



Vasco Gonçalo  
Pinhanços Cunha

Máquina de secar roupa com bomba de calor





**Vasco Gonçalo  
Pinhanços Cunha**

## **Máquina de secar roupa com bomba de calor**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob orientação científica de Vítor António Ferreira da Costa, Professor Catedrático do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.



## O júri

Presidente

**Prof. Doutor Fernando José Neto da Silva**

Professor Auxiliar da Universidade de Aveiro

Vogais

**Prof. Doutor José Joaquim da Costa**

Professor Associado da Universidade de Coimbra - Faculdade de Ciências e Tecnologia

**Prof. Doutor Vítor António Ferreira da Costa**

Professor Catedrático da Universidade de Aveiro (orientador)



## **Agradecimentos**

À minha família e amigos, pelo apoio incondicional que me têm dado ao longo deste percurso. Ao Prof. Doutor Vítor Costa pelo apoio prestado ao longo da realização desta dissertação.

Este trabalho teve o apoio financeiro dos projetos UIDB/00481/2020 e UIDP/00481/2020 - FCT - Fundação para Ciência e Tecnologia; e CENTRO-01-0145-FEDER-022083 - Programa Operacional Regional do Centro (Centro2020), no âmbito do Acordo de Parceria Portugal 2020, através do Fundo Europeu de Desenvolvimento Regional.





**Palavras-chave**

Máquina de secar roupa; Bomba de calor; Desempenho energético; COP.

**Resumo**

A presente dissertação, realizada no âmbito da unidade curricular Dissertação/Projeto/Estágio do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro, tem como objetivo o estudo, do ponto de vista energético, de uma máquina de secar roupa com bomba de calor. Tal passou por identificar e caracterizar as necessidades energéticas inerentes ao processo de secagem de roupa. Após estas serem conhecidas, avaliou-se o potencial de utilização de uma bomba de calor por compressão de vapor para suprir estas necessidades energéticas. Foi realizada a simulação do processo de secagem de roupa, e a análise energética da máquina de secar roupa com bomba de calor, de modo a comparar este sistema com a máquina de secar roupa convencional. Por fim, estabeleceu-se o modelo físico da máquina de secar roupa incorporando uma bomba de calor por compressão de vapor, e foram apresentadas algumas sugestões de melhoria e propostas para trabalhos futuros.



**Keywords**

Tumble dryer; Heat pump; Energy performance; COP.

**Abstract**

The present Thesis, carried out within the scope of the Dissertation/Project/Internship course of the Integrated Master in Mechanical Engineering of the University of Aveiro, aims to study, from the energy point of view, a heat pump clothes dryer. This was made possible by identifying and characterizing the thermal energy needs inherent to the clothes drying process. Once these were evaluated, the potential of a vapor compression heat pump was evaluated in order to meet the thermal energy needs. It was performed the modeling and simulation of the clothes drying process, and the energy analysis of the of the drying process in both the heat pump and conventional clothes dryers. Lastly, it was established the physical model of the proposed tumble dryer incorporating a vapor compression heat pump. Conclusions and some improvement suggestions are presented, as well as some suggestions for future works.



# Índice

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>1</b>
1.1	Enquadramento . . . . .	1
1.2	Objetivos . . . . .	1
<b>2</b>	<b>Revisão do Estado da Arte</b>	<b>3</b>
2.1	Máquina de secar roupa convencional . . . . .	3
2.2	Tecnologia de bomba de calor aliada à máquina de secar roupa . . . . .	8
2.2.1	Bombas de calor para aplicação doméstica . . . . .	8
2.2.2	Bomba de calor termoelétrica associada à máquina de secar roupa . . . . .	9
2.2.3	Bomba de calor por compressão de vapor associada a máquina de secar roupa . . . . .	14
2.3	Outras tecnologias existentes de máquinas de secar roupa . . . . .	19
2.4	Fluidos refrigerantes . . . . .	20
<b>3</b>	<b>Secagem de roupa</b>	<b>25</b>
3.1	Processo de secagem de roupa . . . . .	25
3.1.1	Tipos de fibras têxteis . . . . .	25
3.1.2	Processo de secagem convectiva de roupa . . . . .	26
3.2	Principais requisitos para uma secagem adequada da roupa . . . . .	29
3.3	Necessidades energéticas de secagem de roupa . . . . .	30
3.4	Disponibilidade energética de uma bomba de calor . . . . .	31
<b>4</b>	<b>Proposta de solução de máquina de secar roupa com bomba de calor</b>	<b>33</b>
4.1	Seleção do fluido refrigerante para a bomba de calor . . . . .	34
4.2	Funcionamento da máquina de secar roupa com bomba de calor por compressão de vapor . . . . .	35
4.3	Análise energética e mássica do sistema da máquina de secar roupa com bomba de calor . . . . .	39
4.3.1	Período de secagem a taxa constante . . . . .	47
4.3.2	Período de secagem a taxa decrescente . . . . .	51
4.4	Breve descrição do software 'EES' . . . . .	54
<b>5</b>	<b>Análise de resultados</b>	<b>57</b>
5.1	Resultados obtidos . . . . .	57
5.2	Análise de resultados . . . . .	58
<b>6</b>	<b>Anteprojeto da solução de máquina de secar roupa com bomba de calor</b>	<b>63</b>

<b>7</b>	<b>Conclusões</b>	<b>69</b>
7.1	Conclusões gerais . . . . .	69
7.2	Sugestões de melhoria e propostas de trabalhos futuros . . . . .	71
<b>8</b>	<b>Referências</b>	<b>73</b>
<b>A</b>	<b>Código dos programas</b>	<b>77</b>
<b>B</b>	<b>Resultados obtidos</b>	<b>85</b>

# Lista de Tabelas

2.1	Valores dos parâmetros medidos em [8]. . . . .	13
2.2	Valores de desempenho energético (fator de energia) associados a cada configuração [8]. . . . .	14
2.3	Matriz de classificação dos fluidos refrigerantes em grupos de segurança (retirado de [10]). . . . .	22
2.4	Algumas propriedades de vários fluidos refrigerantes [10]. . . . .	24
4.1	Algumas das propriedades físicas do fluido refrigerante R-1234ze [39]. . . .	35
5.1	Comparação dos parâmetros de desempenho energético (' <i>FE</i> ' e ' <i>SMER</i> ') e consumos energéticos das máquinas de secar roupa com bomba de calor e convencional (secagem de 1 kg de roupa de algodão). . . . .	62
B.1	Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa constante (controlo da humidade da roupa durante este período). .	87
B.2	Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa constante (controlo da humidade da roupa durante este período (continuação)). . . . .	88
B.3	Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente (continuação 1). . . . .	90
B.4	Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente (continuação 2). . . . .	91
B.5	Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente (continuação 3). . . . .	92
B.6	Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente (continuação 4). . . . .	93
B.7	Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente (continuação 5). . . . .	94
B.8	Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente (continuação 6). . . . .	95
B.9	Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente (continuação 7). . . . .	96
B.10	Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente (continuação 8). . . . .	97





# Lista de Figuras

2.1	Sistema convencional com secagem por exaustão (retirado de [5]). . . . .	5
2.2	Sistema convencional com secagem por condensação com ciclo aberto (retirado de [5]). . . . .	6
2.3	Diagrama psicrométrico do sistema convencional por condensação com ciclo aberto (A-1-2f-2-3-4') e com ciclo fechado (A'-1'-2f'-2'-3'-4'-A') (retirado de [5]). . . . .	7
2.4	Sistema convencional com secagem por condensação com ciclo fechado (retirado de [5]). . . . .	8
2.5	Sistema por condensação (com ciclo aberto) da máquina de secar roupa com bomba de calor termoelétrica (retirado de [8]). . . . .	10
2.6	Sistema por condensação (com ciclo fechado) da máquina de secar roupa com bomba de calor termoelétrica (retirado de [8]). . . . .	11
2.7	Sistema alhetado da bomba de calor termoelétrica (retirado de [2]). . . . .	12
2.8	Funcionamento da bomba de calor por compressão de vapor (retirado de [12]). . . . .	15
2.9	Máquina de secar roupa incorporando uma bomba de calor por compressão de vapor (ciclo fechado) (retirado de [14]). . . . .	16
2.10	Sistema de bomba de calor com recuperador de calor em ciclo fechado (retirado de [17]). . . . .	17
2.11	Sistema híbrido com recuperador de calor (ciclo aberto) (retirado de [7]). . . . .	18
3.1	Tipos de fibras e suas matérias-primas [30]. . . . .	26
3.2	Taxa de secagem em função da humidade na roupa [30]. . . . .	28
3.3	Cinética de secagem típica [30]. . . . .	29
3.4	Ilustração da troca térmica no condensador. . . . .	32
4.1	Esquema de funcionamento da máquina de secar roupa com bomba de calor. . . . .	36
4.2	Representação do diagrama psicrométrico do sistema com bomba de calor. . . . .	37
4.3	Diagrama da temperatura vs entropia específica do sistema de bomba de calor (retirado de [36]). . . . .	38
4.4	Esquema utilizado para a análise energética e mássica do sistema da máquina de secar roupa com bomba de calor [40]. . . . .	40
4.5	Diagrama da pressão vs entalpia específica do sistema da bomba de calor (retirado de [36]). . . . .	41
4.6	Esquema da transferência de calor e de massa entre o ar e a roupa no tambor. . . . .	52
4.7	Biblioteca de propriedades termofísicas do 'software' 'EES'. . . . .	55

6.1	Vista explodida (vista da frente).	64
6.2	Vista explodida (vista de trás).	65
6.3	Circuito da bomba de calor.	65
6.4	Circuito de ar (vista de lado).	66
6.5	Circuito de ar (vista de frente).	66
6.6	Circuito de condensação de água.	67
6.7	Sistema de ligação do motor do tambor à polia.	67
6.8	Sistema de ligação do tambor à polia.	68
6.9	Dimensões gerais da máquina de secar roupa com bomba de calor.	68
A.1	Código do programa relativo ao período de secagem a taxa constante.	78
A.2	Código do programa relativo ao período de secagem a taxa constante (continuação 1).	79
A.3	Código do programa relativo ao período de secagem a taxa constante (continuação 2).	80
A.4	Código do programa relativo ao período de secagem a taxa decrescente.	81
A.5	Código do programa relativo ao período de secagem a taxa decrescente (continuação 1).	82
A.6	Código do programa relativo ao período de secagem a taxa decrescente (continuação 2).	83
A.7	Código do programa relativo ao período de secagem a taxa decrescente (continuação 3).	84
B.1	Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa constante.	86
B.2	Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente.	89



# Capítulo 1

## Introdução

### 1.1 Enquadramento

A máquina de secar roupa oferece a possibilidade de uma secagem rápida da roupa, independentemente das condições atmosféricas. Além disso, garante uma secagem dos tecidos têxteis sem que estejam expostos à poluição atmosférica e a insectos, que os podem contaminar e comprometer o processo de lavagem e secagem. Além destas grandes vantagens, a máquina de secar roupa para uso doméstico apresenta pequenas dimensões que possibilitam o seu fácil arrumo e utilização [1].

A utilização deste eletrodoméstico varia consoante o clima da região e o desenvolvimento do país, levando a consumos energéticos diferentes. Cerca de 80% das habitações nos Estados Unidos utiliza máquinas de secar roupa e 30% destas máquinas de secar têm pelo menos 10 anos [2]. Em Portugal (continental), cerca de 2,5 milhões de portugueses (29% da população de Portugal continental) utiliza máquina de secar roupa [3].

Apesar de as máquinas de secar roupa serem amplamente usadas, são equipamentos com um elevado consumo energético ao nível residencial, podendo consumir até cerca de 6% da energia elétrica de uma habitação nos Estados Unidos [2]. Em 2004, de acordo com um relatório da Agência Sueca de Energia, o consumo energético relativo a este tipo de eletrodoméstico correspondia a 8% da energia elétrica consumida numa habitação sueca [1]. Tal motivou que, ao longo dos anos, fossem várias as propostas, melhorias e reinvenções deste equipamento, no sentido de aumentar a sua eficiência energética.

As primeiras máquinas de secar roupa baseavam-se numa resistência elétrica, que ainda é amplamente utilizada na atualidade. Este tipo de equipamento tem um consumo energético mais elevado quando comparado com o de outros equipamentos de secagem de roupa mais modernos, sendo, por isso, importante fazer uma análise energética a este tipo de equipamento e propor soluções que ofereçam uma poupança energética maior, mas alcançando, sempre, os objetivos desejados da secagem de roupa.

### 1.2 Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo fazer uma avaliação do potencial de utilização de bombas de calor para suprir as necessidades de energia térmica de uma máquina de secar roupa.

Outro objetivo da presente dissertação é fazer uma comparação dos consumos ener-

géticos da máquina de secar roupa convencional, baseada numa resistência elétrica, e da máquina de secar roupa com bomba de calor. A abordagem seguida foi a de modelação e simulação do funcionamento da máquina de secar roupa, obtendo os parâmetros energéticos mais relevantes associados ao seu funcionamento.

Além destes objetivos, é também proposto o anteprojecto da solução da máquina de secar roupa incorporando uma bomba de calor.

## Capítulo 2

# Revisão do Estado da Arte

Existem várias tecnologias de máquinas de secar roupa, e inúmeros modelos pelos quais o utilizador pode optar. Assim, o que o utilizador mais procura numa máquina de secar roupa é uma rápida secagem aliada a um baixo consumo energético, que, por sua vez, resulta em poupança. A poupança energética está subjacente a qualquer sistema, sendo que a importância de melhorar a eficiência energética leva-nos para o campo da poupança de energia (quer de origem fóssil, quer renovável) que, por sua vez, reduz a emissão de gases de efeito de estufa que levam ao aquecimento global e à mutação de ecossistemas. É, por isso, cada vez mais imperativo pensar em formas de melhorar o ciclo da energia de qualquer sistema para construir um futuro sustentável.

No sentido de fornecer uma visão generalizada sobre este setor, são apresentadas a seguir as várias tecnologias utilizadas nas máquinas de secar roupa, com maior incidência nas máquinas de secar roupa convencionais e nas máquinas de secar roupa com bomba de calor. Além disso, serão ainda apresentados os seus desempenhos energéticos.

### 2.1 Máquina de secar roupa convencional

Antes de abordar a tecnologia da máquina de secar roupa convencional é importante referir os principais parâmetros de desempenho energético de uma máquina de secar roupa.

Existem três parâmetros principais que definem a eficiência energética de uma máquina de secar roupa: o tempo de secagem, o fator de energia ('*FE*') e o '*SMER*' ('specific moisture extraction rate'). O tempo de secagem é, como o próprio nome indica, o tempo que a roupa demora a perder o seu teor de água, sendo normalmente expresso em minutos. O fator de energia ('*FE*') é um fator que relaciona a massa de roupa seca com a energia consumida no processo de secagem, em unidades de  $\text{kg}_{\text{roupa seca}}/\text{kWh}$ . O '*SMER*' é um parâmetro parecido ao '*FE*', mas que relaciona a massa de água removida da roupa com a energia consumida no processo de secagem, em unidades de  $\text{kg}_{\text{água}}/\text{kWh}$  [2]. Atualmente, a métrica de desempenho de máquinas de secar roupa é o fator de energia ('*FE*') [4].

Primeiramente, vai ser apresentada a tecnologia convencional utilizada pelas máquinas de secar roupa, que podem ser de dois tipos: de exaustão ou de condensação. De entre as máquinas de secar roupa por condensação existem ainda duas variantes: de ciclo aberto ou de ciclo fechado [5].

A máquina de secar roupa convencional por exaustão consiste num tambor onde são colocados os tecidos que se pretendem secar, um ventilador que promove a entrada e circulação de ar ambiente, um motor que faz com que o tambor rode, uma resistência elétrica que promove o aquecimento do ar e, ainda, algumas condutas que permitem que o ar húmido proveniente da máquina seja expulso para o exterior [5].

Na Figura 2.1 representa-se o modo de funcionamento do sistema convencional por exaustão. O ar ambiente entra no sistema por ação do ventilador, que o direciona então para a resistência elétrica, a qual, por sua vez, faz aumentar a temperatura do ar antes de este entrar no tambor da máquina de secar. O ar, agora quente, recebe a humidade da roupa e é depois expulso para o exterior através das condutas existentes para o efeito. A humidade presente no ar condensa no exterior da habitação [5].

A Figura 2.1 apresenta também os processos psicrométricos que ocorrem durante a secagem da roupa. De 1 para 2 ocorre o processo de aquecimento sensível do ar por ação da resistência elétrica, mantendo o conteúdo de humidade constante. O aquecimento do ar faz com que diminua a sua humidade relativa e aumente o seu potencial de remoção de vapor de água. De 2 para 3 ocorrem os processos de arrefecimento e humidificação do ar no tambor. O ar quente promove a transferência de água das roupas para o ar, levando a um aumento da humidade relativa e a um arrefecimento do ar. O arrefecimento sensível do ar ocorre devido à evaporação da água da roupa para o ar (a entalpia do ar diminui ao fornecer a entalpia de vaporização da humidade da roupa). De 3 para 4 ocorre o processo de arrefecimento com desumidificação, onde o ar sofre uma diminuição da sua temperatura e do seu conteúdo de humidade (esta parte ocorre já no exterior da habitação). Neste processo o ar vai diminuir a sua temperatura num processo de arrefecimento sensível até que seja alcançado o seu ponto de orvalho e, a partir daí, começa a sofrer um processo simultâneo de arrefecimento e desumidificação [6].

A máquina de secar roupa convencional por exaustão é barata quando comparada com outras tecnologias. O processo de secagem deste sistema é relativamente rápido, eficaz (em termos de secagem de tecidos) e simples (em comparação, por exemplo, com o sistema de secagem de roupa por condensação). No entanto, é relativamente ineficiente em termos energéticos e tem, ainda, a desvantagem de exigir uma conduta para expulsar o ar húmido para o ambiente exterior à habitação [5].

O princípio de funcionamento da máquina de secar roupa convencional por condensação com um ciclo aberto é semelhante ao do sistema anterior. A diferença entre os dois sistemas está, principalmente, na parte final do processo. Neste sistema, em vez de o ar húmido ser expulso diretamente para o exterior, a maior parte da humidade do ar é retirada através de um permutador de calor colocado entre o ar de entrada no sistema e o ar de saída do tambor, e só depois é expulso. O ar quando é expulso do sistema sai quase saturado, o que leva à condensação da água no exterior. Além de condensar a água que se encontra sob a forma de vapor, este recuperador permite um pré-aquecimento do ar ambiente que entra no sistema, possibilitando uma secagem mais eficiente ao nível energético. Na Figura 2.2 é possível observar o esquema de funcionamento da máquina de secar roupa convencional por condensação em ciclo aberto [5].

A Figura 2.3 apresenta os processos psicrométricos associados à máquina de secar roupa convencional por condensação com ciclo aberto. De A para 2 ocorrem os processos de aquecimento sensível do ar. Primeiro, devido ao pré-aquecimento provocado pelo recuperador de calor (de A para 1). Depois, de 1 para 2f, o processo de aquecimento

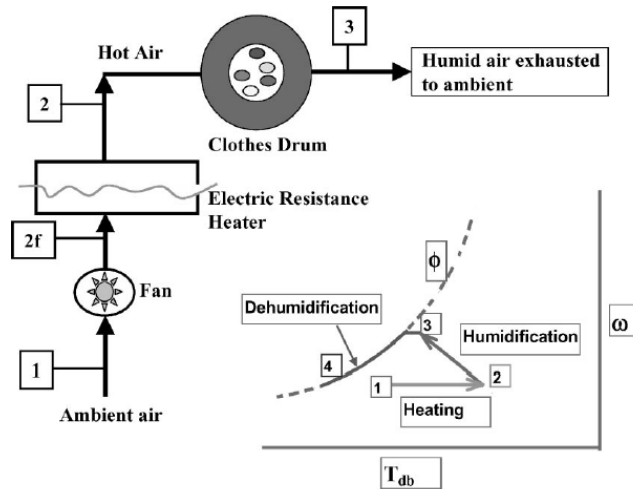


Figura 2.1: Sistema convencional com secagem por exaustão (retirado de [5]).

sensível é devido ao ventilador e, finalmente, de 2f para 2, ocorre o último processo de aquecimento sensível, este, com maior relevo (devido à resistência elétrica). De 2 para 3 ocorrem os processos de arrefecimento e humidificação do ar no tambor da máquina. E, de 3 para 4' ocorre o processo de arrefecimento com desumidificação no recuperador de calor [6].

Este sistema deve obter parâmetros de desempenho energético, ' $FE$ ' e ' $SMER$ ', melhores que a máquina de secar roupa convencional por exaustão. No entanto, é mais caro quando comparado ao sistema anterior e também necessita de condutas de exaustão para o exterior [5].

A Figura 2.4 apresenta o modo de funcionamento da máquina de secar roupa por condensação com ciclo fechado. Neste sistema não existe ar exaurido para o exterior, uma vez que o ar circula de forma cíclica dentro da máquina. Inicialmente, o ar ambiente entra no sistema por ação de um ventilador e é direcionado para a resistência elétrica que fornece calor ao ar, aumentando a sua temperatura. Posteriormente, o ar quente entra no tambor da máquina de secar que contém as roupas molhadas e recolhe a sua humidade. O ar, agora húmido e com uma temperatura menor, deixa o tambor passando por um filtro que impede que os resíduos de tecido circulem com o ar e é, então, arrefecido através de um permutador de calor (que tem o auxílio de outro ventilador) que faz condensar algum do vapor de água presente no ar. Finalmente, o ar, agora mais seco e com uma temperatura menor, volta a entrar no sistema da máquina de secar, sendo misturado com ar ambiente que tem menos humidade, à entrada do ventilador. Este ciclo ocorre até a secagem das roupas estar completa [5].

A Figura 2.3 apresenta também os processos psicrométricos associados à máquina de secar roupa convencional por condensação com ciclo fechado, que são semelhantes aos processos psicrométricos que ocorrem no sistema anterior (máquina de secar roupa convencional por condensação com ciclo aberto). A única diferença é que o ar quando chega ao ponto 4' é recirculado e volta ao ponto A', para ser misturado com ar ambiente [5].

No ponto 1' deste sistema, como ocorre a mistura de ar ambiente com ar proveniente



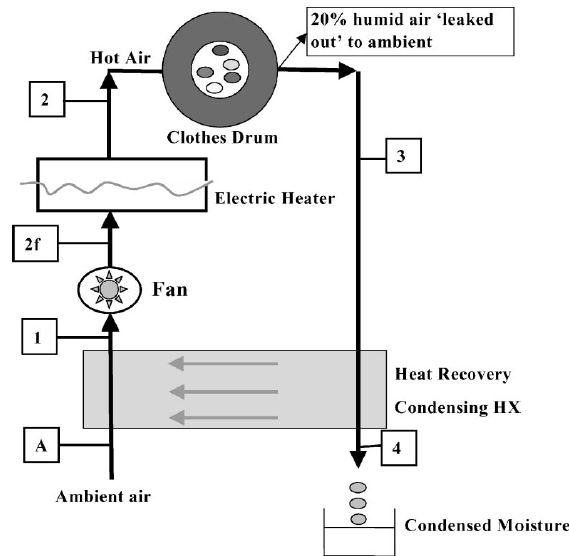


Figura 2.2: Sistema convencional com secagem por condensação com ciclo aberto (retirado de [5]).

do ponto 4' (neste ponto o ar contém mais humidade que o ar ambiente), o ar que chega ao tambor (ar misturado) tem mais humidade, o que leva a que este não possa absorver tanto vapor de água como nos casos anteriores, refletindo-se no seu consumo energético [5].

A máquina de secar roupa convencional por condensação com ciclo fechado revela uma maior facilidade na instalação, mas apresenta um maior investimento e exige uma manutenção regular devido aos requisitos de drenagem de água e de remoção de resíduos de tecido. Esta solução apresenta-se como única quando as condições de instalação de exaustão para o exterior são impossíveis ou não são viáveis [5].

A máquina de secar roupa convencional por condensação com ciclo fechado pode ainda ser melhorada se se colocar um recuperador de calor, combinando as melhores características do ciclo fechado com as do ciclo aberto. Este recuperador de calor é colocado à entrada do ventilador e à saída do tambor para auxiliar a remoção de água do ar, melhorando a sua eficiência energética. Este sistema revela um investimento ainda maior que o sistema de máquina de secar convencional por condensação com ciclo fechado, e também necessita de manutenção adicional [5].

Apesar disto, este tipo de tecnologia consome bastante mais energia quando comparada com outras, uma vez que toda a energia consumida na forma de eletricidade é transformada em energia térmica, sendo que, atualmente, já existem sistemas com uma produção de energia térmica, por vezes, várias vezes, superior ao consumo de energia elétrica [5] [7]. A máquina de secar roupa convencional tem associados os consumos energéticos do ventilador, do motor do tambor e, ainda, da resistência elétrica de aquecimento.

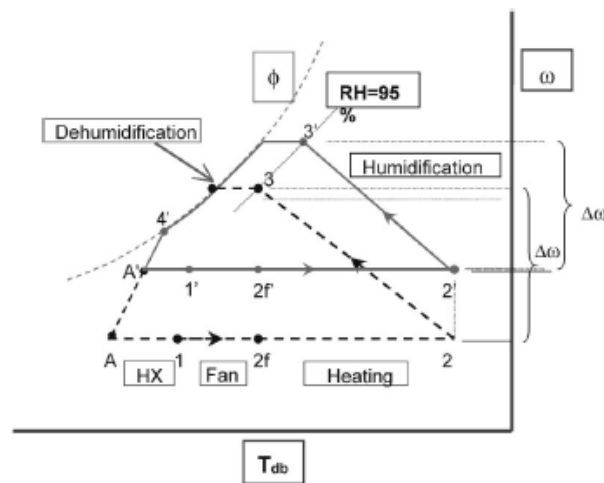


Figura 2.3: Diagrama psicrométrico do sistema convencional por condensação com ciclo aberto (A-1-2f-2-3-4') e com ciclo fechado (A'-1'-2f'-2'-3'-4'-A') (retirado de [5]).

O desempenho energético do sistema convencional apresenta fatores de energia a rondar os  $1,36 \text{ kg}_{\text{roupa seca}}/\text{kWh}$  [7], dependendo da tipologia. Existem estudos que apontam para valores do fator de energia de  $1,16 \text{ kg}_{\text{roupa seca}}/\text{kWh}$  (máquina de secar roupa convencional de 240V com capacidade inferior a  $113,3 \text{ dm}^3$  no tambor) [4] para as máquinas de secar roupa convencionais por condensação com ciclo fechado. Para as máquinas de secar roupa convencionais com ciclo aberto (máquina de secar roupa por condensação com ciclo aberto e máquina de secar roupa por exaustão) foram obtidos fatores de energia maiores de cerca de  $1,69 \text{ kg}_{\text{roupa seca}}/\text{kWh}$  (máquina de secar roupa convencional de 120V com capacidade igual ou superior a  $113,3 \text{ dm}^3$  no tambor), de  $1,64 \text{ kg}_{\text{roupa seca}}/\text{kWh}$  (máquina de secar roupa convencional de 120V com capacidade menor a  $113,3 \text{ dm}^3$  no tambor) e de  $1,48 \text{ kg}_{\text{roupa seca}}/\text{kWh}$  (máquina de secar roupa convencional de 240V com capacidade inferior a  $113,3 \text{ dm}^3$  no tambor) [4].

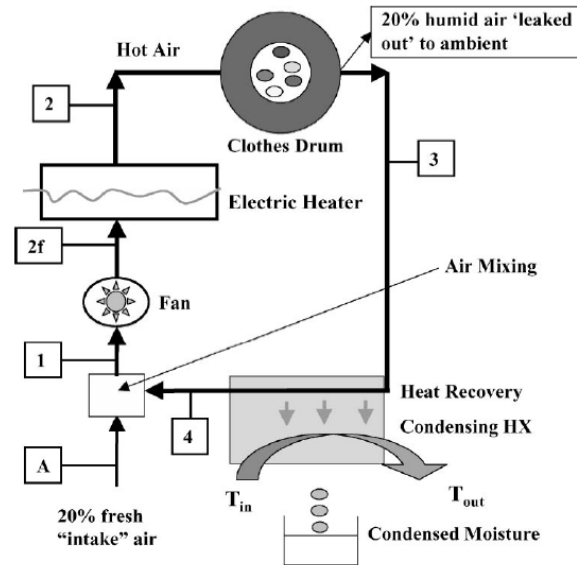


Figura 2.4: Sistema convencional com secagem por condensação com ciclo fechado (retirado de [5]).

## 2.2 Tecnologia de bomba de calor aliada à máquina de secar roupa

Neste subcapítulo são abordados os vários tipos de bombas de calor de aplicação doméstica e, ainda, algumas tecnologias de bomba de calor utilizadas em máquinas de secar roupa.

### 2.2.1 Bombas de calor para aplicação doméstica

Neste contexto, existem vários tipos de bombas de calor para a aplicação doméstica. No entanto, aquela que mais sucesso tem é a de compressão de vapor. Isto deve-se à sua eficiência energética quando comparada com todas as outras soluções. Além disso, existem ainda poucos estudos sobre máquinas de secar com bomba de calor sem ser de compressão de vapor. Em praticamente todos os estudos, verificou-se que a bomba de calor por compressão de vapor é a mais eficiente [8].

Existem vários tipos de bombas de calor por compressão de vapor, nomeadamente, bombas de calor água-água, bombas de calor ar-água e ainda bombas de calor ar-ar. Estes três tipos de bombas de calor utilizam duas possíveis fontes de energia (água e ar). As bombas de calor água-água são utilizadas no aquecimento de água sanitária concorrendo com o aquecimento a gás. Este tipo de bomba de calor pode ainda ser utilizado para o aquecimento de piscinas e até para o aquecimento central de uma habitação [9].

As bombas de calor geotérmicas, são também do tipo água-água mas são utilizadas numa escala maior. Estas utilizam a temperatura aproximadamente constante do solo para fornecer aquecimento e água quente de forma eficiente. Este tipo de bomba de calor é atualmente utilizado no aquecimento ambiente e de água sanitária ao nível de

grandes edifícios, visto que, apesar de consumir três a seis vezes menos eletricidade que os aparelhos elétricos baseados em resistências, apresenta um elevado custo de investimento [9].

As bombas de calor ar-água operam da mesma forma que o ar-condicionado, e são muitas vezes utilizadas para o mesmo fim. Assim, este tipo de bomba de calor pode ser utilizado para suportar sistemas de climatização central ou ser concebidas e dimensionadas para climatizar apenas uma divisão ou uma parte de um edifício. Além disso, estas bombas de calor conseguem produzir duas ou três vezes mais calor (ou frio) que a quantidade de eletricidade que consomem (apresentando, ainda assim, uma eficiência energética inferior à da bomba de calor geotérmica) [9].

As bombas de calor ar-ar podem ser usadas para o mesmo fim das bombas de calor ar-água, sendo que as máquinas de secar roupa com bomba de calor de compressão de vapor utilizam também este sistema. Este tipo de bomba de calor tem, ainda, uma eficiência energética semelhante à das bombas de calor ar-água [9]. Esta tecnologia irá ser abordada posteriormente com maior detalhe.

### 2.2.2 Bomba de calor termoelétrica associada à máquina de secar roupa

Para além das bombas de calor por compressão de vapor existem ainda bombas de calor termoelétricas. Apesar de estas não estarem tão difundidas como as anteriores, já existem alguns estudos sobre máquinas de secar roupa com bomba de calor termoelétrica [2] [8].

O funcionamento da bomba calor termoelétrica é relativamente simples, e apesar de esta não ser tão utilizada para fins domésticos como a bomba de calor por compressão de vapor, é bastante solicitada para o arrefecimento de componentes eletrónicos (tais como câmaras fotográficas, díodos laser, microprocessadores, dispositivos de análises sanguíneas e pequenos frigoríficos portáteis), por necessitar de um pequeno espaço para operar. Outra vantagem deste tipo de equipamento é que, para funcionar, apenas necessita de energia elétrica, geralmente de corrente contínua. Para além disso, esta bomba de calor não utiliza fluido refrigerante, o que é positivo para o ambiente, uma vez que maior parte dos fluidos refrigerantes no mercado têm influência, ou na destruição da camada do ozono ou no efeito de estufa. Este tipo de equipamento não tem partes móveis, sendo caracterizado como um sistema compacto, silencioso, portátil e que requer pouca manutenção [10] [11]. Este tipo de bomba de calor é constituída por duas chapas em que numa é libertado calor (lado quente) e na outra é absorvido calor (lado frio).

Tal como as máquinas de secar roupa convencionais, as máquinas de secar roupa com bomba de calor termoelétrica têm várias configurações, podendo apresentar-se segundo um ciclo aberto ou segundo um ciclo fechado.

A máquina de secar roupa por condensação (com ciclo aberto) com bomba de calor termoelétrica tem um funcionamento bastante semelhante à máquina de secar roupa convencional por condensação com ciclo aberto.

Neste sistema, a entrada do ar é promovida também por um ventilador que o direciona para o lado quente da bomba de calor termoelétrica, aumentando a sua temperatura. De seguida, o ar quente entra no tambor da máquina de secar que contém as roupas molhadas e recebe humidade. O ar húmido é depois direcionado para o filtro, que impede que os

resíduos de tecido circulem com o ar. Posteriormente, este ar húmido é encaminhado para o lado frio da bomba de calor termoelétrica, onde é arrefecido e parte do vapor de água presente no ar condensa. Finalmente, o ar, agora mais seco e com uma temperatura menor, é expelido para o exterior. O funcionamento deste sistema está representado na Figura 2.5 [8].

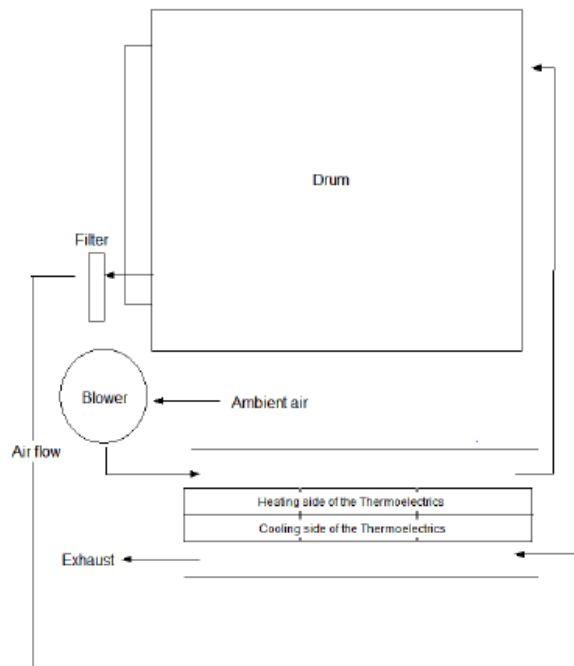


Figura 2.5: Sistema por condensação (com ciclo aberto) da máquina de secar roupa com bomba de calor termoelétrica (retirado de [8]).

A máquina de secar roupa por condensação (com ciclo fechado) com bomba de calor termoelétrica tem também um funcionamento semelhante à máquina de secar roupa convencional por condensação com ciclo fechado.

Tal como na máquina de secar roupa convencional, a entrada do ar na máquina de secar é promovida por um ventilador que o faz circular em direção ao lado quente da bomba de calor termoelétrica, aumentando a sua temperatura. Posteriormente, o ar quente entra no tambor da máquina de secar que contém as roupas molhadas e recebe humidade. O ar húmido passa por um filtro, que impede que os resíduos de tecido circulem com o ar, e é, então, direcionado para o lado frio da bomba de calor termoelétrica, onde é arrefecido, levando à condensação de algum do vapor de água presente no ar. Depois disto, o ar agora mais seco, passa novamente no ventilador e inicia mais um ciclo até que as roupas estejam secas. O funcionamento deste sistema está representado na Figura 2.6 [8]. Este sistema apresenta as mesmas vantagens que a máquina de secar roupa convencional por condensação com ciclo fechado.

Os consumos da máquina de secar roupa com bomba de calor termoelétrica estão associados ao ventilador, ao motor do tambor e, ainda, à fonte de alimentação do componente termoelétrico. É importante referir também que existem superfícies alhetadas que promovem mais eficientemente a troca térmica entre o ar e a bomba de calor termo-

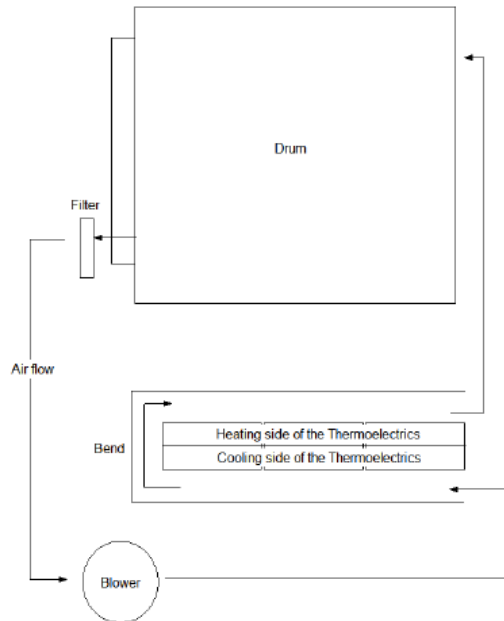


Figura 2.6: Sistema por condensação (com ciclo fechado) da máquina de secar roupa com bomba de calor termoelétrica (retirado de [8]).

elétrica [8] [2]. Estas superfícies alhetadas localizam-se no lado quente e no lado frio da bomba de calor tal como mostra a Figura 2.7.

A máquina de secar roupa com bomba de calor termoelétrica apresenta desempenhos energéticos bastante melhores que todas as configurações da máquina de secar roupa convencional, devendo-se, principalmente, à potência elétrica da bomba de calor termoelétrica (cerca de 0,7 kW) ser consideravelmente menor do que potência elétrica típica do elemento de aquecimento de uma máquina de secar roupa convencional (cerca de 3-4 kW). O desempenho energético deste sistema de bomba de calor termoelétrica apresenta valores de fator de energia na ordem de  $2,5 \text{ kg}_{\text{roupa seca}}/\text{kWh}$  [2] [8], dependendo da tipologia. Para a máquina de secar roupa com bomba de calor termoelétrica por condensação com ciclo aberto atingiu-se, num dos ensaios, um fator de energia ( $FE$ ) de 2,95  $\text{kg}_{\text{roupa seca}}/\text{kWh}$  e um ' $SMER$ ' de 1,64  $\text{kg}_{\text{gua}}/\text{kWh}$ , sendo estes os melhores resultados obtidos de entre os restantes ensaios. O fator de energia deste tipo de sistema pode ser até 74,5% maior que o fator de energia de uma máquina de secar roupa convencional que atinja a mínima eficiência energética padrão [2]. Apesar disto, o tempo de secagem requerido foi relativamente elevado, de cerca de 159 min, podendo este parâmetro vir a ser melhorado com a seleção de componentes de alta eficiência e mediante a alteração da estratégia de controlo de variáveis e sua otimização [2]. Neste estudo [2], um fator de energia de 2,54  $\text{kg}_{\text{roupa seca}}/\text{kWh}$  e um ' $SMER$ ' de 1,41  $\text{kg}_{\text{gua}}/\text{kWh}$  foram alcançados para o tempo de secagem mais curto (cerca de 96 min), tendo sido obtidos valores semelhantes a estes nos restantes ensaios, podendo afirmar-se que estes se tratam de valores médios para este tipo de equipamento.

O estudo [8] revelou que a máquina de secar roupa por condensação com bomba de calor termoelétrica com ciclo aberto é mais eficiente que o mesmo sistema em ciclo fechado,

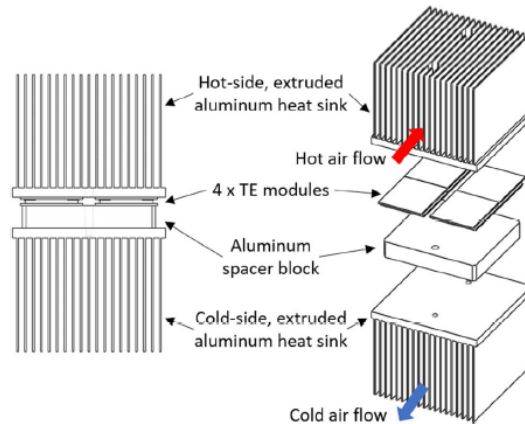


Figura 2.7: Sistema alhetado da bomba de calor termoelétrica (retirado de [2]).

tal como já tinha acontecido nas máquinas de secar convencionais. Este estudo consistiu numa otimização da máquina de secar roupa com bomba de calor termoelétrica e, por isso, apresenta uma comparação entre as configurações de ciclo aberto e de ciclo fechado. Além desta comparação, são ainda comparadas duas configurações com parâmetros de caudal volúmico, potência do ventilador e potência do motor do tambor diferentes.

A segunda configuração é uma versão otimizada da primeira. Nesta segunda configuração foram otimizados os módulos termoelétricos, os dissipadores de calor termoelétricos e a eficiência dos motores do ventilador e do tambor.

Neste estudo [8], os autores verificaram que a capacidade de aquecimento não varia linearmente com a energia fornecida aos módulos termoelétricos, e que, quanto maior a energia fornecida a estes módulos, maior a diferença de temperatura entre eles, o que leva a uma redução do desempenho (COP) da bomba de calor. Desta forma, foi feito um estudo paramétrico para averiguar qual a corrente elétrica ideal que resulta numa maior poupança energética (tendo em conta um tempo de secagem adequado).

Os autores deste estudo [8] observaram, também, que no tambor o processo de secagem tinha uma eficiência mais baixa na parte final. Desta forma, a otimização passaria também por aumentar o efeito de secagem no tambor na parte final do processo, aumentando a transferência de calor. Isto leva a um consumo de energia maior por parte dos módulos termoelétricos, mas representa uma poupança energética global, uma vez que esta alteração permite reduzir o consumo de energia por parte dos motores do ventilador e do tambor. Quanto mais eficientes forem estes motores, menor será o impacto desta medida.

Além das medidas de otimização anteriores, foram feitas alterações nos dissipadores de calor com o intuito de melhorar a eficiência energética desta segunda configuração. Na primeira configuração foram utilizados dissipadores de calor com uma superfície alhetada de pinos cilíndricos. Este tipo de dissipador de calor revelou uma eficiência relativamente baixa, uma vez que este tipo de alheta levava a uma queda de pressão acentuada (nos dissipadores) e a uma transferência de calor menos eficaz. Ou seja, a transferência de calor promovida por este tipo de alheta faria aumentar a temperatura dos dissipadores de calor, que resultaria numa diferença de temperaturas mais elevada entre os módulos termoelétricos, provocando uma redução no desempenho (COP) da bomba de calor.

Além disso, uma queda de pressão mais acentuada nos dissipadores de calor levaria a um maior consumo de energia por parte do ventilador. Desta forma, na segunda configuração foi alterada a superfície alhetada dos dissipadores de calor para um tipo de alheta extrudida (alheta longitudinal, com secção e perfil retangulares) que conduziu a melhores resultados. Esta alteração possibilitou uma redução acentuada da queda de pressão nos dissipadores de calor, permitindo um maior fluxo de ar e um menor consumo de energia por parte do ventilador. Além disso, a transferência de calor promovida por este tipo de alheta permitiu, ainda, aumentar a entalpia do ar em vez de aumentar a temperatura dos dissipadores de calor.

Os autores deste estudo [8] fizeram ainda alterações que incluíram um aumento na eficiência dos motores do ventilador e do tambor da segunda configuração. Estes dois componentes revelaram ter consumos energéticos próximos de 50% do consumo global da máquina de secar roupa em ensaios de alta eficiência, onde o consumo de energia é minimizado e os tempos de secagem são longos. Por isso, foi selecionado um ventilador centrífugo eletricamente comutado para substituir o ventilador da primeira configuração. Este ventilador (da segunda configuração) foi escolhido a partir de uma análise à queda de pressão do sistema, que resultou numa escolha que permitiu um aumento do desempenho deste componente. Para otimizar o motor do tambor foram feitas medições ao binário necessário para girar o tambor com um teste de carga total e para uma velocidade de rotação de 50 rpm, com o intuito de se saber qual seria a potência necessária. Estas medições permitiram o dimensionamento preciso de um motor DC eficiente e de um conjunto de polias, permitindo, assim, uma redução significativa do consumo de energia.

Na primeira configuração foi medido um caudal volúmico de  $3,26 \text{ m}^3/\text{min}$ , uma potência de 270 W para o ventilador, uma potência de 240 W para o motor do tambor e foi, ainda, medida uma queda de pressão nos dissipadores de calor de 822 Pa. Com estes parâmetros foi avaliado o desempenho energético do ciclo aberto e do ciclo fechado, tendo o ciclo aberto conduzido a melhores resultados. Na segunda configuração (configuração otimizada) registou-se um caudal volúmico de  $3,96 \text{ m}^3/\text{min}$ , uma potência de 134 W para o ventilador, uma potência de 100 W para o motor do tambor e foi, ainda, medida uma queda de pressão nos dissipadores de calor de 286 Pa. Tal como no caso anterior, registaram-se melhores resultados no desempenho energético da configuração de ciclo aberto. Além disso, os resultados do desempenho energético da segunda configuração revelaram-se melhores que os da primeira, tal como seria expectável. Os valores destes parâmetros estão compilados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1: Valores dos parâmetros medidos em [8].

Parâmetros	Primeira configuração	Segunda configuração
Caudal volúmico de ar máximo	$3,26 \text{ m}^3/\text{min}$	$3,96 \text{ m}^3/\text{min}$
Queda de pressão nos dissipadores de calor	822 Pa	286 Pa
Potência do ventilador	270 W	134 W
Potência do motor do tambor	240 W	100 W

Os valores de desempenho energético (fator de energia) associados às várias configurações da máquina de secar roupa com bomba de calor termoelétrica estão descritos na Tabela 2.2 (estes valores correspondem a valores médios encontrados em [8]).

Apesar desta tecnologia apresentar valores de desempenho energético bastante bons



Tabela 2.2: Valores de desempenho energético (fator de energia) associados a cada configuração [8].

Tipo de configuração	Fator de energia (FE)
Primeira configuração com ciclo fechado	1,5 $\text{kg}_{\text{roupa seca}}/\text{kWh}$
Primeira configuração com ciclo aberto	1,75 $\text{kg}_{\text{roupa seca}}/\text{kWh}$
Segunda configuração com ciclo fechado	2,25 $\text{kg}_{\text{roupa seca}}/\text{kWh}$
Segunda configuração com ciclo aberto	2,5 $\text{kg}_{\text{roupa seca}}/\text{kWh}$

quando comparados com a tecnologia convencional, as máquinas de secar roupa com bomba de calor por compressão de vapor, geralmente, apresentam um desempenho ainda mais elevado que o permitido com as bombas de calor termoelétricas [8].

### 2.2.3 Bomba de calor por compressão de vapor associada a máquina de secar roupa

Com o descrito anteriormente pode afirmar-se que a bomba de calor, em particular a de compressão de vapor, é uma tecnologia que permite uma poupança energética notável. Tal deve-se à capacidade de absorver energia do ar ambiente transformando-a em energia de aquecimento do ar ou da água (dependendo do tipo de bomba de calor). Este princípio de aproveitamento de energia do ar ambiente permite uma poupança energética na ordem do valor do COP (coeficiente de performance) da bomba de calor. Este coeficiente de desempenho das bombas de calor é, basicamente, um indicador que avalia a eficiência energética do sistema. Assim, o COP nada mais é que uma relação entre a energia produzida para o aquecimento e a energia que é necessária fornecer para obter esse efeito de aquecimento, podendo este ser calculado pela Equação 2.1. A partir da Equação 2.1, é também perceptível que para aumentar a eficiência energética (COP) da bomba de calor basta aumentar a troca de calor na fonte quente (condensador), ou diminuir a diferença entre as trocas de calor da fonte quente e da fonte fria (evaporador) [12] [13].

$$\text{COP}_{\text{Bomba de calor}} = \frac{Q_q}{W_{\text{net}}} = \frac{Q_q}{Q_q - Q_f} \quad (2.1)$$

Em termos mais práticos, considerando que o COP da bomba de calor é na ordem de 4, tal significa, então, que a bomba de calor tem capacidade de gerar quatro quilowatt-hora de calor para aquecimento a partir do consumo de, apenas, um quilowatt-hora de energia elétrica. Desta forma, se compararmos uma máquina de secar roupa com bomba de calor com uma máquina de secar roupa convencional, em que é usada uma resistência elétrica para o aquecimento do ar e onde o consumo de um quilowatt-hora de eletricidade é convertido num quilowatt-hora de calor, é natural que, ao nível da eficiência energética, a máquina de secar roupa com bomba de calor seja bastante superior [12] [13].

A bomba de calor por compressão de vapor é composta por quatro componentes essenciais: um condensador, um evaporador, um compressor e uma válvula de expansão. No entanto, o princípio de funcionamento da bomba de calor explora principalmente as

propriedades físicas do fluido refrigerante, que opera entre esses quatro componentes [14] [15].

O funcionamento da bomba de calor por compressão de vapor (ar-ar) é cíclico. Isto é, o fluido refrigerante (frio) começa por extrair o calor do ar ambiente (através do evaporador), fazendo o fluido refrigerante evaporar, passando-o então para a entrada do compressor. No compressor, o fluido aumenta a sua temperatura devido ao aumento de pressão. Posteriormente, o fluido passa para o condensador onde ocorre a transferência de calor do fluido (quente) para o ar. Finalmente, depois de uma diminuição da temperatura, o fluido, que está ainda sob alta pressão, condensa e passa por uma válvula de expansão que faz com que diminua acentuadamente a pressão a que o fluido está sujeito, promovendo o abaixamento da sua temperatura [15]. Na Figura 2.8 encontra-se um esquema que permite uma melhor compreensão do funcionamento deste sistema de bomba de calor.



Figura 2.8: Funcionamento da bomba de calor por compressão de vapor (retirado de [12]).

Depois de exposto o funcionamento da bomba de calor, falta, ainda, esclarecer o modo de operar da máquina de secar roupa integrando a bomba de calor. As máquinas de secar roupa desta tipologia têm dois componentes que auxiliam a secagem: o tambor e o ventilador. O tambor é o componente responsável por acomodar a roupa, e que ao rodar (por ação de um motor) permite a secagem da roupa. Neste componente é comum encontrarem-se “alhetas”, que promovem o ato de vultear a roupa quando o tambor roda. O ventilador é o componente encarregue por forçar o caudal de ar e promover a entrada de ar, responsável pela transferência da humidade das roupas para o ar permitindo, assim, a secagem da roupa.

Atendendo ao objetivo principal das máquinas de secar roupa, a máquina de secar roupa com bomba de calor (por compressão de vapor) deve ter o condensador da bomba de calor antes da entrada do ar no tambor, de modo a que a temperatura do ar no tambor seja a maior possível e, assim, se promova a secagem da roupa. Por outro lado,

o evaporador, como está a uma temperatura mais baixa, deve estar, relativamente ao circuito de ar, antes do condensador para que possa ocorrer a condensação de parte da água (que é a humidade do ar) e, assim, diminuir a humidade relativa do ar, antes deste passar pelo condensador e pelo tambor. De modo a permitir uma melhor percepção sobre a disposição e funcionamento deste sistema, na Figura 2.9 representa-se uma configuração da máquina de secar roupa incorporando uma bomba de calor [14].

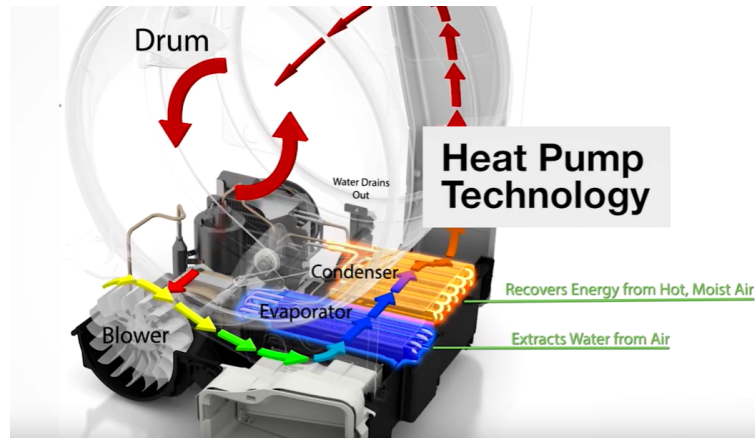


Figura 2.9: Máquina de secar roupa incorporando uma bomba de calor por compressão de vapor (ciclo fechado) (retirado de [14]).

O estudo [16] de uma máquina de secar roupa com bomba de calor (com ciclo fechado), com o mesmo sistema de funcionamento que a máquina de secar roupa da Figura 2.9, revela que uma massa de roupa maior, uma alta velocidade do tambor e uma baixa velocidade do ventilador são condições que oferecem uma eficiência energética maior. Este estudo revela, também, que para massas de roupa maiores no tambor, o tempo de secagem tende a aumentar, ao contrário de velocidades mais altas no ventilador e do tambor que encurtam este parâmetro (tempo de secagem).

Apesar deste sistema de bomba de calor ter bastantes vantagens a nível energético, necessita que determinadas condições externas sejam cumpridas para que ocorra o correto funcionamento da máquina de secar roupa. Estas condições externas prendem-se principalmente com a temperatura do ar ambiente, pois a temperatura do ar no tambor deve ser menor que a temperatura do fluido refrigerante no condensador e a temperatura do ar deve ser maior que a temperatura do fluido refrigerante no evaporador. A primeira condição não deve apresentar quaisquer problemas, uma vez que as temperaturas do condensador durante a secagem das roupas devem ser sempre superiores à temperatura ambiente. No entanto, com a segunda condição podem surgir complicações em ambientes que tenham temperaturas muito baixas, uma vez que a troca de calor se pode efetuar inversamente no evaporador.

Existem vários sistemas de máquinas de secar roupa com bomba de calor por compressão de vapor. A máquina de secar roupa acima descrita refere-se a um sistema simples; no entanto, existem atualmente máquinas de secar roupa com bomba de calor por compressão de vapor que utilizam um recuperador de calor para aumentar o desempenho energético do sistema [17]. Além deste tipo de sistemas existem, também, sistemas híbridos, que combinam a utilização da bomba de calor (por compressão de vapor) com uma

resistência elétrica (elemento de aquecimento utilizado pelas máquinas de secar roupa convencionais). Os sistemas híbridos podem ainda utilizar um recuperador de calor que aumenta o desempenho energético do sistema [7].

O sistema de bomba de calor com recuperador de calor é semelhante ao sistema anterior (máquina de secar com bomba de calor em ciclo fechado) tendo, apenas, o recuperador de calor como componente adicional. Este sistema apresenta um desempenho energético superior quando comparado ao sistema anterior. Tal deve-se ao recuperador de calor que promove o pré-aquecimento do ar, antes de este passar no condensador, e o pré arrefecimento do ar, antes de entrar no evaporador, elevando a sua temperatura e reduzindo a sua humidade relativa à entrada do tambor. Esta configuração com recuperador de calor oferece, então, melhores condições de secagem quando comparada com a da máquina de secar roupa de bomba de calor simples [17].

Depois de conhecido o modo de operar da máquina de secar roupa com bomba de calor simples, é relativamente fácil de entender o funcionamento deste sistema, o qual está representado na Figura 2.10. Este sistema de bomba de calor com recuperador de calor da Figura 2.10 é utilizado apenas em ciclo fechado.

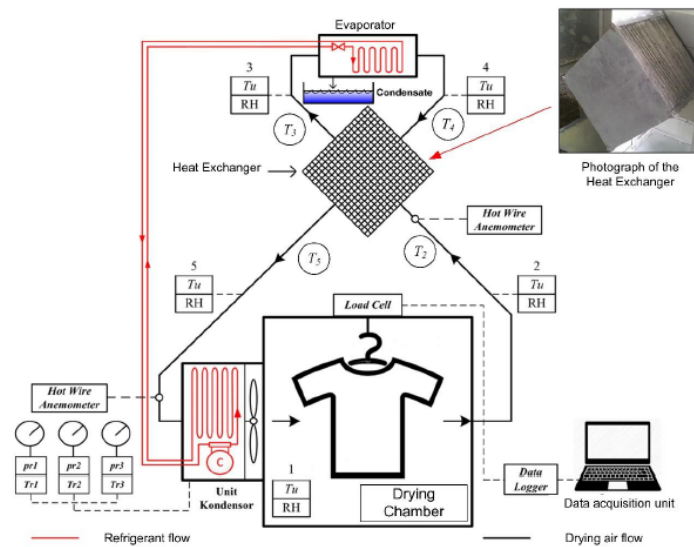


Figura 2.10: Sistema de bomba de calor com recuperador de calor em ciclo fechado (retirado de [17]).

O estudo [17] explorou os efeitos de um recuperador de calor aliado à máquina de secar roupa com bomba de calor (por compressão de vapor). A máquina de secar roupa com bomba de calor e com um recuperador de calor utilizou o fluido refrigerante R-22, um compressor com potência de 800 W, um recuperador de calor com a forma geométrica de um cubo de  $64 \text{ dm}^3$  de volume e um compartimento de secagem com o volume de  $1 \text{ m}^3$  (em vez do tradicional tambor) para a secagem da roupa. Apesar deste estudo consistir numa secagem da roupa com o auxílio a uma bomba de calor e de um recuperador de calor de dimensões maiores do que as dimensões que as máquinas de secar roupa comuns utilizam, é possível retirar algumas conclusões sobre este tipo de configuração.

O estudo [17] do sistema de bomba de calor com recuperador de calor levou a resultados de desempenho energético melhores, tanto da bomba de calor como da secagem da roupa, quando comparados com os resultados do mesmo sistema sem recuperador de calor. O valor do COP da bomba de calor aumentou cerca de 15,11% e o valor do 'SMER' referente à secagem da roupa aumentou 58,62%. Além disso, este estudo revela que a eficiência do recuperador de calor, que tem valores acima de 50%, tende a aumentar com o aumento da velocidade de circulação do ar. O recuperador de calor alcançou valores de 55,1% para a velocidade do ar de 0,23 m/s, 59,06% para a velocidade do ar de 0,41 m/s e 59,21% para a velocidade do ar de 0,64 m/s, o que permite concluir que, a partir de um certo ponto, a velocidade do ar deixa de ter influência na eficácia do permutador. Este estudo revelou, ainda, tempos de secagem bastante inferiores para a configuração com recuperador de calor quando comparado com o modelo de bomba de calor simples (cerca de 18 min e 50 min, respetivamente). Foi feito ainda um estudo sobre a influência da velocidade do ar no tempo de secagem da roupa, tendo sido obtidos valores similares para as velocidades do ar de 0,41 m/s e 0,64 m/s (cerca de 16 min), mas para a velocidade do ar de 0,23 m/s obteve-se um resultado pior (cerca de 20 min).

Os sistemas híbridos também se podem apresentar segundo duas configurações diferentes, podendo o sistema ser de ciclo aberto ou de ciclo fechado.

O funcionamento deste tipo de máquina é semelhante ao da máquina de secar roupa com bomba de calor por compressão de vapor, tendo apenas mais uma etapa antes do ar entrar no tambor. Isto é, o ar previamente aquecido pelo condensador volta a sofrer um aquecimento, desta vez devido ao elemento de aquecimento (resistência elétrica). A principal vantagem deste segundo aquecimento é levar à diminuição do tempo de secagem, no entanto, este elemento de aquecimento leva a um maior consumo de energia comparativamente ao sistema de bomba de calor sem ele [14]. A Figura 2.11 mostra o esquema de funcionamento do sistema híbrido com recuperador de calor. Este sistema compila as vantagens do sistema híbrido com as vantagens do sistema de bomba de calor com recuperador de calor [7].

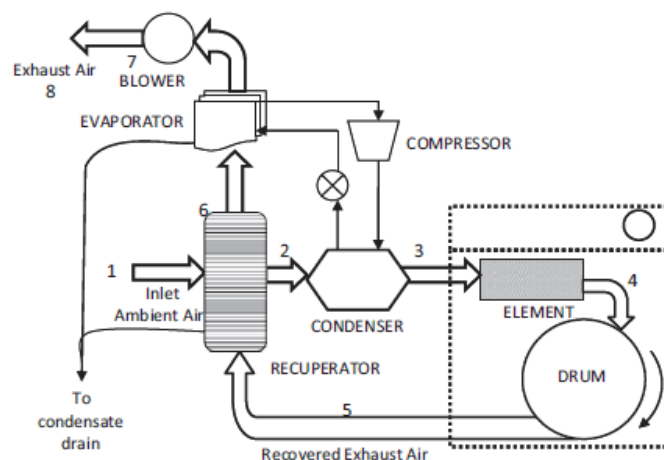


Figura 2.11: Sistema híbrido com recuperador de calor (ciclo aberto) (retirado de [7]).

O estudo [7] referente ao funcionamento da configuração da Figura 2.11 utiliza o fluido refrigerante R-134a no ciclo de compressão de vapor da bomba de calor.

Este mesmo estudo [7] concluiu que é possível poupar mais energia se houver uma diminuição da potência do elemento de aquecimento ou uma redução do tempo durante o qual é usado; no entanto, isto leva a que o tempo de secagem aumente consideravelmente. Isto pode ser um fator negativo se o utilizador pretender um tempo de secagem mais curto, mas também pode ser um fator positivo se para o utilizador o tempo de secagem não for importante.

Neste estudo [7] foi feita uma modelação computacional de uma máquina de secar roupa híbrida com recuperador de calor, capaz de economizar até 50% da energia utilizada pelas máquinas de secar roupa residenciais. Esta poupança de energia deve-se, principalmente, ao recuperador de calor que permite manter a roupa quente durante o final do ciclo de secagem (quando esta estiver quase completa), após a bomba de calor e o elemento de aquecimento terem sido desligados. O objetivo deste estudo era o de pelo menos duplicar o valor do fator de energia para um tempo de secagem igual ao da máquina de secar roupa convencional.

Este sistema [7] apresenta valores do fator de energia numa gama de  $2,59 \text{ kg}_{\text{roupa seca}}/\text{kWh}$  e  $2,72 \text{ kg}_{\text{roupa seca}}/\text{kWh}$  (dependendo do aumento da potência do ventilador) e para um tempo de secagem de 41,3 min (atingindo o objetivo proposto).

### 2.3 Outras tecnologias existentes de máquinas de secar roupa

Nesta parte são abordadas, superficialmente, outras tecnologias existentes de máquinas de secar roupa.

A terceira tecnologia apresentada consiste na desidratação da roupa e não tanto numa secagem térmica. Apesar de a roupa não ficar completamente seca, esta tecnologia revela uma eficiência energética bastante elevada quando comparada com uma máquina de secar convencional. Isto porque este tipo de tecnologia usa a força centrífuga das altas rotações da máquina (as velocidades de rotação deste tipo de máquina são bastante mais elevadas do que as das máquinas de secar roupa convencionais) para retirar água das roupas. Este tipo de tecnologia pode extrair mais água em 2 min do que uma máquina de secar roupa que funciona por aquecimento em 20 min [18]. Esta tecnologia é conhecida por secador de rotação, por centrifugação.

Outra tecnologia é a máquina de secar por microondas. Este tipo de tecnologia é altamente eficiente uma vez que, ao invés de utilizar o aquecimento do ar para retirar água da roupa, utiliza as microondas que têm um consumo energético bastante mais baixo. Este baixo consumo energético é explicado devido a este tipo de radiação promover apenas o aquecimento das moléculas de água retidas no interior da roupa, e não o conjunto água-roupa. Para além desta tecnologia retirar a maior parte da água da roupa através das microondas, utiliza também, na parte final da secagem, o aquecimento por convecção para evitar problemas de arco com peças de metal na roupa. Apesar desta tecnologia atingir tempos de secagem bastante mais curtos (25%), uma economia de energia considerável (17% a 25%) e temperaturas bastante mais baixas, quando comparada com as tecnologias de secagem convencionais, esta não é amplamente adotada uma vez que alguns analistas consideram que existem danos significativos na roupa devido aos arcos provocados pelas microondas [18].

As máquinas de secar a gás são outro tipo de tecnologia disponível. Esta tecnologia utiliza um queimador para o aquecimento do ar. Este aquecimento faz com que a água presente no ar seja libertada por exaustão. Este tipo de sistema não deve estar encerrado numa zona fechada, mas sim num compartimento amplo de modo a que o ar circule livremente. Isto porque, se o caudal volúmico de ar não for suficiente, a máquina desliga-se (devido ao aumento de temperatura) e volta a ligar quando arrefecer, o que pode levar a tempos de secagem mais elevados. Esta configuração tem a grande desvantagem de apenas poder existir na forma de ciclo aberto, levando a que este tipo de eletrodoméstico necessite sempre de condutas de exaustão para o exterior (o que nem sempre é possível) [19] [20].

Por fim, existem ainda as máquinas de lavar que também secam a roupa. Este tipo de eletrodoméstico combina a lavagem com a secagem da roupa, oferecendo ao utilizador uma maior flexibilidade das tarefas domésticas. Este modelo apresenta ainda a vantagem de se poder apresentar sob a forma de ciclo fechado, não necessitando de condutas de exaustão para o exterior. No entanto, este sistema apresenta algumas desvantagens, tais como, o longo tempo de secagem da roupa quando comparado com o tempo de secagem de máquinas de secar convencionais (este parâmetro foi melhorado, mas os eletrodomésticos mais antigos apresentam tempos de secagem bastante longos). Os eletrodomésticos mais antigos deste tipo apresentam, ainda, uma capacidade de carga de roupa menor que a das máquinas de secar roupa convencionais, além de requererem um longo tempo de secagem. Este sistema também tem uma baixa classificação de eficiência energética quando comparado com outros sistemas de secagem e lavagem. A última desvantagem deste sistema está relacionada com o preço mais elevado deste eletrodoméstico, sendo superior ao de uma máquina de secar roupa ou ao de uma máquina de lavar roupa. No entanto, uma vez que este eletrodoméstico combina as funções das duas, pode até acabar por ficar mais barato apesar do seu preço inicial mais elevado [21].

## 2.4 Fluidos refrigerantes

Existem inúmeros fluidos refrigerantes no mercado, sendo por isso necessário saber qual é o que melhor se adequa às necessidades térmicas da secagem da roupa, aliada à sua possível incorporação na máquina de secar com bomba de calor. Por isso, é importante saber que os fluidos refrigerantes podem ser classificados em várias famílias e podem, ainda, ser distinguidos pelas suas propriedades.

Existem cinco famílias principais de fluidos refrigerantes: os halocarbonetos, os hidrocarbonetos, os compostos inorgânicos, as misturas azeotrópicas e, ainda, as misturas zeotrópicas.

Os halocarbonetos são normalmente designados por clorofluorcarbonetos (CFC) e são quimicamente constituídos por pelo menos um composto halogénio (cloro, fluor ou brómio). Este tipo de fluido refrigerante (CFC) já não é utilizado, uma vez que este tipo de composto revela ter um impacto negativo no ambiente. Este tipo de fluido refrigerante provoca a destruição da camada de ozono e contribui para o aquecimento global. Os principais fluidos refrigerantes comercializados desta família foram o R-11 e o R-12. Estes fluidos refrigerantes foram retirados de produção na sequência do Protocolo

de Montreal [10], que visa substituir as substâncias que se mostrarem ser responsáveis pela destruição da camada de ozono [22].

Os hidrocarbonetos são constituídos por átomos de carbono e hidrogénio. Alguns dos compostos puros pertencentes a esta família são o metano (R-50), o etano (R-170), o propano (R-290), o ciclopropano, o n-butano (R-600), o ciclopentano e o isobutano (R-600a). A alta flamabilidade e a baixa toxicidade são propriedades que são transversais a todos os hidrocarbonetos, os quais não apresentam quaisquer prejuízos para o meio ambiente. Os hidrocarbonetos halogenados são outro tipo de hidrocarbonetos que podem ainda ser divididos em hidroclorofluorcarbonetos (HCFC), hidrofluorcarbonetos (HFC) e hidrofluoroleofinas (HFO), sendo estes os mais importantes [23] [10].

Os HCFC são compostos que foram criados para substituir os CFC. Estes compostos causam também a destruição da camada do ozono, mas numa escala bastante menor, comparativamente aos CFC. No entanto, ainda que os HCFC sejam compostos bastante mais 'amigos do ambiente' que os CFC, estes devem também ser substituídos por outras soluções que não tenham qualquer impacto na destruição da camada do ozono (protocolo de Montreal) [10].

Os HFC foram bastante utilizados na substituição dos fluidos refrigerantes quimicamente constituídos por CFC. Estes compostos não interagem com as moléculas de ozono e, por isso, não têm qualquer impacto na camada do ozono. Apesar de terem a vantagem de preservar a camada do ozono, existem compostos hidrofluorcarbonetos que têm elevado potencial de aquecimento global (GWP - '*global warming potential*') [10]. Segundo o Protocolo de Quioto, a produção e o consumo de produtos que promovem o aquecimento global estão sujeitos a uma redução gradual [24].

Os HFO são compostos que têm valores de GWP's muito baixos, e que em nada afetam a camada do ozono. Estes compostos são, portanto, bastante mais ecológicos quando comparados com os HCFC e os HFC, podendo, num futuro próximo, vir a ser bastante mais utilizados [10].

Os compostos inorgânicos são cada vez mais utilizados como fluidos refrigerantes, principalmente devido às suas relações com o meio ambiente, uma vez que este tipo de compostos apresentam valores muito reduzidos de GWP e não provocam a destruição da camada do ozono. Os compostos inorgânicos mais utilizados como fluidos refrigerantes são o dióxido de carbono (R-744), a água (R-718), o ar (R-729) e a amónia (R-717, sendo este composto bastante mais usado que os outros) [24] [10].

As misturas azeotrópicas são misturas de duas ou mais substâncias que possuem um ponto de ebulição constante e fixo. Estas misturas comportam-se como se fossem uma substância pura, não podendo os seus componentes serem separados por um processo de destilação simples [25]. A mistura azeotrópica mais utilizada é o fluido refrigerante R-502, composto por 48,8% de R-22 e 51,2% de R-115 [10].

As misturas zeotrópicas são constituídas por vários componentes de diferentes volatilidades (isto é, com diferentes temperaturas de evaporação). Quando são utilizadas como fluidos refrigerantes, a sua composição altera-se durante os processos de evaporação e condensação. Estas misturas têm-se mostrado interessantes para operar como fluido refrigerante em bombas de calor, uma vez que a sua composição química adaptável durante



o processo de aquecimento e arrefecimento permite que sejam criados novos modelos de permutadores de calor [10].

Os fluidos refrigerantes podem ser caracterizados de acordo com várias propriedades, sendo as mais importantes as relacionadas com a segurança, o ambiente, a disponibilidade, o desempenho e, ainda, o ponto crítico.

A segurança de um fluido refrigerante está relacionado com dois parâmetros, que são a toxicidade e a inflamabilidade. A classificação destes parâmetros é feita a partir de uma tabela (Tabela 2.3) que relaciona a toxicidade com a inflamabilidade.

Tabela 2.3: Matriz de classificação dos fluidos refrigerantes em grupos de segurança (retirado de [10]).

		Grupos de segurança	
		A	B
Aumento de inflamabilidade ↑	Elevada inflamabilidade	A3	B3
	Baixa inflamabilidade	A2	B2
		A2L	B2L
Sem propagação de chama	A1	B1	
		Baixa toxicidade	Elevada toxicidade
		Aumento de toxicidade →	

De difícil ignição e propagação →

Esta classificação da toxicidade e inflamabilidade provém da norma ASHRAE Standart 34, entidade responsável pela designação e classificação de fluidos refrigerantes. Assim, através da Tabela 2.3, percebe-se que o nível de toxicidade é dado pela letra 'A' ou 'B', sendo que os fluidos refrigerantes mais tóxicos pertencem à classe 'B' e os menos tóxicos à classe 'A'. O nível da inflamabilidade é dado por um algarismo, sendo a classe '1' considerada não inflamável e a classe '3' muito inflamável. Entre estas duas há ainda uma distinção, sendo a classe '2' considerada pouco inflamável e a classe '2L' considerada, também, pouco inflamável e de difícil ignição e propagação (esta classe é relativamente recente). Os fluidos refrigerantes mais seguros pertencem, então, ao grupo 'A1', e os menos seguros ao grupo 'B3' [26].

Um fluido refrigerante não só deve ser seguro para os utilizadores, como também deve ser seguro para o ambiente.

Como foi anteriormente mencionado, o Protocolo de Montreal foi um acordo global que estabeleceu a eliminação progressiva de produtos químicos que interagem com moléculas de ozono e que promovam a destruição da camada de ozono. Desta forma, o índice de ODP (*Ozone Depletion Potential*) caracteriza a participação de uma molécula de um determinado fluido refrigerante no processo de destruição da camada de ozono. Este índice resulta de uma comparação entre a contribuição para o processo de destruição da camada de ozono de uma determinada molécula e a molécula de referência (molécula de R-11 ou R-12 cujo valor de ODP é 1, considerado o potencial máximo de destruição da camada de ozono). Atualmente, os fluidos refrigerantes devem ter associado um valor de ODP igual a zero; caso contrário, devem ser substituídos [22] [10].

Para além deste Protocolo, existe ainda o Protocolo de Quioto, já anteriormente abordado. Este Protocolo visa reduzir a emissão de gases que produzem o efeito de estufa, que é a principal causa do aquecimento global [27]. Assim, a legislação atual dos países membros da União Europeia condiciona o uso de gases fluorados com efeito de estufa em equipamentos com vista à sua colocação no mercado [28]. Para o presente estudo é importante referir que, de acordo com o Regulamento (UE) nº517/2014, está proibido o carregamento de hidrofluorocarbonetos em bombas de calor, nomeadamente, em máquinas de secar roupa com bomba de calor (a não ser que os hidrofluorocarbonetos carregados nesse equipamento estejam incluídos no regime de quotas) [28]. O GWP (já referido anteriormente) é um índice que caracteriza a participação de uma molécula de determinado fluido refrigerante no efeito de estufa, sendo este índice calculado segundo uma comparação com a contribuição para o efeito de estufa da molécula de dióxido de carbono (molécula de referência com um  $GWP=1$ ). Esta comparação pode, ainda, ser feita tendo em conta o efeito de aquecimento global provocado por uma molécula de fluido refrigerante num período de 100 anos ( $GWP_{100}$ ) [10].

Atualmente, os novos equipamentos, que utilizem no seu funcionamento fluidos refrigerantes e que vão ser colocados no mercado, devem cumprir os requisitos da legislação em vigor. Neste caso, importa referir que nos novos equipamentos de máquinas de secar roupa com bomba de calor não podem ser utilizados fluidos refrigerantes da família dos hidrofluorocarbonetos [28]. Além disso, o fluido refrigerante em causa tem que apresentar um índice de GWP baixo ou nulo (segundo o Protocolo de Quioto) e não pode ter associados quaisquer riscos para a camada do ozono (segundo o Protocolo de Montreal).

A disponibilidade também é bastante importante no momento de se optar por um fluido refrigerante. Isto porque a disponibilidade está relacionada com o preço. Assim, os fluidos refrigerantes que tenham maior disponibilidade têm um preço menor, e os fluidos refrigerantes que tenham menor disponibilidade têm um preço maior [24].

O desempenho energético é outra propriedade importante. No entanto, não se trata de uma propriedade exclusiva do fluido refrigerante mas sim do sistema no seu todo. Isto porque o desempenho energético está relacionado com o COP que foi anteriormente abordado. Ainda assim, as propriedades do fluido refrigerante que poderão afetar a eficiência do sistema são as propriedades de transferência (facilidade de compressão), as propriedades de transferência de energia térmica (entalpia específica e calor latente de vaporização), a velocidade acústica, entre outras [10].

O ponto crítico de um fluido refrigerante é bastante importante, uma vez que a partir deste ponto não é possível diferenciar o líquido do vapor, ou seja, para temperaturas e pressões superiores às correspondentes ao ponto crítico, deixa de haver uma distinção clara entre líquido e vapor. Neste ponto, tanto a temperatura como a massa volúmica e composição do fluido refrigerante são idênticas no estado líquido e de vapor. Operar acima deste ponto pode ser mais vantajoso visto que pode fornecer maior capacidade volumétrica ( $\text{kJ}/\text{m}^3$ ) ao sistema (no entanto, está associado a um desempenho menor) [10]. Um exemplo de um fluido refrigerante que pode operar acima do ponto crítico, e que já é utilizado no mercado sob essa forma, é o dióxido de carbono [29].

Na Tabela 2.4 encontram-se resumidos alguns fluidos refrigerantes das várias famílias

acima mencionadas, bem como algumas das suas características.

Tabela 2.4: Algumas propriedades de vários fluidos refrigerantes [10].

Família	Fluido	ODP	GWP <sub>100</sub>	T <sub>critica</sub> (°C)	P <sub>critica</sub> (MPa)	Segurança
CFC	R-11	1,00	4000	197,78	4,41	A1
CFC	R-12	1,00	2400	112,22	4,12	A1
HCFC	R-22	0,055	1700	96,11	4,98	A1
HCFC	R-123	0,02	0,02	183,89	3,67	B1
HCFC	R-124b	0,07	620	122,2	3,614	A1
HCFC	R-401A	0,037	1200	105	4,61	A1
HCFC	R-408A	0,026	3152	83,17	4,283	A1
HCFC	R-409A	0,005	1585	109,28	4,605	A1
HFC	R-23	0	5700	25,8	4,82	A1
HFC	R-32	0	650	78,10	5,782	A2L
HFC	R-125	0	3400	66,015	3,629	A1
HFC	R-134a	0	1300	101,1	4,06	A1
HFC	R-143a	0	3800	72,707	3,761	A2
HFC	R-152a	0	120	113,26	4,52	A2
HFC	R-404A	0,04	3300	72,1	3,74	A1
HFC	R-407C	0	1610	86,2	4,62	A1
HFC	R-410A	0	1890	72,22	4,76	A1
HFC	R-437A	0	1684	96	4,096	A1
HFC	R-507A	0	3800	70,9	3,79	A1
HC	R-290	0	20	98,8	4,25	A3
HC	R-600a	0	4	152,22	3,80	A3
Inorgânico (NH <sub>3</sub> )	R-717	0	0	132,78	11,42	B2L
Inorgânico (H <sub>2</sub> O)	R-718	0	0	373,94	22,06	A1
Inorgânico (CO <sub>2</sub> )	R-744	0	1	31,11	7,38	A1
HFO	R-1234yf	0	4	94,7	3,382	A2L
HFO	R-1234ze	0	7	109,36	3,635	A2L

## Capítulo 3

# Secagem de roupa

### 3.1 Processo de secagem de roupa

Antes de abordar o processo de secagem da roupa é importante referir que existem vários tipos de tecidos e que o seu comportamento pode diferir substancialmente durante a secagem.

#### 3.1.1 Tipos de fibras têxteis

Os artigos têxteis são principalmente constituídos por fibras, podendo estas ser divididas em dois grandes grupos: as fibras naturais, e as fibras químicas ou não-naturais. As fibras naturais são produzidas na natureza e podem, ainda, ser subdivididas consoante a sua origem, animal ou vegetal. As fibras não-naturais são produzidas através de processos químicos. Estas fibras podem, também, ser subdivididas consoante o tipo de matéria-prima utilizada. Caso a matéria-prima sejam polímeros naturais, então as fibras são classificadas como não-naturais e artificiais. Caso a matéria-prima sejam polímeros obtidos por síntese química então as fibras são classificadas como não-naturais e sintéticas [30] [31]. A figura 3.1 apresenta os vários grupos de fibras têxteis e as suas matérias-primas.

Os tecidos têxteis que derivam de fibras sintéticas apresentam uma elevada resistência à humidade, aos agentes químicos (ácidos e alcalinos) e também à tração. O Poliéster é um tipo de tecido de fibras sintéticas que apresenta algumas vantagens em relação aos tecidos de fibras naturais, tais como maior durabilidade, retenção de cor e resistência a rugosidades [30].

Os tecidos têxteis de fibras naturais também apresentam grandes vantagens em termos de absorção de humidade e condução de eletricidade estática; no entanto, necessitam de algumas condições, tais como o controlo da temperatura no processo de secagem, para que não ocorram danos no tecido ou para que não ocorra o desenvolvimento de microrganismos nas fibras [30].

Os tecidos têxteis podem ainda ser classificados quanto à sua aplicação, tecnologia de fabrico, composição e gramagem ( $\text{g/m}^2$ ) [32].

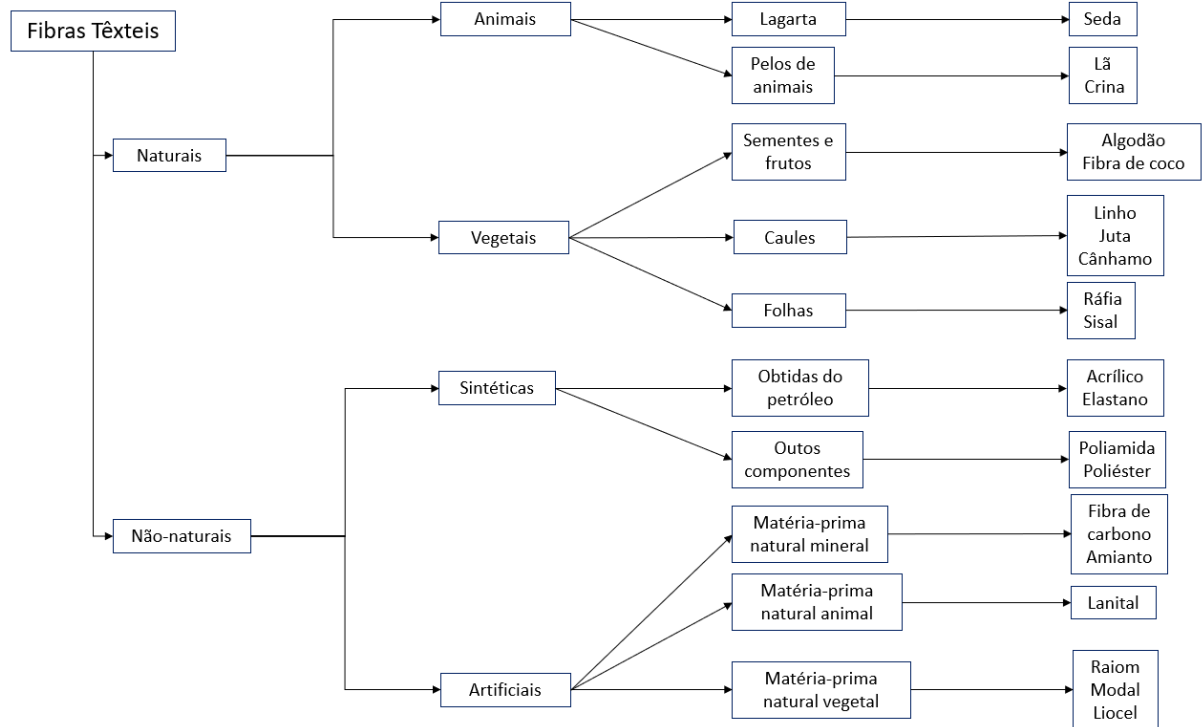


Figura 3.1: Tipos de fibras e suas matérias-primas [30].

### 3.1.2 Processo de secagem convectiva de roupa

O processo de secagem convectiva tem como finalidade remover parte da água da roupa por ação de uma corrente de ar.

Do ponto de vista físico, a secagem de tecidos pode ser definida como um balanço entre a transferência de calor da corrente de ar para a superfície do tecido e a transferência de humidade da superfície do tecido para a corrente de ar. No momento da secagem a água movimenta-se de zonas de alta humidade para zonas de baixa humidade, significando que a parte externa deve estar mais seca que a interna [33].

Este processo de migração de humidade do interior para o exterior da roupa pode ser caracterizado através de diversos mecanismos de transferência de água [31]:

- Difusão de líquido: transferência de água devido à existência de um gradiente de concentração;
- Difusão de vapor: transferência de água (sob a forma de vapor) devido ao gradiente de pressão de vapor promovido pelo gradiente de temperatura;
- Escoamento de líquido e vapor: transferência de água devida à diferença de pressão externa, de concentração, capilaridade e alta temperatura.

Depois de mencionar os vários mecanismos de transferência de água presentes durante a secagem da roupa, é importante referir que a secagem de roupa pode ser classificada relativamente ao comportamento da taxa de secagem. A secagem da roupa pode ser

dividida, principalmente, no período de secagem a taxa constante e no período de secagem a taxa decrescente. Existe ainda um período inicial na secagem que corresponde à adaptação do material às condições de secagem impostas (este período encontra-se representado pelo segmento 'AB' da Figura 3.2). No entanto, como este período é bastante mais curto quando comparado aos dois períodos seguintes (Figura 3.3), pode desprezar-se para os cálculos de desempenho energético, uma vez que a sua influência na secagem total é bastante baixa. Apesar disso, é importante referir que a temperatura da roupa neste período inicial atinge um valor constante igual à temperatura de bolbo húmido do ar de entrada [30] [31].

No período de secagem a taxa constante, a transferência de massa e de calor encontram-se em equilíbrio. Neste período, a superfície da roupa contém uma película contínua de água que vai evaporando ao longo do tempo, mantendo a temperatura do tecido constante. Durante este período, o calor transferido do ar, agente de secagem, para o material a secar é integralmente usado para promover a vaporização da água libertada pela roupa. Este período termina quando a quantidade de água na superfície da roupa for insuficiente para acompanhar a evaporação. Neste período a quantidade de água retirada por unidade de tempo é superior à do período seguinte (período de secagem a taxa decrescente). Este período é mais longo para materiais com maior porosidade ou com uma humidade elevada. Na Figura 3.2, este período encontra-se representado pelo segmento 'BC' em que o ponto 'C' corresponde ao seu final, cuja humidade é conhecida por humidade crítica ( $X_{cr}$ ) [30] [31].

No período de secagem a taxa decrescente inicia-se a redução da migração da água do interior para a superfície da roupa. Este período pode ser dividido em duas fases, sendo a primeira fase representada pelo segmento 'CD' e a segunda fase representada pelo segmento 'DE' da Figura 3.2 [30] [31]. Na primeira fase podem ocorrer vários mecanismos de transferência de água, simultânea ou separadamente, tais como o escoamento capilar, a difusão de líquido ou, ainda, a difusão de vapor. Nesta primeira fase do período de secagem a taxa decrescente a humidade 'não ligada' diminui e os poros do material vão ficando cada vez com menos água, atingindo-se um ponto a partir do qual a migração da água para a superfície não se dá com rapidez suficiente para garantir a continuidade do filme superficial. Esta primeira fase termina quando o filme superficial desaparece na totalidade, iniciando-se a segunda fase do período de secagem a taxa decrescente [31] [34].

Nesta segunda fase a diminuição da velocidade de secagem intensifica-se, e o principal mecanismo de transferência de água é a difusão de vapor, apesar de também existir um gradiente acentuado da concentração de humidade entre o interior e a superfície do material. Esta fase corresponde ao final do processo de secagem, em que a humidade se encontra no interior da roupa. O fim do processo de secagem ocorre quando a humidade da roupa atinge um valor muito próximo do valor da humidade de equilíbrio ( $X_{eq}$ ), correspondente ao ponto 'E' da Figura 3.2 [31] [34].

No período de secagem a taxa decrescente, a quantidade de água à superfície da roupa vai diminuindo progressivamente, levando ao aumento de temperatura da superfície da roupa neste último período de secagem[31].

A cinética de secagem referente ao período de secagem a taxa decrescente de um determinado tecido pode ser descrita segundo equações empíricas que descrevem o processo de secagem. Estas equações da cinética de secagem têm como objetivo fornecer uma descrição realista do comportamento de um produto durante a secagem (figura 3.3)

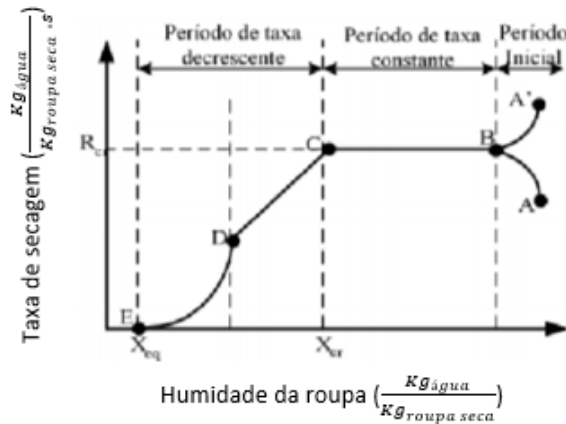


Figura 3.2: Taxa de secagem em função da humidade na roupa [30].

[30].

Desta forma, é possível utilizar uma equação análoga à Lei do Arrefecimento de Newton aplicada à transferência de massa para descrever a cinética de secagem de um determinado tecido. Esta equação da cinética de secagem considera apenas a resistência superficial no sólido, e propõe que a taxa de secagem seja proporcional à diferença entre o teor de humidade num determinado instante e o teor de humidade de equilíbrio (equação 3.1) [30].

$$-\frac{dX}{dt} = K \cdot (X - X_{eq}) \quad (3.1)$$

O coeficiente 'K' da Equação 3.1 representa uma constante de proporcionalidade, denominada constante de secagem. Este coeficiente pode ser calculado segundo vários modelos empíricos utilizados no ajuste de dados da cinética de secagem, tais como, o modelo de 'Page' ou o modelo de 'Lewis' [30].

Além deste método de cálculo da cinética de secagem existe ainda o modelo da difusão, que é normalmente utilizado em sistemas mais sofisticados. Este modelo é utilizado em processos controlados pela resistência interna ao transporte de humidade. No entanto, neste processo de secagem de roupa podemos considerar que o material está bastante exposto ao agente de secagem e que, por isso, o que é relevante neste caso é a perda da humidade superficial e não tanto o modo como a humidade se transfere no interior do sólido [31].

Desta forma, a equação análoga à Lei do Arrefecimento de Newton apresenta-se como a mais viável de utilizar nesta dissertação.

Para se encontrar o valor da cinética de secagem é também necessário conhecer o valor de  $X_{eq}$ . Para o cálculo deste parâmetro são utilizados modelos empíricos de predição das isotérmicas de sorção.

As isotérmicas de sorção são curvas que relacionam a humidade relativa do ar ambiente com o teor de humidade de equilíbrio do sólido. A partir destas curvas é possível obter, para cada valor da humidade relativa ambiente, o valor correspondente da humidade de equilíbrio do sólido. Existem vários modelos que podem ser utilizados para o

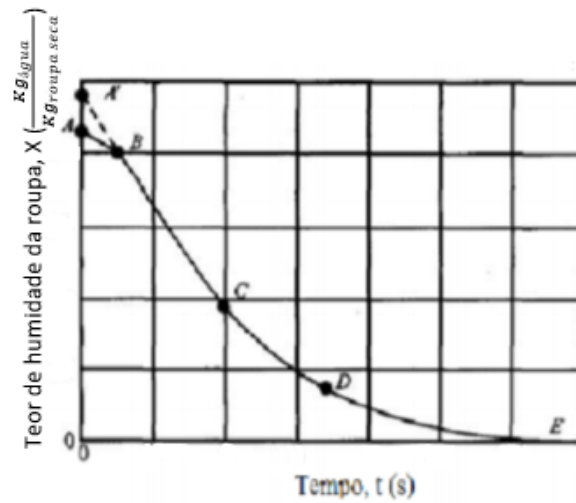


Figura 3.3: Cinética de secagem típica [30].

ajuste de isotérmicas de sorção, podendo estas ser obtidas utilizando o método estático ou o método dinâmico [30] [31].

O método estático consiste na determinação de isotérmicas, sendo a humidade de equilíbrio entre o material e a atmosfera atingida sem o movimento do ar ou do material. O método dinâmico é também um método de determinação de isotérmicas, sendo o ar ou o material movimentado mecanicamente até a humidade de equilíbrio ser atingida [31].

O modelo de 'Oswin' é um modelo bastante utilizado na predição de isotérmicas. Este modelo, que pode ser utilizado para encontrar o valor da humidade de equilíbrio, é descrito por uma equação bastante simples, com duas constantes que necessitam de ser encontradas ('a' e 'b') e que variam consoante o tipo de sólido (equação 3.2) [30]. Além disso, esta equação ainda depende da humidade relativa do ar,  $\phi$ .

$$X_{eq} = a \cdot \left( \frac{\phi}{1 - \phi} \right)^b \quad (3.2)$$

Este modelo vai ser utilizado neste trabalho para encontrar o valor da humidade de equilíbrio para um determinado tecido.

## 3.2 Principais requisitos para uma secagem adequada da roupa

Apesar de não se ter encontrado muita informação sobre quais seriam os principais requisitos para uma secagem adequada da roupa, acredita-se que, de entre todas as variáveis associadas ao processo de secagem, aquela que terá mais importância na preservação do tecido seja a temperatura.

Num estudo sobre materiais têxteis [30] foi avaliada a exposição de diversos tecidos a diferentes temperaturas de secagem, de modo a encontrar parâmetros intrínsecos de secagem dos vários tecidos. Nesse estudo [30] os tecidos de algodão, jeans e poliéster foram submetidos às temperaturas de secagem de 50 °C, 60 °C e 70 °C.



Desta forma, pode considerar-se que todos estes três tipos tecidos podem ser submetidos até à temperatura de 70 °C sem que a sua integridade seja comprometida.

### 3.3 Necessidades energéticas de secagem de roupa

As necessidades energéticas das máquinas de secar roupa podem variar de instalação para instalação, ou até, dos diferentes programas de secagem usando a mesma instalação. Tal deve-se ao facto de as necessidades energéticas dependerem, principalmente, das condições de operação da instalação.

As necessidades energéticas associadas à secagem da roupa podem ser facilmente obtidas sabendo o caudal de ar que se pretende aquecer e sabendo a temperatura à qual se pretende aquecer esse caudal. A Equação 3.3 permite conhecer as necessidades energéticas associadas ao processo de aquecimento do agente de secagem.

$$\dot{Q}_{necessidades} = \dot{m}_{ar} \cdot C_{par} \cdot (T - T_{ambiente}) \quad (3.3)$$

Considerando que a temperatura média do ar ambiente é de cerca de 20 °C, um caudal volúmico de ar na ordem de 200 m<sup>3</sup>/h [8] [35], comum neste tipo de instalações, em que se pretende um aquecimento do ar até aos 60 °C [30], a potência requerida pela instalação é de cerca de 2,4 kW.

As equações abaixo descrevem o processo de cálculo utilizado para encontrar o valor das necessidades energéticas, tendo sido utilizada a equação de gases perfeitos para encontrar a densidade do ar à temperatura de 60 °C (Equação 3.4).

$$P = \rho \cdot R \cdot T \Leftrightarrow \rho = \frac{P}{R \cdot T} \Leftrightarrow \rho = \frac{101325}{286,9 \cdot (273,16 + 60)} = 1,0601 \text{ kg/m}^3 \quad (3.4)$$

A Equação 3.5 relaciona o caudal mássico com o caudal volúmico e a densidade do ar. Desta forma, é possível encontrar-se o valor do caudal mássico de ar conhecendo as outras duas variáveis.

$$\dot{m}_{ar} = \rho \cdot \dot{V}_{ar} \Leftrightarrow 1,0601 \cdot 200 = 212,04 \text{ kg}_{ar}/\text{h} = 0,0589 \text{ kg}_{ar}/\text{s} \quad (3.5)$$

O  $C_{par}$  trata-se do calor específico que é uma propriedade do ar ambiente. Para este parâmetro considerou-se o valor de 1000 J/kg · °C [36].

Substituindo os parâmetros anteriores na Equação 3.3 obtém-se o resultado da equação 3.6.

$$\dot{Q}_{necessidades} = 0,0589 \cdot 1000 \cdot (60 - 20) = 2356 \text{ W} \quad (3.6)$$

É importante reforçar que esta potência requerida é um valor estimado para este tipo de instalações, podendo ser encontrados valores mais baixos ou mais altos. De salientar, ainda, que na avaliação destas necessidades energéticas de secagem da roupa não se levaram em linha de conta as potências do ventilador e do tambor, uma vez que neste subcapítulo se procuraram conhecer, apenas, as necessidades energéticas associadas ao aquecimento do agente de secagem.

### 3.4 Disponibilidade energética de uma bomba de calor

Nesta secção é abordada a disponibilidade energética de uma bomba de calor por compressão de vapor, onde são apresentados cálculos que justificam a potencial utilização deste tipo de bomba de calor na secagem da roupa. Estes cálculos são baseados em condições de operação da bomba de calor, de modo a alcançar os valores desejados de secagem.

A escolha deste tipo de bomba de calor apoia-se no facto de terem sido verificados valores de desempenho energético superiores nos vários ensaios de secagem de roupa [8].

Para conhecer as disponibilidades energéticas de uma bomba de calor por compressão de vapor é necessário, primeiramente, escolher um fluido refrigerante e as condições de pressão a que a bomba de calor opera. Além disso, é necessário considerar uma temperatura do fluido refrigerante à entrada do condensador e um caudal mássico de fluido refrigerante.

Numa primeira análise vai ser utilizado o fluido refrigerante R-134a por ser um fluido que, apesar de atualmente não ser permitido a sua utilização em máquinas de secar roupa domésticas (que tenham em vista a sua colocação no mercado), foi amplamente difundido na substituição de fluidos refrigerantes constituídos por CFC's e, até há pouco tempo, era um dos fluidos refrigerantes mais utilizados [28] [37]. Ainda assim, é necessário referir que a alteração de fluido refrigerante terá pouca influência nas disponibilidades energéticas de uma bomba de calor sendo obrigatório apenas o ajuste de caudal de fluido refrigerante e das pressões de operação.

Quanto às condições de pressão a que a bomba de calor deve operar, interessa conhecer a alta pressão a que o fluido refrigerante está sujeito quando passa no condensador. Desta forma, considerando que a diferença de temperatura mínima entre fluidos (ar e R-134a) à saída do condensador é de 8 °C (para que sejam asseguradas as transferências térmicas desejadas neste permutador) e considerando que o fluido refrigerante sai do condensador sob a forma de líquido saturado, pode escolher-se um valor para a pressão de 21 bar. Esta pressão foi escolhida a partir dos valores utilizados no cálculo das necessidades energéticas de secagem de roupa da secção anterior. A temperatura de saturação do fluido refrigerante R-134a, à pressão de 21 bar, é de 69,61 °C, confirmando uma diferença de temperatura entre fluidos superior a 8 °C à saída do condensador (figura 3.4).

Para a temperatura do fluido refrigerante à entrada do condensador considerou-se o valor de 75 °C e para o caudal mássico de fluido refrigerante considerou-se o valor de 0,018 kg<sub>refrigerante</sub> /s.

Na Figura 3.4 está esquematizada a troca térmica que ocorre no condensador com os respectivos valores de temperatura à entrada e à saída dos dois fluidos.

Para o cálculo das disponibilidades foi utilizada a Equação 3.7 que relaciona a potência térmica fornecida ao processo com o caudal mássico e com as entalpias específicas de entrada e saída do fluido refrigerante.

$$\dot{Q}_{disponibilidades} = \dot{m}_{refrigerante} \cdot (h_{entrada} - h_{saida}) \quad (3.7)$$

Sabendo a temperatura e a pressão do fluido refrigerante à entrada do condensador, e considerando que este se encontra aí sob a forma de vapor sobreaquecido, é possível conhecer-se o valor de  $h_{entrada}$ .

$$h_{entrada} = 288541 \text{ J/kg} \quad (3.8)$$

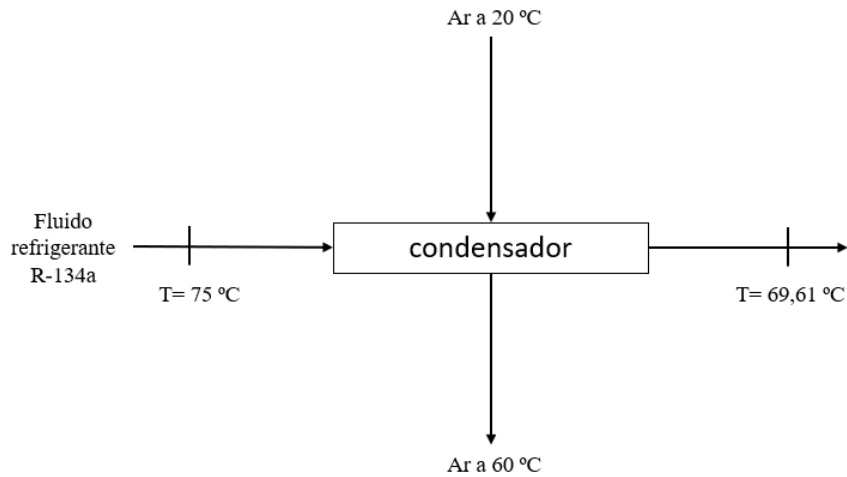


Figura 3.4: Ilustração da troca térmica no condensador.

Por outro lado, sabendo a pressão do fluido refrigerante à saída do condensador (de notar que esta pressão é a mesma ao longo do condensador) e considerando que este se encontra sob a forma de líquido saturado, é possível conhecer-se o valor de  $h_{saida}$ .

$$h_{saida} = 155467 \text{ J/kg} \quad (3.9)$$

Substituindo os parâmetros anteriores na Equação 3.7 obtém-se o resultado da Equação 3.10.

$$\dot{Q}_{disponibilidades} = 0,018 \cdot (288541 - 155467) = 2395 \text{ W} \quad (3.10)$$

A potência térmica fornecida ao processo de secagem é de cerca de 2,395 kW, segundo as condições anteriormente impostas. Tendo em conta que as necessidades térmicas do processo de secagem andam à volta de 2,356 kW, pode concluir-se que é possível utilizar uma bomba de calor a compressão de vapor para secar a roupa.

Além disso, considerando que a potência térmica fornecida ao processo de secagem pela bomba da calor é de cerca de 2,395 kW, e que o coeficiente de performance (COP) associado é de cerca de 3, é possível afirmar-se que a potência elétrica solicitada para operar a bomba de calor é de cerca de 0,8 kW o que, em termos práticos, revela uma poupança acentuada de energia quando comparado com os sistemas convencionais de resistência elétrica.

Caso as necessidades energéticas de secagem de roupa sejam maiores, basta aumentar o caudal mássico de fluido refrigerante e/ou aumentar a sua pressão no momento da passagem pelo condensador, para que a bomba de calor providencie uma maior disponibilidade energética.

## Capítulo 4

# Proposta de solução de máquina de secar roupa com bomba de calor

Neste capítulo é apresentada uma proposta de solução de máquina de secar roupa com bomba de calor, apoiada por um conjunto de razões que influenciaram a escolha do tipo de bomba de calor e do tipo de configuração adotado.

Optou-se por uma máquina de secar roupa com bomba de calor de compressão de vapor, uma vez que este tipo de máquina de secar roupa apresenta melhor desempenho energético quando comparada com outros sistemas de máquinas de secar roupa com bomba de calor [8].

Além disso, optou-se por um sistema de secagem por condensação com um ciclo fechado. Isto é, a humidade recolhida pelo ar no tambor é, posteriormente, condensada, sendo este ar, depois de aquecido, novamente reencaminhado para a entrada do tambor. Este sistema apresenta um maior investimento e exige alguma manutenção regular devido à necessidade de drenagem de água e limpeza do filtro de resíduos de tecido. Além disso, o sistema por condensação com um ciclo fechado apresenta valores de desempenho energético inferiores aos de um sistema com um ciclo aberto. No entanto, este sistema revela uma maior facilidade na instalação, tendo a grande vantagem de não necessitar de sistemas de exaustão, uma vez que não há ar exaurido. Este sistema pode ser a única opção caso não seja possível instalar sistemas de exaustão [5].

O tipo de configuração proposto para a máquina de secar roupa com bomba de calor é a configuração mais simples apresentada na Figura 2.9 do Capítulo 2. Apesar de esta configuração não apresentar valores de desempenho energético tão bons como a máquina de secar roupa com bomba de calor com recuperador de calor, nem como a máquina de secar roupa híbrida com recuperador de calor (sistemas apresentados no subcapítulo 2.2.3), este sistema mais simples apresenta-se como o mais barato dentro deste tipo de máquinas de secar roupa com bomba de calor (de compressão de vapor). Além disso, na literatura não foram encontrados nenhuns valores de desempenho energético sobre este tipo de configuração, sendo, por isso, uma motivação adicional para o estudo desta configuração.

## 4.1 Seleção do fluido refrigerante para a bomba de calor

Na seleção do fluido refrigerante foi necessário ter em consideração vários fatores, nomeadamente, relacionados com a segurança, o ambiente e ainda com a legislação em vigor.

De acordo com o que foi abordado no subcapítulo 2.4, o fluido refrigerante escolhido deve apresentar propriedades que revelem segurança tanto para o utilizador, como para o meio ambiente. Além disso, o fluido refrigerante escolhido deve permitir o bom desempenho energético da bomba de calor e deve, ainda, estar de acordo com a legislação em vigor, sendo esta uma obrigatoriedade.

Optou-se pelo fluido refrigerante R-1234ze. Este fluido refrigerante sintético pertence à família dos hidrofluoroleofinas (HFO) e pode ser considerado uma possível alternativa ao fluido refrigerante R-134a (proibido pela legislação atual e amplamente utilizado em bombas de calor no passado recente) nas aplicações de média/alta temperatura [38].

De acordo com a norma ASHRAE Standard 34, responsável pela designação e classificação de refrigerantes, o refrigerante R-1234ze apresenta muito baixa toxicidade e uma baixa flamabilidade (de difícil ignição e propagação). De acordo com a matriz de classificação dos fluidos refrigerantes, este refrigerante pertence ao grupo de segurança 'A2L' (Tabela 2.3), oferecendo, assim, uma boa proteção ao utilizador [10].

O fluido refrigerante R-1234ze apresenta-se como uma ótima solução em termos ambientais: para além de não danificar a camada do Ozono ( $ODP=0$ ), apresenta um potencial de aquecimento global extremamente baixo ( $GWP_{100}=7$ ), estando, por isso, em conformidade com os atuais Protocolos (Montreal e Quioto) [39] [38].

Para a escolha do fluido refrigerante foi, ainda, tida em conta a temperatura e a pressão do ponto crítico. Estes parâmetros são bastante importantes, uma vez que à medida que se aproxima deste ponto, a diferença entre líquido saturado e vapor saturado é cada vez menor, levando a que seja necessário um caudal de refrigerante cada vez maior para um mesmo poder de aquecimento ou de arrefecimento. Por isso, quanto mais próximo se operar do ponto crítico maior deverá ser o volume do sistema, que deverá ter associado um desempenho energético menor [10]. Desta forma, é importante que as condições de pressão e temperatura de funcionamento da bomba de calor estejam abaixo das condições do ponto crítico. Como o fluido refrigerante R-1234ze apresenta valores de pressão e temperatura críticas relativamente elevadas ( $P_{critica}=3,635$  MPa e  $T_{critica}=109,36$  °C) quando comparadas com as condições necessárias para a secagem da roupa (temperaturas na ordem dos 60 °C), pode afirmar-se que está assegurado um bom desempenho energético por parte deste fluido refrigerante.

Existem ainda outras vantagens que suportam a escolha do fluido refrigerante R-1234ze para operar na bomba de calor da máquina de secar roupa, tais como o facto de possuir uma ótima estabilidade térmica e química e de ter uma excelente compatibilidade com a maioria dos materiais [39].

Apesar de o fluido refrigerante R-1234yf apresentar propriedades físicas bastante semelhantes às do fluido refrigerante R-1234ze, apresenta um preço bastante mais elevado, sendo esta a principal razão por se ter optado pelo refrigerante R-1234ze [24].

Na Tabela 4.1 são apresentadas algumas das propriedades físicas do fluido refrigerante R-1234ze.

Tabela 4.1: Algumas das propriedades físicas do fluido refrigerante R-1234ze [39].

Propriedades físicas	R-1234ze	Unidades
Massa molar	114,0	g/mol
Massa volúmica (21,1 °C)	1170	kg/m <sup>3</sup>
Pressão crítica	3,635	Mpa
Temperatura crítica	109,36	°C
Massa volúmica crítica	489,0	kg/m <sup>3</sup>
Temperatura de auto ignição	368	°C
Classificação de segurança	A2L	-
ODP	0	-
GWP <sub>100</sub>	7	-

## 4.2 Funcionamento da máquina de secar roupa com bomba de calor por compressão de vapor

Como descrito anteriormente, a máquina de secar roupa com a bomba de calor escolhida para este estudo será por condensação com um ciclo fechado.

Inicialmente, começou-se por analisar a Figura 4.1 como a configuração incorporada pela máquina de secar roupa; no entanto esta configuração demonstrou-se rígida do ponto de vista energético tendo sido substituída por uma outra configuração (Figura 4.4) para se realizar a análise energética e mássica do sistema da máquina de secar roupa com bomba de calor.

A Figura 4.1 pode ser dividida em dois circuitos diferentes que operam em conjunto na máquina de secar roupa. Um dos circuitos é relativo à bomba de calor, que na Figura 4.1 é representado pelos pontos r1, r2, r3 e r4 e o outro, relativo ao circuito de ar, que está representado na mesma figura pelos pontos A1, A2 e A3.

A caracterização dos processos psicrométricos que ocorrem no circuito de ar, bem como a caracterização do funcionamento da bomba de calor, são bastante importantes para a análise energética e mássica do sistema da máquina de secar roupa, sendo, por isso, necessária a sua análise mais detalhada.

O circuito de ar é responsável por retirar a água da roupa que se localiza no tambor. Este circuito é constituído por três etapas (pontos A1, A2 e A3 da Figura 4.1) que ocorrem ciclicamente terminando, apenas, quando os tecidos se encontrarem secos (até ser atingido o teor de humidade mínimo requerido). Nestes três pontos o ar pode ser encontrado com diferentes temperaturas e ainda com diferentes humidades, sendo esta a razão pela qual se fez a distinção entre os pontos A1, A2 e A3. Além disso, entre estes três pontos o ar sofre uma série de transformações psicrométricas. A Figura 4.2 apresenta o diagrama correspondente a estas transformações.

De seguida é, então, apresentado o funcionamento da máquina de secar roupa, onde se considera o início do circuito de ar no condensador.

Do ponto A3 para o ponto A1, ocorre o aquecimento sensível do ar, onde este sofre um aumento de temperatura (devido ao condensador da bomba de calor), mantendo o conteúdo de humidade constante (mas diminuindo a sua humidade relativa). Neste ponto A1 a temperatura do ar deve alcançar um valor próximo de 60 °C [30], para que este

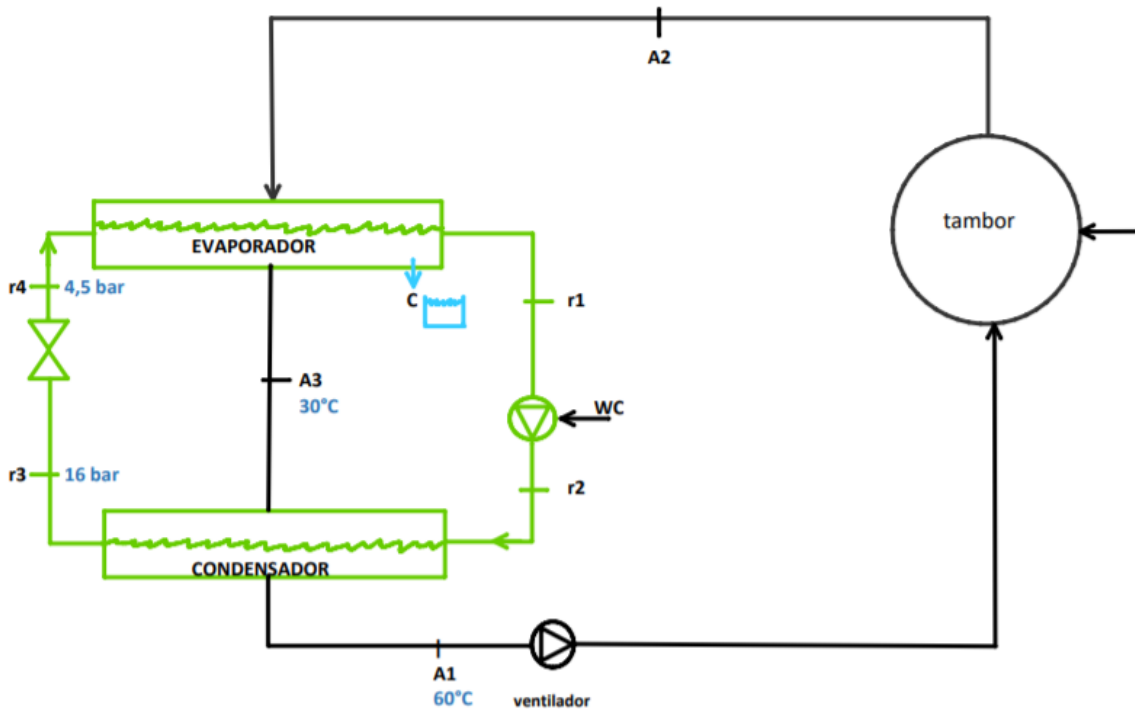


Figura 4.1: Esquema de funcionamento da máquina de secar roupa com bomba de calor.

amente o seu potencial de remoção de vapor de água e os tecidos não sejam danificados por serem expostos a temperaturas mais elevadas.

Depois do ponto A1, o ar é encaminhado para o tambor, onde estão localizados os vários tipos de tecidos que se pretendem secar. Neste componente (tambor) ocorrem processos de transferência de massa dos tecidos para o ar, que são promovidos pelo ar quente que chega do ponto A1, pela transferência de calor do ar para a roupa, e pela rotação do tambor. Na superfície interior do tambor existem alhetas que auxiliam o processo de exposição dos tecidos ao agente de secagem quando o tambor roda. À saída do tambor existe, ainda, um filtro que impede que os resíduos de tecido circulem com o ar.

Do ponto A1 para o ponto A2 ocorrem os processos psicrométricos de arrefecimento e humedificação do ar (Figura 4.2). O arrefecimento sensível do ar ocorre devido à evaporação da humidade da roupa para o ar (a entalpia do ar diminui ao fornecer a entalpia de vaporização da humidade da roupa, pois só assim ocorre a transferência de água da roupa para o ar).

Ao ponto A2 chega ar húmido e com uma temperatura menor. De seguida o ar é direcionado para o evaporador da bomba de calor que se encontra a uma temperatura mais baixa. No evaporador da bomba de calor (ou seja, entre os pontos A2 e A3) ocorre o processo psicrométrico de arrefecimento com desumidificação onde o ar sofre uma diminuição da sua temperatura e no seu conteúdo de humidade (correspondente a  $\Delta W$  na figura 4.2). Este condensado deverá ser armazenado num recipiente alojado na máquina de secar roupa (para o utilizador retirar depois da secagem completa) ou,

então, expulso diretamente para o esgoto. De notar que à saída do evaporador (ponto A3) o ar se encontra saturado. Neste ponto A3 pode considerar-se que o ar atinge uma temperatura de 30 °C (útil na seleção da baixa pressão a operar na bomba de calor).

De seguida, o ar é novamente reencaminhado para o ponto A1 dando início a mais um ciclo.

Apesar de o ventilador e o filtro de resíduos ainda não terem sido mencionados no funcionamento da máquina de secar roupa, estes são componentes bastante importantes na circulação do ar.

O ventilador, por exemplo, é responsável pela entrada e circulação de ar no sistema. Este componente é apresentado na Figura 4.1 antes do tambor, podendo, também, ficar localizado após (em termos práticos, deve ser instalado onde o caudal volúmico de ar húmido for menor, e à menor temperatura). Para a análise energética do sistema é considerado que não há perdas de caudal mássico de ar ao longo deste circuito.

O filtro de resíduos é outro componente importante, mas que não se encontra representado na Figura 4.1. Este componente é responsável por impedir que os resíduos de tecido circulem com o ar, devendo, por isso, estar localizado à saída do tambor.

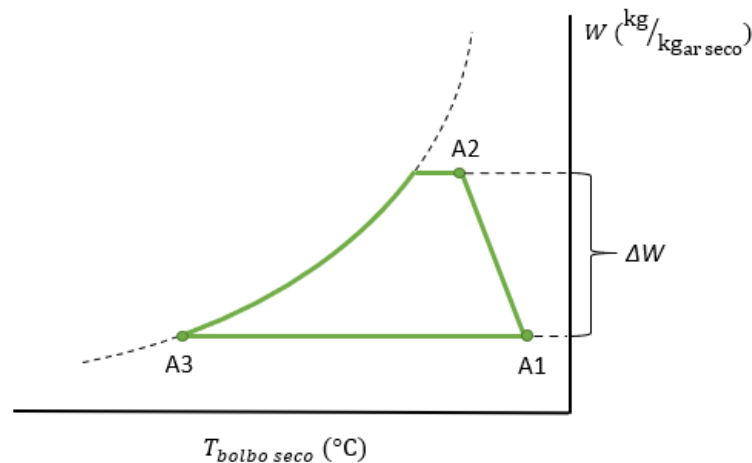


Figura 4.2: Representação do diagrama psicrométrico do sistema com bomba de calor.

O circuito da bomba de calor está relacionado com o circuito de ar, sendo responsável pelo seu aquecimento e arrefecimento. Além disso, a bomba de calor é ainda responsável pela desumidificação do ar.

A bomba de calor é constituída por um compressor, uma válvula de expansão, um condensador e ainda por um evaporador, estando o seu princípio de funcionamento descrito no subcapítulo 2.2.3 (Figura 2.8). De notar, apenas, que o único componente da bomba de calor que consome energia elétrica para operar é o compressor.

A Figura 4.3 apresenta o diagrama da temperatura vs entropia específica relativo ao sistema da bomba de calor. Este diagrama é bastante útil para o cálculo energético das várias transformações que ocorrem no sistema (r1, r2, r3 e r4). Este diagrama, além de representar os vários pontos do circuito da bomba de calor (r1, r2, r3 e r4), representa ainda o ponto 2s que corresponde à situação limite de um compressor com eficiência isentrópica unitária, já que a eficiência isentrópica do compressor é expressa como a razão entre o trabalho em condições isentrópicas e o trabalho real do compressor.



Além disso, a Figura 4.3 permite perceber o comportamento do fluido refrigerante, nomeadamente, o seu estado físico ao longo do circuito da bomba de calor, o que é importante para fazer a posterior análise energética da máquina de secar roupa.

É necessário ter em conta os seguintes pressupostos de operação da bomba de calor:

- O fluido refrigerante entra no compressor sob a forma de vapor saturado (ponto r1);
- O fluido refrigerante sai do compressor sob a forma de vapor sobre-aquecido (ponto r2);
- O fluido refrigerante entra na válvula de expansão sob a forma de líquido saturado (ponto r3);
- O fluido refrigerante sai da válvula de expansão sob a forma de mistura bifásica (ponto r4);

Para a seleção da pressão baixa e da pressão alta foi considerado que a diferença de temperatura entre o ar e o refrigerante deveria de ser de pelo menos  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ , para que sejam asseguradas as transferências térmicas, tanto no condensador como no evaporador. Quanto maior for a diferença de temperaturas entre fluidos (ar e refrigerante), menor será o desempenho energético da máquina de secar roupa, mas mais compacta ela pode ser, sendo, por isso, importante a seleção adequada das pressões de operação da bomba de calor.

Tendo em conta as propriedades termofísicas do fluido refrigerante R-1234ze, foram escolhidas as pressões de 4,5 bar (pressão do refrigerante no evaporador) e de 16 bar (pressão do refrigerante no condensador) para operar a bomba de calor. A temperatura de saturação para a pressão de 4,5 bar é de  $21,53\text{ }^{\circ}\text{C}$  e, considerando que a temperatura do ar no ponto A3 é de  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ , pode, assim, afirmar-se que está garantida a transferência térmica ar-refrigerante no evaporador. A temperatura de saturação para a pressão de 16 bar é de  $69,71\text{ }^{\circ}\text{C}$  e, considerando que o ar à entrada do tambor (ponto A1) se encontra à temperatura de  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ , pode afirmar-se que, também, está garantida a transferência térmica refrigerante-ar no condensador.

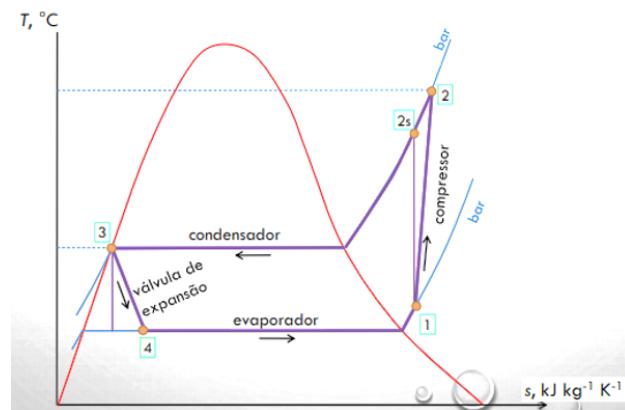


Figura 4.3: Diagrama da temperatura vs entropia específica do sistema de bomba de calor (retirado de [36]).

### 4.3 Análise energética e mássica do sistema da máquina de secar roupa com bomba de calor

A análise energética do sistema de secagem permite identificar as variáveis que representam um papel mais importante na eficiência. A análise energética permite, também, conhecer o desempenho energético associado à máquina de secar roupa com bomba de calor, possibilitando a comparação, ao nível da eficiência energética, com a máquina de secar roupa convencional.

Para a análise energética do sistema devem ser tidos em conta os pressupostos que foram abordados no subcapítulo anterior, os quais se encontram discriminados a seguir:

- Não são consideradas perdas de caudal mássico de ar e de fluido refrigerante nos respetivos circuitos;
- A temperatura do ar no ponto A1 é de 60 °C;
- A temperatura do ar no ponto A3 é de 30 °C, encontrando-se o ar saturado neste ponto;
- O fluido refrigerante é o R-1234ze;
- As pressões de operação da bomba de calor são 4,5 bar e 16 bar;
- O fluido refrigerante entra no compressor como vapor saturado (ponto r1);
- O fluido refrigerante sai do compressor como vapor sobre-aquecido (ponto r2);
- O fluido refrigerante entra na válvula de expansão como líquido saturado (ponto r3);
- O fluido refrigerante sai da válvula de expansão como mistura bifásica (líquido + vapor) (ponto r4);

Ainda antes de começar a análise energética da máquina de secar roupa, é importante esclarecer que, tal como foi mencionado no subcapítulo 3.1.2, a secagem da roupa pode ser dividida em dois períodos distintos. A análise energética feita ao sistema deve, então, ter em consideração esses dois períodos de secagem.

No período de secagem a taxa constante, a transferência de massa e de calor (no tambor) estão balanceadas e, por isso, é expectável que as condições do ar e do fluido refrigerante nas várias etapas sejam sempre as mesmas ao longo do tempo durante este período. No entanto, quando se passa para o período de secagem a taxa decrescente, a transferência de massa e de calor deixam de estar balanceadas e, conseqüentemente, as condições do ar e do fluido refrigerante deixam de se manter nas várias etapas ao longo deste período.

Considerando a Figura 4.1 e os pressupostos acima descritos, pode afirmar-se que as condições de operação da bomba de calor são sempre iguais, independentemente do período de secagem, levando a um problema na análise energética do período de secagem a taxa decrescente.

Isto é, como se considera que a bomba de calor opera sempre nas mesmas condições independentemente do período de secagem (ou seja, absorve sempre a mesma quantidade

de energia no evaporador e liberta sempre a mesma quantidade de energia no condensador), e tendo em conta que no período de secagem a taxa decrescente as condições do ar se alteram com o decorrer do tempo (nomeadamente, no ponto A2 da Figura 4.1), isto leva a que o evaporador da bomba de calor não consiga absorver toda a energia vinda do ar do ponto A2 (para reduzir a temperatura do ar no ponto A3 até aos 30 °C). Isto ocorre porque, neste período, a temperatura do ar que chega ao ponto A2 vai aumentando com o tempo, uma vez que, ao longo deste período é necessária cada vez menos energia do ar para secar a roupa. Desta forma, a configuração da Figura 4.1 apresenta-se rígida do ponto do vista energético, uma vez que requer que as perdas energéticas pelos componentes (condensador, evaporador e tambor) compensem a potência fornecida pelo compressor. Na prática, pode ser utilizada a configuração da Figura 4.1, mas o compressor deve ser de velocidade variável.

Assim para a análise energética será utilizado o esquema da Figura 4.4.

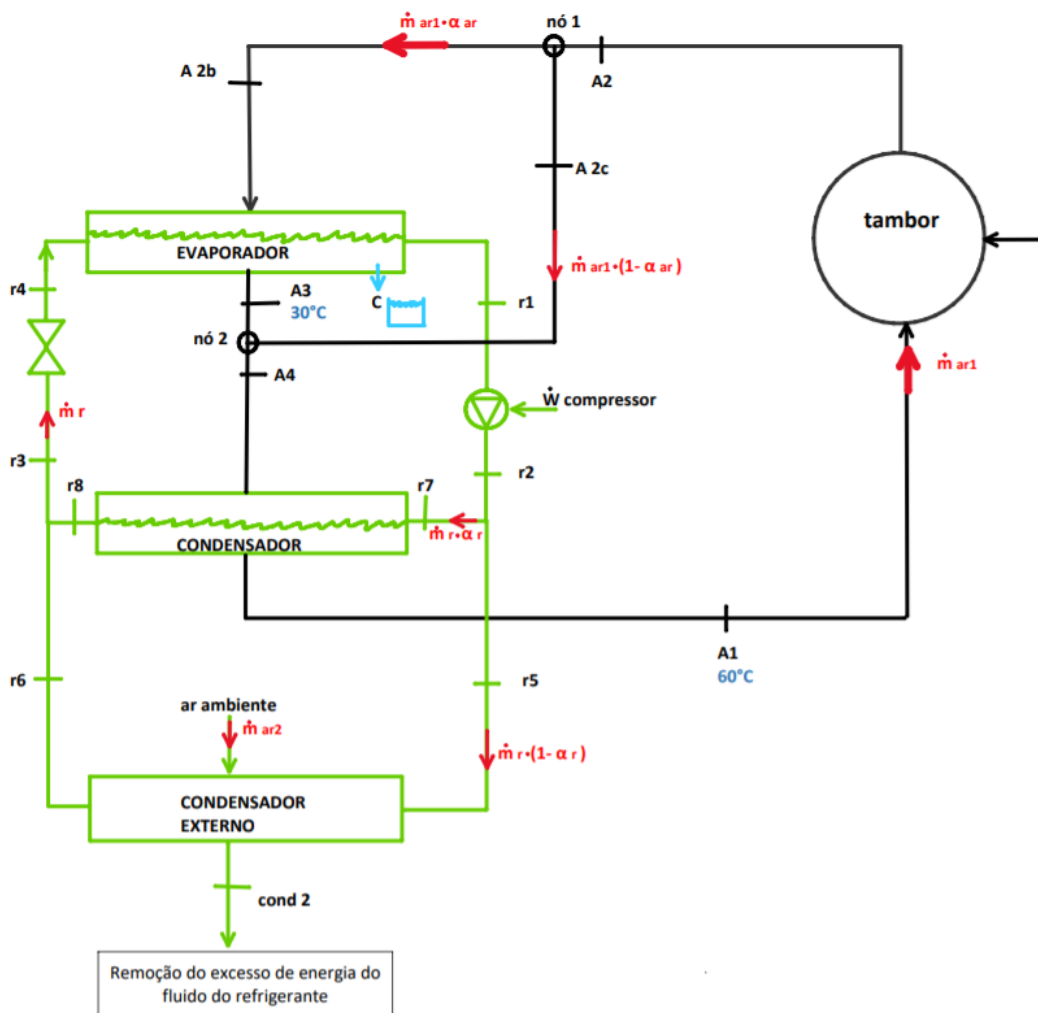


Figura 4.4: Esquema utilizado para a análise energética e mássica do sistema da máquina de secar roupa com bomba de calor [40].

A figura 4.4 apresenta a flexibilidade energética necessária através de dois 'bypass'

(um no circuito de ar e outro no circuito do fluido refrigerante), que permitem que, no período de secagem a taxa decrescente, o sistema de equações da análise energética seja possível e determinado (estes 'bypass' representam escapes que compensam a potência fornecida pelo compressor, possibilitando a remoção do excesso de calor do sistema). O 'bypass' do circuito de ar é responsável por regular o caudal de ar a cada instante durante o período de secagem a taxa decrescente, permitindo que no evaporador seja feita a troca de calor ideal para que no ponto A3 o ar se encontre saturado à temperatura designada nos pressupostos. O 'bypass' do circuito de fluido refrigerante permite a remoção do excesso de calor através de um condensador externo. Este 'bypass' permite, então, que a temperatura do ponto A1 não aumente no decorrer do período de secagem a taxa decrescente, uma vez que, neste período o ar que chega ao ponto A4 se encontra a uma temperatura cada vez maior.

Portanto, para a análise energética do sistema da máquina de secar roupa com bomba de calor é considerada a Figura 4.4, onde são tidos em conta os pressupostos de funcionamento abordados no início deste subcapítulo.

Para a análise energética do sistema da Figura 4.4 é importante conhecer as entalpias específicas do fluido refrigerante nas várias etapas da bomba de calor (pontos r1, r2, r3, r4, r5, r6, r7 e r8). Para isso, teve-se em conta os pressupostos de funcionamento da bomba de calor, a Figura 4.3 e a Figura 4.5.

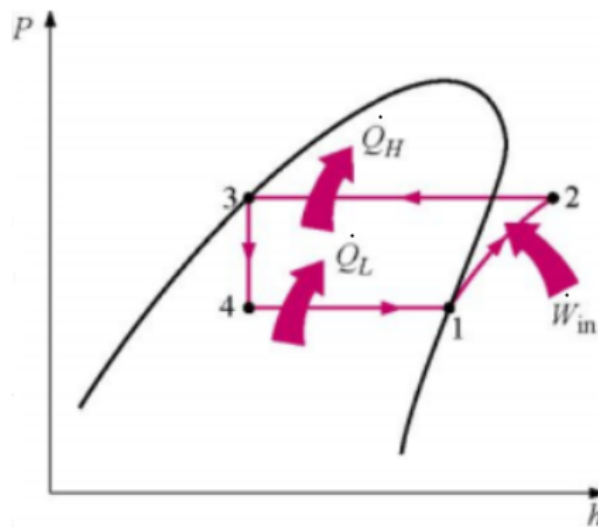


Figura 4.5: Diagrama da pressão vs entalpia específica do sistema da bomba de calor (retirado de [36]).

Assim, começando por fazer o balanço energético na válvula de expansão, tem-se a Equação 4.1 estabelecendo que a entalpia específica do fluido refrigerante é mantida durante o processo de expansão (Figura 4.5).

$$h_{r3} = h_{r4} \quad (4.1)$$

Após a válvula de expansão o refrigerante segue para o evaporador. À entrada deste permutador, o fluido refrigerante encontra-se na forma de mistura bifásica, e à saída encontra-se na forma de vapor saturado. Isto ocorre porque, neste componente, existe

uma absorção de calor por parte do fluido refrigerante (a Figura 4.5 representa esta troca de calor por  $\dot{Q}_L$ ). Assim, sabendo que o fluido refrigerante se encontra sob a forma de vapor saturado e à pressão de 4,5 bar, conhece-se, então, a sua entalpia específica no ponto r1 (Equação 4.2).

$$h_{r1} = 398592 \text{ J/kg} \quad (4.2)$$

Posteriormente, o fluido refrigerante sofre uma compressão, que faz aumentar a sua entalpia específica e a sua pressão. No ponto r2 o fluido refrigerante encontra-se sob a forma de vapor sobre-aquecido. Para se conhecer a entalpia específica do fluido refrigerante neste ponto é necessário saber a entalpia específica do ponto 2s da Figura 4.3, correspondente à eficiência isentrópica unitária do compressor. A entropia específica do ponto r1 é igual à entropia específica do ponto 2s (Equação 4.3). Conhecendo a entropia específica do ponto 2s e sabendo que neste ponto o refrigerante se encontra à pressão de 16 bar, conhece-se, então, a entalpia específica do fluido refrigerante neste ponto (Equação 4.4).

$$s_{r1} = s_{2s} = 1677 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \quad (4.3)$$

$$h_{r2s} = 421900 \text{ J/kg} \quad (4.4)$$

Para se conhecer a entalpia específica do fluido refrigerante no ponto r2 é necessário conhecer a eficiência isentrópica do compressor. Considerou-se uma eficiência para este componente de 60 %. Assim, é possível ser calculada a entalpia específica do fluido refrigerante no ponto r2 a partir da Equação 4.5. Esta equação deriva da razão entre o trabalho em condições isentrópicas e o trabalho real do compressor, que é igual à sua eficiência isentrópica.

$$h_{r2} = h_{r1} + \frac{1}{\eta_{compressor}} \cdot (h_{r2s} - h_{r1}) \quad (4.5)$$

Para estas condições, a entalpia específica do fluido refrigerante no ponto r2 resulta no valor da Equação 4.6.

$$h_{r2} = 437438 \text{ J/kg} \quad (4.6)$$

De acordo com a Figura 4.4 é possível perceber que, apesar da divisão do caudal de fluido refrigerante pelo condensador e pelo condensador externo, as entalpias específicas nos pontos r7 e r8 são iguais à entalpia específica do fluido refrigerante no ponto r2 (Equação 4.7).

$$h_{r2} = h_{r5} = h_{r7} \quad (4.7)$$

Antes de o fluido refrigerante ser reencaminhado para a válvula de expansão, este volta a juntar-se, ocorrendo uma mistura de duas correntes de fluido refrigerante. Assim, o balanço energético relativo à junção de caudal de fluido refrigerante proveniente dos pontos r6 e r8 encontra-se na Equação 4.8. O termo  $\alpha_r$  representa a fração de caudal mássico de fluido refrigerante que circula pelo condensador (Figura 4.4), podendo tomar valores no intervalo [0;1]. Nesta equação todos os termos foram divididos por  $\dot{m}_{refrigerante}$  com o intuito de a simplificar.

$$h_{r3} = \alpha_r \cdot h_{r8} + (1 - \alpha_r) \cdot h_{r6} \quad (4.8)$$

Depois de o fluido refrigerante atravessar os condensadores e estar novamente reunido num só caudal, este é reencaminhado para a entrada da válvula de expansão. No ponto r3 considera-se que o refrigerante se encontra sob a forma de líquido saturado e sujeito a uma pressão de 16 bar. Assim, é possível conhecer-se a entalpia específica do refrigerante neste ponto (Equação 4.9).

$$h_{r3} = 301105 \text{ J/kg} \quad (4.9)$$

De referir que a Figura 4.5 apresenta, ainda, a troca de calor que ocorre nos dois condensadores, estando representada por  $\dot{Q}_H$ .

A potência necessária para que o compressor opere pode ser calculada a partir da Equação 4.10, e encontra-se representada na Figura 4.5 por  $\dot{W}_{in}$ . Esta equação foi obtida a partir de um balanço energético feito ao compressor.

$$\dot{W}_{compressor} = \dot{m}_{refrigerante} \cdot (h_{r2} - h_{r1}) \quad (4.10)$$

As entalpias específicas dos vários pontos do circuito da bomba de calor permitem, ainda, calcular o COP da bomba de calor como:

$$COP_{Bomba \ de \ calor} = \frac{\alpha_r \cdot (h_{r7} - h_{r8})}{h_{r2} - h_{r1}} \quad (4.11)$$

Depois de conhecidas praticamente todas as entalpias específicas nos diversos pontos do sistema da bomba de calor, pode dar-se início ao balanço energético das várias etapas do circuito de ar.

Começa-se por abordar o balanço energético no condensador, em que ocorre uma troca de calor sensível entre o fluido refrigerante e o ar. Este ar não é ar seco, mas ar húmido. A Equação 4.12 representa o balanço energético neste permutador, a qual leva em consideração que uma pequena parte da energia térmica do fluido refrigerante é perdida pelo sistema. O termo  $\alpha_{condensador}$  é a fração que representa esta perda de energia, podendo ser consideradas perdas na ordem dos 10 % da potência térmica cedida pelo refrigerante quente no condensador (Equação 4.13).

$$C_{p_a} \cdot (T_{a4} - T_{a1}) + C_{p_v} \cdot W_1 \cdot (T_{a4} - T_{a1}) + \alpha_r \cdot R_{caudal} \cdot (1 - \alpha_{condensador}) \cdot (h_{r7} - h_{r8}) = 0 \quad (4.12)$$

$$\alpha_{condensador} = 0,1 \quad (4.13)$$

Os calores específicos do ar seco e do vapor de água,  $C_{p_a}$  e  $C_{p_v}$  respetivamente, são:

$$C_{p_a} \approx 1000 \text{ J/(kg} \cdot ^\circ \text{C)} \quad (4.14)$$

$$C_{p_v} \approx 1880 \text{ J/(kg} \cdot ^\circ \text{C)} \quad (4.15)$$

A Equação 4.16 relaciona os caudais mássicos de refrigerante e de ar seco. Esta equação permite simplificar as equações de balanço de energia no condensador e no

evaporador, uma vez que a troca de calor não depende unicamente do caudal mássico de ar nem do caudal mássico de fluido refrigerante, mas, sim, de uma relação entre estes dois caudais.

$$R_{caudal} = \frac{\dot{m}_{refrigerante}}{\dot{m}_{ar1}} \quad (4.16)$$

Do ponto A4 para o ponto A1 não existe alteração do conteúdo de humidade do ar (Equação 4.17), pelo que:

$$W_1 = W_4 \quad (4.17)$$

No balanço energético do evaporador da bomba de calor deve ter-se em conta que ocorre a condensação de parte do vapor de água da corrente de ar húmido que entra em A2b. Por isso, neste permutador, além da troca de calor sensível, existe, ainda, a troca de calor latente devido a essa mudança de fase. Tal como foi considerado no balanço energético do condensador, o ar que chega ao evaporador é uma mistura de ar seco com ar húmido.

Na troca de calor latente, teve-se em conta a entalpia de vaporização da água a 0 °C ( $\Delta h_{lv}^0$ ). Além disso, considerou-se que a água condensa à temperatura de  $T_{a3}$ .

No balanço energético do evaporador considerou-se que uma pequena fração da entalpia de vaporização da água a 0 °C corresponde a perdas de energia térmica pelo sistema. Isto foi considerado uma vez que, de entre toda a energia envolvida neste processo, a entalpia de vaporização da água a 0 °C é um termo que assume o valor mais elevado. O termo  $\alpha_{evaporador}$  representa esta perda de energia, podendo ser consideradas perdas na ordem dos 10 % da potência térmica cedida pelo ar no evaporador (Equação 4.19).

$$R_{caudal} \cdot (h_{r4} - h_{r1}) + \alpha_{ar} \cdot C_{pa} \cdot (T_{a2b} - T_{a3}) + \alpha_{ar} \cdot C_{pv} \cdot (W_{2b} \cdot T_{a2b} - W_3 \cdot T_{a3}) + \\ + \alpha_{ar} \cdot (W_{2b} - W_3) \cdot ((1 - \alpha_{evaporador}) \cdot \Delta h_{lv}^0 - C_{pi} \cdot T_{a3}) = 0 \quad (4.18)$$

$$\alpha_{evaporador} = 0,1 \quad (4.19)$$

A entalpia específica de vaporização da água a 0 °C assume o valor:

$$\Delta h_{lv}^0 \approx 2,501 \cdot 10^6 \text{ J/kg} \quad (4.20)$$

O calor específico da água líquida ( $C_{pi}$ ) assume o valor:

$$C_{pi} \approx 4186 \text{ J/(kg} \cdot \text{°C)} \quad (4.21)$$

No ponto A3 o ar encontra-se saturado à temperatura  $T_{a3}$  (30 °C). Desta forma, conhecendo-se a pressão de saturação do ar à temperatura de  $T_{a3}$  e a pressão atmosférica (Equação 4.23), sabe-se o conteúdo de humidade do ar neste ponto.

$$W_3 = 0,622 \cdot \frac{P_{vsat}(T_{a3})}{P_{atm} - P_{vsat}(T_{a3})} = 0,0272 \text{ kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar seco}} \quad (4.22)$$

$$P_{atm} = 1,013 \text{ bar} \quad (4.23)$$

A Equação 4.24, relativa ao balanço mássico no evaporador, permite conhecer a quantidade de água condensada por unidade de tempo. De notar que esta água condensada neste permutador provém das roupas húmidas que se encontram no tambor da máquina de secar roupa.

$$\dot{m}_{ar1} \cdot \alpha_{ar} \cdot (W_{2b} - W_3) = \dot{m}_{condensado} \quad (4.24)$$

De acordo com a Figura 4.4 é possível perceber que, apesar da divisão do caudal de ar pelos pontos A2b e A2c, as temperaturas e as humidades do ar são iguais à temperatura e humidade do ar no ponto A2.

$$T_{a2} = T_{a2b} = T_{a2c} \quad (4.25)$$

$$W_2 = W_{2b} = W_{2c} \quad (4.26)$$

No nó 2 da Figura 4.4 existe a junção de caudais de ar, correspondendo a Equação 4.27 ao balanço energético do nó 2. Nesta Equação, todos os termos foram divididos por  $\dot{m}_{ar1}$  com o intuito de a simplificar.

$$\begin{aligned} C_{p_a} \cdot T_{a4} + C_{p_v} \cdot W_4 \cdot T_{a4} &= \alpha_{ar} \cdot (C_{p_a} \cdot T_{a3} + C_{p_v} \cdot W_3 \cdot T_{a3}) + \\ + (1 - \alpha_{ar}) \cdot (C_{p_a} \cdot T_{a2c} + C_{p_v} \cdot W_{2c} \cdot T_{a2c}) \end{aligned} \quad (4.27)$$

O caudal mássico de ar no ponto A4 é igual à soma dos caudais mássicos nos pontos A3 e A2c. Assim, a Equação 4.28 corresponde ao balanço mássico relativo à junção do ar no nó 2. Nesta equação todos os termos foram divididos por  $\dot{m}_{ar1}$  com o intuito de a simplificar.

$$\alpha_{ar} + \alpha_{ar} \cdot W_3 + (1 - \alpha_{ar}) + (1 - \alpha_{ar}) \cdot W_{2c} - W_4 - 1 = 0 \quad (4.28)$$

A Equação 4.29 permite avaliar a humidade relativa em qualquer ponto do circuito de ar.

$$\phi = \frac{P_{atm}}{P_{vsat}(T)} \cdot \frac{W}{0,622 + W} \quad (4.29)$$

Uma análise energética minuciosa aos permutadores permite, ainda, que sejam calculadas as eficiências energéticas do condensador e do evaporador. A eficiência térmica de um permutador é dada pela razão entre a potência térmica efectivamente transferida e a potência térmica máxima que seria possível transferir.

A máxima diferença de temperatura disponível para a troca térmica é dada pela diferença entre a temperatura de entrada do fluido quente e a temperatura de entrada do fluido frio. Essa máxima diferença de temperatura pode, no limite, ser experimentada pela corrente com menor capacidade térmica.

Assim, para o condensador, a potência térmica máxima que pode ser cedida pelo fluido refrigerante quente, quando experimenta a maior diferença de temperatura possível, é dada pela Equação 4.30. O termo  $h_{r8@T_{a4}}$  é obtido conhecendo a temperatura  $T_{a4}$  e conhecendo o valor da pressão no ponto r8 (16 bar).

$$\dot{Q}_{max,refrigerante} = \alpha_r \cdot \dot{m}_{refrigerante} \cdot (h_{r7} - h_{r8@T_{a4}}) \quad (4.30)$$



A potência térmica máxima que pode ser absorvida pelo ar húmido, quando experimentalmente a maior diferença de temperatura possível, é dada pela Equação 4.31. Para o cálculo da potência térmica máxima que pode ser absorvida pelo ar, considera-se que a temperatura de saída do ar iguala a temperatura de entrada do fluido refrigerante neste permutador.

$$\dot{Q}_{max,ar1} = \dot{m}_{ar1} \cdot (C_{p_a} \cdot (T_{r2} - T_{a4}) + W_4 \cdot C_{p_v} \cdot (T_{r2} - T_{a4})) \quad (4.31)$$

A potência térmica máxima que pode ser trocada no condensador é limitada pelo mínimo destas duas potências térmicas (Equação 4.32).

$$\dot{Q}_{max,condensador} = \min(\dot{Q}_{max,refrigerante}; \dot{Q}_{max,ar1}) \quad (4.32)$$

Finalmente, a eficiência térmica do condensador é dada pela relação entre a potência térmica efetivamente trocada neste permutador e o máximo possível de calor trocado:

$$\eta_{condensador} = \frac{\dot{m}_{ar1} \cdot (C_{p_a} \cdot (T_{a1} - T_{a4}) + W_4 \cdot C_{p_v} \cdot (T_{a1} - T_{a4}))}{\dot{Q}_{max,condensador}} \quad (4.33)$$

Para o cálculo da eficiência do evaporador é utilizado o mesmo raciocínio anterior. A potência térmica máxima que pode ser absorvida pelo fluido refrigerante no evaporador é dada Equação 4.34. Para o cálculo desta potência térmica máxima considera-se que o fluido refrigerante abandona o evaporador à temperatura de  $T_{a2b}$  supondo, então, que seria transferido do ar para o fluido refrigerante o máximo calor possível. O termo  $h_{r1@T_{a2b}}$  é obtido conhecendo a temperatura  $T_{a2b}$  e conhecendo o valor da pressão no ponto r1 (4,5 bar).

$$\dot{Q}_{max,refrigerante} = \dot{m}_{refrigerante} \cdot (h_{r1@T_{a2b}} - h_{r4}) \quad (4.34)$$

A potência térmica máxima que pode ser cedida pelo ar no evaporador é dada pela Equação 4.35. Para o cálculo desta potência térmica máxima considera-se que o ar abandona o evaporador à temperatura de  $T_{r4}$  supondo, então, que seria absorvido a máxima potência térmica possível pelo fluido refrigerante. O termo  $T_{r4}$  é obtido através da temperatura de saturação à pressão de 4,5 bar. Já, o termo  $W_{sat@T_{r4}}$  é obtido sabendo a temperatura de  $T_{r4}$  e utilizando a Equação 4.36.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{max,ar1} = & \dot{m}_{ar1} \cdot \alpha_{ar} \cdot (C_{p_a} \cdot (T_{a2b} - T_{r4}) + W_{2b} \cdot (\Delta h_{lv}^0 + C_{p_v} \cdot T_{a2b}) - \\ & - W_{sat@T_{r4}} \cdot (\Delta h_{lv}^0 + C_{p_v} \cdot T_{r4})) - \dot{m}_{condensado} \cdot C_{p_l} \cdot T_{r4} \end{aligned} \quad (4.35)$$

$$W_{sat@T_{r4}} = 0,622 \cdot \frac{P_{v_{sat}}(T_{r4})}{P_{atm} - P_{v_{sat}}(T_{r4})} \quad (4.36)$$

Tal como já explicado anteriormente, a potência máxima trocada no evaporador é dada pelo mínimo destas duas potências térmicas:

$$\dot{Q}_{max,evaporador} = \min(\dot{Q}_{max,refrigerante}; \dot{Q}_{max,ar1}) \quad (4.37)$$

A eficiência do evaporador é dada pela relação entre a potência térmica efetivamente trocada neste permutador e a máxima potência térmica possível de ser trocada (Equação 4.38).

$$\eta_{evaporador} = \frac{\dot{m}_{refrigerante} \cdot (h_{r1} - h_{r4})}{\dot{Q}_{max, evaporador}} \quad (4.38)$$

De notar que não são consideradas as perdas de calor na avaliação das eficiências do condensador e do evaporador.

Apesar de se terem descrito os vários balanços energéticos e mássicos do sistema, ainda falta abordar o processo de transferência de energia e de massa no tambor. Este foi deixado para último uma vez que, ao contrário de todos os balanços abordados até agora, os balanços energéticos e mássicos no tambor dependem do período de secagem.

Desta forma, o tratamento do processo de transferência de energia e de massa no tambor será dividido em duas secções. Tendo em conta a ordem cronológica dos períodos, começa-se por abordar o período de secagem a taxa constante, e termina-se abordando o período de secagem a taxa decrescente.

### 4.3.1 Período de secagem a taxa constante

Antes do período de secagem a taxa constante existe, ainda, um período inicial de secagem que corresponde à adaptação do material às condições de secagem impostas. No entanto, tal como já tinha sido referido no subcapítulo 3.1.2, este período inicial pode ser desprezado por representar, apenas, uma parte residual da secagem total. Assim, pode avançar-se para a análise energética do período de secagem a taxa constante.

Segundo o estudo [41], a equação que rege o balanço energético do ar no tambor deve ter em conta a parcela referente às perdas de energia por este componente. Deve ter-se em conta que no tambor ocorre uma troca de calor latente, relacionado com a mudança de fase da água, e uma troca de calor sensível, relacionada com a diminuição da temperatura do ar de saída. De acordo com este estudo, a Equação 4.39 representa o balanço energético do ponto de vista do ar no tambor.

$$(m_s \cdot C_s + m_{agua} \cdot C_{pl} + m_{tambor} \cdot C_{p_{tambor}}) \cdot \frac{dT_s}{dt} = \dot{m}_{ar1} \cdot (h_{A1} - h_{A2}) - \dot{Q}_{perdas} \quad (4.39)$$

Nesta equação é considerado que o sistema termodinâmico é o ar no tambor e que, por isso, a sua variação da energia interna seria igual à parte da direita da Equação 4.39 e que a variação de energia interna do ponto de vista da roupa (como roupa entenda-se pelo conjunto do tambor mais a roupa) seria igual à parte da esquerda desta mesma equação. Desta forma, esta igualdade dá origem à Equação 4.39.

Esta equação tem, ainda, em consideração a massa da roupa seca, a massa da água presente na roupa, a massa do tambor e os respetivos calores específicos, bem como as suas variações de temperatura ao longo do tempo. Estas variações de temperatura ao longo do tempo da roupa seca, da água líquida presente na roupa e do tambor são consideradas iguais, uma vez que, neste período (e, também, no período de secagem a taxa decrescente) estes três elementos encontram-se em equilíbrio térmico (encontram-se, todos eles, à mesma temperatura).

Apesar de se poder ter em consideração a Equação 4.39 como a equação de balanço energético do ar no tambor, esta pode ser simplificada. Isto é, tendo em conta que,

atualmente já existem tambores feitos em fibras ou até em materiais poliméricos, pode admitir-se que a inércia térmica deste tipo de tambor é relativamente baixa, podendo considerar-se desprezável o termo  $m_{tambor} \cdot C_{p_{tambor}} \cdot \frac{dT_s}{dt}$ . Ou seja, na equação de balanço energético do ar no tambor pode não se levar em consideração a influência da inércia térmica deste componente.

Depois de se desenvolver a expressão 4.39 chega-se à Equação 4.40. Nesta equação teve-se em conta a troca de calor sensível entre o ar húmido e os tecidos têxteis. Na questão da troca de calor latente, teve-se em conta a entalpia de vaporização da água a 0 °C ( $\Delta h_{lv}^0$ ).

$$\left( \frac{m_s}{\dot{m}_{ar1}} \right) \cdot (C_s + X \cdot C_{pl}) \cdot \frac{dT_s}{dt} = C_{pa} \cdot (T_{a1} - T_{a2}) + C_{pv} \cdot (W_1 \cdot T_{a1} - W_2 \cdot T_{a2}) + (W_1 - W_2) \cdot (\Delta h_{lv}^0 - C_{pl} \cdot T_s) - \alpha_{tambor} \cdot (W_2 - W_1) \cdot \Delta h_{lv}^0 \quad (4.40)$$

Durante este período, a temperatura da roupa ( $T_s$ ) corresponde à temperatura de bolbo húmido do ar de entrada (ponto A1) que é proveniente da adaptação do material têxtil às condições de secagem impostas no período inicial.

Para se saber o valor da temperatura da roupa ( $T_s$ ) considerou-se a temperatura de 60 °C correspondente à temperatura do ar de entrada no tambor e a humidade relativa deste ar. No entanto, como não se conhece previamente a humidade absoluta do ar no ponto A1, considerou-se a humidade absoluta do ar no ponto A3, uma vez que este valor será próximo do valor de  $W_1$ . A humidade absoluta  $W_3$  já é conhecida, uma vez que, além de se saber que o ar se encontra saturado neste ponto (Equação 4.22), conhece-se previamente a sua temperatura ( $T_{a3}=30$  °C). A partir da humidade absoluta  $W_3$  e recorrendo à Equação 4.29 é possível estimar a humidade relativa do ar à entrada do tambor. Desta forma, foi considerada uma temperatura de bolbo húmido do ar/ temperatura da roupa de 35,8 °C proveniente da humidade absoluta  $W_3$  e da temperatura do ar de entrada no tambor de 60 °C ( $T_{a3}$ ).

A possível utilização do valor da humidade  $W_3$  para substituir o valor da humidade  $W_1$  desconhecida prende-se com o facto do valor  $\alpha_{ar}$  considerado ser próximo de um.

$$T_s = f(T_{a1}; \phi) \approx 35,8 \text{ °C} \quad (4.41)$$

Na equação de balanço energético do ar no tambor consideraram-se as perdas de calor por parte deste componente. Assim, como já tinha sido considerado na equação de balanço energético do evaporador, considerou-se que as perdas de calor corresponderiam a uma pequena fração da entalpia de vaporização da água a 0 °C. Desta forma, o termo  $\alpha_{tambor}$  representa esta perda de energia térmica, podendo ser consideradas perdas na ordem dos 15 % da potência térmica cedida pelo ar no tambor (Equação 4.42), uma vez que neste componente o isolamento térmico deverá ser pior do que aquele encontrado nos permutadores da bomba de calor.

$$\alpha_{tambor} = 0,15 \quad (4.42)$$

A Equação 4.40 pode ser ainda mais simplificada uma vez que, como já tinha sido referido no subcapítulo 3.1.2, durante o período de secagem a taxa constante a temperatura da roupa permanece constante e, por isso, o parâmetro  $\frac{dT_s}{dt}$  é nulo (Equação 4.43).

Assim, o lado esquerdo da Equação 4.39 e da Equação 4.40 é igual a zero durante este período de secagem.

$$\frac{dT_s}{dt} = 0 \quad (4.43)$$

Depois de conhecida a equação de balanço energético do ar no tambor, pode abordar-se a parte relativa à cinética de secagem.

A cinética de secagem controla o processo de evaporação de água das roupas para o ar, sendo este parâmetro que dita a velocidade da secagem. Este parâmetro é influenciado pelo tipo de tecido em causa, pela temperatura e humidade do ar de entrada à qual o tecido é exposto e, ainda, pela velocidade do ar circulante. A cinética de secagem é dada pela Equação 4.44. É ainda importante referir que, durante este período, a cinética de secagem é constante.

Para fazer o controlo da humidade da roupa é necessário, então, conhecer o tecido têxtil em causa. Neste estudo optou-se pelo tecido de algodão. Esta escolha foi motivada pelo facto de o consumo energético associado à secagem deste tipo de tecido ser mais elevado, tendo, assim, associado um menor desempenho energético [42]. Esta opção deve-se, também, ao facto de nos diversos estudos feitos sobre o desempenho energético de máquinas de secar roupa não terem sido feitas referências ao tipo de tecido usado nos vários ensaios de secagem, tendo-se optado por aquele que, na prática, conduziria a um pior desempenho energético.

$$-\frac{dX}{dt} = K \cdot (X_{cr} - X_{eq}) \quad (4.44)$$

O termo K corresponde à constante de secagem do tecido de algodão, tendo sido considerado o valor da Equação 4.45. Este valor depende da temperatura e da humidade do ar de entrada, e da sua velocidade. Considerou-se um valor de 1 m/s para a velocidade do ar circulante e uma temperatura do ar de entrada de 60 °C ( $T_{a1}$ ), valor este que foi retirado do estudo [43].

$$K = 0,001833 \text{ s}^{-1} \quad (4.45)$$

A humidade crítica que foi considerada para o cálculo da cinética de secagem é dada pela Equação 4.46. Este valor, que também depende da temperatura do ar de entrada e da sua velocidade, foi encontrado a partir do método gráfico conhecido por curvas de 'Krischer', e foi retirado do estudo [30].

$$X_{cr} = 0,27 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{roupa seca}} \quad (4.46)$$

Para o cálculo da humidade de equilíbrio foi utilizado o modelo de 'Oswin', que é aquele a que melhores resultados conduziu na predição de isotérmicas de sorção do tecido de algodão (apresentou um coeficiente de determinação mais elevado do que os demais modelos). Para isso, utilizou-se a Equação 3.2 com a humidade relativa do ar no ponto 'A2' e os valores 'a' e 'b' (Equações 4.47 e 4.48) de modo a encontrar o valor da humidade de equilíbrio. De referir, apenas, que os valores 'a' e 'b' foram encontrados a partir do método estático de determinação de isotérmicas de sorção [30].

$$a = 0,03 \quad (4.47)$$

$$b = 0,47 \quad (4.48)$$

De realçar que os valores encontrados para a cinética de secagem podem diferir de outros estudos, uma vez que existem diversos tipos de tecido de algodão. Além disso, como  $K$  e  $X_{cr}$  foram retirados de diferentes estudos, o tecido de algodão pode não coincidir, podendo levar a uma variabilidade considerável do valor da cinética de secagem.

A Equação 4.49 estabelece o balanço mássico no tambor, em que a taxa à qual o vapor de água é ganho pelo ar no tambor é igual à taxa à qual a humidade (água líquida) deixa a roupa. Esta equação permite avaliar o caudal mássico de ar  $\dot{m}_{ar1}$  necessário para incorporar o caudal de vapor de água imposto pela cinética de secagem do tecido de algodão. O termo  $m_s$  corresponde à massa de roupa seca presente no tambor, e pode tomar qualquer valor razoável. Entre o termo  $m_s$  e o termo  $\dot{m}_{ar1}$  existe uma relação linear, isto é, quando se aumenta a carga no tambor ( $m_s$ ) o caudal mássico de ar ( $\dot{m}_{ar1}$ ) necessário para incorporar a humidade que deixa a roupa aumenta na mesma proporção.

$$\dot{m}_{ar1} \cdot (W_2 - W_1) = m_s \cdot \left( -\frac{dX}{dt} \right) \quad (4.49)$$

A Equação 4.50 permite conhecer o tempo de secagem da roupa deste período de secagem a taxa constante, sendo necessário impor, apenas, a humidade inicial do tecido de algodão (Equação 4.51).

$$X_0 - X_{cr} = \left( -\frac{dX}{dt} \right) \cdot \Delta t_{secagem} \quad (4.50)$$

Para a humidade inicial considerou-se o valor da Equação 4.51. Este valor é apoiado pelos diversos estudos sobre o desempenho energético das máquinas de secar roupa ([2] [41] [44]).

$$X_0 = 0,7 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{roupa seca}} \quad (4.51)$$

Para o controlo da humidade da roupa foi utilizado o método de 'Euler'. Este método consiste num procedimento numérico de primeira ordem para resolver equações diferenciais ordinárias. É o tipo mais básico de método explícito para integração numérica de equações diferenciais ordinárias [45]. Por aplicação do método de Euler, a Equação 4.52 permite acompanhar a evolução temporal da humidade da roupa. O passo de tempo  $\Delta t$  pode tomar qualquer valor, tendo em conta que para valores pequenos são necessários mais passos de integração e que para valores mais elevados tem associado um erro absoluto nos resultados maior (mais importante para o período de secagem a taxa decrescente). Considerou-se um passo de tempo  $\Delta t$  igual a 10 s após alguns ensaios numéricos com diferentes valores deste parâmetro (Equação 4.53).

Como a cinética de secagem é constante neste período, é expectável que a humidade da roupa diminua sempre com a mesma taxa.

$$X^{i+1} = X^i - \left( -\frac{dX}{dt} \right) \cdot \Delta t \quad (4.52)$$

$$\Delta t = 10 \text{ s} \quad (4.53)$$

Para que o sistema de equações deste período seja possível e determinado, falta especificar os valores dos parâmetros  $\alpha_{ar}$ ,  $\alpha_r$ ,  $m_s$  e  $R_{caudal}$ . Para os parâmetros  $\alpha_{ar}$  e  $\alpha_r$  considerou-se o valor de 0,9 uma vez que, quanto maior o valor destes dois parâmetros, maior é o aproveitamento ao nível do desempenho energético deste sistema. Não foi considerado o valor de 1 para estes dois parâmetros porque no período de secagem seguinte, apesar de ser expectável uma diminuição destes dois parâmetros, pode ocorrer um aumento inicial de  $\alpha_{ar}$  e  $\alpha_r$ , devido a uma adaptação das condições de secagem impostas na transição entre os dois períodos de secagem.

Outro parâmetro que deve ser fornecido ao sistema de equações é a massa de roupa seca ( $m_s$ ) presente no tambor. Para este parâmetro considerou-se um valor unitário de 1 kg.

Além disso, para que o sistema de equações seja possível e determinado deve-se impor mais um parâmetro. De entre todos os parâmetros, aquele que faz mais sentido ser imposto é o  $R_{caudal}$ , o qual deve ser ajustado de maneira a que o sistema obtenha o melhor desempenho energético possível.

As equações de balanço energético e mássico que regem o período de secagem a taxa constante foram todas abordadas, permitindo que sejam encontrados os valores de humidade ( $W_1, W_2, W_4$ ) e de temperatura do ar ( $T_{a2}, T_{a4}$ ). Além disso, este sistema de equações permite conhecer os valores das entalpias específicas de todos os pontos da bomba de calor ( $h_r$ ), dos caudais mássicos de ar, de fluido refrigerante e de água condensada no evaporador ( $\dot{m}_{ar1}, \dot{m}_{refrigerante}, \dot{m}_{condensado}$ ), das humidades relativas do ar ao longo do circuito ( $\phi$ ), das eficiências dos permutadores ( $\eta_{condensador}, \eta_{evaporador}$ ), da cinética de secagem do tecido algodão ( $-\frac{dX}{dt}$ ), da humidade de equilíbrio do tecido de algodão ( $X_{eq}$ ), da potência do compressor ( $\dot{W}_{compressor}$ ) e, finalmente, o valor do COP da bomba de calor ( $COP_{Bomba\ de\ calor}$ ).

### 4.3.2 Período de secagem a taxa decrescente

Após o período de secagem a taxa constante, inicia-se o período de secagem a taxa decrescente. No início deste período é de esperar que os vários parâmetros de secagem sejam iguais aos parâmetros calculados no período de secagem a taxa constante.

A Equação 4.40, que foi utilizada no período de secagem anterior, também será utilizada neste período como a equação de balanço energético do ar no tambor. No entanto, a parcela relativa ao termo transitório de energia no tambor deixa de ser nula, uma vez que neste período a temperatura da superfície da roupa tende a aumentar ( $\frac{dT_s}{dt} > 0$ ).

Para o calor específico do algodão (presente na Equação 4.40) considerou-se o valor:

$$C_s = 1340,5 \text{ J/(kg} \cdot ^\circ\text{C)} \quad [31] \quad (4.54)$$

Existem ainda outras equações que foram apresentadas para o período de secagem a taxa constante que são iguais neste período. As Equações 4.42, 4.45, 4.46, 4.47, 4.48, 4.49, 4.52 e 4.53 foram utilizadas, também, neste período de secagem a taxa decrescente, uma vez que se tratam de equações que não dependem do período de secagem.

Neste período de secagem, a cinética de secagem da roupa deixa de ser constante e começa a diminuir. Isto ocorre porque se inicia uma redução da migração da água do interior para a superfície da roupa. Além da cinética de secagem da roupa variar, a sua

temperatura também tende a aumentar no tempo. O calor transferido do ar não é, todo ele, necessário para promover a vaporização da água, resultando esse excesso de calor no aumento da temperatura da roupa húmida no tambor. Como a perda de humidade pela roupa e a temperatura dos tecidos deixam de ser constantes ao longo do tempo, entra-se num período transiente da secagem.

Durante este período de secagem é necessário que as várias variáveis que dependem destes dois termos ( $-\frac{dX}{dt}$ ,  $\frac{dT_s}{dt}$ ) dependam, também, do tempo. Assim, tendo em conta a Figura 4.4 e as equações de balanço energético apresentadas, percebe-se que as variáveis, em conjunto com  $-\frac{dX}{dt}$  e  $\frac{dT_s}{dt}$ , que deverão ter uma dependência do tempo são:  $T_s$ ,  $X$ ,  $T_{a2}$ ,  $T_{a4}$ ,  $W_1$ ,  $W_2$ ,  $W_4$ ,  $\alpha_r$ ,  $\alpha_{ar}$ ,  $\phi_1$ ,  $\phi_2$ ,  $\phi_4$ ,  $X_{eq}$  e  $COP_{Bomba\ de\ calor}$ .

A equação da cinética de secagem deste período é semelhante à utilizada no período de secagem a taxa constante. Isto é, considerando a Equação 4.44, o que se altera são os termos  $X_{cr}$  e  $X_{eq}$ , em que a humidade crítica é substituída pela humidade da roupa ( $X$ ) em cada instante. A humidade de equilíbrio também irá variar a cada instante de tempo, de acordo com a variação de  $\phi_2$ .

Para se conhecer a taxa de variação de temperatura da roupa no tambor durante este período é necessário realizar um outro balanço energético no tambor. Na Equação 4.55 considera-se que, ao contrário da Equação 4.40, o sistema termodinâmico em causa é a massa da roupa e não o ar. A Figura 4.6, que representa a transferência de calor e de massa entre o ar e a roupa no tambor, é quantificada através da Equação 4.55.

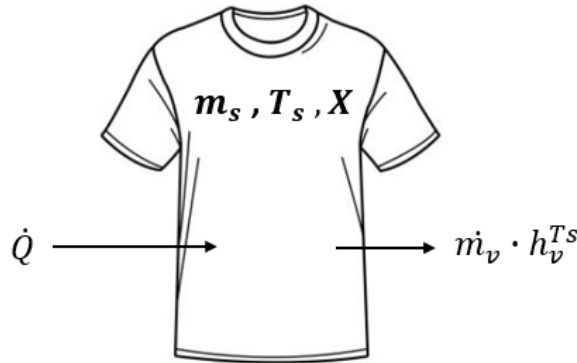


Figura 4.6: Esquema da transferência de calor e de massa entre o ar e a roupa no tambor.

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}_{ar} - \dot{m}_v \cdot h_v^{T_s} \quad (4.55)$$

O primeiro termo desta equação ( $\dot{Q}_{ar}$ ) é a potência térmica fornecida pelo ar à roupa. Na Equação 4.56 é tido em conta que a redução da temperatura do ar ao atravessar o tambor se deve à transferência de energia do ar para a roupa [46].

$$\dot{Q}_{ar} = h \cdot A \cdot \left( \frac{(T_{a1} - T_s) - (T_{a2} - T_s)}{\ln \left( \frac{T_{a1} - T_s}{T_{a2} - T_s} \right)} \right) \quad (4.56)$$

No segundo termo da Equação 4.55 considerou-se a energia envolvida na evaporação da água à temperatura da roupa (Equações 4.57 e 4.58).

$$\dot{m}_v = \left( -\frac{dX}{dt} \right) \cdot m_s \quad (4.57)$$

$$h^{T_s}_v = \Delta h^0_{lv} + C_{p_v} \cdot T_s \quad (4.58)$$

A equação 4.59 é igual à considerada no período de secagem a taxa constante e corresponde à parte da esquerda da Equação 4.39.

$$\frac{dU}{dt} = m_s \cdot \left( (C_s + X \cdot C_{p_l}) \cdot \frac{dT_s}{dt} + \frac{dX}{dt} \cdot C_{p_l} \cdot T_s \right) \quad (4.59)$$

Finalmente, a equação 4.60 representa o balanço energético do ponto de vista da roupa e permite conhecer a taxa de variação de temperatura da roupa no tambor durante este período.

$$m_s \cdot (C_s + X \cdot C_{p_l}) \cdot \frac{dT_s}{dt} = h \cdot A \cdot \left( \frac{(T_{a1} - T_s) - (T_{a2} - T_s)}{\ln \left( \frac{T_{a1} - T_s}{T_{a2} - T_s} \right)} \right) - \\ - m_s \cdot \left( -\frac{dX}{dt} \right) \cdot (\Delta h^0_{lv} + (C_{p_v} - C_{p_l}) \cdot T_s) \quad (4.60)$$

Os termos  $h$  e  $A$  da Equação 4.60 representam o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar e a roupa, e a área da superfície da roupa exposta ao ar, respectivamente. A escolha dos valores destes dois parâmetros teve em conta os valores obtidos no termo  $\frac{dT_s}{dt}$ . Isto é, o que se sabe previamente é que o valor de  $\frac{dT_s}{dt}$  é praticamente nulo no instante inicial deste período de secagem, e por isso a multiplicação entre estes dois termos deve culminar num resultado nulo para o termo  $\frac{dT_s}{dt}$  no instante inicial do período de secagem a taxa decrescente.

A partir da Equação 4.60 é encontrado o valor da taxa de variação da temperatura da roupa ( $\frac{dT_s}{dt}$ ) a cada instante. Assim, utilizando o método de 'Euler' é possível calcular o valor da temperatura da roupa ( $T_s$ ) em cada instante (Equação 4.61), permitindo acompanhar a evolução temporal deste parâmetro.

$$T_s^{i+1} = T_s^i + \left( \frac{dT_s}{dt} \right)^i \cdot \Delta t \quad (4.61)$$

Neste estudo, considerou-se que a roupa estaria seca quando atingisse uma humidade de 0,05 kg<sub>água</sub>/kg<sub>roupa</sub> [2] [41] [44]. Este dado permitirá obter o tempo deste período de secagem a taxa decrescente.

Tal como referido, é de esperar que no início do período de secagem a taxa decrescente os vários parâmetros de secagem sejam iguais aos parâmetros de secagem do período de secagem anterior. Assim, além de se ter de impor as variáveis que definem a situação inicial deste período, devem ainda ser fixados os valores calculados no período anterior de  $\dot{m}_{ar1}$ ,  $h_{r8}$  e  $R_{caudal}$ , que serão considerados constantes ao longo deste período. As variáveis que definem a situação inicial deste período são as humidades ( $W$ ) e temperaturas ( $T$ ) do ar nas várias etapas do circuito, a temperatura inicial da roupa ( $T_s$ ), a humidade relativa do ar no ponto A2 (para o cálculo de  $X_{eq}$  inicial) e os valores iniciais de  $\alpha_{ar}$  e de  $\alpha_r$ .



O valor de  $h_{r8}$  foi fixado para que a temperatura do refrigerante à saída do condensador se mantivesse constante. Desta forma ficam asseguradas as transferências térmicas neste permutador ao longo deste período de secagem decrescente.

A partir deste sistema de equações, é possível determinar as várias incógnitas que se alteram com o decorrer do tempo, que são  $-\frac{dX}{dt}$ ,  $\frac{dT_s}{dt}$ ,  $T_s$ ,  $X$ ,  $T_{a2}$ ,  $T_{a4}$ ,  $W_1$ ,  $W_2$ ,  $W_4$ ,  $\alpha_r$ ,  $\alpha_r$ ,  $\phi_1$ ,  $\phi_2$ ,  $\phi_4$ ,  $X_{eq}$ ,  $COP_{Bomba\ de\ calor}$ ,  $h_{r6}$ ,  $\eta_{condensador}$  e  $\eta_{evaporador}$ .

Neste período de secagem é expectável que, ao longo do tempo, as temperaturas  $T_{a2}$ ,  $T_{a4}$  e  $T_s$  aumentem e que as variáveis  $\alpha_{ar}$  e  $\alpha_r$  diminuam. Além disso, é expectável que a humidade  $W_2$  diminua.

Para finalizar a análise energética deste sistema falta apenas avaliar os parâmetros de desempenho energético da máquina de secar roupa com bomba de calor.

As Equações 4.62 e 4.63 referem-se ao fator de energia e ao 'SMER', respetivamente.

$$FE = \frac{m_s}{\left(\dot{W}_{compressor} + \dot{W}_{tambor} + \dot{W}_{ventilador}\right) \cdot \Delta t} \left[ \frac{\text{kg}_{roupa\ seca}}{\text{kWh}} \right] \quad (4.62)$$

$$SMER = \frac{m_{agua\ retirada\ da\ roupa}}{\left(\dot{W}_{compressor} + \dot{W}_{tambor} + \dot{W}_{ventilador}\right) \cdot \Delta t} \left[ \frac{\text{kg}_{agua}}{\text{kWh}} \right] \quad (4.63)$$

Para a potência do tambor pode considerar-se o valor encontrado no estudo [8] (Equação 4.64), proveniente da Tabela 2.1 apresentada no subcapítulo 2.2.2.

$$\dot{W}_{tambor} = 100\ \text{W} = 0,100\ \text{kW} \quad (4.64)$$

Quanto à potência do ventilador, esta depende do caudal de ar que circula na máquina. No entanto, caso o caudal de ar, calculado a partir do sistema de equações, seja semelhante ao encontrado em algum estudo, este pode ser utilizado para estimar a potência requerida pelo ventilador.

A potência do compressor e o tempo de secagem são encontrados a partir do sistema de equações apresentado.

#### 4.4 Breve descrição do software 'EES'

O 'EES' é um 'software' que permite a resolução numérica de sistemas de equações algébricas e/ou de equações diferenciais não-lineares.

Este 'software' possui na sua biblioteca uma série de propriedades termofísicas (pressão, volume específico, entalpia, temperatura, título, entropia, entre outras) para um leque alargado de substâncias, além de uma série de funções matemáticas e de funções externas que podem ser incluídas no programa. Estas funções, especialmente as propriedades termofísicas, são muito úteis aquando da construção e execução dos programas. Por exemplo, nesta biblioteca de propriedades termofísicas encontra-se a pressão de saturação do vapor de água, sendo necessário fornecer apenas a temperatura para a calcular (Figura 4.7) [47].

O 'software' 'EES' utiliza o método de Newton-Raphson na resolução das equações implementadas [47]. Este método consiste em estimar as raízes de uma função a partir de uma aproximação inicial. Para isso o 'software' calcula a equação da reta tangente (através da derivada) da função nesse ponto e a interseção dela com o eixo das abcissas,

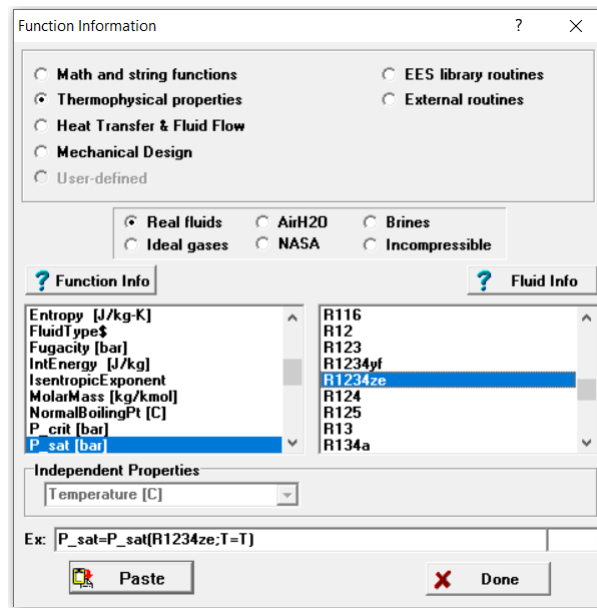


Figura 4.7: Biblioteca de propriedades termofísicas do 'software' 'EES'.

a fim de encontrar uma melhor aproximação para a raiz. Este processo vai-se repetindo até se encontrar o valor da raiz, ou um valor muito próximo dela [48].

Este 'software' permite que as equações possam ser escritas de qualquer forma e em qualquer ordem. O 'EES' tem, ainda, a vantagem de reordenar as equações e de as resolver da maneira mais eficiente, podendo resolver até 6000 equações simultâneas na versão académica e 12000 na versão profissional [49]

As várias equações apresentadas no subcapítulo anterior foram implementadas neste 'software', de modo a serem encontrados os resultados fornecidos pelas análises energéticas e mássicas do sistema da máquina de secar roupa com bomba de calor.



## Capítulo 5

# Análise de resultados

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos a partir da análise energética apresentada no capítulo anterior. É feita, também, uma análise a estes resultados, de modo a perceber se estes são ou não plausíveis e, finalmente, é feita uma comparação entre os consumos energéticos da máquina de secar roupa convencional e da máquina de secar roupa com bomba de calor.

### 5.1 Resultados obtidos

Os resultados foram obtidos a partir da análise energética do subcapítulo 4.3. Tal como referido nesse subcapítulo, foram analisados dois períodos de secagem, sendo que cada um deles culminou num programa implementado no 'software' 'EES'. No apêndice A encontram-se os códigos dos programas dos dois períodos de secagem.

Nestes programas encontram-se atribuídos os valores a  $R_{caudal}$ ,  $h$  e  $A$ , tornando possível a resolução dos dois sistemas de equações (um relativo ao período de secagem a taxa constante e outro relativo ao período de secagem a taxa decrescente).

O valor de  $R_{caudal}$  (relação de caudais mássicos) encontra-se na Equação 5.1. Para obter o seu valor foram realizadas várias estimativas, tendo sempre em conta que este parâmetro tem muita influência na temperatura de saída do fluido refrigerante do condensador ( $T_{r8}$ ) e na potência requerida pelo compressor da bomba de calor. Com o valor adotado para  $R_{caudal}$  ficam asseguradas as transferências térmicas no condensador, uma vez que a diferença de temperatura entre fluidos à saída é de 8,58 °C (confirmando a diferença de temperatura mínima de 8 °C).

$$R_{caudal} = 0,27 \quad (5.1)$$

O valor atribuído à área da superfície da roupa exposta ao ar está relacionado com a massa de roupa seca, tendo-se considerado que, por cada quilograma de roupa seca no tambor, a área exposta de tecido é de 0,2 m<sup>2</sup>.

$$A = 0,2 \cdot m_s \quad [\text{m}^2] \quad (5.2)$$

O valor atribuído ao coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar e a roupa foi obtido depois de várias estimativas, em que se procurou ajustar este valor para que, no instante inicial do período de secagem a taxa decrescente, fosse alcançado um resultado para  $\frac{dT_s}{dt}$  próximo de zero. O valor que melhor se ajustou foi:

$$h = 300 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ \text{C}) \quad (5.3)$$

Os resultados obtidos encontram-se no apêndice B.

Estes resultados incluem também as variáveis  $T_{r8}$ ,  $T_{r2}$ ,  $T_{rsat,H}$  e  $T_{rsat,L}$  relativas à temperatura do refrigerante nos pontos r8 e r2 e, ainda, as temperaturas de saturação do refrigerante da pressão alta e da pressão baixa, respetivamente.

Os códigos dos programas dos dois períodos de secagem e os respetivos resultados são apresentados em anexo uma vez que podem ser úteis para a realização de futuros trabalhos.

## 5.2 Análise de resultados

Os resultados obtidos, relativos ao período de secagem a taxa constante (Anexo B.1), estão de acordo com o que ocorre no processo real de secagem de roupa. Isto é, durante este período (e o próximo) era expectável que as várias temperaturas do ar e do fluido refrigerante verificassem as seguintes condições:  $T_{r2} > T_{r8} > T_{a1} > T_{a2} > T_{a4} > T_{a3} > T_{rsat,L}$ . Quanto às humidades absolutas do ar dos dois períodos de secagem era expectável que estas verificassem as seguintes condições:  $W_2 > W_1 = W_4 > W_3$ . Além disso, esperava-se que as humidades relativas dos vários pontos do circuito de ar, dos dois períodos de secagem, verificassem as seguintes condições:  $\phi_3 > \phi_4 > \phi_2 > \phi_1$ . Analisando os resultados obtidos correspondentes aos dois períodos de secagem, percebe-se que estes são plausíveis, indo ao encontro do que seria expectável.

O tempo de secagem do período de secagem a taxa constante foi estimado em cerca de 17 min.

Os resultados relativos a este período constante de secagem incluem, também, a potência necessária para o acionamento do compressor da bomba de calor ( $\dot{W}_{compressor} = 686,2 \text{ W} = 0,6862 \text{ kW}$ ).

De acordo com os resultados obtidos, o caudal mássico de ar seco relativo ao período de secagem a taxa constante está enquadrado nos valores encontrados na literatura [8]. Utilizando a Equação 3.5, é possível encontrar o valor do caudal volúmico de ar correspondente ( $\dot{m}_{ar1} = 0,06543 \text{ kg}_{ar}/\text{s} \approx 220 \text{ m}^3/\text{h}$ ).

Pode utilizar-se o valor da potência do ventilador do estudo [8], uma vez que o valor do caudal volúmico de ar desse estudo é aproximadamente igual ao calculado neste trabalho ( $\dot{W}_{ventilador} \approx 134 \text{ W} \approx 0,134 \text{ kW}$ ).

Esta potência do ventilador, aliada às potências do tambor e do compressor, é útil para avaliar os parâmetros de desempenho energético ('FE' e 'SMER') da máquina de secar roupa com bomba de calor.

Quanto aos resultados obtidos no período de secagem a taxa decrescente, estes convergiram para valores que eram expectáveis, tal como já tinha acontecido no período de secagem a taxa constante. No entanto, como é possível verificar na Tabela B.3, num primeiro momento deste período ocorre um aumento de  $\alpha_{ar}$  e  $\alpha_r$  e uma diminuição da temperatura da roupa  $T_s$  (devido ao facto de  $\frac{dT_s}{dt}$  divergir) que não seriam de esperar. Além disso, é possível verificar que, neste primeiro momento, a temperatura  $T_{a2}$  não converge para nenhum valor (ora aumenta, ora diminui). Uma razão plausível para esta ocorrência é o facto de existir uma mudança nas equações que regem a secagem nos dois

períodos, o que pode levar a que o programa relativo ao período de secagem a taxa decrescente tenha de se adaptar às novas condições de secagem impostas por este mesmo período.

Para lá deste momento inicial, os resultados obtidos a partir do programa relativo ao período de secagem a taxa decrescente convergiram para valores expectáveis de temperatura do ar e da roupa. Além disso, tal como tinha sido referido no subcapítulo 4.3, a humidade  $W_2$ , que era expectável que diminuísse ao longo do tempo neste período de secagem, acabou diminuindo.

Neste período era expectável que as frações de caudal dos bypass  $\alpha_{ar}$  e  $\alpha_r$  diminuíssem ao longo do tempo. Isto porque como no decorrer deste período de secagem é necessária cada vez menos energia para secar a roupa, a temperatura do ar que sai do tambor tende a aumentar ao longo do tempo, levando a que seja necessário um menor caudal mássico de ar para atravessar o evaporador a cada instante ( $\alpha_{ar}$  deve, então, diminuir para que a temperatura do ar no ponto A3 se mantenha nos 30 °C). Neste período, o  $\alpha_r$  deve diminuir, uma vez que a temperatura do ar que chega ao ponto A4 aumenta, levando a que seja necessária cada vez menos energia do condensador da bomba de calor para aquecer o ar deste ponto até aos 60 °C.

Tal como já tinha sido referido no subcapítulo 4.3, considerou-se que a secagem terminaria quando a humidade da roupa ( $X$ ) atingisse o valor de 0,05 kg<sub>água</sub>/kg<sub>roupa</sub>, o que levou a uma duração do período de secagem a taxa decrescente de cerca de 19 min. Assim, considerando os dois períodos de secagem, pode afirmar-se que a secagem de 1 kg de roupa de algodão sob as condições consideradas no Capítulo 4 requer cerca de 36 min.

Com os resultados obtidos nestes dois períodos é possível avaliar os parâmetros de desempenho energético da máquina de secar roupa com bomba de calor. Substituindo os valores das potências do tambor, do compressor e do ventilador, bem como o valor do tempo de secagem nas Equações 4.62 e 4.63, podem ser calculados os parâmetros de desempenho energético ' $FE$ ' e ' $SMER$ ' (Equações 5.4 e 5.6).

$$FE = \frac{1}{(0,6862 + 0,100 + 0,134) \cdot 0,605} \approx 1,80 \frac{\text{kg}_{\text{roupa seca}}}{\text{kWh}} \quad (5.4)$$

Para o cálculo do parâmetro de desempenho energético ' $SMER$ ' foi ainda necessário calcular a massa de água retirada da roupa.

$$m_{\text{água retirada da roupa}} = m_s \cdot (X_0 - X_{\text{final}}) = 0,65 \text{ kg}_{\text{água}} \quad (5.5)$$

$$SMER = \frac{0,65}{(0,6862 + 0,100 + 0,134) \cdot 0,605} \approx 1,17 \frac{\text{kg}_{\text{água}}}{\text{kWh}} \quad (5.6)$$

Os valores encontrados para estes parâmetros de desempenho energético (' $FE$ ' e ' $SMER$ ') foram inferiores aos valores apresentados no Capítulo 2 da máquina de secar roupa com bomba de calor termoelétrica. Tal pode dever-se ao tipo de tecido utilizado na secagem não coincidir com os dos ensaios realizados nos estudos apresentados no Capítulo 2, que apresentam parâmetros de desempenho energético superiores. Além disso, desconhecem-se algumas das condições da secagem, nomeadamente as temperaturas que são consideradas nos diversos estudos, as quais podem ser diferentes das utilizadas neste

estudo. Outra possível razão para os parâmetros de desempenho energético serem relativamente baixos comparados com os encontrados na literatura prende-se com o facto de não terem sido consideradas perdas de humidade por via mecânica, isto é, o tambor ao rodar exerce sobre a roupa húmida uma força centrífuga que pode forçar a libertação de alguma dessa humidade presente na roupa. Além disso, os valores de  $\alpha_{ar}$  e  $\alpha_r$  assumidos inicialmente no período de secagem a taxa constante, podem ter contribuído para o menor valor do desempenho energético da máquina de secar. Isto é, ao invés de se ter considerado o valor de 0,9 para estes dois parâmetros poderia ter-se assumido um valor ainda mais elevado e mais próximo de 1, para que no período de secagem a taxa constante ocorresse uma menor remoção de calor através do condensador externo e uma diminuição da humidade absoluta no ponto A4 (desta forma, a humidade absoluta do ar de entrada no tambor diminuiria neste período). No entanto, os parâmetros de desempenho da máquina de secar roupa são relativamente baixos devido principalmente ao facto de na análise energética ter-se recorrido a uma configuração que desperdiça calor. Isto é, como o compressor opera sempre nas mesmas condições e como no período de secagem a taxa decrescente as necessidades térmicas de secagem tendem a diminuir, isto leva a um maior consumo energético por parte do compressor do que aquele que seria realmente necessário, sendo, por isso, inevitável uma maior remoção de calor do sistema durante este período de secagem.

Além dos parâmetros de desempenho energético da máquina de secar roupa com bomba de calor, foi ainda calculado o seu consumo energético para secar 1 kg de roupa de algodão.

$$\text{consumo energetico} = (0,6862 + 0,100 + 0,134) \cdot 0,605 \approx 0,557 \text{ kWh} \quad (5.7)$$

Para avaliar o consumo energético da máquina de secar roupa convencional (sistema da Figura 2.4) deve ter-se em conta que esta utiliza uma resistência elétrica para transferir calor para o ar, e que, por isso, o consumo de 1 kWh de energia elétrica resulta em 1 kWh de energia térmica.

Considerando o valor do COP da bomba de calor calculado pelo programa relativo ao período de secagem a taxa constante ( $COP=3,202$ ) e sabendo que, por isso, o consumo de energia elétrica de 1 kWh pela bomba de calor tem a capacidade de gerar cerca de 3,202 kWh de energia térmica, pode-se calcular qual seria o consumo energético de uma máquina de secar roupa convencional. Além disso, é, ainda, possível calcular os parâmetros de desempenho energético deste tipo de máquina de secar roupa.

No entanto, para que a comparação dos consumos energéticos da máquina de secar roupa convencional e da máquina de secar roupa com bomba de calor seja possível é necessário avaliar as necessidades energéticas associadas ao processo de secagem de roupa. Assim, é indispensável a análise energética realizada no subcapítulo 4.3.

Na máquina de secar roupa convencional considerou-se apenas o consumo de energia do ventilador, do tambor e do aquecimento do ar, descartando o consumo energético que esta máquina deverá ter associado ao arrefecimento do ar que sai do tambor (através de outro ventilador). Assim, o consumo de energia calculado para a máquina de secar roupa convencional será subestimado. Já os valores de ' $FE$ ' e ' $SMER$ ' calculados serão sobrestimados.

Considerando a potência do compressor calculada, e considerando o valor do COP da bomba de calor, pode encontrar-se o valor da potência da resistência elétrica da máquina

de secar convencional necessária para as mesmas condições de secagem abordadas no Capítulo 4.

No entanto, é necessário ter em conta que o COP da bomba de calor depende do período de secagem. Assim, a potência da resistência elétrica no período de secagem a taxa constante é estimada como sendo:

$$\dot{W}_{resistencia\ eletrica} = \dot{W}_{compressor} \cdot COP = 2197,4 \text{ W} = 2,1974 \text{ kW} \quad (5.8)$$

No período de secagem a taxa decrescente o valor do COP diminui ao longo do tempo, tendo por isso sido considerada uma média entre os valores do COP inicial e final:

$$COP = \frac{3,202 + 2,855}{2} = 3,029 \quad (5.9)$$

$$\dot{W}_{resistencia\ eletrica} = \dot{W}_{compressor} \cdot COP = 2078,5 \text{ W} = 2,0785 \text{ kW} \quad (5.10)$$

Obtidos os valores das potências da resistência elétrica nos dois períodos, e considerando que os tempos de secagem dos dois períodos são iguais aos encontrados para a máquina de secar roupa com bomba de calor, podem avaliar-se os valores dos parâmetros de desempenho energético 'FE' e 'SMER' da máquina de secar roupa convencional.

$$FE = \frac{1}{(0,100 + 0,134) \cdot 0,605 + 2,1972 \cdot 0,281 + 2,0785 \cdot 0,324} \approx \approx 0,698 \frac{\text{kg}_{\text{roupa seca}}}{\text{kWh}} \quad (5.11)$$

$$SMER = \frac{0,65}{(0,100 + 0,134) \cdot 0,605 + 2,1972 \cdot 0,281 + 2,0785 \cdot 0,324} \approx \approx 0,454 \frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{kWh}} \quad (5.12)$$

Além dos parâmetros de desempenho energético da máquina de secar roupa convencional, foi ainda calculado o seu consumo energético.

$$\begin{aligned} consumo\ energetico &= (0,100 + 0,134) \cdot 0,605 + 2,1972 \cdot 0,281 + 2,0785 \cdot 0,324 \approx \\ &\approx 1,432 \text{ kWh} \end{aligned} \quad (5.13)$$

Assim, o consumo energético da máquina de secar roupa convencional, na secagem de 1 kg de roupa de algodão nas mesmas condições de secagem apresentadas no Capítulo 4, seria de 1,432 kWh.

A máquina de secar roupa com bomba de calor revela resultados, ao nível dos parâmetros de desempenho energético ('FE' e 'SMER') e do consumo energético, pelo menos 2,58 vezes melhores que os da máquina de secar roupa convencional. A Tabela 5.1 compila os resultados obtidos para cada máquina de secar roupa.

A máquina de secar roupa convencional apesar de apresentar um custo de investimento menor que o da máquina de secar roupa com bomba de calor, representa a longo prazo um maior investimento. Isto acontece devido aos custos de funcionamento mais



Tabela 5.1: Comparação dos parâmetros de desempenho energético ('*FE*' e '*SMER*') e consumos energéticos das máquinas de secar roupa com bomba de calor e convencional (secagem de 1 kg de roupa de algodão).

	máquina de secar roupa com bomba de calor	máquina de secar roupa convencional
<i>FE</i> (fator de energia)	1,80 $\frac{\text{kg}_{\text{roupa seca}}}{\text{kWh}}$	0,698 $\frac{\text{kg}_{\text{roupa seca}}}{\text{kWh}}$
<i>SMER</i> (‘specific moisture extraction rate’)	1,17 $\frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{kWh}}$	0,454 $\frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{kWh}}$
<i>Consumo energético</i>	0,557 kWh	1,432 kWh

elevados deste tipo de máquina de secar roupa. Assim, a máquina de secar roupa com bomba de calor, que apresenta custos de funcionamento mais baixos, apresenta-se como uma solução mais viável do ponto de vista energético e económico.

## Capítulo 6

# Anteprojeto da solução de máquina de secar roupa com bomba de calor

Neste capítulo é apresentado um esboço da solução de máquina de secar roupa com bomba de calor relativa à configuração da Figura 4.1. Apesar de na análise energética da máquina de secar roupa se ter utilizado a configuração da Figura 4.4, esta mostrou-se do ponto de vista energético muito pouco atrativa, uma vez que há um desperdício energético (acentuado no período de secagem a taxa decrescente) associado a esta configuração. Assim, optou-se pela incorporação do modelo energético da Figura 4.1, em que o compressor deve ser de velocidade variável para que regule o caudal de refrigerante durante o período de secagem a taxa decrescente. Este tipo de compressor tem a vantagem de poder ser ajustado consoante as necessidades térmicas de secagem, permitindo o aproveitamento de todo o calor.

Para realizar o esboço da solução da máquina de secar roupa foi utilizado o 'software' de CAD 3D 'SolidWorks' (versão 2020-2021).

As Figuras 6.1 e 6.2 apresentam as vistas explodidas do anteprojeto da máquina de secar roupa. Nestas figuras são visíveis o depósito de água e a sua tampa, o filtro do ar que é possível ser removido da porta da máquina para limpeza, a polia de ligação ao tambor e a sua cobertura traseira. Estes componentes da máquina de secar roupa vão ser abordados nas figuras seguintes, para explicar o funcionamento geral da máquina.

A Figura 6.3 representa o circuito da bomba de calor que foi anteriormente descrito (Capítulos 2 e 4).

As Figuras 6.4 e 6.5 representam o circuito do ar na máquina de secar roupa que foi anteriormente descrito (Capítulos 2 e 4). O tambor da máquina de secar roupa tem a forma geométrica de um tronco cilíndrico com um diâmetro de 55 cm e um comprimento de 33 cm. Este componente inclui ainda três alhetas para promover o ato de vultear as roupas quando roda.

O interior da porta da máquina de secar roupa encontra-se perfurado para que o ar húmido a atravesse e siga para a conduta que faz a ligação ao ventilador. A porta da máquina de secar roupa possui um filtro de ar que deve ser removido e limpo após cada utilização. Além deste, existe ainda outro filtro que não é possível remover da máquina. A função deste segundo filtro é não permitir a passagem de pequenos objetos para a conduta de ligação do tambor ao ventilador, enquanto a porta se encontrar aberta, salvaguardando o bom funcionamento do ventilador.

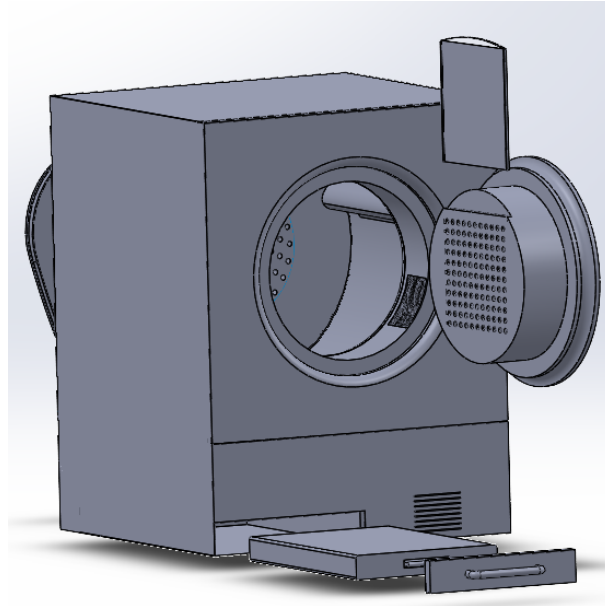


Figura 6.1: Vista explodida (vista da frente).

O ventilador adotado é um ventilador centrífugo, responsável por extrair o ar vindo do tambor e encaminhá-lo para o evaporador da bomba de calor. Este componente deveria ficar alojado num local onde o ar possui o menor volume específico (entre o evaporador e o condensador), no entanto, devido à necessidade de a máquina de secar roupa ter de ter dimensões reduzidas, optou-se por deixar o ventilador antes do evaporador, uma vez que do ponto de vista conceptual seria difícil a sua inclusão entre os dois permutadores de calor da bomba de calor.

A Figura 6.6 representa o circuito de condensação da água. O ar húmido, ao passar pelo evaporador da bomba de calor, liberta parte da sua humidade, a qual condensa. Essa água condensada escorre através do tabuleiro inclinado e acumula-se num pequeno reservatório localizado abaixo do condensador da bomba de calor. Esta água é, então, transferida para o depósito de água da máquina de secar roupa à medida que o pequeno reservatório enche. Este depósito de água deve ser esvaziado após cada utilização da máquina de secar roupa.

A Figura 6.7 representa o sistema de ligação do motor do tambor à polia, que permite a rotação do tambor. Esta ligação é feita por uma correia, que não se encontra esquematizada.

A Figura 6.8 representa o sistema de ligação da polia ao tambor. Nesta figura é possível observar que a rotação da polia é transmitida ao tambor através de um veio que liga estes dois componentes.

A Figura 6.9 apresenta as dimensões gerais da solução proposta de máquina de secar roupa com bomba de calor. Com estas dimensões a máquina de secar roupa pode ser encastrada nos móveis domésticos.

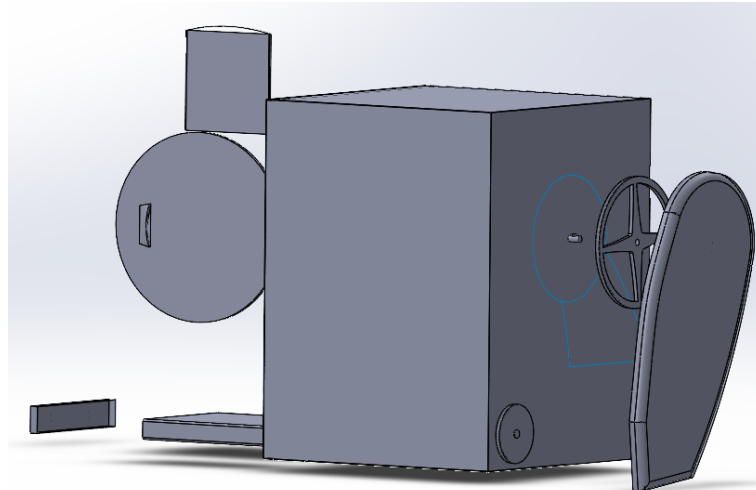


Figura 6.2: Vista explodida (vista de trás).

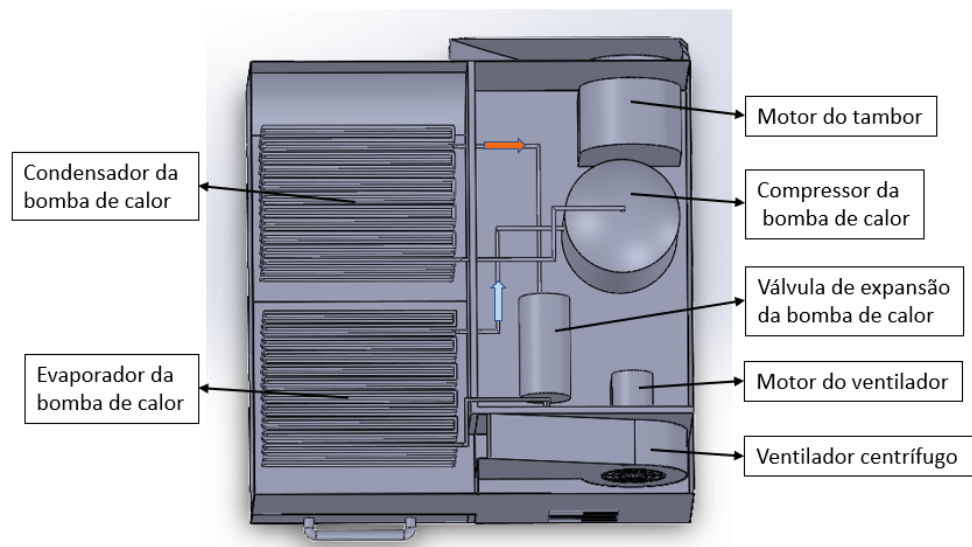


Figura 6.3: Circuito da bomba de calor.

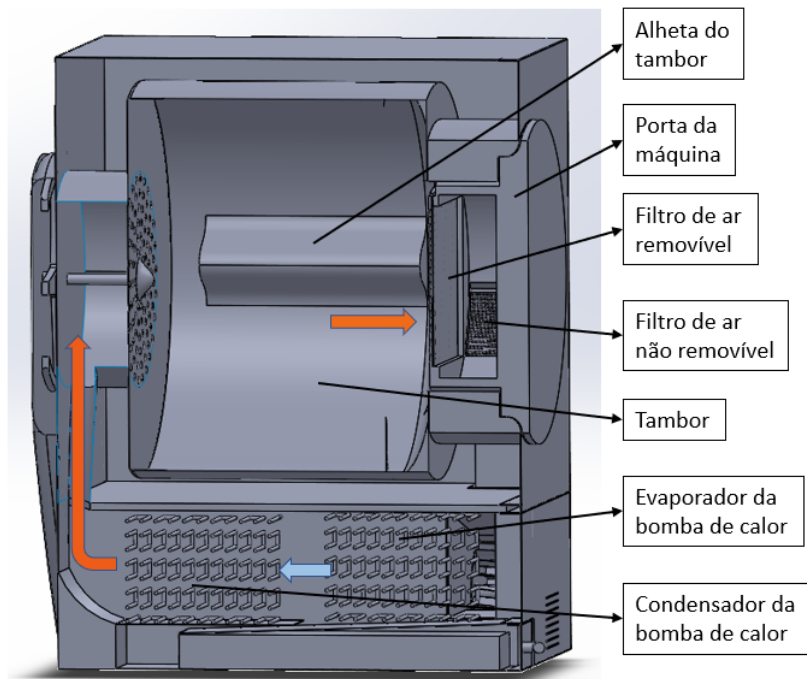


Figura 6.4: Circuito de ar (vista de lado).

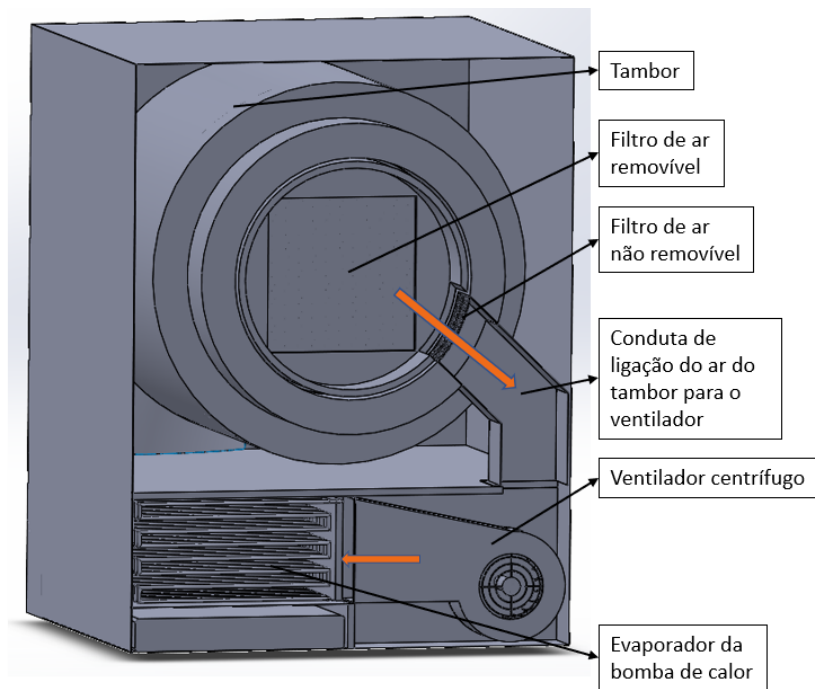


Figura 6.5: Circuito de ar (vista de frente).

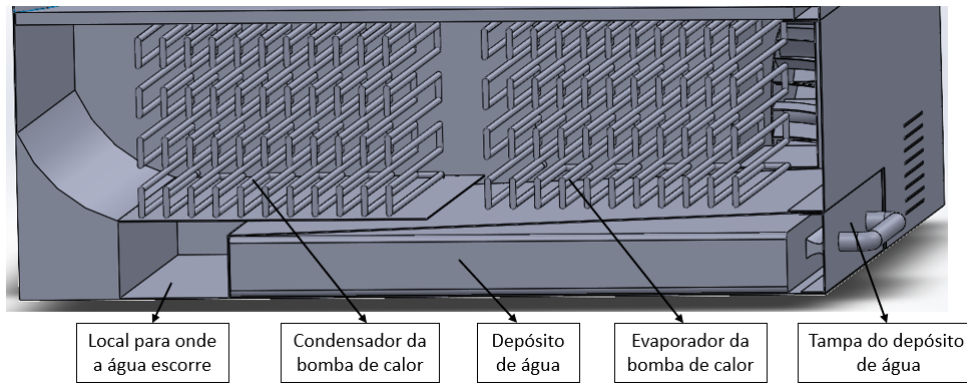


Figura 6.6: Circuito de condensação de água.

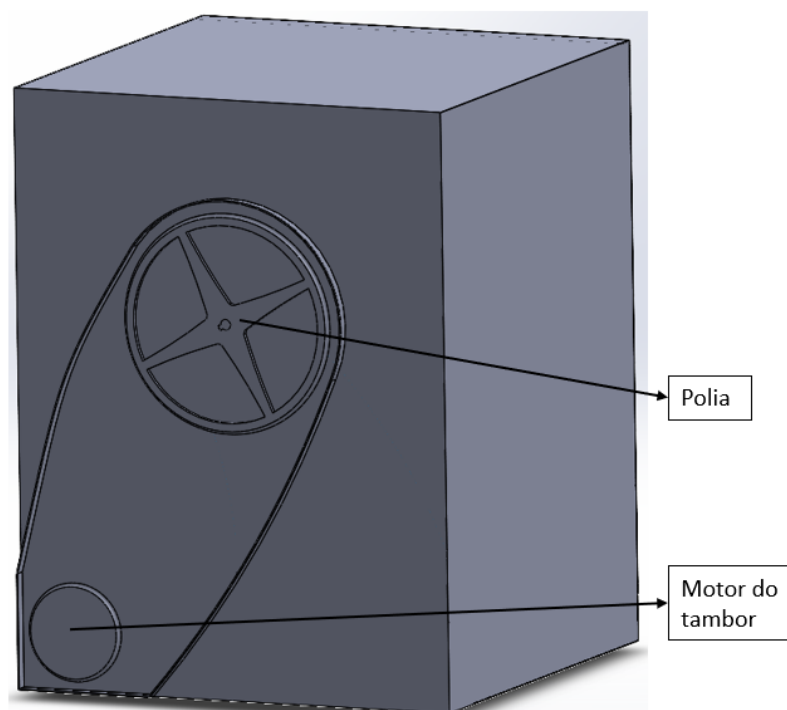


Figura 6.7: Sistema de ligação do motor do tambor à polia.

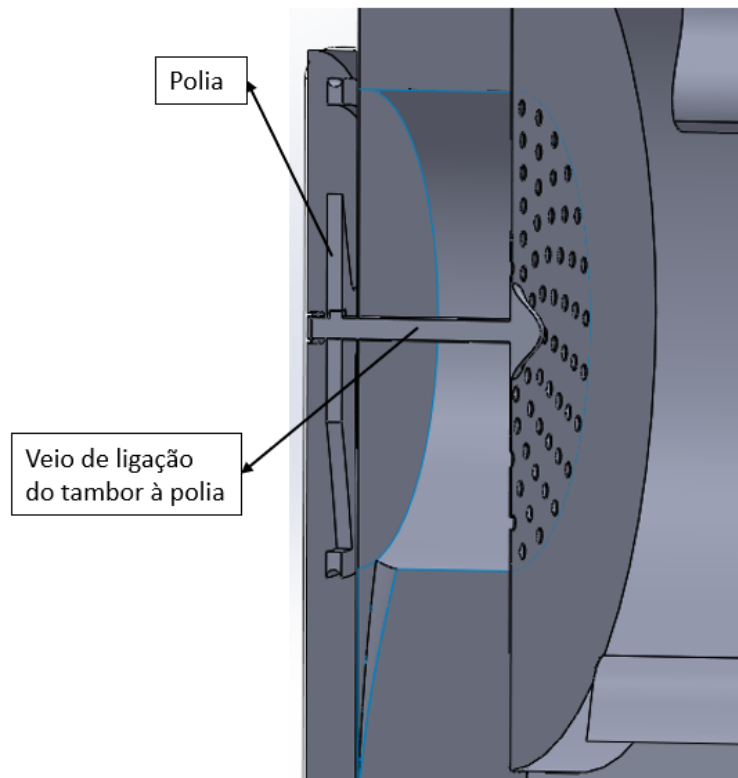


Figura 6.8: Sistema de ligação do tambor à polia.

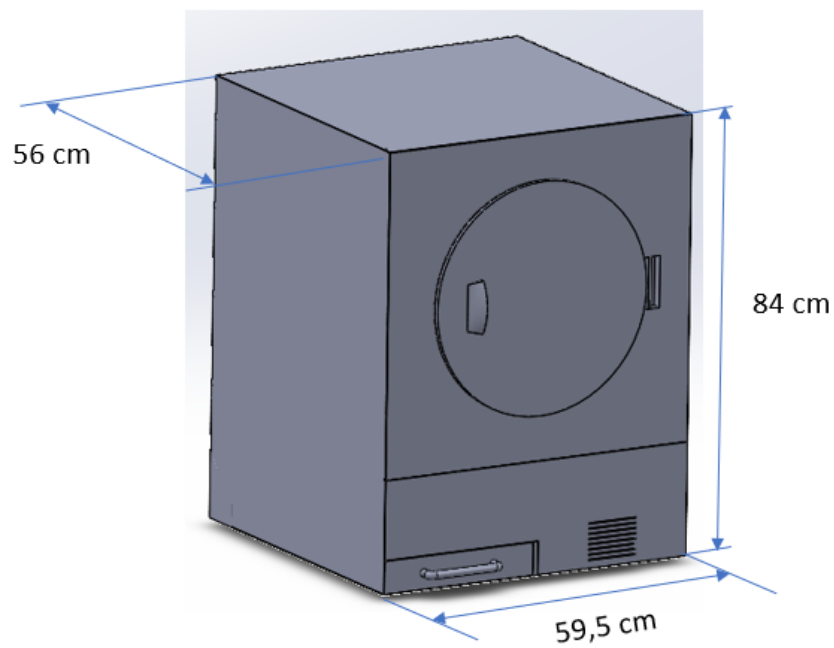


Figura 6.9: Dimensões gerais da máquina de secar roupa com bomba de calor.

# Capítulo 7

## Conclusões

### 7.1 Conclusões gerais

Esta dissertação teve como objetivo avaliar o potencial da implementação de uma bomba de calor na máquina de secar roupa, e fazer uma comparação do seu consumo energético com a máquina de secar roupa convencional. As principais conclusões retiradas deste trabalho são:

- As necessidades térmicas associadas à secagem de roupa podem ser colmatadas com a utilização de uma bomba de calor de compressão de vapor. Esta solução apresenta uma boa viabilidade uma vez que está relacionada com uma elevada poupança energética, atendendo ao elevado COP das bombas de calor a operar entre as temperaturas em causa.
- A secagem da roupa divide-se em dois períodos distintos. No primeiro período a secagem ocorre com uma taxa constante de perda de humidade, e no segundo período de secagem a taxa de perda de humidade vai diminuindo. Por isso, a secagem deve ser analisada separadamente nestes dois períodos.
- Quando a roupa é seca numa máquina de secar, o que normalmente acontece é que a roupa não é toda do mesmo tipo de tecido, sendo que as características da roupa variam, e por isso, a sua secagem difere. Isto torna o controlo da secagem mais difícil, uma vez que é necessária informação sobre as características de secagem de cada tipo de tecido. Dada essa dificuldade, optou-se por considerar o tecido que requer o maior consumo de energia para a sua secagem.
- A secagem de 1 kg de algodão com uma humidade inicial de 70 % e com uma humidade final de 5 % representa um consumo energético de 0,557 kWh pela máquina de secar roupa com bomba de calor (segundo as condições de secagem abordadas no Capítulo 4). Os parâmetros de desempenho energético '*FE*' (fator de energia) e '*SMER*' ('specific moisture extraction rate') obtidos para esta máquina de secar roupa foram de  $1,80 \frac{\text{kg}_{\text{roupa seca}}}{\text{kWh}}$  e de  $1,17 \frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{kWh}}$ , respetivamente. O tempo de secagem obtido foi de, aproximadamente, 36 min.
- A secagem de 1 kg de algodão com uma humidade inicial de 70 % e com uma humidade final de 5 % representa um consumo energético de 1,432 kWh pela



máquina de secar roupa convencional (segundo as condições de secagem abordadas no Capítulo 4). Os parâmetros de desempenho energético 'FE' (fator de energia) e 'SMER' ('specific moisture extraction rate') obtidos para esta máquina foram de  $0,698 \frac{\text{kg}_{\text{roupa seca}}}{\text{kWh}}$  e de  $0,454 \frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{kWh}}$ , respetivamente. Assim, a máquina de secar roupa com bomba de calor conduziu a resultados melhores em cerca de 258 % ao nível do consumo energético e dos parâmetros de desempenho 'FE' e 'SMER'. Além disso, na máquina de secar roupa convencional considerou-se apenas que o consumo de energia seria para o aquecimento do ar (para além do ventilador e do tambor), descartando o consumo energético que esta máquina deverá ter associado ao arrefecimento do ar que sai do tambor (através de outro ventilador).

- Os valores encontrados para os parâmetros de desempenho energético da máquina de secar roupa com bomba de calor são relativamente baixos (quando comparados com valores encontrados na literatura). No entanto, se fossem considerados, para o funcionamento da bomba de calor, valores de pressão baixa e alta com temperaturas de saturação mais próximas de  $T_{a3}$  e  $T_{a1}$  respetivamente (sem se considerar o mínimo de diferença de temperaturas entre fluidos de 8 °C para que sejam asseguradas as trocas térmicas), os parâmetros de desempenho energético desta máquina poderiam aumentar significativamente. No entanto, esta melhoria é apenas teórica uma vez que, na prática, seria muito difícil de ocorrer. Isto porque seriam necessários permutadores muito grandes para que as trocas térmicas fossem realizadas, uma vez que quanto menor for a diferença de temperaturas entre fluidos maior deve ser a área de contacto para que ocorra uma mesma transferência calor. Como se trata de uma máquina de secar roupa com dimensões relativamente pequenas, é muito difícil que os permutadores de calor assumam áreas de contacto capazes de manter as trocas térmicas necessárias para uma diferença de temperaturas entre fluidos relativamente pequena. Como foi referido no subcapítulo 5.2, estes parâmetros de desempenho energético da máquina de secar roupa poderiam aumentar caso se considerasse um valor próximo de 1 para as variáveis  $\alpha_{ar}$  e  $\alpha_r$ . Além disso, tal como foi referido nesse mesmo subcapítulo, os menores valores encontrados para estes parâmetros de desempenho podem, também, dever-se ao tipo de tecido considerado na secagem. Aliado a isto, o desconhecimento das condições de secagem, ao nível das temperaturas do ar e dos permutadores de calor nos vários estudos encontrados na literatura, pode ter contribuído para esta diferença de valores entre os parâmetros de desempenho energético da máquina de secar roupa deste estudo e os encontrados na literatura. No entanto, os parâmetros de desempenho da máquina de secar roupa são relativamente baixos devido principalmente ao facto de na análise energética ter-se recorrido a uma configuração que desperdiça calor (através do condensador externo). Isto acontece porque, como o compressor opera sempre nas mesmas condições e como no período de secagem a taxa decrescente as necessidades térmicas de secagem tendem a diminuir, isto leva a um consumo energético por parte do compressor maior do que aquele que seria realmente necessário, sendo, por isso, inevitável uma maior remoção de calor do sistema ao longo deste período de secagem. Outra possível razão para os parâmetros de desempenho energético serem relativamente baixos prende-se com o facto de não terem sido consideradas perdas de humidade da roupa por via mecânica (o tambor ao rodar exerce sobre a roupa húmida uma força centrífuga que pode levar a que se liberte alguma da

humidade da roupa por via mecânica).

- De entre os consumos de energia dos vários componentes da máquina de secar roupa com bomba de calor, o maior consumidor é o compressor. Cerca de 75 % da energia total consumida deve-se a este componente. No entanto, se compararmos os consumos de energia dos diversos componentes da máquina de secar roupa convencional, designadamente, o ventilador, o tambor e a resistência elétrica, aquele que representa cerca de 90 % da energia total consumida é a resistência elétrica.
- No anteprojecto optou-se pela incorporação do modelo energético da Figura 4.1 (com um compressor de velocidade variável) uma vez que do ponto de vista energético esta configuração apresenta-se bastante mais viável que a configuração da Figura 4.4 utilizada na análise energética.
- Na prática, o melhor método para se controlar a secagem de roupa deverá passar pela colocação de um sensor de humidade ou de temperatura à saída do tambor da máquina de secar roupa apresentada no Capítulo 6, ao invés desta ser controlada apenas pelo tempo. Desta forma, esta solução poderá representar uma maior poupança energética.

De acordo com os parâmetros de desempenho energético ' $FE$ ' e ' $SMER$ ' e, ainda, dado o consumo energético obtido para a máquina de secar roupa com bomba de calor, pode-se concluir que esta máquina é mais viável (a longo prazo) do que a máquina de secar roupa convencional do ponto de vista energético e económico. Tal ocorre porque apesar de a máquina de secar roupa convencional apresentar um custo de investimento menor, tem a si associado um custo de funcionamento maior do que o da máquina de secar roupa com bomba de calor.

## 7.2 Sugestões de melhoria e propostas de trabalhos futuros

De seguida são apresentadas algumas sugestões de melhoria ao trabalho realizado nesta dissertação, que poderão servir de sugestões para trabalhos futuros:

- Considerar valores mais próximos de 1 para as variáveis  $\alpha_{ar}$  e  $\alpha_r$ , de modo a melhorar os parâmetros de desempenho energético da máquina de secar roupa deste estudo.
- Realizar o mesmo estudo mas para diferentes tecidos ou, até mesmo, considerar uma média dos valores das características de diversos tecidos para analisar a secagem, uma vez que esta é, na prática, feita com vários tipos de roupa.
- Considerar temperaturas de entrada do ar no tambor maiores, dependendo sempre do tipo de tecido a secar (para que este não seja danificado) e perceber se há ou não alguma vantagem do ponto de vista energético.
- Tentar realizar o estudo com informações mais precisas acerca das características da secagem dos tecidos em causa.

- Realizar uma comparação do consumo energético mais exata entre a máquina de secar roupa com bomba de calor e a máquina de secar roupa convencional. Isto é, levar em linha de conta o consumo energético por parte do ventilador responsável por promover o arrefecimento do ar de saída do tambor na máquina de secar roupa convencional.
- Realizar uma análise energética à máquina de secar roupa com bomba de calor com a configuração da Figura 4.1 (com um compressor de velocidade variável) em que o caudal de refrigerante é regulado a cada instante no período de secagem a taxa decrescente.
- Fazer o estudo energético da máquina de secar roupa com bomba de calor com um recuperador, e perceber qual a melhoria a que conduz do ponto de vista energético.
- Utilizar outros sistemas para secar a roupa, além da bomba de calor, como, por exemplo, as microondas de modo a perceber a sua viabilidade nesta utilização.
- Utilizar sensores de temperatura, de humidade e de caudal para monitorizar o processo de secagem das roupas na prática.
- Realizar o estudo sobre o impacto, na eficiência energética da secagem da roupa, da utilização de um ventilador de velocidade variável (ao invés de se utilizar o compressor de velocidade variável, ou utilizando os dois simultaneamente).

# Capítulo 8

## Referências

- [1] L. Stawreberg, “Energy Efficiency Improvements of Tumble Dryers:-Technical Development, Laundry Habits and Energy Labelling”, tese de doutoramento, Karlstad University, 2011.
- [2] V. K. Patel, K. R. Gluesenkamp, D. Goodman e A. Gehl, “Experimental evaluation and thermodynamic system modeling of thermoelectric heat pump clothes dryer”, *Applied Energy*, vol. 217, pp. 221–232, 2018.
- [3] markttest, “2,5 milhões com máquina de secar”, URL: <https://www.markttest.com/wap/a/n/id~235d.aspx> (acedido em 05/01/2021).
- [4] E. Star, *ENERGY STAR Market & Industry Scoping Report*, 2011.
- [5] P. Bansal, J. Braun e E. Groll, “Improving the energy efficiency of conventional tumbler clothes drying systems”, *International journal of energy research*, vol. 25, n.º 15, pp. 1315–1332, 2001.
- [6] A. J. da Anunciada Santos, “AVAC, Um Manual de Apoio: Fundamentos”, vol. 1, 2017.
- [7] W. TeGrotenhuis, A. Butterfield, D. Caldwell, A. Crook e A. Winkelman, “Modeling and design of a high efficiency hybrid heat pump clothes dryer”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 124, pp. 170–177, 2017.
- [8] D. Goodman, V. K. Patel e K. R. Gluesenkamp, “Thermoelectric heat pump clothes dryer design optimization”, Oak Ridge National Lab.(ORNL), Oak Ridge, TN (United States), rel. téc., 2017.
- [9] guiacasaeficiente, “Tipos de bombas de calor”, URL: <https://www.guiacasaeficiente.com/Aquecedores/AqGuiaBombasGeo.html> (acedido em 18/11/2020).
- [10] M. V. Duarte, “Estudo da bomba de calor-Fluidos de trabalho e eficiência energética”, tese de doutoramento, Master dissertation). Retrived from Ubi Thesis.(<http://hdl.handle.net> . . . , 2013.
- [11] Wikipédia, “Efeito Peltier - wikipédia, a enciclopédia livre”, URL: [https://pt.wikipedia.org/wiki/Efeito\\_Peltier](https://pt.wikipedia.org/wiki/Efeito_Peltier) (acedido em 12/01/2021).
- [12] R. O. instalador, “Use o ar fresco para manter-se quente”, URL: <https://oinstalador.com/Artigos/264394-Use-o-ar-fresco-para-manter-se-quente.html> (acedido em 18/09/2020).
- [13] P. P. de Oliveira, “Fundamentos de Termodinâmica Aplicada”, 2015.
- [14] W. Canada, “Learn about Whirlpool® Heat Pump Dryer Technology”, URL: <https://www.youtube.com/watch?v=5wmFoWUujZ8> (acedido em 10/12/2020).
- [15] Vaillant, “Bomba de calor - Como funciona? (versão normal)”, URL: <https://www.youtube.com/watch?v=uA4QzbNS7W4> (acedido em 05/09/2020).
- [16] P. Gatarić, B. Širok, M. Hočevár e L. Novak, “Modeling of heat pump tumble dryer energy consumption and drying time”, *Drying Technology*, vol. 37, n.º 11, pp. 1396–1404, 2019.

- [17] A. Nasution, P. Sembiring e H. Ambarita, “Effectiveness of a heat exchanger in a heat pump clothes dryer”, *MS&E*, vol. 308, n.º 1, p. 012027, 2018.
- [18] Wikipédia, “Clothes dryer - wikipédia”, URL: [https://en.wikipedia.org/wiki/Clothes\\_dryer](https://en.wikipedia.org/wiki/Clothes_dryer) (acedido em 15/10/2020).
- [19] D. chama, “Máquinas de secar roupa a gás”, URL: <http://decorchama.pt/maquinas-secar-roupa-gas/> (acedido em 19/10/2020).
- [20] RepairClinic.com, “How Does A Gas Dryer Work? — Appliance Repair Tips”, URL: <https://www.youtube.com/watch?v=mcipN8bvpa0> (acedido em 19/10/2020).
- [21] Wikipédia, “Washer-dryer - wikipédia”, URL: <https://en.wikipedia.org/wiki/Washer-dryer> (acedido em 22/10/2020).
- [22] Wikipedia, “Protocolo de Montreal - wikipédia”, URL: [https://pt.wikipedia.org/wiki/Protocolo\\_de\\_Montreal](https://pt.wikipedia.org/wiki/Protocolo_de_Montreal) (acedido em 08/01/2021).
- [23] Wikipédia, “Fluido refrigerante - wikipédia”, URL: [https://pt.wikipedia.org/wiki/Fluido\\_refrigerante](https://pt.wikipedia.org/wiki/Fluido_refrigerante) (acedido em 08/01/2021).
- [24] C. Arpagaus, F. Bless, M. Uhlmann, J. Schiffmann e S. S. Bertsch, “High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials”, *Energy*, vol. 152, pp. 985–1010, 2018.
- [25] Wikipédia, “Azeotrope - wikipedia”, URL: <https://en.wikipedia.org/wiki/Azeotrope> (acedido em 11/01/2021).
- [26] ASHRAE, “ASHRAE STANDARD 34 - Update on New Refrigerants Designation and Safety Classifications”, 2015.
- [27] Wikipédia, “Protocolo de Quioto - wikipédia”, URL: [https://pt.wikipedia.org/wiki/Protocolo\\_de\\_Quioto](https://pt.wikipedia.org/wiki/Protocolo_de_Quioto) (acedido em 19/01/2021).
- [28] P. E. e Conselho, “Regulamento (UE) n.º 517/2014 do Parlamento Europeu e do Conselho, de 16 de abril de 2014, relativo aos gases fluorados com efeito de estufa e que revoga o Regulamento (CE) n.º 842/2006”, URL: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PT/TXT/HTML/?uri=CELEX:32014R0517&from=PT> (acedido em 20/01/2021).
- [29] L. Daikin Industries, “Sistemas de ar condicionado - Aquecimento e arrefecimento - Sistema VRV® baseado em CO2”, URL: <https://server.projectista.pt/app/uploads/2020/11/2945313745fbdfe52b23d94.22124985.pdf> (acedido em 20/01/2021).
- [30] C. M. Caneda, “Secagem de materiais têxteis”, 2016.
- [31] W. M. S. ALBUQUERQUE, “Estudo da secagem de tecido jeans”, tese de mestrado, Universidade Federal de Pernambuco, 2011.
- [32] Wikipédia, “Tecido têxtil - wikipédia”, URL: [https://pt.wikipedia.org/wiki/Tecido\\_t%C3%AAAxtil](https://pt.wikipedia.org/wiki/Tecido_t%C3%AAAxtil) (acedido em 25/01/2021).
- [33] J. C. O. dos Santos, L. H. C. D. Sousa, O. C. da Motta Lima e N. C. Pereira, “Estudo da cinética e isoterma de secagem de tecido composto por poliéster e algodão”, *Acta Scientiarum. Technology*, vol. 30, n.º 1, pp. 63–72, 2008.
- [34] L. A. d. S. B. Martins, “Determinação de curvas características da secagem de rolhas de cortiça”, 1990.
- [35] J. Braun, P. Bansal e E. Groll, “Energy efficiency analysis of air cycle heat pump dryers”, *International Journal of refrigeration*, vol. 25, n.º 7, pp. 954–965, 2002.
- [36] V. A. F. da Costa, “Apontamentos teóricos e práticos de Termodinâmica Aplicada”, 2017-2018.

- [37] Darment, “R134A refrigerant R134a is one of the most diverse refrigerants”, URL: <https://darment.eu/refrigerant/r134a/> (acedido em 17/02/2021).
- [38] TAZZETTI, “Fluidos Refrigerantes | R 1234ze”, URL: <http://www.tazzetti.com/pt-pt/products-and-services/fluidos-refrigerantes/R1234ze> (acedido em 10/03/2021).
- [39] G. Servei, “Dados técnicos-R1234ze-Gas Servei”, URL: <https://gas-servei.com/shop/docs/dados-tecnicos-r-1234ze-gas-servei.pdf> (acedido em 10/03/2021).
- [40] Y. Yuan, W. Lin, X. Mao, W. Li, L. Yang, J. Wei e B. Xiao, “Performance analysis of heat pump dryer with unit-room in cold climate regions”, *Energies*, vol. 12, n.º 16, p. 3125, 2019.
- [41] L. Stawreberg e L. Nilsson, “Potential energy savings made by using a specific control strategy when tumble drying small loads”, *Applied energy*, vol. 102, pp. 484–491, 2013.
- [42] Miele, “Instruções de utilização, Máquina de secar roupa com bomba de calor”, URL: [https://www.miele.pt/pmedia/ZGA/TX2070/11367340-000-00\\_11367340-00.pdf](https://www.miele.pt/pmedia/ZGA/TX2070/11367340-000-00_11367340-00.pdf) (acedido em 15/03/2021).
- [43] L. Sousa, A. S. Monteiro, V. R. Perri, O. Motta Lima, N. C. Pereira e E. S. Mendes, “Generalization of the drying curves in convective and conductive/convective textile fabric drying”, *Proceedings of 14 IDS*, 2004.
- [44] L. Stawreberg, J. Berghel e R. Renström, “Energy losses by air leakage in condensing tumble dryers”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 37, pp. 373–379, 2012.
- [45] Wikipédia, “Método de Euler - wikipédia”, URL: [https://pt.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9todo\\_de\\_Euler](https://pt.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9todo_de_Euler) (acedido em 20/04/2021).
- [46] J. Deans, “The modelling of a domestic tumbler dryer”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, n.º 9, pp. 977–990, 2001.
- [47] S. Klein, “Engineering Equation Solver for Microsoft Windows Operating Systems”, URL: [http://www.fem.unicamp.br/~em313/paginas/ees\\_manual.pdf](http://www.fem.unicamp.br/~em313/paginas/ees_manual.pdf) (acedido em 25/04/2021).
- [48] Wikipédia, “Método de Newton-Raphson - wikipédia”, URL: [https://pt.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9todo\\_de\\_Newton%E2%80%93Raphson](https://pt.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9todo_de_Newton%E2%80%93Raphson) (acedido em 25/04/2021).
- [49] V. F. Maziero, “Desenvolvimento e teste de um programa computacional para simulação de plantas térmicas e de potência”, 2012.



Apêndice A

Código dos programas



```

T_s=35,8
P_at=1,01325
*PROPRIEDADES DO AR*
Cp_a=1000
*PROPRIEDADES DA AGUA*
Cp_l=4186
Cp_v=1880
Dh_lv0=Enthalpy_vaporization(Water;T=0)
*SISTEMA DE BOMBA DE CALOR*
eta_comp=0,6
Pr_H=16
Tr_sat_H=T_sat(R1234ze;P=Pr_H)
Pr_L=4,5
Tr_sat_L=T_sat(R1234ze;P=Pr_L)
hr_1=Enthalpy(R1234ze;x=1;P=Pr_L)
sr_1=Entropy(R1234ze;x=1;P=Pr_L)
hr_2s=Enthalpy(R1234ze;s=sr_1;P=Pr_H)
hr_2=hr_1+(1/eta_comp)*(hr_2s-hr_1)
Tr_2=Temperature(R1234ze,h=hr_2;P=Pr_H)
hr_3=Enthalpy(R1234ze;x=0;P=Pr_H)
hr_4=hr_3
*BALANÇO ENERGÉTICO PROVENIENTE DA DIVISÃO DO CAUDAL DO FLUIDO REFRIGERANTE*
hr_3=alpha_*hr_8+(1-alpha_)*hr_6
Tr_8=Temperature(R1234ze,h=hr_8;P=Pr_H)
hr_7=hr_2
hr_5=hr_2

W_compressor=m_dot_refrigerante*(hr_2-hr_1)

COP_hp=(alpha_*(hr_7-hr_8))/(hr_2-hr_1)

*CONDENSADOR DA BOMBA DE CALOR*
alpha_cond=0,1
Rcaudal=m_dot_refrigerante/m_dot_ar_1
Cp_a*(Ta_4-Ta_1)+Cp_v*W_1*(Ta_4-Ta_1)+alpha_*Rcaudal*(1-alpha_cond)*(hr_7-hr_8)=0
*EQUAÇÃO DE BALANÇO ENERGÉTICO NO CONDENSADOR*

*CÁLCULO DA EFICIÊNCIA DO CONDENSADOR*
hr_8_a_Ta4 = Enthalpy(R1234ze;T=Ta_4;P= Pr_H)
Qmaxr_cond = alpha_*m_dot_refrigerante*(hr_7-hr_8_a_Ta4)
Qmaxa_cond = m_dot_ar_1*(Cp_a*(Tr_2-Ta_4))+m_dot_ar_1*W_4*(Cp_v*(Tr_2-Ta_4))
Qmax_cond = min(Qmaxr_cond;Qmaxa_cond)
rend_cond = (m_dot_ar_1*Cp_a*(Ta_1-Ta_4)+m_dot_ar_1*W_4*Cp_v*(Ta_1-Ta_4))/Qmax_cond

```

Figura A.1: Código do programa relativo ao período de secagem a taxa constante.

```

*EVAPORADOR DA BOMBA DE CALOR*
alpha_evap=0,1
Rcaudal*(hr_4-hr_1)+alpha_ar*Cp_a*(Ta_2b-Ta_3)+alpha_ar*Cp_v*(W_2b*Ta_2b-W_3*Ta_3)+alpha_ar*(W_2b-W_3)*((1-alpha_evap)*Dh_lv0-Cp_l*Ta_3)=0
Pvsat_3=P_sat(Steam;T=Ta_3)
W_3=0,622*Pvsat_3/(P_at-Pvsat_3)
Cmcondensado = m_dot_ar_1*alpha_ar*(W_2b-W_3)

*CÁLCULO DA EFICIÊNCIA DO EVAPORADOR*
hr_1-Ta_2b = Enthalpy(R1234ze;T=Ta_2b;P=Pr_L)
Qmaxr_evap = m_dot_refrigerante*(hr_1-Ta_2b-hr_4)
PvsatTr_4 = P_sat(Steam;T=Tr_sat_L)
W_Tr_4 = (0,622*PvsatTr_4)/(P_at-PvsatTr_4)
Qmaxa_evap = m_dot_ar_1*alpha_ar*Cp_a*(Ta_2b-Tr_sat_L)+m_dot_ar_1*alpha_ar*W_2b*(Dh_lv0+Cp_v*Ta_2b)-m_dot_ar_1*alpha_ar*W_Tr_4*(Dh_lv0+Cp_v*Tr_sat_L)-Cmcondensado*Cp_l*Tr_sat_L
Qmax_evap = min(Qmaxa_evap;Qmaxr_evap)
rend_evap = m_dot_refrigerante*(hr_1-hr_4)/Qmax_evap

*TAMBOR*
alpha_tambor=0,15
Cp_a*(Ta_1-Ta_2)+Cp_v*(W_1*Ta_1-W_2*Ta_2)+(W_1-W_2)*(Dh_lv0-Cp_l*T_s)-alpha_tambor*(W_2-W_1)*Dh_lv0=0

*NÓ 2*
(Cp_a+Cp_v*W_4)*Ta_4=alpha_ar*(Cp_a*Ta_3+Cp_v*W_3*Ta_3)+(1-alpha_ar)*(Cp_a*Ta_2c+Cp_v*W_2c*Ta_2c)
alpha_ar+alpha_ar*W_3+(1-alpha_ar)+(1-alpha_ar)*W_2c-W_4-1=0

*OUTRAS IGUALDADES*
W_1=W_4
W_2=W_2b
W_2=W_2c
Ta_2=Ta_2b
Ta_2=Ta_2c

```

Figura A.2: Código do programa relativo ao período de secagem a taxa constante (continuação 1).

```

"CALCULO DA HR EM 1, 2, 3 e 4. HR de 2 é igual em 2b e 2c"
Pvsat_1=P_sat(Steam;T=Ta_1)
Wsat_1=0.622*Pvsat_1/(P_at-Pvsat_1)
Phi_1=(P_at/Pvsat_1)*(W_1/(W_1+0.622))

Pvsat_2=P_sat(Steam;T=Ta_2)
Wsat_2=0.622*Pvsat_2/(P_at-Pvsat_2)
Phi_2=(P_at/Pvsat_2)*(W_2/(W_2+0.622))

Wsat_3=0.622*Pvsat_3/(P_at-Pvsat_3)
Phi_3=(P_at/Pvsat_3)*(W_3/(W_3+0.622))

Pvsat_4=P_sat(Steam;T=Ta_4)
Wsat_4=0.622*Pvsat_4/(P_at-Pvsat_4)
Phi_4=(P_at/Pvsat_4)*(W_4/(W_4+0.622))
"-----"
"VALORES IMPOSTOS"
Ta_1=60
Ta_3=30

alpha_r=0,9
alpha_ar=0,9

Rcaudal=0,27
"-----"
"SECAGEM DA ROUPA"
K=0,001833 "0,11/60"
X_0=0,7
X_cr=0,27
X_eq=0,03*(Phi_2/(1-Phi_2))^(0,47)
K*(X_cr-X_eq)=-(dX_dt)
m_dot_ar_1*(W_2-W_1)=m_s*(-(dX_dt))
X_0-X_cr=-(dX_dt)*tempo_de_secagem_const

m_s=1 "massa de roupa"

Delta_tempo=10
X[0]=X_0

Duplicate i=0,33

tempo[i+1]=(i+1)*Delta_tempo
X[i+1]=X[i]+(-(dX_dt))*Delta_tempo

End

```

Figura A.3: Código do programa relativo ao período de secagem a taxa constante (continuação 2).

```

P_at=1,01325
*PROPRIEDADES DO AR*
Cp_a=1000
*PROPRIEDADES DA AGUA*
Cp_l=4186
Cp_v=1880
Dh_lv0=Enthalpy_vaporization(Water;T=0)
*SISTEMA DE BOMBA DE CALOR*
eta_comp=0,6
Pr_H=16
Tr_sat_H=T_sat(R1234ze;P=Pr_H)
Pr_L=4,5
Tr_sat_L=T_sat(R1234ze;P=Pr_L)
hr_1=Enthalpy(R1234ze;x=1;P=Pr_L)
sr_1=Entropy(R1234ze;x=1;P=Pr_L)
hr_2s=Enthalpy(R1234ze;s=sr_1;P=Pr_H)
hr_2=hr_1+(1/eta_comp)*(hr_2s-hr_1)
Tr_2=Temperature(R1234ze,h=hr_2;P=Pr_H)
hr_3=Enthalpy(R1234ze;x=0;P=Pr_H)
hr_4=hr_3
*BALANÇO ENERGÉTICO PROVENIENTE DA DIVISÃO DO CAUDAL DO FLUIDO REFRIGERANTE*
hr_3=alpha_r[0]*hr_8[0]+(1-alpha_r[0])*hr_6[0]
hr_8[0]=299236
hr_7=hr_2
hr_5=hr_2

W_compressor=m_dot_refrigerante*(hr_2-hr_1)

*CONDENSADOR DA BOMBA DE CALOR*
Rcaudal=m_dot_refrigerante/m_dot_ar_1
alpha_cond=0,1

*EVAPORADOR DA BOMBA DE CALOR*
alpha_evap=0,1

*TAMBOR*
alpha_tambor=0,15

m_s=1      "massa de roupa"
C_s=1340,5 "calor específico do tecido de algodão"
K=0,001833 "0,11/60"
Delta_tempo=10

```

Figura A.4: Código do programa relativo ao período de secagem a taxa decrescente.

**"EQUAÇÕES QUE VARIAM NO TEMPO"**

Duplicate i=0;120

tempo[i+1]=(i+1)\*Delta\_tempo

(Cp\_a+W\_4[i+1]\*Cp\_v)\*(Ta\_4[i+1]-Ta\_1[i+1])+alpha\_r[i+1]\*Rcaudal\*(1-alpha\_cond)\*(hr\_7-hr\_8[i+1])=0

**"EQUAÇÃO DE BALANÇO ENERGÉTICO NO CONDENSADOR"****"EQUAÇÃO DE BALANÇO ENERGÉTICO NO EVAPORADOR"**

Rcaudal\*(hr\_4-hr\_1)+alpha\_ar[i+1]\*Cp\_a\*(Ta\_2b[i+1]-Ta\_3[i+1])+alpha\_ar[i+1]\*Cp\_v\*(W\_2b[i+1]\*Ta\_2b[i+1]-W\_3[i+1]\*Ta\_3[i+1])+alpha\_ar[i+1]\*(W\_2b[i+1]-W\_3[i+1])\*((1-alpha\_evap)\*Dh\_lv0-Cp\_l\*Ta\_3[i+1])=0

**"NÓ 2"**(Cp\_a+Cp\_v\*W\_4[i+1])\*Ta\_4[i+1]=alpha\_ar[i+1]\*(Cp\_a\*Ta\_3[i+1]+Cp\_v\*W\_3[i+1]\*Ta\_3[i+1])+(1-alpha\_ar[i+1])\*(Cp\_a\*Ta\_2c[i+1]+Cp\_v\*W\_2c[i+1]\*Ta\_2c[i+1])  
alpha\_ar[i+1]+alpha\_ar[i+1]\*W\_3[i+1]+(1-alpha\_ar[i+1])+(1-alpha\_ar[i+1])\*W\_2c[i+1]-W\_4[i+1]-1=0**"EQUAÇÃO DE BALANÇO ENERGÉTICO DO NÓ 2"**  
**"EQUAÇÃO DE BALANÇO MÁSSICO DO NÓ 2"****"CÁLCULO DA EFICIÊNCIA DO CONDENSADOR"**hr\_8\_e\_Ta4[i+1] = Enthalpy(R1234ze,T=Ta\_4[i+1],P= Pr\_H)  
Qmaxr\_cond[i+1] = alpha\_r[i+1]\*m\_dot\_refrigerante\*(hr\_7-hr\_8\_e\_Ta4[i+1])  
Qmaxa\_cond[i+1] = m\_dot\_ar\_1\*(Cp\_a\*(Tr\_2-Ta\_4[i+1]))+m\_dot\_ar\_1\*W\_4[i+1]\*(Cp\_v\*(Tr\_2-Ta\_4[i+1]))  
Qmax\_cond[i+1] = min(Qmaxr\_cond[i+1],Qmaxa\_cond[i+1])  
rend\_cond[i+1] = (m\_dot\_ar\_1\*Cp\_a\*(Ta\_1[i+1]-Ta\_4[i+1])+m\_dot\_ar\_1\*W\_4[i+1]\*Cp\_v\*(Ta\_1[i+1]-Ta\_4[i+1]))/Qmax\_cond[i+1]**"CÁLCULO DA EFICIÊNCIA DO EVAPORADOR"**hr\_1\_Ta\_2b[i+1] = Enthalpy(R1234ze,T=Ta\_2b[i+1],P=Pr\_L)  
Qmaxr\_evap[i+1] = m\_dot\_refrigerante\*(hr\_1\_Ta\_2b[i+1]-hr\_4)  
Cmcondensado[i+1] = m\_dot\_ar\_1\*alpha\_ar[i+1]\*(W\_2b[i+1]-W\_3[i+1])  
Qmaxa\_evap[i+1] = m\_dot\_ar\_1\*alpha\_ar[i+1]\*Cp\_a\*(Ta\_2b[i+1]-Tr\_sat\_L)+m\_dot\_ar\_1\*alpha\_ar[i+1]\*W\_2b[i+1]\*(Dh\_lv0+Cp\_v\*Ta\_2b[i+1])-m\_dot\_ar\_1\*alpha\_ar[i+1]\*W\_Tr\_4\*(Dh\_lv0+Cp\_v\*Tr\_sat\_L)-Cmcondensado[i+1]\*Cp\_l\*Tr\_sat\_L  
Qmax\_evap[i+1] = min(Qmaxa\_evap[i+1],Qmaxr\_evap[i+1])  
rend\_evap[i+1] = m\_dot\_refrigerante\*(hr\_1-hr\_4)/Qmax\_evap[i+1]

X\_eq[i]=0.03\*(Phi\_2[i]/(1-Phi\_2[i]))^0.47

(-dX\_dt[i])=K\*(X[i]-X\_eq[i])

negativo\_dX\_dt[i]=-dX\_dt[i]

X[i+1]=X[i]+(-dX\_dt[i])\*Delta\_tempo

**"EQUAÇÃO DE BALANÇO ENERGÉTICO NO TAMBOR (do ponto de vista do ar)"**

(m\_s/m\_dot\_ar\_1)\*(C\_s+X[i]\*Cp\_l)\*dT\_s\_dt[i]=Cp\_a\*(Ta\_1[i+1]-Ta\_2[i+1])+Cp\_v\*(W\_1[i+1]\*Ta\_1[i+1]-W\_2[i+1]\*Ta\_2[i+1])+(W\_1[i+1]-W\_2[i+1])\*(Dh\_lv0-Cp\_l\*T\_s[i])+alpha\_tambor\*(W\_2[i+1]-W\_1[i+1])\*Dh\_lv0

**"EQUAÇÃO DE BALANÇO ENERGÉTICO NO TAMBOR (do ponto de vista da roupa)"**m\_s\*(C\_s+X[i]\*Cp\_l)\*dT\_s\_dt[i]=h\*A\*((Ta\_1[i]-T\_s[i])-(Ta\_2[i]-T\_s[i]))/(ln((Ta\_1[i]-T\_s[i])/(Ta\_2[i]-T\_s[i]))))-m\_s\*(-dX\_dt[i])\*(Dh\_lv0+(Cp\_v-Cp\_l)\*T\_s[i])  
T\_s[i+1]=T\_s[i]+dT\_s\_dt[i]\*Delta\_tempo

W\_2[i+1]=min(Wsat\_2[i+1],W\_1[i+1])+(m\_s/m\_dot\_ar\_1)\*(-dX\_dt[i])

Figura A.5: Código do programa relativo ao período de secagem a taxa decrescente (continuação 1).

```

W_1[i+1]=W_4[i+1]
Pvsat_3[i+1]=P_sat(Steam,T=Ta_3[i+1])
W_3[i+1]=0.622*Pvsat_3[i+1]/(P_at-Pvsat_3[i+1])

W_2[i+1]=W_2b[i+1]
W_2c[i+1]=W_2c[i+1]
Ta_2[i+1]=Ta_2b[i+1]
Ta_2c[i+1]=Ta_2c[i+1]

COP_hp[i+1]=(alpha_r[i+1]*(hr_7-hr_8[i+1]))/(hr_2-hr_1)
hr_3=alpha_r[i+1]*hr_8[i+1]+(1-alpha_r[i+1])*hr_6[i+1]

"VALORES IMPOSTOS"
Ta_3[i+1]=30
Ta_1[i+1]=60
hr_8[i+1]=299236

"-----"
"CÁLCULO DA HR EM 1, 2, 3 e 4. HR de 2 é igual em 2b e 2c"
Pvsat_1[i+1]=P_sat(Steam,T=Ta_1[i+1])
Wsat_1[i+1]=0.622*Pvsat_1[i+1]/(P_at-Pvsat_1[i+1])
Phi_1[i+1]=(P_at/Pvsat_1[i+1])*(W_1[i+1]/(W_1[i+1]+0.622))

Pvsat_2[i+1]=P_sat(Steam,T=Ta_2[i])
Wsat_2[i+1]=0.622*Pvsat_2[i+1]/(P_at-Pvsat_2[i+1])
Phi_2[i+1]=(P_at/Pvsat_2[i+1])*(W_2[i+1]/(W_2[i+1]+0.622))

Wsat_3[i+1]=0.622*Pvsat_3[i+1]/(P_at-Pvsat_3[i+1])
Phi_3[i+1]=(P_at/Pvsat_3[i+1])*(W_3[i+1]/(W_3[i+1]+0.622))

Pvsat_4[i+1]=P_sat(Steam,T=Ta_4[i+1])
Wsat_4[i+1]=0.622*Pvsat_4[i+1]/(P_at-Pvsat_4[i+1])
Phi_4[i+1]=(P_at/Pvsat_4[i+1])*(W_4[i+1]/(W_4[i+1]+0.622))
"-----"

End

```

Figura A.6: Código do programa relativo ao período de secagem a taxa decrescente (continuação 2).

```

"VALORES NECESSÁRIOS AO CÁLCULO DE RENDIMENTO DO EVAPORADOR MAS QUE NÃO VARIAM NO TEMPO"
PvsatTr_4 = P_sat(Steam;T=Tr_sat_L)
W_Tr_4 = (0,622*PvsatTr_4)/(P_at-PvsatTr_4)

"VALORES IMPOSTOS"
h=300
A=0,2*m_s
tempo[0]=0
X[0]=X_c
T_s[0]=35,8
*X_min=0,05 este é o valor a que se considera que a roupa está seca*
X_c=0,27
Phi_2[0]=0,6248 "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"

COP_hp[0]=3,202 "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"

W_1[0]=0,02792 "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"
W_2[0]=0,03442 "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"
W_2[0]=W_2b[0] "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"
W_2[0]=W_2c[0] "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"
W_3[0]=0,0272 "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"
W_4[0]=W_1[0] "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"
Ta_1[0]=60 "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"
Ta_2[0]=42,68 "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"
Ta_2b[0]=Ta_2[0] "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"
Ta_2c[0]=Ta_2[0] "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"
Ta_3[0]=30 "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"
Ta_4[0]=31,28 "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"
Pvsat_3[0]=P_sat(Steam;T=Ta_3[0]) "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"
m_dot_ar_1=0,06543*m_s "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"
Rcaudal=0,27 "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"

alpha_r[0]=0,9 "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"
alpha_ar[0]=0,9 "valor proveniente do período de secagem a taxa constante"

```

Figura A.7: Código do programa relativo ao período de secagem a taxa decrescente (continuação 3).

Apêndice B

Resultados obtidos



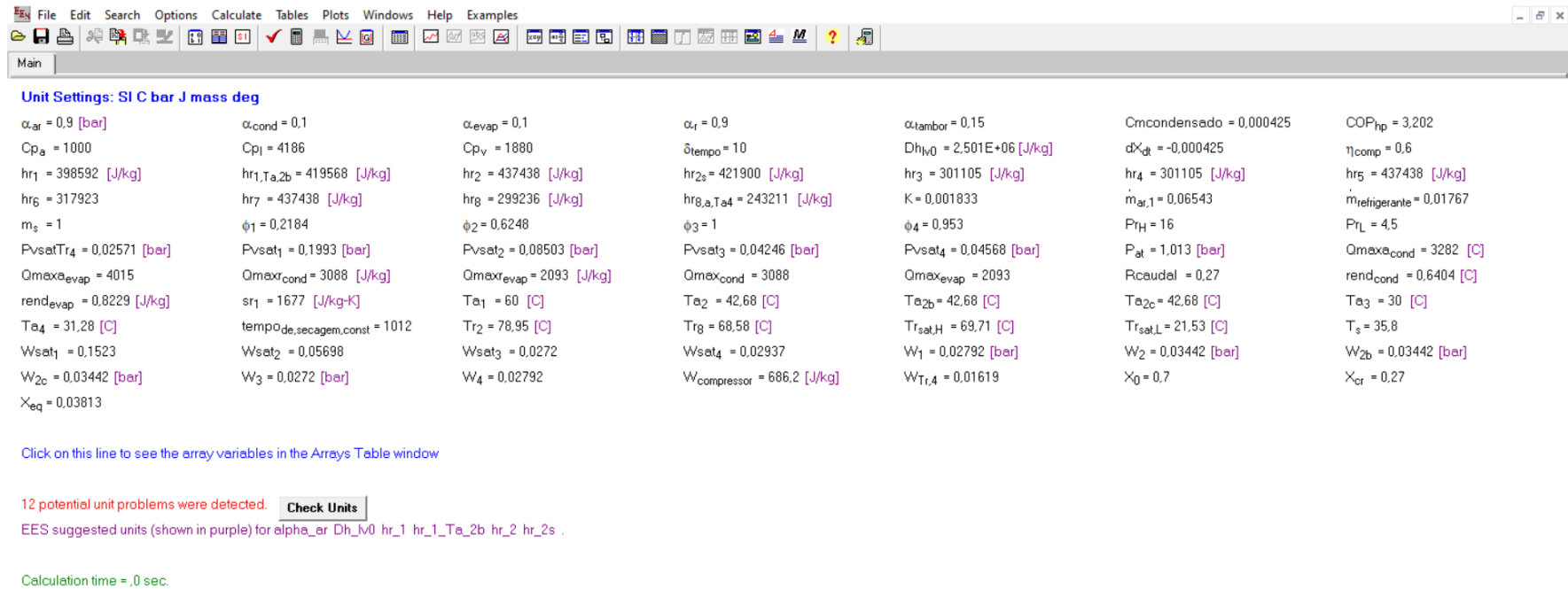


Figura B.1: Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa constante.

Tabela B.1: Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa constante (controlo da humidade da roupa durante este período).

Sort	1 tempo <sub>i</sub>	2 X <sub>i</sub>
[0]		0,7
[1]	10	0,6957
[2]	20	0,6915
[3]	30	0,6872
[4]	40	0,683
[5]	50	0,6787
[6]	60	0,6745
[7]	70	0,6702
[8]	80	0,666
[9]	90	0,6617
[10]	100	0,6575
[11]	110	0,6532
[12]	120	0,649
[13]	130	0,6447
[14]	140	0,6405
[15]	150	0,6362
[16]	160	0,632
[17]	170	0,6277
[18]	180	0,6235
[19]	190	0,6192
[20]	200	0,615
[21]	210	0,6107
[22]	220	0,6065
[23]	230	0,6022
[24]	240	0,598
[25]	250	0,5937
[26]	260	0,5895
[27]	270	0,5852
[28]	280	0,581
[29]	290	0,5767
[30]	300	0,5725
[31]	310	0,5682
[32]	320	0,564
[33]	330	0,5597
[34]	340	0,5555
[35]	350	0,5512
[36]	360	0,547
[37]	370	0,5427
[38]	380	0,5385
[39]	390	0,5342
[40]	400	0,53
[41]	410	0,5257
[42]	420	0,5215
[43]	430	0,5172
[44]	440	0,513
[45]	450	0,5087
[46]	460	0,5045
[47]	470	0,5002
[48]	480	0,496
[49]	490	0,4917
[50]	500	0,4875
[51]	510	0,4832
[52]	520	0,479
[53]	530	0,4747
[54]	540	0,4705
[55]	550	0,4662
[56]	560	0,462
[57]	570	0,4577
[58]	580	0,4535
[59]	590	0,4492

Tabela B.2: Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa constante (controlo da humidade da roupa durante este período (continuação)).

[60]	600	0,445
[61]	610	0,4407
[62]	620	0,4365
[63]	630	0,4322
[64]	640	0,428
[65]	650	0,4237
[66]	660	0,4195
[67]	670	0,4152
[68]	680	0,411
[69]	690	0,4067
[70]	700	0,4025
[71]	710	0,3982
[72]	720	0,394
[73]	730	0,3897
[74]	740	0,3855
[75]	750	0,3812
[76]	760	0,377
[77]	770	0,3727
[78]	780	0,3685
[79]	790	0,3642
[80]	800	0,36
[81]	810	0,3557
[82]	820	0,3515
[83]	830	0,3472
[84]	840	0,343
[85]	850	0,3387
[86]	860	0,3345
[87]	870	0,3302
[88]	880	0,326
[89]	890	0,3217

[90]	900	0,3175
[91]	910	0,3132
[92]	920	0,309
[93]	930	0,3047
[94]	940	0,3005
[95]	950	0,2962
[96]	960	0,292
[97]	970	0,2877
[98]	980	0,2835
[99]	990	0,2792
[100]	1000	0,275
[101]	1010	0,2707
[102]	1020	0,2665

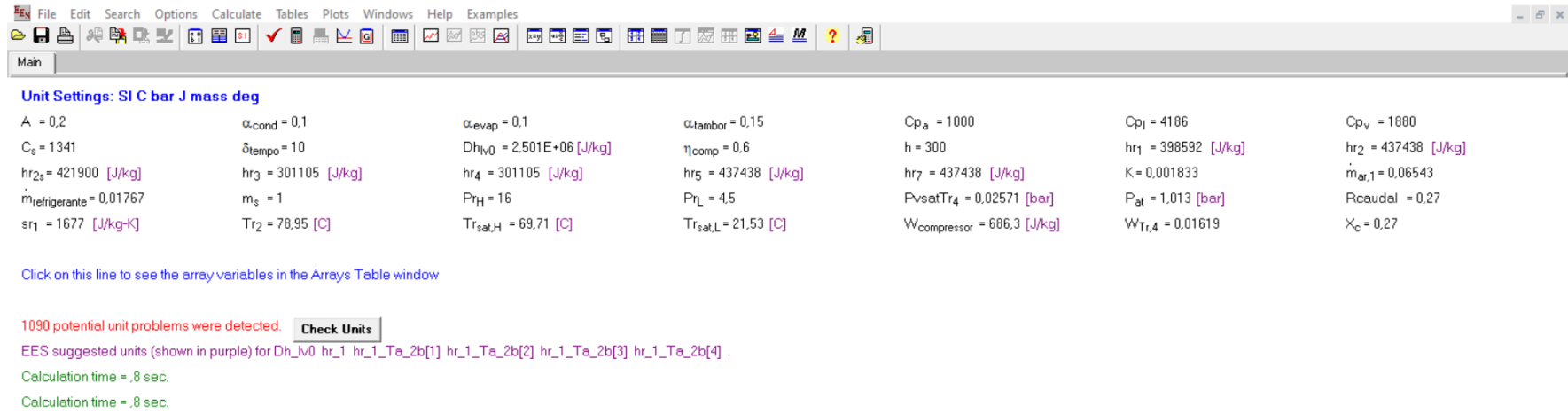


Figura B.2: Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente.

Tabela B.3: Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente (continuação 1).

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Sort	tempo <sub>i</sub>	T <sub>s,i</sub>	dTs <sub>dt,i</sub>	X <sub>i</sub>	dX <sub>dt,i</sub>	Ta <sub>1,i</sub>	Ta <sub>2,i</sub>	Ta <sub>3,i</sub>	Ta <sub>4,i</sub>	W <sub>1,i</sub>	W <sub>2,i</sub>	W <sub>3,i</sub>	W <sub>4,i</sub>	α <sub>ar,i</sub>	α <sub>r,i</sub>	hr <sub>6,i</sub>
[0]	0	35,8	-0,08154	0,27	-0,000425	60	42,68	30	31,28	0,02792	0,03442	0,0272	0,02792	0,9	0,9	317927
[1]	10	34,98	0,0038	0,2657	-0,000413	60	45,62	30	34,29	0,02962	0,03612	0,0272	0,02962	0,7287	0,8083	308986
[2]	20	35,02	-0,05117	0,2616	-0,000421	60	43,01	30	31,23	0,02785	0,03416	0,0272	0,02785	0,9066	0,9016	318226
[3]	30	34,51	0,01134	0,2574	-0,0004012	60	44,64	30	33,16	0,02894	0,03538	0,0272	0,02894	0,7868	0,8428	311127
[4]	40	34,62	-0,01949	0,2534	-0,0004034	60	43,21	30	31,05	0,02773	0,03386	0,0272	0,02773	0,9213	0,9069	319318
[5]	50	34,43	0,01791	0,2494	-0,0003895	60	44,21	30	32,14	0,02828	0,03445	0,0272	0,02828	0,851	0,8737	314033
[6]	60	34,61	0,001168	0,2455	-0,0003879	60	43,46	30	30,93	0,02764	0,03359	0,0272	0,02764	0,9319	0,9107	320170
[7]	70	34,62	0,02352	0,2416	-0,0003775	60	44,11	30	31,54	0,02792	0,03385	0,0272	0,02792	0,8921	0,892	316539
[8]	80	34,86	0,01446	0,2378	-0,000374	60	43,77	30	30,85	0,02758	0,03335	0,0272	0,02758	0,939	0,913	320726
[9]	90	35	0,0278	0,2341	-0,0003657	60	44,23	30	31,21	0,02773	0,03344	0,0272	0,02773	0,9161	0,9021	318324
[10]	100	35,28	0,02288	0,2304	-0,0003612	60	44,12	30	30,83	0,02755	0,03313	0,0272	0,02755	0,9421	0,9137	320892
[11]	110	35,51	0,03081	0,2268	-0,0003542	60	44,48	30	31,05	0,02763	0,03315	0,0272	0,02763	0,9284	0,9069	319313
[12]	120	35,81	0,02809	0,2233	-0,0003493	60	44,51	30	30,85	0,02753	0,03295	0,0272	0,02753	0,942	0,9129	320704
[13]	130	36,1	0,03277	0,2198	-0,000343	60	44,81	30	31	0,02758	0,03292	0,0272	0,02758	0,9332	0,9084	319630
[14]	140	36,42	0,0312	0,2163	-0,0003379	60	44,92	30	30,91	0,02754	0,03278	0,0272	0,02754	0,9396	0,9111	320255
[15]	150	36,74	0,03389	0,213	-0,0003321	60	45,19	30	31,02	0,02757	0,03273	0,0272	0,02757	0,9335	0,9077	319477
[16]	160	37,07	0,03291	0,2096	-0,000327	60	45,35	30	30,99	0,02755	0,03263	0,0272	0,02755	0,9358	0,9084	319646
[17]	170	37,4	0,0344	0,2064	-0,0003216	60	45,6	30	31,09	0,02757	0,03257	0,0272	0,02757	0,9311	0,9056	319040
[18]	180	37,75	0,03371	0,2032	-0,0003165	60	45,79	30	31,1	0,02757	0,03248	0,0272	0,02757	0,9311	0,9052	318958
[19]	190	38,08	0,03445	0,2	-0,0003113	60	46,03	30	31,18	0,02758	0,03242	0,0272	0,02758	0,9272	0,9028	318457
[20]	200	38,43	0,0339	0,1969	-0,0003064	60	46,23	30	31,21	0,02758	0,03234	0,0272	0,02758	0,926	0,9017	318247
[21]	210	38,77	0,03418	0,1938	-0,0003014	60	46,46	30	31,28	0,02759	0,03228	0,0272	0,02759	0,9226	0,8994	317816
[22]	220	39,11	0,03369	0,1908	-0,0002965	60	46,67	30	31,33	0,0276	0,0322	0,0272	0,0276	0,9207	0,8979	317550
[23]	230	39,45	0,03368	0,1878	-0,0002917	60	46,89	30	31,4	0,02761	0,03214	0,0272	0,02761	0,9177	0,8958	317169
[24]	240	39,78	0,03322	0,1849	-0,0002869	60	47,1	30	31,46	0,02761	0,03207	0,0272	0,02761	0,9156	0,8941	316885
[25]	250	40,12	0,03303	0,182	-0,0002823	60	47,31	30	31,52	0,02762	0,03201	0,0272	0,02762	0,9128	0,892	316545
[26]	260	40,45	0,03257	0,1792	-0,0002777	60	47,52	30	31,58	0,02763	0,03194	0,0272	0,02763	0,9106	0,8902	316264
[27]	270	40,77	0,03227	0,1764	-0,0002731	60	47,73	30	31,64	0,02763	0,03187	0,0272	0,02763	0,908	0,8882	315958
[28]	280	41,09	0,03181	0,1737	-0,0002686	60	47,93	30	31,7	0,02764	0,03181	0,0272	0,02764	0,9058	0,8864	315689
[29]	290	41,41	0,03145	0,171	-0,0002642	60	48,14	30	31,76	0,02764	0,03175	0,0272	0,02764	0,9034	0,8845	315412

Tabela B.4: Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente (continuação 2).

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Sort	tempo <sub>i</sub>	T <sub>s,i</sub>	dTs <sub>dt,i</sub>	X <sub>i</sub>	dX <sub>dt,i</sub>	Ta <sub>1,i</sub>	Ta <sub>2,i</sub>	Ta <sub>3,i</sub>	Ta <sub>4,i</sub>	W <sub>1,i</sub>	W <sub>2,i</sub>	W <sub>3,i</sub>	W <sub>4,i</sub>	α <sub>ar,i</sub>	α <sub>r,i</sub>	hr <sub>6,i</sub>
[30]	300	41,73	0,03099	0,1684	-0,0002599	60	48,34	30	31,82	0,02764	0,03168	0,0272	0,02764	0,9013	0,8826	315161
[31]	310	42,04	0,03059	0,1658	-0,0002556	60	48,54	30	31,88	0,02765	0,03162	0,0272	0,02765	0,8991	0,8807	314909
[32]	320	42,34	0,03013	0,1632	-0,0002514	60	48,73	30	31,94	0,02765	0,03156	0,0272	0,02765	0,8971	0,8789	314676
[33]	330	42,64	0,0297	0,1607	-0,0002472	60	48,92	30	32	0,02765	0,03149	0,0272	0,02765	0,8951	0,8771	314447
[34]	340	42,94	0,02925	0,1582	-0,0002431	60	49,11	30	32,06	0,02765	0,03143	0,0272	0,02765	0,8932	0,8754	314232
[35]	350	43,23	0,02881	0,1558	-0,0002391	60	49,3	30	32,11	0,02765	0,03137	0,0272	0,02765	0,8913	0,8736	314023
[36]	360	43,52	0,02836	0,1534	-0,0002351	60	49,48	30	32,17	0,02766	0,03131	0,0272	0,02766	0,8895	0,8719	313826
[37]	370	43,81	0,02792	0,1511	-0,0002312	60	49,66	30	32,22	0,02766	0,03125	0,0272	0,02766	0,8878	0,8702	313635
[38]	380	44,08	0,02748	0,1488	-0,0002274	60	49,84	30	32,27	0,02766	0,03119	0,0272	0,02766	0,8861	0,8685	313454
[39]	390	44,36	0,02704	0,1465	-0,0002236	60	50,02	30	32,33	0,02766	0,03113	0,0272	0,02766	0,8845	0,8669	313279
[40]	400	44,63	0,0266	0,1443	-0,0002198	60	50,19	30	32,38	0,02765	0,03107	0,0272	0,02765	0,883	0,8653	313112
[41]	410	44,9	0,02618	0,1421	-0,0002162	60	50,36	30	32,43	0,02765	0,03101	0,0272	0,02765	0,8815	0,8637	312952
[42]	420	45,16	0,02575	0,1399	-0,0002125	60	50,53	30	32,48	0,02765	0,03096	0,0272	0,02765	0,8801	0,8622	312798
[43]	430	45,42	0,02533	0,1378	-0,000209	60	50,69	30	32,52	0,02765	0,0309	0,0272	0,02765	0,8787	0,8607	312650
[44]	440	45,67	0,02491	0,1357	-0,0002055	60	50,85	30	32,57	0,02765	0,03084	0,0272	0,02765	0,8774	0,8592	312509
[45]	450	45,92	0,02449	0,1336	-0,000202	60	51,01	30	32,62	0,02765	0,03079	0,0272	0,02765	0,8761	0,8577	312373
[46]	460	46,16	0,02408	0,1316	-0,0001986	60	51,17	30	32,66	0,02764	0,03073	0,0272	0,02764	0,8748	0,8563	312242
[47]	470	46,4	0,02368	0,1296	-0,0001953	60	51,32	30	32,71	0,02764	0,03068	0,0272	0,02764	0,8737	0,8549	312116
[48]	480	46,64	0,02328	0,1277	-0,000192	60	51,47	30	32,75	0,02764	0,03062	0,0272	0,02764	0,8725	0,8535	311995
[49]	490	46,87	0,02289	0,1257	-0,0001887	60	51,62	30	32,79	0,02763	0,03057	0,0272	0,02763	0,8714	0,8522	311879
[50]	500	47,1	0,0225	0,1239	-0,0001855	60	51,76	30	32,84	0,02763	0,03052	0,0272	0,02763	0,8703	0,8508	311767
[51]	510	47,33	0,02212	0,122	-0,0001824	60	51,91	30	32,88	0,02763	0,03046	0,0272	0,02763	0,8693	0,8495	311659
[52]	520	47,55	0,02175	0,1202	-0,0001793	60	52,05	30	32,92	0,02762	0,03041	0,0272	0,02762	0,8683	0,8483	311555
[53]	530	47,77	0,02137	0,1184	-0,0001763	60	52,19	30	32,96	0,02762	0,03036	0,0272	0,02762	0,8673	0,847	311455
[54]	540	47,98	0,02101	0,1166	-0,0001733	60	52,32	30	33	0,02762	0,03031	0,0272	0,02762	0,8664	0,8458	311358
[55]	550	48,19	0,02065	0,1149	-0,0001704	60	52,46	30	33,03	0,02761	0,03026	0,0272	0,02761	0,8655	0,8446	311265
[56]	560	48,4	0,0203	0,1132	-0,0001675	60	52,59	30	33,07	0,02761	0,03021	0,0272	0,02761	0,8646	0,8434	311175
[57]	570	48,6	0,01995	0,1115	-0,0001646	60	52,72	30	33,11	0,0276	0,03016	0,0272	0,0276	0,8638	0,8423	311088
[58]	580	48,8	0,0196	0,1099	-0,0001618	60	52,85	30	33,14	0,0276	0,03012	0,0272	0,0276	0,863	0,8412	311004
[59]	590	48,99	0,01927	0,1082	-0,0001591	60	52,97	30	33,18	0,0276	0,03007	0,0272	0,0276	0,8622	0,8401	310923

Tabela B.5: Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente (continuação 3).

Sort	tempo <sub>i</sub>	T <sub>s,i</sub>	dTs <sub>dt,i</sub>	X <sub>i</sub>	dX <sub>dt,i</sub>	Ta <sub>1,i</sub>	Ta <sub>2,i</sub>	Ta <sub>3,i</sub>	Ta <sub>4,i</sub>	W <sub>1,i</sub>	W <sub>2,i</sub>	W <sub>3,i</sub>	W <sub>4,i</sub>	α <sub>ar,i</sub>	α <sub>r,i</sub>	hr <sub>6,i</sub>
[60]	600	49,19	0,01893	0,1067	-0,0001564	60	53,09	30	33,21	0,02759	0,03002	0,0272	0,02759	0,8615	0,839	310845
[61]	610	49,38	0,01861	0,1051	-0,0001537	60	53,22	30	33,25	0,02759	0,02998	0,0272	0,02759	0,8607	0,8379	310769
[62]	620	49,56	0,01828	0,1036	-0,0001511	60	53,33	30	33,28	0,02758	0,02993	0,0272	0,02758	0,86	0,8369	310696
[63]	630	49,75	0,01797	0,102	-0,0001485	60	53,45	30	33,31	0,02758	0,02989	0,0272	0,02758	0,8593	0,8359	310625
[64]	640	49,92	0,01766	0,1006	-0,000146	60	53,57	30	33,34	0,02757	0,02984	0,0272	0,02757	0,8587	0,8349	310556
[65]	650	50,1	0,01735	0,0991	-0,0001435	60	53,68	30	33,37	0,02757	0,0298	0,0272	0,02757	0,858	0,8339	310489
[66]	660	50,27	0,01705	0,09766	-0,000141	60	53,79	30	33,41	0,02757	0,02976	0,0272	0,02757	0,8574	0,833	310425
[67]	670	50,45	0,01675	0,09625	-0,0001386	60	53,9	30	33,43	0,02756	0,02972	0,0272	0,02756	0,8568	0,832	310362
[68]	680	50,61	0,01646	0,09487	-0,0001362	60	54	30	33,46	0,02756	0,02968	0,0272	0,02756	0,8562	0,8311	310302
[69]	690	50,78	0,01617	0,09351	-0,0001339	60	54,11	30	33,49	0,02755	0,02963	0,0272	0,02755	0,8557	0,8302	310243
[70]	700	50,94	0,01589	0,09217	-0,0001316	60	54,21	30	33,52	0,02755	0,02959	0,0272	0,02755	0,8551	0,8293	310186
[71]	710	51,1	0,01562	0,09085	-0,0001294	60	54,31	30	33,55	0,02754	0,02956	0,0272	0,02754	0,8546	0,8284	310131
[72]	720	51,25	0,01534	0,08956	-0,0001271	60	54,41	30	33,57	0,02754	0,02952	0,0272	0,02754	0,8541	0,8276	310077
[73]	730	51,41	0,01507	0,08829	-0,000125	60	54,51	30	33,6	0,02753	0,02948	0,0272	0,02753	0,8536	0,8268	310025
[74]	740	51,56	0,01481	0,08704	-0,0001228	60	54,61	30	33,63	0,02753	0,02944	0,0272	0,02753	0,8531	0,826	309975
[75]	750	51,71	0,01455	0,08581	-0,0001207	60	54,7	30	33,65	0,02753	0,0294	0,0272	0,02753	0,8527	0,8252	309926
[76]	760	51,85	0,0143	0,0846	-0,0001186	60	54,8	30	33,68	0,02752	0,02937	0,0272	0,02752	0,8522	0,8244	309878
[77]	770	52	0,01405	0,08342	-0,0001166	60	54,89	30	33,7	0,02752	0,02933	0,0272	0,02752	0,8518	0,8236	309832
[78]	780	52,14	0,0138	0,08225	-0,0001146	60	54,98	30	33,72	0,02751	0,02929	0,0272	0,02751	0,8513	0,8229	309787
[79]	790	52,27	0,01356	0,0811	-0,0001126	60	55,06	30	33,75	0,02751	0,02926	0,0272	0,02751	0,8509	0,8221	309743
[80]	800	52,41	0,01332	0,07998	-0,0001107	60	55,15	30	33,77	0,0275	0,02923	0,0272	0,0275	0,8505	0,8214	309701
[81]	810	52,54	0,01309	0,07887	-0,0001088	60	55,24	30	33,79	0,0275	0,02919	0,0272	0,0275	0,8501	0,8207	309660
[82]	820	52,67	0,01286	0,07778	-0,0001069	60	55,32	30	33,82	0,0275	0,02916	0,0272	0,0275	0,8498	0,82	309620
[83]	830	52,8	0,01264	0,07671	-0,0001051	60	55,4	30	33,84	0,02749	0,02912	0,0272	0,02749	0,8494	0,8193	309580
[84]	840	52,93	0,01241	0,07566	-0,0001033	60	55,48	30	33,86	0,02749	0,02909	0,0272	0,02749	0,849	0,8186	309542
[85]	850	53,05	0,0122	0,07463	-0,0001015	60	55,56	30	33,88	0,02748	0,02906	0,0272	0,02748	0,8487	0,818	309505
[86]	860	53,17	0,01198	0,07362	-0,00009972	60	55,64	30	33,9	0,02748	0,02903	0,0272	0,02748	0,8484	0,8174	309469
[87]	870	53,29	0,01177	0,07262	-0,000098	60	55,72	30	33,92	0,02747	0,029	0,0272	0,02747	0,848	0,8167	309434
[88]	880	53,41	0,01157	0,07164	-0,00009631	60	55,79	30	33,94	0,02747	0,02897	0,0272	0,02747	0,8477	0,8161	309400
[89]	890	53,53	0,01136	0,07068	-0,00009465	60	55,87	30	33,96	0,02747	0,02894	0,0272	0,02747	0,8474	0,8155	309367

Tabela B.6: Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente (continuação 4).

Sort	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	tempo <sub>i</sub>	T <sub>s,i</sub>	dT <sub>s,dt,i</sub>	X <sub>i</sub>	dX <sub>dt,i</sub>	Ta <sub>1,i</sub>	Ta <sub>2,i</sub>	Ta <sub>3,i</sub>	Ta <sub>4,i</sub>	W <sub>1,i</sub>	W <sub>2,i</sub>	W <sub>3,i</sub>	W <sub>4,i</sub>	α <sub>ar,i</sub>	α <sub>r,i</sub>	hr <sub>6,i</sub>
[90]	900	53,64	0,01116	0,06973	-0,00009302	60	55,94	30	33,98	0,02746	0,02891	0,0272	0,02746	0,8471	0,8149	309335
[91]	910	53,75	0,01097	0,0688	-0,00009141	60	56,01	30	33,99	0,02746	0,02888	0,0272	0,02746	0,8468	0,8143	309303
[92]	920	53,86	0,01077	0,06788	-0,00008983	60	56,08	30	34,01	0,02745	0,02885	0,0272	0,02745	0,8465	0,8138	309272
[93]	930	53,97	0,01059	0,06699	-0,00008828	60	56,15	30	34,03	0,02745	0,02882	0,0272	0,02745	0,8462	0,8132	309242
[94]	940	54,08	0,0104	0,0661	-0,00008676	60	56,22	30	34,05	0,02745	0,0288	0,0272	0,02745	0,846	0,8127	309213
[95]	950	54,18	0,01022	0,06524	-0,00008526	60	56,28	30	34,06	0,02744	0,02877	0,0272	0,02744	0,8457	0,8121	309185
[96]	960	54,28	0,01004	0,06438	-0,00008378	60	56,35	30	34,08	0,02744	0,02874	0,0272	0,02744	0,8455	0,8116	309157
[97]	970	54,38	0,009861	0,06355	-0,00008233	60	56,41	30	34,1	0,02744	0,02872	0,0272	0,02744	0,8452	0,8111	309130
[98]	980	54,48	0,009688	0,06272	-0,00008091	60	56,47	30	34,11	0,02743	0,02869	0,0272	0,02743	0,845	0,8106	309103
[99]	990	54,58	0,009517	0,06191	-0,00007951	60	56,54	30	34,13	0,02743	0,02867	0,0272	0,02743	0,8447	0,8101	309077
[100]	1000	54,67	0,00935	0,06112	-0,00007813	60	56,6	30	34,14	0,02743	0,02864	0,0272	0,02743	0,8445	0,8096	309052
[101]	1010	54,77	0,009186	0,06034	-0,00007678	60	56,66	30	34,16	0,02742	0,02862	0,0272	0,02742	0,8443	0,8091	309028
[102]	1020	54,86	0,009024	0,05957	-0,00007545	60	56,72	30	34,17	0,02742	0,02859	0,0272	0,02742	0,8441	0,8086	309004
[103]	1030	54,95	0,008866	0,05881	-0,00007415	60	56,77	30	34,19	0,02741	0,02857	0,0272	0,02741	0,8439	0,8082	308980
[104]	1040	55,04	0,00871	0,05807	-0,00007286	60	56,83	30	34,2	0,02741	0,02854	0,0272	0,02741	0,8437	0,8077	308958
[105]	1050	55,12	0,008557	0,05734	-0,0000716	60	56,88	30	34,22	0,02741	0,02852	0,0272	0,02741	0,8435	0,8073	308935
[106]	1060	55,21	0,008406	0,05663	-0,00007036	60	56,94	30	34,23	0,0274	0,0285	0,0272	0,0274	0,8433	0,8069	308914
[107]	1070	55,29	0,008259	0,05592	-0,00006914	60	56,99	30	34,24	0,0274	0,02848	0,0272	0,0274	0,8431	0,8064	308892
[108]	1080	55,38	0,008114	0,05523	-0,00006794	60	57,05	30	34,26	0,0274	0,02846	0,0272	0,0274	0,8429	0,806	308872
[109]	1090	55,46	0,007971	0,05455	-0,00006676	60	57,1	30	34,27	0,0274	0,02843	0,0272	0,0274	0,8427	0,8056	308851
[110]	1100	55,54	0,007831	0,05389	-0,00006561	60	57,15	30	34,28	0,02739	0,02841	0,0272	0,02739	0,8425	0,8052	308832
[111]	1110	55,62	0,007693	0,05323	-0,00006447	60	57,2	30	34,3	0,02739	0,02839	0,0272	0,02739	0,8424	0,8048	308812
[112]	1120	55,69	0,007558	0,05259	-0,00006335	60	57,25	30	34,31	0,02739	0,02837	0,0272	0,02739	0,8422	0,8044	308793
[113]	1130	55,77	0,007425	0,05195	-0,00006225	60	57,3	30	34,32	0,02738	0,02835	0,0272	0,02738	0,842	0,8041	308775
[114]	1140	55,84	0,007295	0,05133	-0,00006117	60	57,34	30	34,33	0,02738	0,02833	0,0272	0,02738	0,8419	0,8037	308757
[115]	1150	55,92	0,007166	0,05072	-0,00006011	60	57,39	30	34,34	0,02738	0,02831	0,0272	0,02738	0,8417	0,8033	308739
[116]	1160	55,99	0,00704	0,05012	-0,00005907	60	57,44	30	34,35	0,02737	0,02829	0,0272	0,02737	0,8416	0,803	308722
[117]	1170	56,06	0,006917	0,04953	-0,00005804	60	57,48	30	34,36	0,02737	0,02827	0,0272	0,02737	0,8414	0,8026	308705
[118]	1180	56,13	0,006795	0,04895	-0,00005703	60	57,53	30	34,38	0,02737	0,02826	0,0272	0,02737	0,8413	0,8023	308689
[119]	1190	56,2	0,006676	0,04838	-0,00005604	60	57,57	30	34,39	0,02737	0,02824	0,0272	0,02737	0,8411	0,8019	308673



Tabela B.7: Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente (continuação 5).

Sort	16 $hr_{6,i}$	17 $rend_{cond,i}$ [C]	18 $rend_{evap,i}$ [J/kg]	19 $COP_{hp,i}$	20 $Cm_{condensado}$	21 $X_{eq,i}$	22 $\phi_{1,i}$	23 $\phi_{2,i}$	24 $\phi_{3,i}$	25 $\phi_{4,i}$	26 $hr_{8,i}$
[0]	317927			3,202		0,03813		0,6248			299236
[1]	308986	0,6547	0,8034	2,876	0,000425	0,04046	0,2311	0,6539	1	0,8516	299236
[2]	318226	0,6401	0,8207	3,207	0,000413	0,03192	0,2179	0,533	1	0,9535	299236
[3]	311127	0,6493	0,8098	2,998	0,000421	0,03855	0,226	0,6303	1	0,8873	299236
[4]	319318	0,6393	0,8193	3,227	0,0004012	0,03332	0,2169	0,5557	1	0,959	299236
[5]	314033	0,6444	0,8127	3,108	0,0004034	0,03689	0,2211	0,6082	1	0,9189	299236
[6]	320170	0,6387	0,8177	3,24	0,0003895	0,03385	0,2163	0,5639	1	0,9629	299236
[7]	316539	0,6416	0,8133	3,173	0,0003879	0,03563	0,2184	0,5904	1	0,9391	299236
[8]	320726	0,6384	0,8156	3,248	0,0003775	0,03378	0,2158	0,5629	1	0,9652	299236
[9]	318324	0,64	0,8125	3,209	0,000374	0,03455	0,2169	0,5746	1	0,9506	299236
[10]	320892	0,6383	0,8133	3,251	0,0003657	0,03335	0,2156	0,5561	1	0,9654	299236
[11]	319313	0,6393	0,8109	3,226	0,0003612	0,03357	0,2162	0,5595	1	0,956	299236
[12]	320704	0,6384	0,8107	3,248	0,0003542	0,03272	0,2155	0,546	1	0,9637	299236
[13]	319630	0,6391	0,8087	3,232	0,0003493	0,03264	0,2159	0,5448	1	0,9572	299236
[14]	320255	0,6387	0,8079	3,241	0,000343	0,03199	0,2155	0,5341	1	0,9606	299236
[15]	319477	0,6392	0,8062	3,229	0,0003379	0,03176	0,2158	0,5304	1	0,9556	299236
[16]	319646	0,6391	0,8051	3,232	0,0003321	0,03123	0,2156	0,5214	1	0,9563	299236
[17]	319040	0,6395	0,8035	3,222	0,000327	0,03093	0,2158	0,5163	1	0,9521	299236
[18]	318958	0,6395	0,8023	3,22	0,0003216	0,03047	0,2157	0,5083	1	0,9512	299236
[19]	318457	0,6399	0,8007	3,212	0,0003165	0,03015	0,2158	0,5026	1	0,9475	299236
[20]	318247	0,6401	0,7995	3,208	0,0003113	0,02974	0,2158	0,4954	1	0,9456	299236
[21]	317816	0,6404	0,798	3,2	0,0003064	0,02941	0,2159	0,4894	1	0,9421	299236
[22]	317550	0,6406	0,7967	3,195	0,0003014	0,02904	0,216	0,4827	1	0,9397	299236
[23]	317169	0,6409	0,7952	3,187	0,0002965	0,02872	0,216	0,4767	1	0,9363	299236
[24]	316885	0,6412	0,7939	3,181	0,0002917	0,02837	0,2161	0,4704	1	0,9336	299236
[25]	316545	0,6415	0,7925	3,173	0,0002869	0,02806	0,2161	0,4646	1	0,9303	299236
[26]	316264	0,6418	0,7912	3,167	0,0002823	0,02775	0,2162	0,4586	1	0,9275	299236
[27]	315958	0,6421	0,7899	3,16	0,0002777	0,02746	0,2162	0,453	1	0,9243	299236
[28]	315689	0,6424	0,7886	3,154	0,0002731	0,02716	0,2163	0,4473	1	0,9214	299236
[29]	315412	0,6426	0,7873	3,147	0,0002686	0,02688	0,2163	0,4419	1	0,9183	299236

Tabela B.8: Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente (continuação 6).

Sort	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
	$hr_{6,i}$	$rend_{cond,i}$ [C]	$rend_{evap,i}$ [J/kg]	$COP_{hp,i}$	$Cm_{condensadc}$	$X_{eq,i}$	$\phi_{1,i}$	$\phi_{2,i}$	$\phi_{3,i}$	$\phi_{4,i}$	$hr_{8,i}$	
[30]	315161	0,6429	0,7861	3,14	0,0002642	0,02661	0,2163	0,4366	1	0,9153	299236	
[31]	314909	0,6432	0,7849	3,133	0,0002599	0,02635	0,2163	0,4314	1	0,9123	299236	
[32]	314676	0,6435	0,7837	3,127	0,0002556	0,02609	0,2164	0,4263	1	0,9094	299236	
[33]	314447	0,6438	0,7825	3,12	0,0002514	0,02585	0,2164	0,4214	1	0,9065	299236	
[34]	314232	0,644	0,7813	3,114	0,0002472	0,02561	0,2164	0,4166	1	0,9037	299236	
[35]	314023	0,6443	0,7802	3,108	0,0002431	0,02538	0,2164	0,4119	1	0,9009	299236	
[36]	313826	0,6445	0,779	3,102	0,0002391	0,02515	0,2164	0,4073	1	0,8981	299236	
[37]	313635	0,6448	0,7779	3,096	0,0002351	0,02493	0,2164	0,4029	1	0,8954	299236	
[38]	313454	0,645	0,7769	3,09	0,0002312	0,02472	0,2164	0,3985	1	0,8927	299236	
[39]	313279	0,6453	0,7758	3,084	0,0002274	0,02452	0,2164	0,3943	1	0,8901	299236	
[40]	313112	0,6455	0,7747	3,078	0,0002236	0,02432	0,2164	0,3902	1	0,8875	299236	
[41]	312952	0,6458	0,7737	3,073	0,0002198	0,02413	0,2164	0,3862	1	0,8849	299236	
[42]	312798	0,646	0,7727	3,067	0,0002162	0,02394	0,2164	0,3823	1	0,8824	299236	
[43]	312650	0,6462	0,7717	3,062	0,0002125	0,02376	0,2164	0,3785	1	0,88	299236	
[44]	312509	0,6465	0,7708	3,057	0,000209	0,02359	0,2163	0,3748	1	0,8776	299236	
[45]	312373	0,6467	0,7698	3,051	0,0002055	0,02341	0,2163	0,3711	1	0,8752	299236	
[46]	312242	0,6469	0,7689	3,046	0,000202	0,02325	0,2163	0,3676	1	0,8729	299236	
[47]	312116	0,6471	0,768	3,041	0,0001986	0,02309	0,2163	0,3642	1	0,8706	299236	
[48]	311995	0,6473	0,7671	3,037	0,0001953	0,02293	0,2163	0,3608	1	0,8684	299236	
[49]	311879	0,6475	0,7662	3,032	0,000192	0,02278	0,2162	0,3576	1	0,8662	299236	
[50]	311767	0,6477	0,7653	3,027	0,0001887	0,02263	0,2162	0,3544	1	0,8641	299236	
[51]	311659	0,6479	0,7645	3,022	0,0001855	0,02249	0,2162	0,3513	1	0,862	299236	
[52]	311555	0,6481	0,7636	3,018	0,0001824	0,02235	0,2162	0,3483	1	0,8599	299236	
[53]	311455	0,6483	0,7628	3,013	0,0001793	0,02221	0,2161	0,3453	1	0,8579	299236	
[54]	311358	0,6485	0,762	3,009	0,0001763	0,02208	0,2161	0,3425	1	0,8559	299236	
[55]	311265	0,6487	0,7612	3,005	0,0001733	0,02195	0,2161	0,3397	1	0,854	299236	
[56]	311175	0,6489	0,7605	3,001	0,0001704	0,02182	0,2161	0,3369	1	0,8521	299236	
[57]	311088	0,649	0,7597	2,997	0,0001675	0,0217	0,216	0,3343	1	0,8502	299236	
[58]	311004	0,6492	0,759	2,993	0,0001646	0,02158	0,216	0,3317	1	0,8484	299236	
[59]	310923	0,6494	0,7582	2,989	0,0001618	0,02147	0,216	0,3291	1	0,8466	299236	

Tabela B.9: Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente (continuação 7).

Sort	$hr_{6,i}$	$rend_{cond,i}$ [C]	$rend_{evap,i}$ [J/kg]	$COP_{hp,i}$	$Cmcondensadc$	$X_{eq,i}$	$\phi_{1,i}$	$\phi_{2,i}$	$\phi_{3,i}$	$\phi_{4,i}$	$hr_{8,i}$
[60]	310845	0,6495	0,7575	2,985	0,0001591	0,02135	0,2159	0,3266	1	0,8449	299236
[61]	310769	0,6497	0,7568	2,981	0,0001564	0,02124	0,2159	0,3242	1	0,8432	299236
[62]	310696	0,6499	0,7561	2,977	0,0001537	0,02114	0,2159	0,3219	1	0,8415	299236
[63]	310625	0,65	0,7555	2,974	0,0001511	0,02103	0,2158	0,3196	1	0,8398	299236
[64]	310556	0,6502	0,7548	2,97	0,0001485	0,02093	0,2158	0,3173	1	0,8382	299236
[65]	310489	0,6503	0,7541	2,967	0,000146	0,02083	0,2158	0,3151	1	0,8367	299236
[66]	310425	0,6505	0,7535	2,963	0,0001435	0,02073	0,2157	0,313	1	0,8351	299236
[67]	310362	0,6506	0,7529	2,96	0,000141	0,02064	0,2157	0,3109	1	0,8336	299236
[68]	310302	0,6507	0,7523	2,957	0,0001386	0,02055	0,2157	0,3089	1	0,8321	299236
[69]	310243	0,6509	0,7517	2,954	0,0001362	0,02046	0,2156	0,3069	1	0,8306	299236
[70]	310186	0,651	0,7511	2,95	0,0001339	0,02037	0,2156	0,3049	1	0,8292	299236
[71]	310131	0,6511	0,7505	2,947	0,0001316	0,02028	0,2156	0,303	1	0,8278	299236
[72]	310077	0,6513	0,7499	2,944	0,0001294	0,0202	0,2155	0,3012	1	0,8264	299236
[73]	310025	0,6514	0,7494	2,941	0,0001271	0,02012	0,2155	0,2994	1	0,8251	299236
[74]	309975	0,6515	0,7488	2,938	0,000125	0,02004	0,2155	0,2976	1	0,8238	299236
[75]	309926	0,6517	0,7483	2,936	0,0001228	0,01996	0,2154	0,2959	1	0,8225	299236
[76]	309878	0,6518	0,7478	2,933	0,0001207	0,01988	0,2154	0,2942	1	0,8212	299236
[77]	309832	0,6519	0,7473	2,93	0,0001186	0,01981	0,2154	0,2925	1	0,82	299236
[78]	309787	0,652	0,7468	2,927	0,0001166	0,01974	0,2153	0,2909	1	0,8188	299236
[79]	309743	0,6521	0,7463	2,925	0,0001146	0,01966	0,2153	0,2893	1	0,8176	299236
[80]	309701	0,6522	0,7458	2,922	0,0001126	0,0196	0,2153	0,2878	1	0,8164	299236
[81]	309660	0,6523	0,7453	2,92	0,0001107	0,01953	0,2152	0,2863	1	0,8153	299236
[82]	309620	0,6524	0,7448	2,917	0,0001088	0,01946	0,2152	0,2848	1	0,8142	299236
[83]	309580	0,6526	0,7444	2,915	0,0001069	0,0194	0,2152	0,2834	1	0,8131	299236
[84]	309542	0,6527	0,7439	2,912	0,0001051	0,01933	0,2151	0,282	1	0,812	299236
[85]	309505	0,6528	0,7435	2,91	0,0001033	0,01927	0,2151	0,2806	1	0,8109	299236
[86]	309469	0,6529	0,743	2,908	0,0001015	0,01921	0,2151	0,2792	1	0,8099	299236
[87]	309434	0,653	0,7426	2,906	0,00009972	0,01915	0,215	0,2779	1	0,8089	299236
[88]	309400	0,653	0,7422	2,903	0,000098	0,01909	0,215	0,2766	1	0,8079	299236
[89]	309367	0,6531	0,7418	2,901	0,00009631	0,01904	0,215	0,2754	1	0,8069	299236

Tabela B.10: Resultados obtidos a partir do código do programa do período de secagem a taxa decrescente (continuação 8).

Sort	$hr_{6,i}$	$rend_{cond,i}$ [C]	$rend_{evap,i}$ [J/kg]	$COP_{hp,i}$	$Cm_{condensad}$	$X_{eq,i}$	$\phi_{1,i}$	$\phi_{2,i}$	$\phi_{3,i}$	$\phi_{4,i}$	$hr_{8,i}$
[90]	309335	0,6532	0,7414	2,899	0,00009465	0,01898	0,215	0,2741	1	0,806	299236
[91]	309303	0,6533	0,741	2,897	0,00009302	0,01893	0,2149	0,2729	1	0,8051	299236
[92]	309272	0,6534	0,7406	2,895	0,00009141	0,01888	0,2149	0,2717	1	0,8041	299236
[93]	309242	0,6535	0,7402	2,893	0,00008983	0,01882	0,2149	0,2706	1	0,8032	299236
[94]	309213	0,6536	0,7398	2,891	0,00008828	0,01877	0,2148	0,2695	1	0,8024	299236
[95]	309185	0,6537	0,7395	2,889	0,00008676	0,01872	0,2148	0,2684	1	0,8015	299236
[96]	309157	0,6537	0,7391	2,887	0,00008526	0,01868	0,2148	0,2673	1	0,8007	299236
[97]	309130	0,6538	0,7387	2,886	0,00008378	0,01863	0,2148	0,2662	1	0,7998	299236
[98]	309103	0,6539	0,7384	2,884	0,00008233	0,01858	0,2147	0,2652	1	0,799	299236
[99]	309077	0,654	0,738	2,882	0,00008091	0,01854	0,2147	0,2642	1	0,7982	299236
[100]	309052	0,6541	0,7377	2,88	0,00007951	0,01849	0,2147	0,2632	1	0,7974	299236
[101]	309028	0,6541	0,7374	2,879	0,00007813	0,01845	0,2146	0,2622	1	0,7967	299236
[102]	309004	0,6542	0,7371	2,877	0,00007678	0,01841	0,2146	0,2613	1	0,7959	299236
[103]	308980	0,6543	0,7367	2,875	0,00007545	0,01836	0,2146	0,2603	1	0,7952	299236
[104]	308958	0,6543	0,7364	2,874	0,00007415	0,01832	0,2146	0,2594	1	0,7945	299236
[105]	308935	0,6544	0,7361	2,872	0,00007286	0,01828	0,2145	0,2585	1	0,7938	299236
[106]	308914	0,6545	0,7358	2,871	0,0000716	0,01824	0,2145	0,2576	1	0,7931	299236
[107]	308892	0,6545	0,7355	2,869	0,00007036	0,01821	0,2145	0,2568	1	0,7924	299236
[108]	308872	0,6546	0,7352	2,868	0,00006914	0,01817	0,2145	0,256	1	0,7917	299236
[109]	308851	0,6547	0,735	2,866	0,00006794	0,01813	0,2145	0,2551	1	0,7911	299236
[110]	308832	0,6547	0,7347	2,865	0,00006676	0,01809	0,2144	0,2543	1	0,7904	299236
[111]	308812	0,6548	0,7344	2,863	0,00006561	0,01806	0,2144	0,2535	1	0,7898	299236
[112]	308793	0,6549	0,7341	2,862	0,00006447	0,01802	0,2144	0,2528	1	0,7892	299236
[113]	308775	0,6549	0,7339	2,861	0,00006335	0,01799	0,2144	0,252	1	0,7886	299236
[114]	308757	0,655	0,7336	2,859	0,00006225	0,01796	0,2143	0,2513	1	0,788	299236
[115]	308739	0,655	0,7334	2,858	0,00006117	0,01793	0,2143	0,2505	1	0,7874	299236
[116]	308722	0,6551	0,7331	2,857	0,00006011	0,01789	0,2143	0,2498	1	0,7868	299236
[117]	308705	0,6551	0,7329	2,855	0,00005907	0,01786	0,2143	0,2491	1	0,7862	299236
[118]	308689	0,6552	0,7326	2,854	0,00005804	0,01783	0,2143	0,2485	1	0,7857	299236
[119]	308673	0,6552	0,7324	2,853	0,00005703	0,0178	0,2142	0,2478	1	0,7852	299236