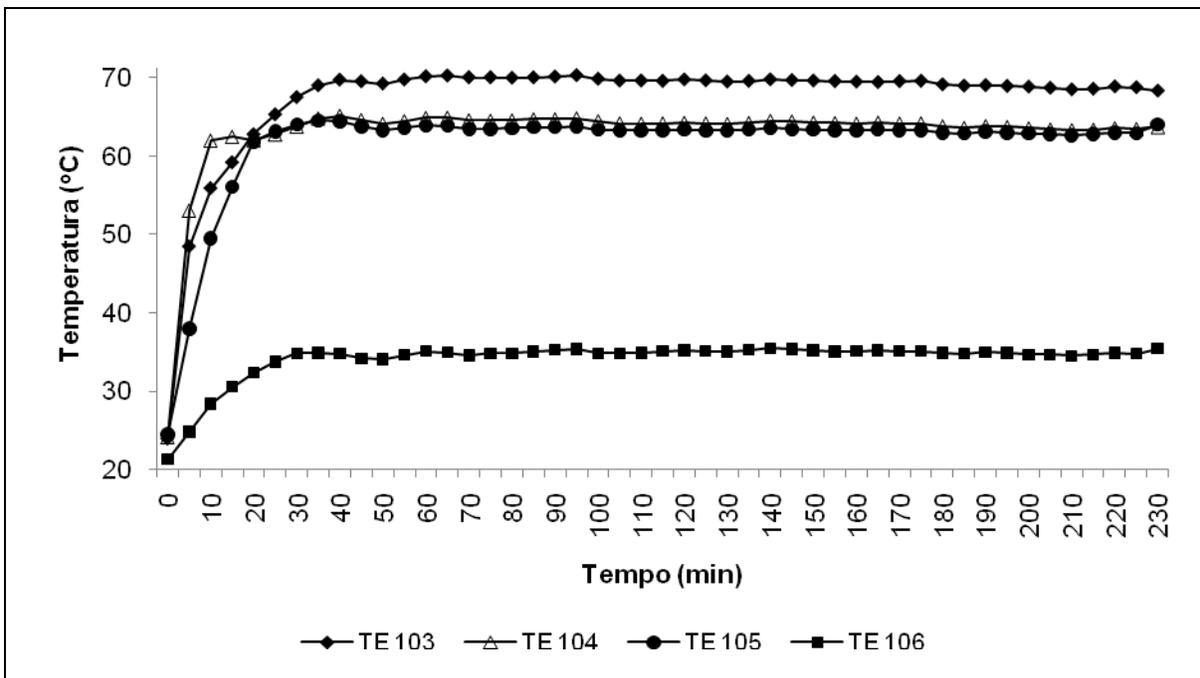


Figura C 12 Temperaturas do fluido refrigerante na descarga até o fim do condensador para o teste 04

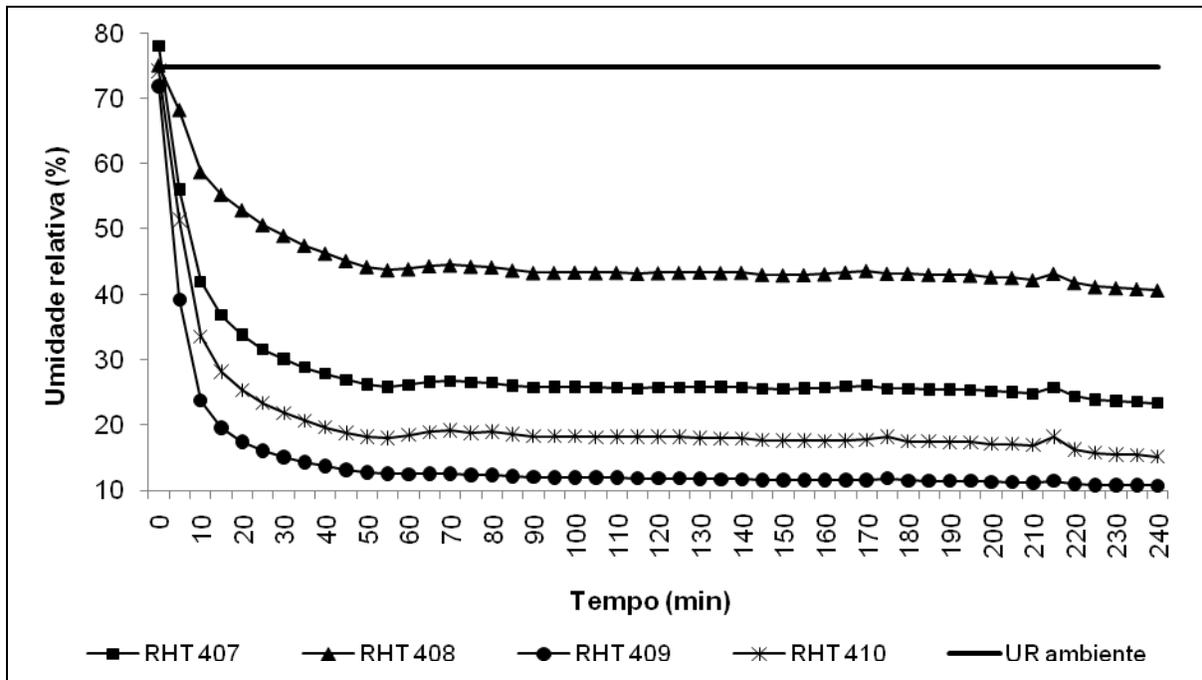


Figura C 13 Umidades relativas do ar em cada etapa do processo para o teste 05

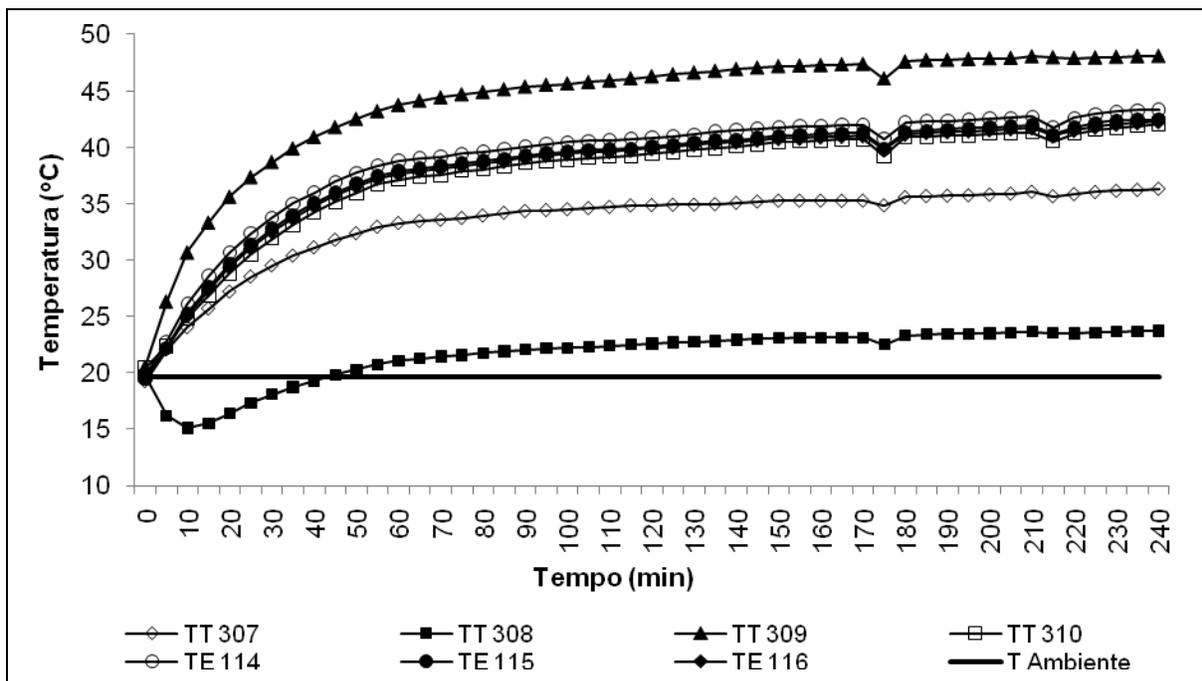


Figura C 14 Temperaturas do ar em cada etapa do processo para o teste 05

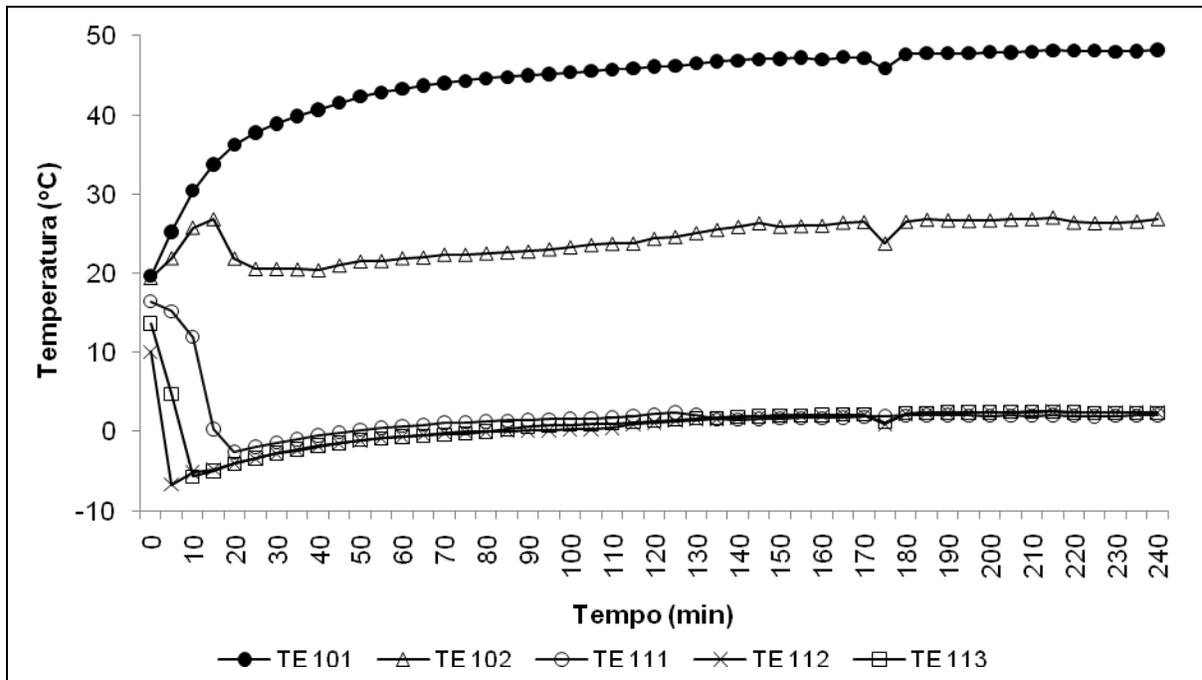


Figura C 15 Temperaturas do fluido refrigerante no evaporador até antes da sucção para o teste 05

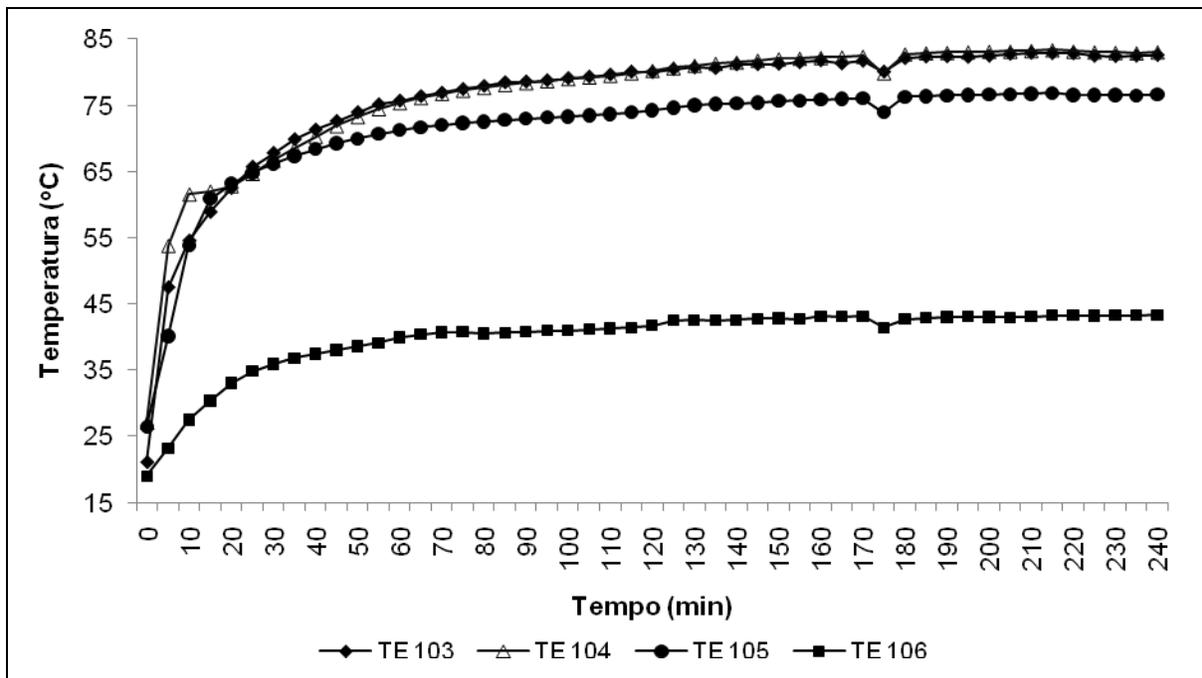


Figura C 16 Temperaturas do fluido refrigerante na descarga até o fim do condensador para o teste 05

D. Gráficos com cada sensor colocado no sistema, em todo tempo de ensaio

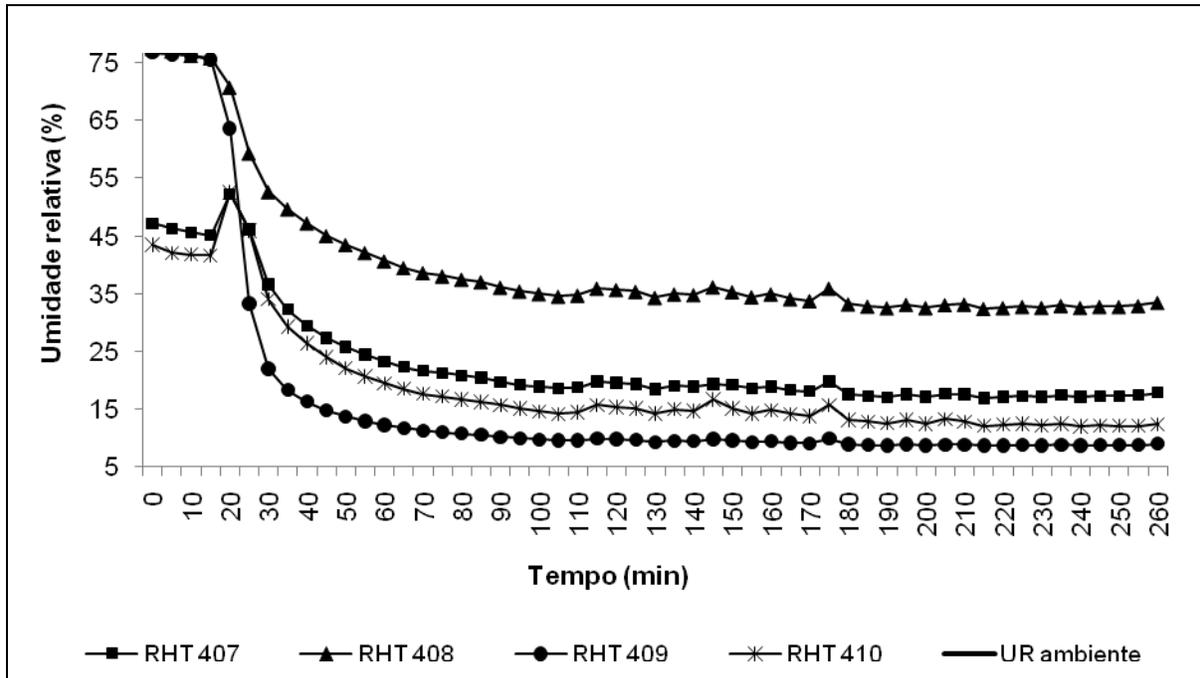


Figura D 1 Umidades relativas do ar em cada etapa do processo para o ensaio A

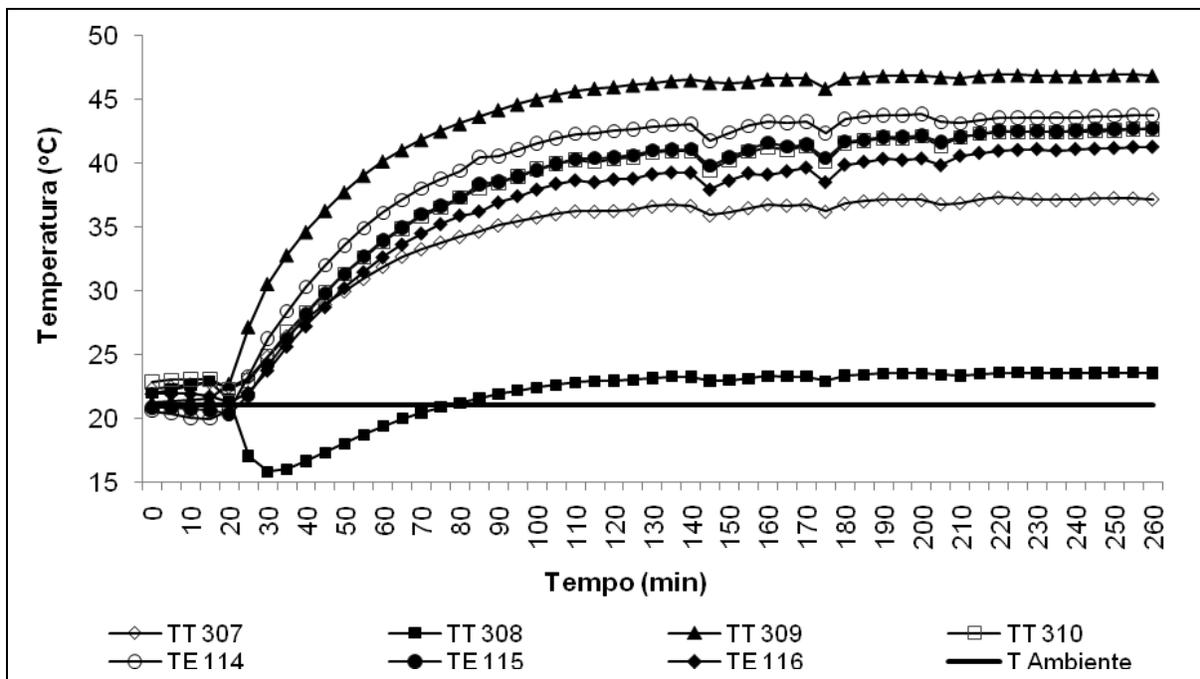


Figura D 2 Temperaturas do ar em cada etapa do processo para o ensaio A

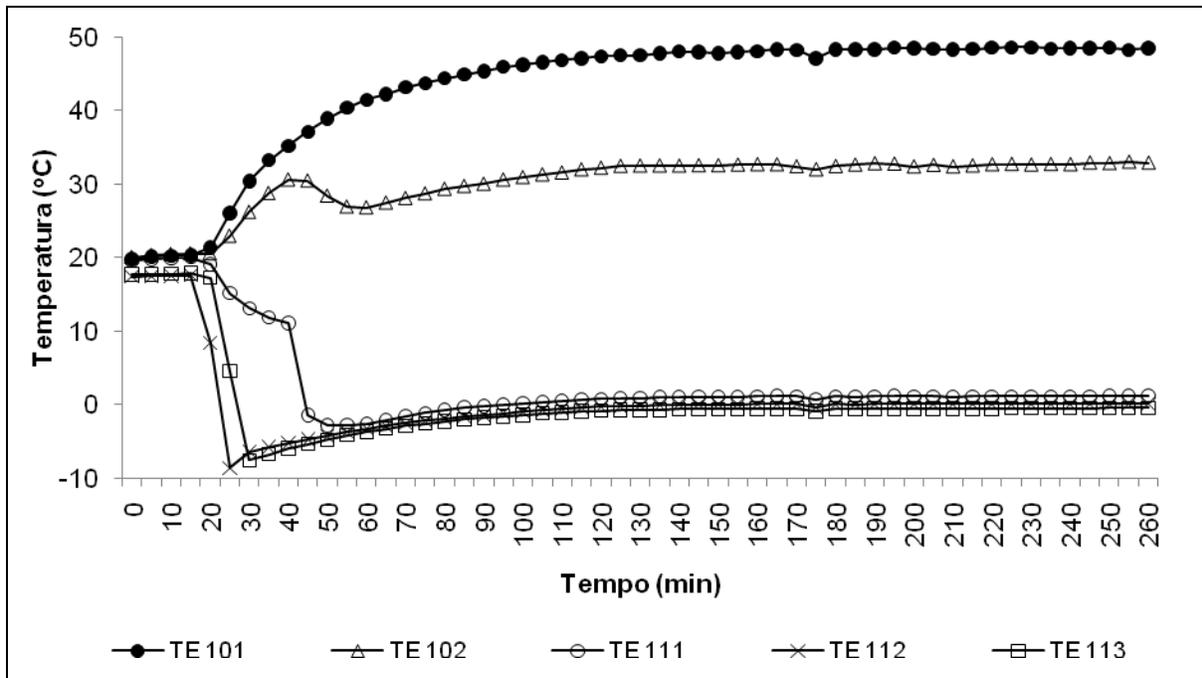


Figura D 3 Temperaturas do fluido refrigerante no evaporador até antes da sucção para o ensaio A

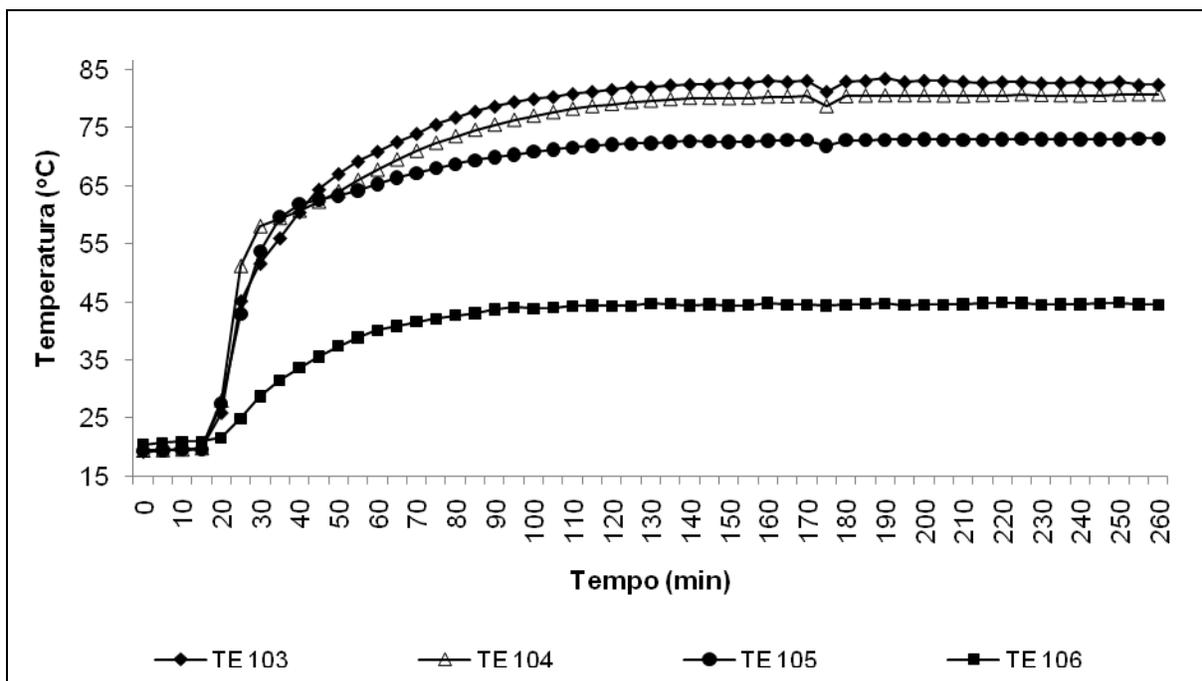


Figura D 4 Temperaturas do fluido refrigerante na descarga até o fim do condensador para o ensaio A

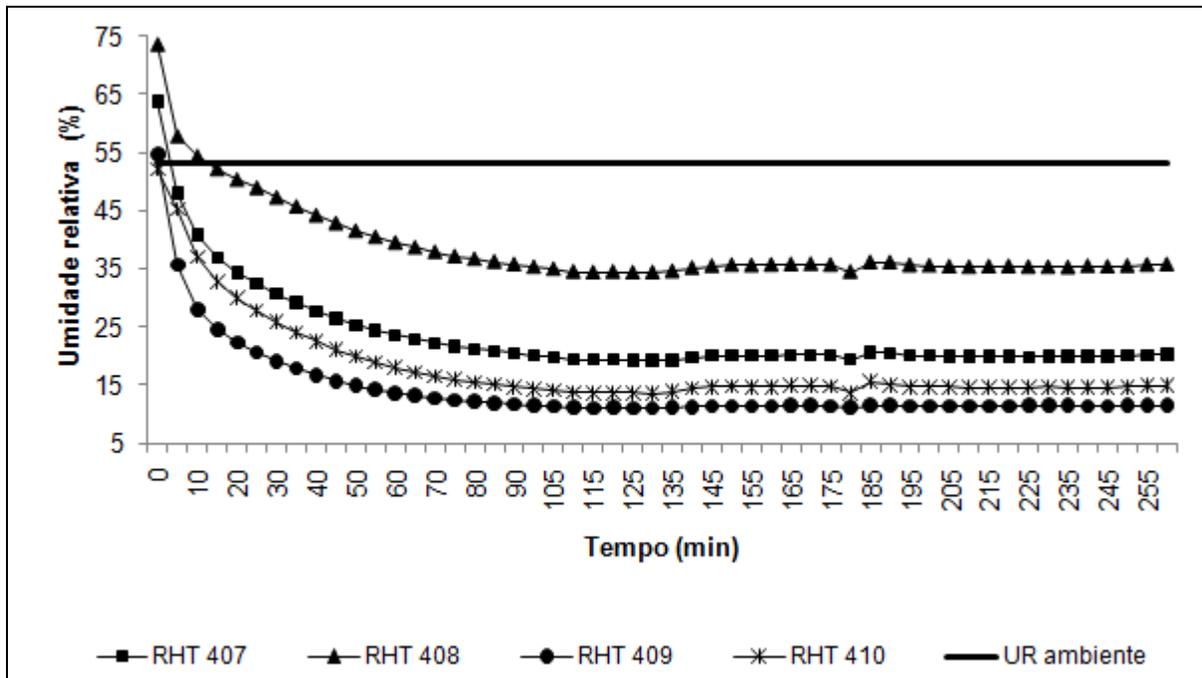


Figura D 5 Umidades relativas do ar em cada etapa do processo para o ensaio B

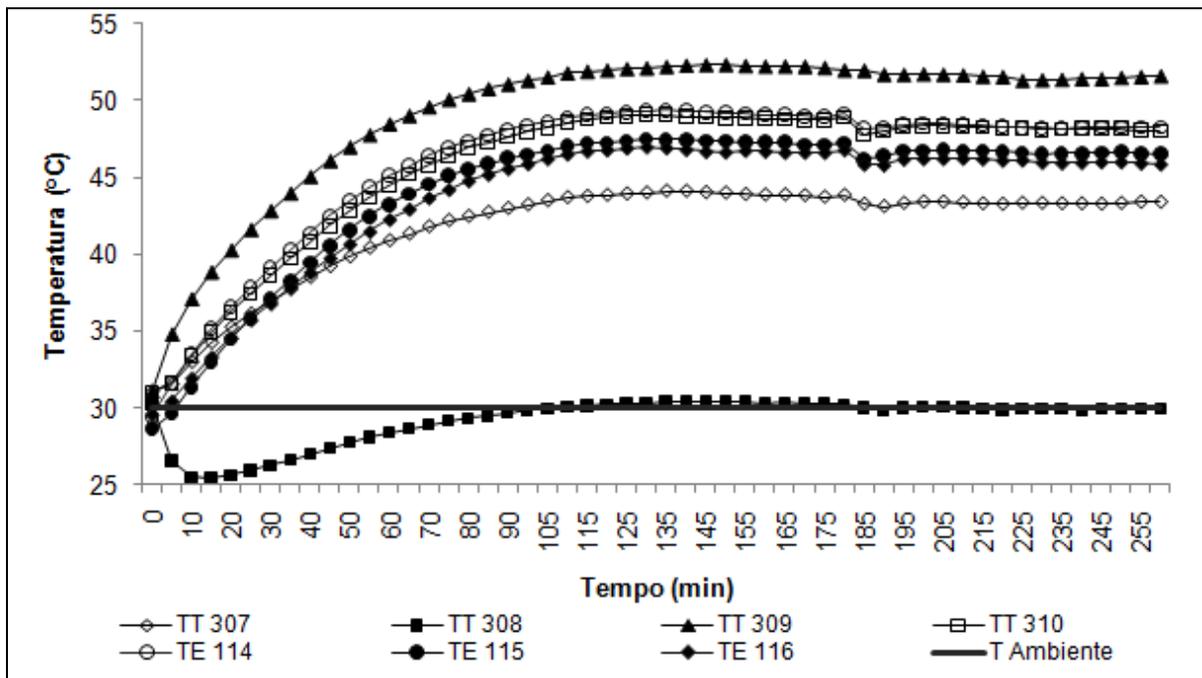


Figura D 6 Temperaturas do ar em cada etapa do processo para o ensaio B

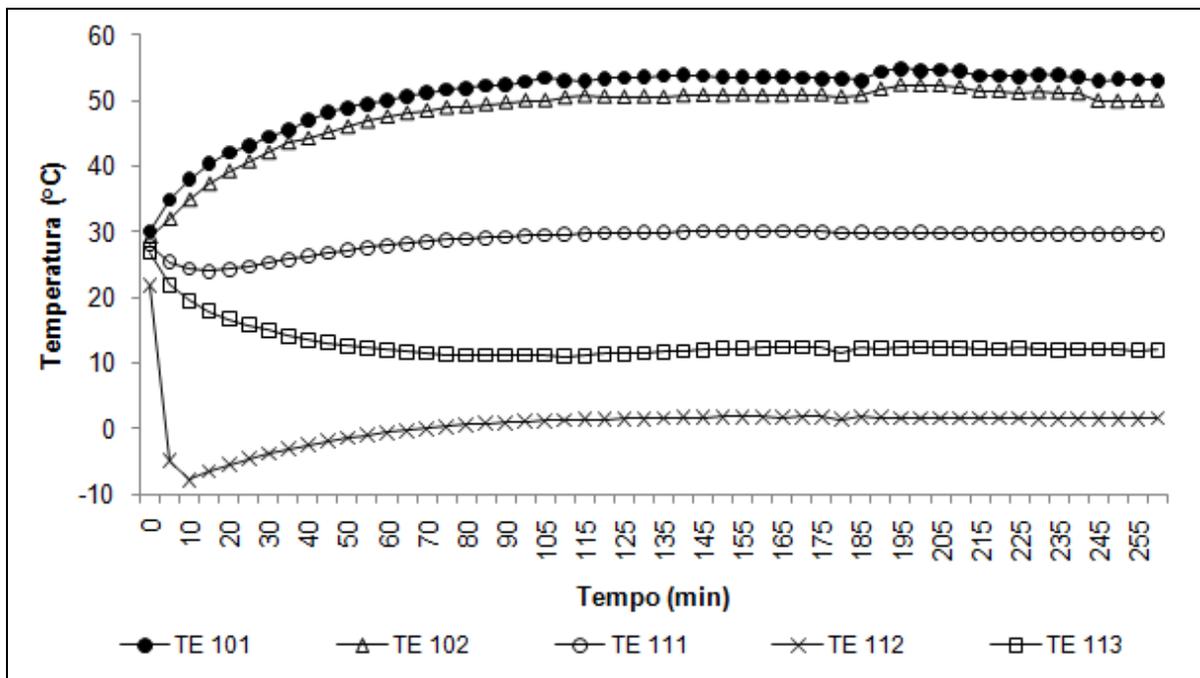


Figura D 7 Temperaturas do fluido refrigerante no evaporador até antes da sucção para o ensaio B

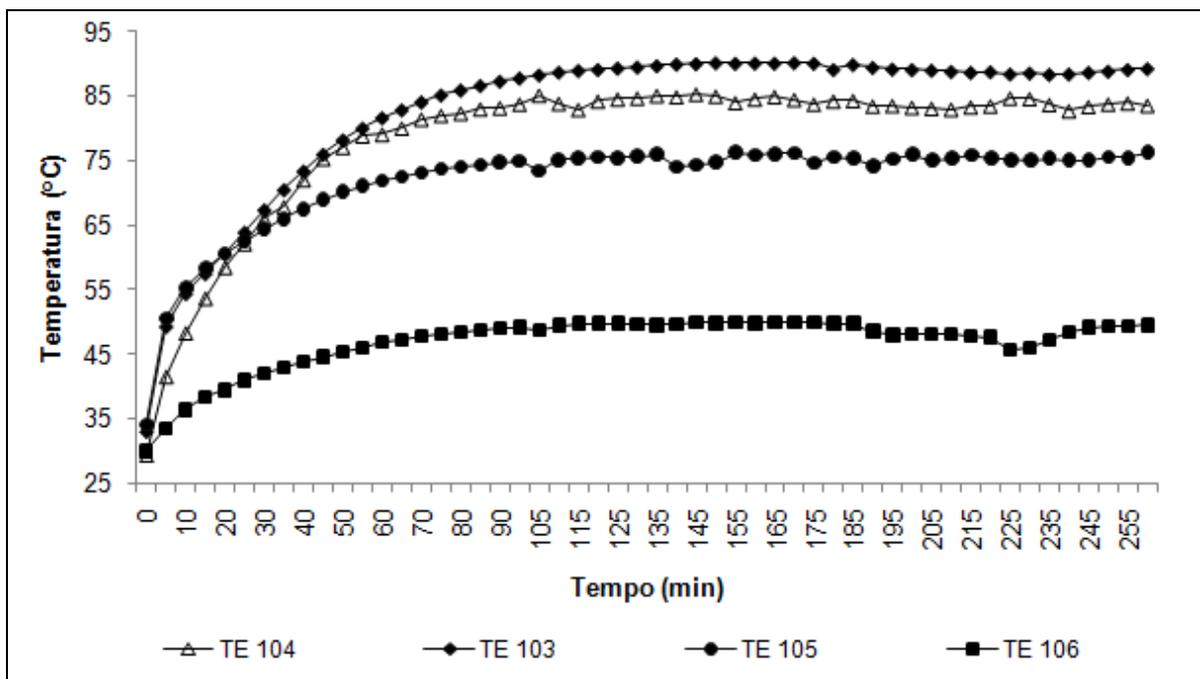


Figura D 8 Temperaturas do fluido refrigerante na descarga até o fim do condensador para o ensaio B

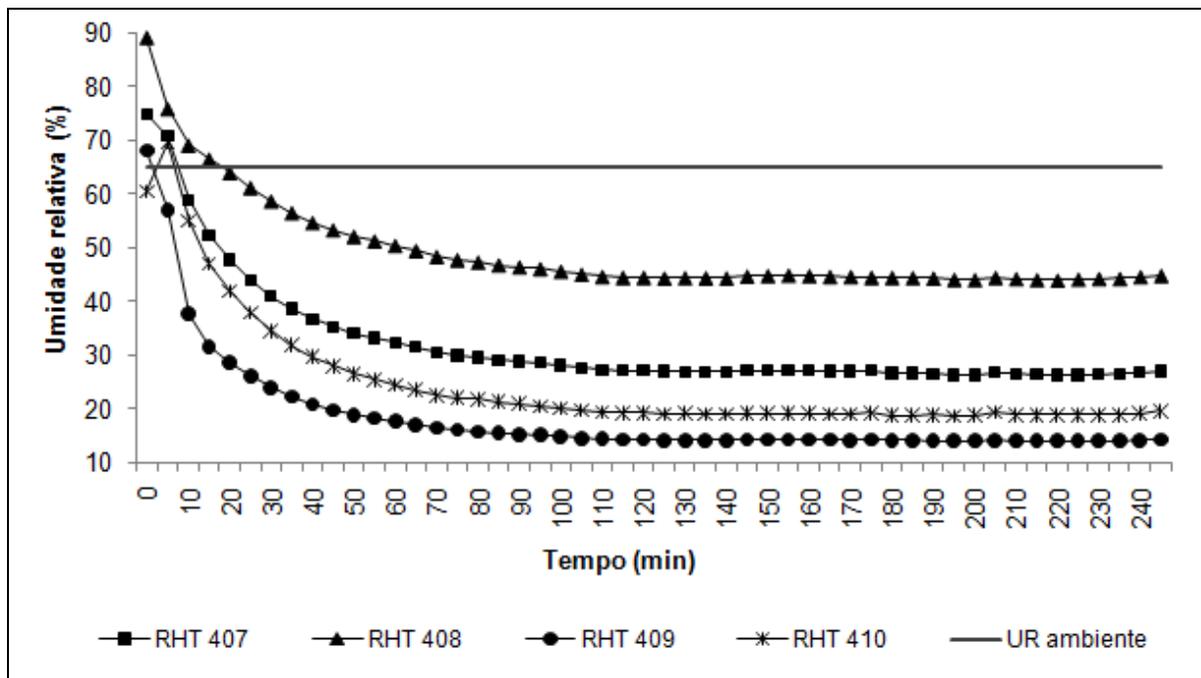


Figura D 9 Umidades relativas do ar em cada etapa do processo para o ensaio C

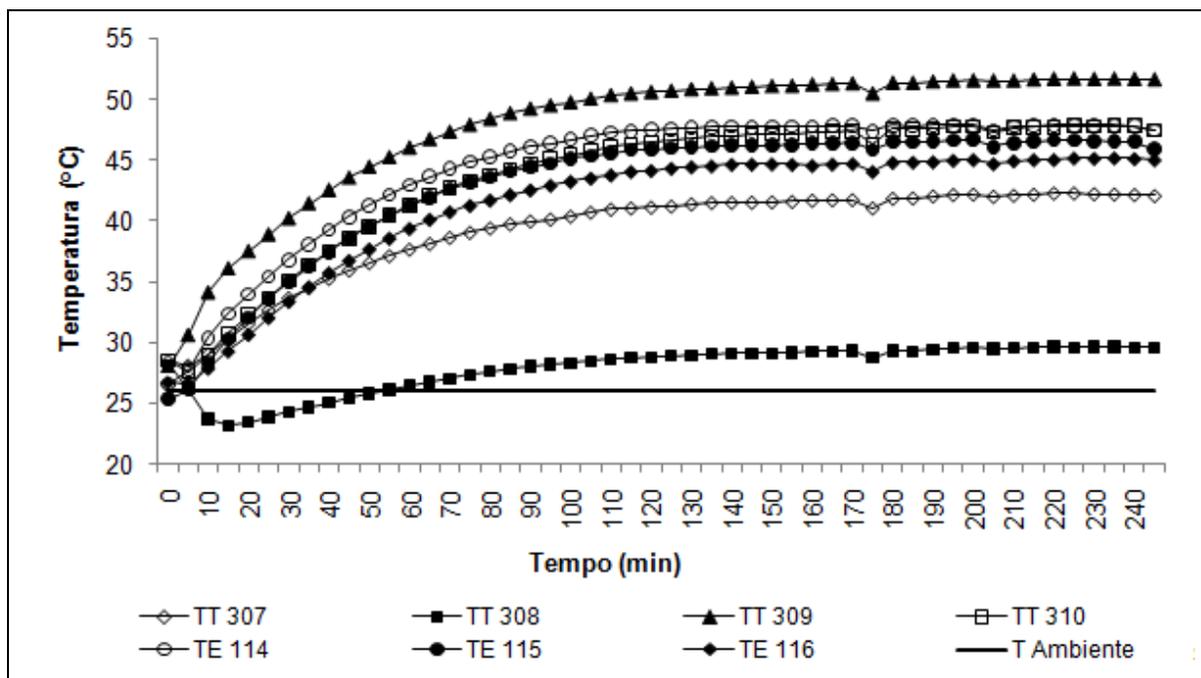


Figura D 10 Temperaturas do ar em cada etapa do processo para o ensaio C

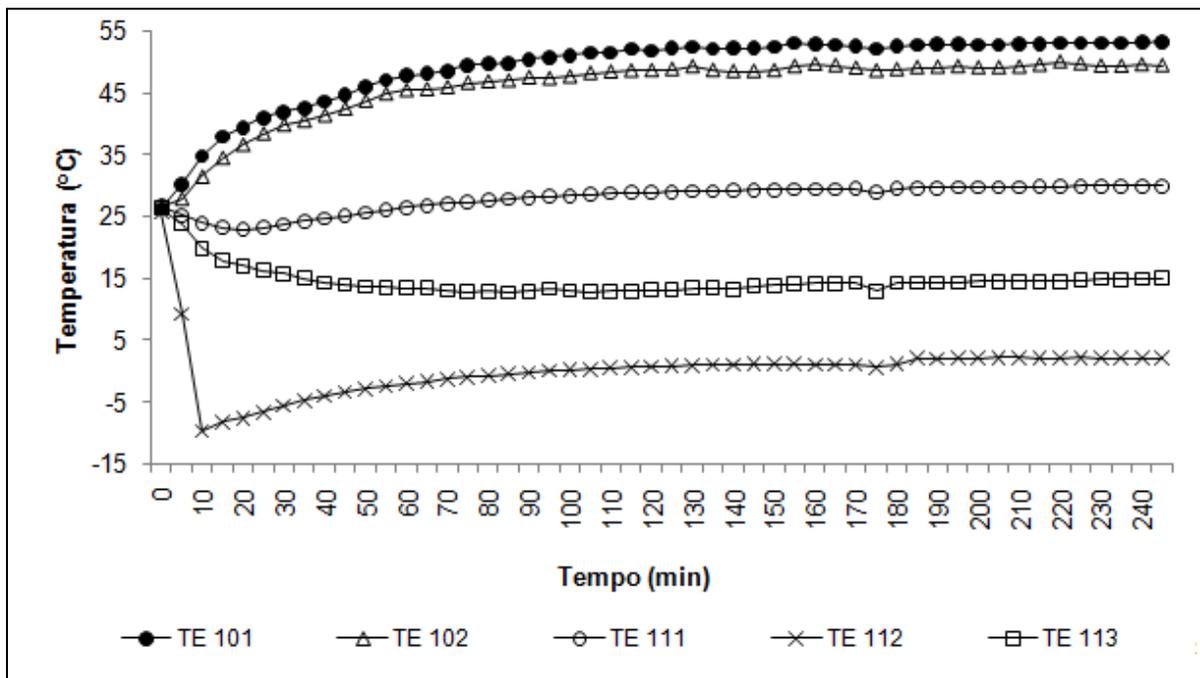


Figura D 11 Temperaturas do fluido refrigerante no evaporador até antes da sucção para o ensaio C

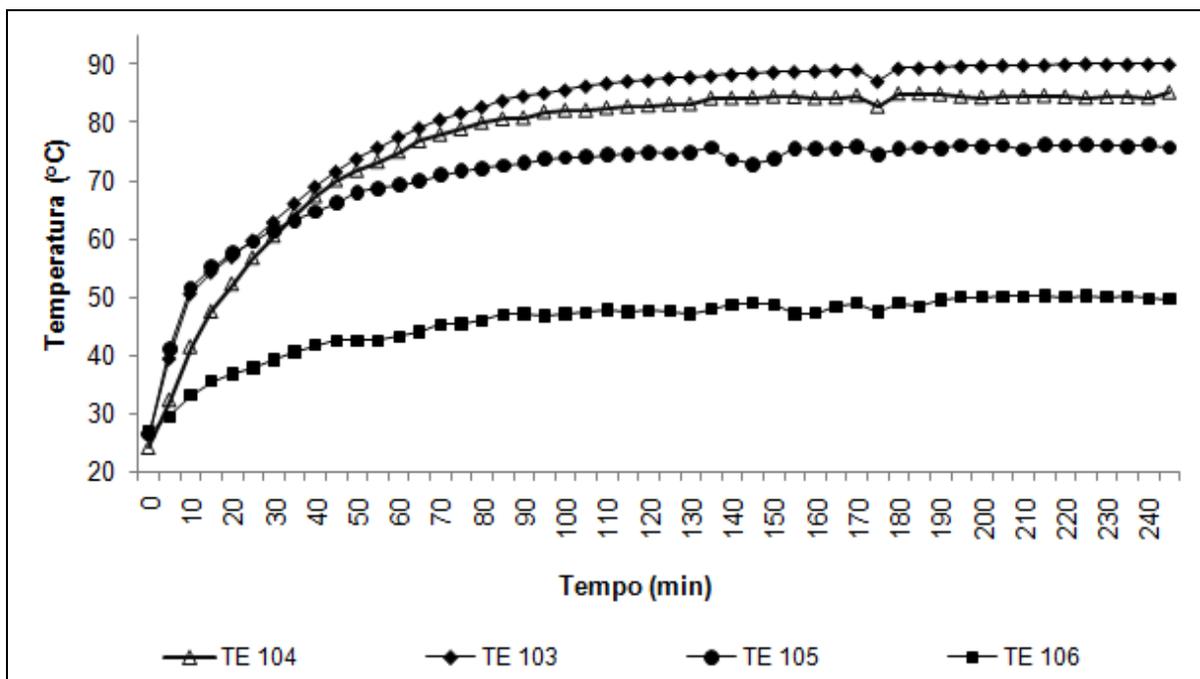


Figura D 12 Temperaturas do fluido refrigerante na descarga até o fim do condensador para o ensaio C