

Análise experimental de um sistema de ar-condicionado solar

Francisco Correia de Oliveira Brandão de Menezes

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. Szabolcs Varga



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho 2017

Resumo

Nos últimos anos, tem havido um aumento substancial da energia consumida em climatização de espaços. Além disso, as fontes de energia utilizadas hoje em dia são insustentáveis, tanto de um ponto de vista ambiental como económico. A urgência que existe em reverter esta situação tem levado a uma maior necessidade em desenvolver sistemas de ar-condicionado cada vez mais eficientes e que utilizem fontes de energia renovável. Neste contexto surgiram as tecnologias de ar-condicionado solar, que se aproveitam do facto de quanto maior for a energia solar disponível, maiores serão também as necessidades de arrefecimento.

Assim, o presente trabalho visa a análise experimental do desempenho de um sistema inovador de ar-condicionado solar por ejeção (SOLAR-TDF). O sistema é inovador devido ao seu componente chave, o ejetor, que pode alterar a sua geometria para que o ciclo trabalhe com eficiência máxima, sob condições operacionais variáveis, algo que pode ser esperado em sistemas acionados por energia solar. Um dos objetivos do trabalho passa pela avaliação experimental do desempenho do sistema em condições reais para a produção de frio e por demonstrar o benefício que existe em utilizar ejetores de geometria variável, quando comparados com ejetores de geometria fixa.

O sistema é constituído por quatro subsistemas: campo solar (área de captação de 13 m²); ciclo ejetor de geometria variável; sistema de distribuição de energia térmica; e espaço a climatizar (área de 15 m²). O SOLAR-TDF está devidamente equipado com transdutores, permitindo a monitorização de temperaturas, pressões e caudais volumétricos durante o ensaio. Com base nos dados medidos calculam-se a potência calorífica trocada dentro do espaço, as potências caloríficas em jogo no funcionamento do ciclo, a potência solar incidente e útil e indicadores de desempenho, tais como o *COP*, o rendimento dos coletores, entre outros. Estes cálculos permitem fazer análises energéticas à instalação e aferir quanto ao seu desempenho.

Os ensaios experimentais com o SOLAR-TDF foram realizados em dois regimes de operação distintos: aquecimento e arrefecimento. Os testes em modo de aquecimento foram efetuados com condições meteorológicas típicas de inverno e de radiação solar intermitente devido a aguaceiros, durante o qual o sistema foi capaz de manter o espaço a 24°C das 10:40 h às 20:10 h. Esta boa capacidade do sistema em manter condições de conforto, mesmo em condições de pouca radiação solar, deve-se ao facto de a área dos coletores solares ter sido dimensionada para o modo de arrefecimento, tornando-a sobredimensionada para o modo de aquecimento.

Os vários testes em modo de arrefecimento foram efetuados com o intuito de compreender melhor o comportamento do ejetor de geometria variável, para várias condições operacionais. O ejetor instalado tem capacidade de alterar dois parâmetros geométricos de forma independente: razão de áreas com um “*spindle*” que condiciona diretamente a área de passagem do bocal primário (*SP*), e a posição da secção de saída do bocal primário (*NXP*). Dependendo das condições operacionais, foi verificado que existe sempre um valor de *SP* e de *NXP*, que maximiza o desempenho. De um modo geral, pôde-se concluir que a capacidade de alterar o posicionamento do *SP* foi a mais influente no *COP* e correspondeu a um aumento de desempenho de até 50%, face a um ejetor de geometria fixa.

Com base numa análise económica simplificada, concluiu-se também, que atualmente os sistemas de ar-condicionado solares não são competitivos com os sistemas convencionais elétricos, principalmente devido ao custo elevado dos coletores solares. Para que a utilização destes sistemas seja mais acessível para o consumidor comum, devem ser criados instrumentos fiscais, que tornem estes sistemas economicamente mais apelativos.

Experimental analysis of a solar air conditioning system

Abstract

In the last few years, there has been a substantial increase of energy consumption for air conditioning applications. Furthermore, the current trend concerning the usage of different energy sources is unsustainable, not only from an environmental point of view, but also from an economical perspective. There is an urge to revert this situation, which has led to the necessity of developing air conditioning systems that are more efficient and that are driven by renewable energy sources. In this context, several new solar air conditioning technologies have emerged, exploring the advantage of the intrinsic correlation between peak cooling load and peak solar radiation.

Thus, the present work aims the experimental performance analysis of the of an innovative ejector solar cooling cycle (SOLAR-TDF). The system is innovative due to the ejector component that is capable of changing its geometry such that it operates near optimal efficiency even under variable operating conditions, expected for systems running on solar energy. One of the main objectives of this work is the experimental evaluation of the system performance operating under real conditions for cooling applications, and to demonstrate the benefit of using a variable geometry design over fixed geometry ejectors.

The system is composed by four subsystems: the solar field (area of 13 m²); variable geometry ejector cycle; thermal energy distribution system; and air conditioned space (area of 15 m²). The installation SOLAR-TDF is equipped with several transducers, which allow the monitoring of system temperatures, pressures and flowrates during the operation. With these measured data, the amount of heat exchanged in the air conditioned space; the heat input and output of the cooling cycle; the incident and useful solar heat; and performance indicators, such as *COP* and solar collector efficiency can be determined. Thus, energy performance analysis of the installation can be carried out.

The experimental tests with the SOLAR-TDF were carried out under two different operating modes: heating and cooling. The heating tests were executed under typical winter weather conditions with intermittent solar radiation and scattered showers. During the test, the system was capable to maintain the space at 24°C from 10:40h until 20:10 h. This capability of maintaining thermal comfort the air conditioned space under poor solar radiation is due to the fact that the area of the solar field was designed for cooling mode, which can be considered excessive for the heating mode.

Several tests were conducted in cooling mode with the main objective of understanding the behaviour of the variable geometry ejector, when operating under variable conditions. The ejector installed in the system is capable of changing two geometrical factors: the area ratio through the positioning of a spindle, influencing the throat area of the primary nozzle (*SP*), and the primary nozzle exit position (*NXP*). Depending on the operating conditions, an optimal value for *SP* and for *NXP* can be identified, which maximize system performance. In general, it was found *SP* had the highest influence on the *COP*, with an increase of about 50% when compared to a fixed geometry ejector.

Based on a simplified economic analysis, it was concluded that the solar air conditioning systems are currently not competitive with the conventional vapour compression systems, mostly due to the high cost of the solar field. In order to make these systems more accessible to the consumer, adequate incentive policies should be implemented, so that they can become economically more attractive.

Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao meu orientador, Professor Szabolcs Varga, pela grande disponibilidade e auxílio durante toda a realização desta dissertação.

Gostaria também de agradecer ao Professor João Soares pela motivação e pela boa disposição ao longo do decorrer deste trabalho.

Por último, gostaria de agradecer à minha família e aos meus amigos, que me acompanharam e apoiaram durante este percurso académico.

Índice

1	Introdução	1
1.1	Estado da arte dos sistemas de ar-condicionado solar	1
1.2	Tecnologias existentes de ar-condicionado solar	4
1.3	Definição dos objetivos principais.....	9
1.4	Estrutura da dissertação	10
2	Ciclo de ejeção	11
2.1	Caracterização e classificação de ejetores	11
2.2	Ciclo de ejeção solar	14
2.3	Influência das condições operacionais no desempenho do ciclo de ejeção	16
2.4	Influência do fluido de trabalho no desempenho do ciclo de ejeção	19
2.5	Dimensionamento de ejetores para ciclo de ejeção.....	21
2.6	Conceito de ejetor de geometria variável.....	22
3	Descrição do sistema experimental SOLAR- TDF	25
3.1	Circuito solar	27
3.2	Ciclo de ejeção.....	27
3.3	Circuito de distribuição de calor ao gerador	29
3.4	Subsistema de distribuição de calor/frio ao ventilconvetor	30
3.5	Subsistema de dissipação de calor	30
3.6	Instrumentação.....	31
4	Resultados experimentais e Discussão.....	35
4.1	Resultados experimentais em modo de aquecimento	35
4.2	Resultados experimentais em modo de arrefecimento.....	40
4.3	Efeito de p_c no desempenho do ciclo frigorífico.....	45
4.4	Efeito do SP e do NXP no desempenho do ciclo	47
5	Análise simplificada de custos de sistemas de ar-condicionado solar	55
6	Conclusões gerais e sugestões para trabalhos futuros.....	65
	Anexo A: Catálogos consulados	68
	Referências	71

Abreviações e nomenclatura

Abreviações

CAM	Ejetor de área de mistura constante
CFC	Clorofluorcarbonetos
CFD	Computational fluid dynamics
CRMC	Ejetor de taxa constante de transferência de quantidade de movimento
CPC	Compound parabolic collector
CPM	Ejetor de mistura a pressão constante
ETC	Coletor térmico de tubos evacuados
FPC	Coletor térmico planos
GWP	Potencial de contribuição para o aquecimento global
HC	Hidrocarbonetos
HCFC	Hidroclorofluorcarbonetos
ODP	Potencial de contribuição para a degradação da camada de ozono
PTC	Parabolic trough collector
PV	Coletor fotovoltaico
TED	Sistema de transporte de energia
VGE	Ejetor de geometria variável

Nomenclatura

A_{nec}	Área necessária	[m ²]
$C_{\acute{a}rea}$	Custo dos coletores por unidade de área	[€/m ²]
C_{ciclo}	Custo do ciclo	[€]
C_{col}	Custo dos coletores	[€]
C_{ele}	Custo da eletricidade	[€/kWh]
c_{esp}	Custo específico	[€/kW]
C_I	Custo inicial	[€]
C_{sol}	Custo do subsistema solar	[€]
$C_{sol,\acute{a}rea}$	Custo do subsistema solar por unidade de área	[€/m ²]
C_o	Custos operacionais anuais	[€/ano]
c_o	Custos operacionais específicos	[€/kWh]
COP	Coeficiente de desempenho de ciclos frigoríficos	

c_p	Calor específico a pressão constante	[kJ/kg°C]
E	Energia térmica	[MJ]
ΔE_{Res}	Energia acumulada no reservatório	[MJ]
$F_R(\tau\alpha)$	Eficiência ótica	
$F_R U_L$	Coefficiente linear de perdas	[m ² K/W]
\dot{m}	Caudal mássico	[kg/s]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
I	Radiação solar	[W/m ²]
Ma	Número de Mach	
NXP	Posição da saída do bocal primário	[mm]
p	Pressão relativa	[bar]
P_{BC}	Tempo de retorno do investimento em relação a um sistema bomba de calor ár-água (<i>chiller</i>)	[anos]
$p_{c,cr}$	Pressão de condensação crítica	[bar]
P_{ele}	Potência elétrica	[kW]
P_{nom}	Potência nominal	[kW]
P_{split}	Tempo de retorno do investimento em relação a um sistema <i>split</i>	[anos]
\dot{Q}	Potência calorífica	[kW]
r_A	Razão de áreas	
s	Entropia específica	[kJ/kg°C]
SP	Posição do <i>spindle</i>	[mm]
T	Temperatura	[°C]
T^*	Temperatura modificada	[m ² K/W]
t_{aq}	Tempo de operação anual em modo de aquecimento	[h/ano]
t_{ar}	Tempo de operação anual em modo de arrefecimento	[h/ano]
$t_{aq,eq}$	Tempo equivalente de operação anual em modo de aquecimento	[h/ano]
\dot{V}	Caudal volumétrico	[m ³ /s]
\dot{W}	Trabalho	[kW]

Símbolos do alfabeto grego

γ	Coefficiente de expansão adiabática
η	Rendimento
λ	Taxa de arrastamento

ρ	Massa específica	[kg/m ³]
ρ_n	Massa específica em condições de referência	[kg/m ³]

Subscritos

<i>amb</i>	ambiente
<i>aq</i>	aquecimento
<i>arr</i>	arrefecimento
<i>b</i>	bomba
<i>BC</i>	Bomba de calor
<i>c</i>	condensador
<i>col</i>	coletor
<i>D</i>	Dissipação
<i>e</i>	evaporador
<i>ele</i>	elétrico
<i>FC</i>	Ventiloconvetor
<i>g</i>	gerador
<i>in</i>	entrada
<i>max</i>	máximo
<i>med</i>	médio
<i>min</i>	mínimo
<i>out</i>	saída
<i>P</i>	Perdas
<i>p</i>	primário
<i>s</i>	secundário
<i>sp</i>	Sistema de ar-condicionado <i>split</i>
<i>t</i>	total
<i>u</i>	útil
<i>w</i>	água

Índice de Figuras

Figura 1.1 - Contribuição de refrigeração por via solar na energia total consumida para refrigeração [1].....	2
Figura 1.2 – Evolução da produção de energia em Portugal até 2014, indicando a contribuição das fontes renováveis. Unidades em Mtoe [3].	2
Figura 1.3 – Fontes da energia primária consumida em Portugal até 2014, indicando as várias fontes de origem [3].	3
Figura 1.4 – Custos (\$/MWh _{th}) de aquecimento e refrigeração solar em comparação com os custos de eletricidade e gás [1].	4
Figura 1.5 – Classificação das tecnologias existentes de arrefecimento solar. Adaptado de [9].	5
Figura 1.6 – Esquema de um ciclo de absorção solar com um regenerador. Adaptado de [15].	7
Figura 1.7 – Distribuição de instalações de refrigeração solar em 2009. Adaptado de [18].	8
Figura 1.8 – Distribuição de tipos de coletores solares utilizados em aplicações de grande escala de refrigeração solar em 2009 [18]. FPC – Coletores solares planos; ETC – Coletores de tubos de vácuo; CPC – <i>Compound parabolic collectors</i> ; Ar – Coletores de ar; PTC – <i>Parabolic trough collectors</i>	9
Figura 2.1 – Geometria típica de um ejetor e distribuição da pressão estática no seu interior. Adaptado de [20].	11
Figura 2.2 – Curva característica do ejetor: taxa de arrastamento λ em função da pressão à saída. Adaptado de [24].	13
Figura 2.3 – Esquema de um ciclo de ejeção solar. Adaptado de [15].	14
Figura 2.4 – Diagrama p - h de um ciclo ideal de ejeção. Ordenadas em escala logarítmica. Adaptado de [27].	15
Figura 2.5 – Curvas características de um ejetor de geometria fixa para diferentes valores de T_g e $T_e = 10$ °C de um ciclo de ejeção de R600a. A linha a tracejado representa situações de funcionamento com $p_c = 510$ kPa. Adaptado de [24].	18
Figura 2.6 – Mapa de um ciclo de ejeção com ejetor de geometria fixa, indicando os pontos de operação críticos em função da temperatura de geração (T_{boiler}), temperatura de evaporação (T_{evap}) e pressão crítica de condensação (Critical condenser pressure) [33].	19
Figura 2.7 – Processo de expansão de refrigerantes no bocal primário. (a) Fluido de vaporização húmida; (b) Fluido de vaporização seca [35].	20
Figura 2.8 – Geometria típica de um ejetor com as dimensões típicas, a serem determinadas, assinaladas. Adaptado de [31].	21
Figura 2.9 – Solução construtiva de um ejetor de geometria variável, através da utilização de um fuso, proposto por Ma et al. [44].	22
Figura 2.10 – Curvas características de um ejetor a operar com $T_g = 90$ °C e $T_e = 10$ °C para vários valores de r_A [31].	23

Figura 2.11 – Mapa de funcionamento de um ciclo de ejeção de R152a com ejetor de geometria variável. Os pontos de funcionamento críticos são apresentados para várias posições do fuso (<i>Spindle</i>) e para várias condições operacionais [24].	23
Figura 3.1 – Edifícios da instalação experimental SOLAR-TDF. À esquerda encontra-se o espaço a climatizar e à direita a casa das máquinas, ainda vazia [47].	25
Figura 3.2 – Esquema da instalação hidráulica do SOLAR-TDF [47].	26
Figura 3.3 – Esquema 3D da instalação SOLAR-TDF, indicando os componentes principais: coletores solares (“Collector field”); espaço climatizado (“Air conditioned space”); sala das máquinas (“Equipment room”); dissipador de calor (“Heat dissipater”); e ciclo de ejeção (“VGE cycle”) [47].	26
Figura 3.4 – Esquema hidráulico do circuito solar [47].	27
Figura 3.5 – Esquema do ciclo de ejeção da instalação SOLAR-TDF e instrumentação utilizada. Adaptada de [49].	28
Figura 3.6 – Ciclo de ejeção da instalação SOLAR-TDF, com identificação dos componentes principais [48].	29
Figura 3.7 – Sistema de distribuição de calor ao gerador [47].	29
Figura 3.8 – Esquema hidráulico do sistema de distribuição de calor ou frio ao ventiloinveter [47].	30
Figura 3.9 – Esquema hidráulico do sistema de dissipação de calor [47].	31
Figura 3.10 – Sistema de aquisição de dados instalado dentro do espaço a climatizar.	32
Figura 3.11 – Janela do programa em LabVIEW, onde é possível monitorizar o sistema, controlar <i>SP</i> e <i>NXP</i> e o ligar e deligar de bombas.	32
Figura 3.12 – Detetor de fugas de R600a (isobutano) colocado no chão da casa das máquinas.	34
Figura 4.1 – Evolução das temperaturas ambiente (T_{amb}), do espaço a climatizar (T_{casa}) e à entrada dos coletores ($T_{Coletores_entrada}$) durante a experiência. Também se encontram representados os períodos de tempo em que a bomba de distribuição de calor ao ventiloinveter (Bomba FC) esteve ligada.	37
Figura 4.2 – Radiação solar incidente nos coletores solares durante a experiência. Evolução bastante irregular devido à existência de aguaceiros.	37
Figura 4.3 – Curva teórica do rendimento dos coletores solares utilizados.	38
Figura 4.4 – Comportamento do Sistema durante a experiência. (a) Evolução da temperatura ambiente (T_{amb}), espaço (T_{casa}) e da radiação solar incidente (I). (b) Evolução da temperatura do gerador (T_g), do condensador (T_c) e do evaporador (T_e). (c) Evolução do calor incidente nos coletores (Q_s), da potência solar útil (Q_u) e da potência debitada pelo ventiloinveter (Q_{FC}). (d) Estado da bomba do ciclo.	43
Figura 4.5 – Evoluções de COP e COP_{ele} durante o dia.	45
Figura 4.6 – Taxa de arrastamento, λ , em função da pressão de condensação, p_c . $p_g = 10$ bar, $p_e = 1$ bar, $SP = 6,5$ mm e $NXP = 5$ mm.	46
Figura 4.7 – COP em função da pressão de condensação, p_c . $p_g = 10$ bar, $p_e = 1$ bar, $SP = 6,5$ mm e $NXP = 5$ mm.	47

Figura 4.8 – Valores médios de COP e λ em função das pressões de condensação, p_c , impostas. $p_g = 10$ bar, $p_e = 1$ bar, $SP = 6,5$ mm e $NXP = 5$ mm.	47
Figura 4.9 – Valores de \dot{m}_p em função da posição de SP para uma pressão de geração, p_g , de 11 bar. Restantes condições: $p_e = 1$ bar, $p_c = 3$ bar e $NXP = 5$ mm.	49
Figura 4.10 – Valores de λ e COP em função da posição de SP para uma pressão de geração, $p_g = 11$ bar, $p_e = 1$ bar, $p_c = 3$ bar e $NXP = 5$ mm.	49
Figura 4.11 – Valores de \dot{m}_p em função da posição de SP para uma pressão de geração, $p_g = 10$ bar, $p_e = 1$ bar, $p_c = 3$ bar e $NXP = 5$ mm.	50
Figura 4.12 – Valores de λ e COP em função da posição de SP para uma pressão de geração, p_g , de 10 bar. Restantes condições: $p_e = 1$ bar, $p_c = 3$ bar e $NXP = 5$ mm.	50
Figura 4.13 – Valores de \dot{m}_p em função da posição de SP para uma pressão de geração, $p_g = 9$ bar, $p_e = 1$ bar, $p_c = 3$ bar e $NXP = 5$ mm.	51
Figura 4.14 – Valores de λ e COP em função da posição de SP para uma pressão de geração, p_g , de 9 bar. Restantes condições: $p_e = 1$ bar, $p_c = 3$ bar e $NXP = 5$ mm.	51
Figura 4.15 – Valores de \dot{m}_p e \dot{m}_s em função da posição do NXP . Condições: $SP = 6$ mm, $p_g = 10$ bar, $p_e = 1$ bar, $p_c = 3$ bar.	52
Figura 4.16 – Valores de λ e COP em função da posição de NXP . Condições: $SP = 6$ mm, $p_g = 10$ bar, $p_e = 1$ bar, $p_c = 3$ bar.	52
Figura 5.1 – Contribuição do custo de cada sistema no custo total de um ciclo de ejeção solar.	57
Figura A.1 – Ficha técnica do ciclo de absorção solar Rotartica.	68
Figura A.2 – Ficha técnica do sistema split analisado da marca Mitsubishi.	69
Figura A.3 – Ficha técnica do chiller analisado da marca Daikin.	70

Índice de Tabelas

Tabela 1.1 – Quadro resumo com valores típicos de desempenho e de temperatura de geração de sistemas de refrigeração solar para ar-condicionado	8
Tabela 2.1 – Quadro resumo da influência da variação das várias condições operacionais no desempenho do ciclo de ejeção.	18
Tabela 2.2 – Fluidos considerados em [34] como possíveis escolhas para ciclos subcríticos de ejeção e respectivas propriedades. Dados retirados de [14, 34].	20
Tabela 4.1 – Hora de início e fim da experiência. Indicação do período de tempo em que me ausentei devido a almoço.	35
Tabela 4.2 – Resumo das condições meteorológicas durante a experiência no dia 23 de março de 2017 no Porto.	36
Tabela 4.3 – Valores médios de potência solar útil (\dot{Q}_u), rendimento solar (η_{col}) e potência de aquecimento trocada no ventiloinveter do espaço (\dot{Q}_{FC}) obtidos durante a experiência. Médias calculadas considerando o tempo total da experiência.	39
Tabela 4.4 – Valores de energia solar (E_{Solar}), energia introduzida no espaço pelo ventiloinveter (E_{FC}), energia dissipada (E_D) e energia acumulada no reservatório desde o início da experiência (ΔE_{Res}). Valores de E_{Solar} e E_{FC} obtidos, integrando as respectivas potências para o período de tempo da experiência.	39
Tabela 4.5 – Valores de energia solar (E_{Solar}), energia introduzida no espaço pelo ventiloinveter (E_{FC}), energia dissipada (E_D) e energia acumulada no reservatório desde o início da experiência (ΔE_{Res}). Valores de E_{Solar} e E_{FC} obtidos, integrando as respectivas potências para o período de tempo desde o início da experiência até às 11:52 h, altura em que se desligou pela primeira vez o ventiloinveter do espaço a climatizar.	40
Tabela 4.6 – Resumo das condições meteorológicas ao longo da experiência.	41
Tabela 4.7 – Condições de p_g , SP e NXP durante a experiência.	42
Tabela 4.8 – Valores médios das potência solar incidente nos coletores, potência útil, rendimento dos coletores e potência frigorífica debitada pelo ventiloinveter. Valor médio da potência debitada pelo ventiloinveter calculada considerando apenas os períodos de tempo em que o ciclo esteve em funcionamento.	42
Tabela 4.9 – Medidores médios de desempenho durante a experiência. Valores de energia solar útil total e energia frigorífica total trocada no interior do espaço ao longo da experiência.	45
Tabela 4.10 – Condições de p_g , p_e , SP e NXP impostas durante o funcionamento do ciclo. ...	46
Tabela 5.1 – Custos do protótipo do ciclo de ejeção solar com potência nominal de 2 kW _{th} e estimativa do custo do mesmo ciclo produzido em massa.	55
Tabela 5.2 – Análise de custos de coletores solares planos (FPC) e de tubos de vácuo (ETC)	56
Tabela 5.3 – Custos do sistema de distribuição de calor do protótipo no SOLAR-TDF.	56
Tabela 5.4 – Estimativa de custos de um ciclo de ejeção solar com potência nominal de 2 kW _{th}	57
Tabela 5.5 – Preços e principais características do sistema de ejeção solar de potência frigorífica nominal de 5 kW.	58

Tabela 5.6 – Custos operacionais específicos de aquecimento e arrefecimento do protótipo de 2 kW _{th}	58
Tabela 5.7 – Preços e características dos sistemas de potência frigorífica de 5 kW considerados	59
Tabela 5.8 – Tempos de operação anuais de sistemas de climatização de casas em Lisboa adaptados de [5]	60
Tabela 5.9 – Custos operacionais anuais de cada sistema	60
Tabela 5.10 – Tempos de retorno de investimento (<i>payback times</i>) dos sistemas solares em relação aos sistemas alternativos elétricos	62
Tabela 5.11 – <i>Kit</i> de painéis fotovoltaicos escolhido para o acionamento da bomba de calor em análise. Dados técnicos retirados de [63], preço pedido por consulta telefónica.....	63
Tabela 5.12 – Comparação de custos iniciais e operacionais entre o ciclo de ejeção e bomba de calor com fotovoltaicos de potência frigorífica de 5 kW _{th}	63

1 Introdução

1.1 Estado da arte dos sistemas de ar-condicionado solar

Nos últimos anos, o desenvolvimento de sistemas de ar-condicionado, cada vez mais eficientes e competitivos, acionados por energias renováveis, tem tido uma importância acrescida, devido à necessidade global que existe em diminuir a emissão de gases que causem o efeito de estufa na nossa atmosfera [1]. Em particular, os sistemas acionados por energia solar aproveitam-se de o facto de o sol ser uma fonte de energia inesgotável, com a singularidade de quanto maior for a energia solar disponível, maior será a necessidade de arrefecimento de um espaço.

Esta oportunidade fica especialmente ilustrada, se tiver-se em conta que em 2013 um terço de toda a eletricidade consumida nas grandes metrópoles de todo o mundo era utilizada para o acionamento de sistemas de ar-condicionado e de refrigeração, sendo que cerca 80% da eletricidade é gerada por queima de combustíveis fósseis [2]. A urgência em diminuir estes números tem levado ao crescer de pressão sobre a comunidade internacional de promover mais soluções sustentáveis, apoiando programas de desenvolvimento e investigação e aplicando medidas a nível fiscal, que deem vantagens competitivas aos sistemas acionados por energias renováveis face aos sistemas convencionais.

A *International Energy Agency* é uma das organizações mundiais que se dedica ao estudo e análise destes temas. A cada três anos publica um documento chamado “*Technology Roadmaps*” onde é feita uma análise da situação atual do mercado energético e onde são traçados objetivos específicos futuros discriminados por país, que se esperam que sejam cumpridos no prazo de 50 anos. O documento publicado em 2012 relativo a aquecimento e refrigeração solar [1] (Figura 1.1) apresenta uma previsão da energia consumida para o arrefecimento de espaços e a respetiva contribuição do arrefecimento solar. Como podemos ver, em 2010 a energia total anual utilizada para efeitos de refrigeração de espaços era de cerca de 3,5 EJ, sendo que a contribuição percentual de refrigeração solar foi quase nula. Além disso, prevê-se que o consumo de energia mundial com o fim de refrigerar espaços continue a crescer até um valor previsto de cerca de 9 EJ no ano de 2050, devido em grande parte à evolução prevista dos países em desenvolvimento. Por outro lado, prevê-se também que a contribuição da refrigeração solar na energia final consumida para efeitos de arrefecimento de espaços tenha um comportamento exponencial, atingindo o valor de 17% em 2050.

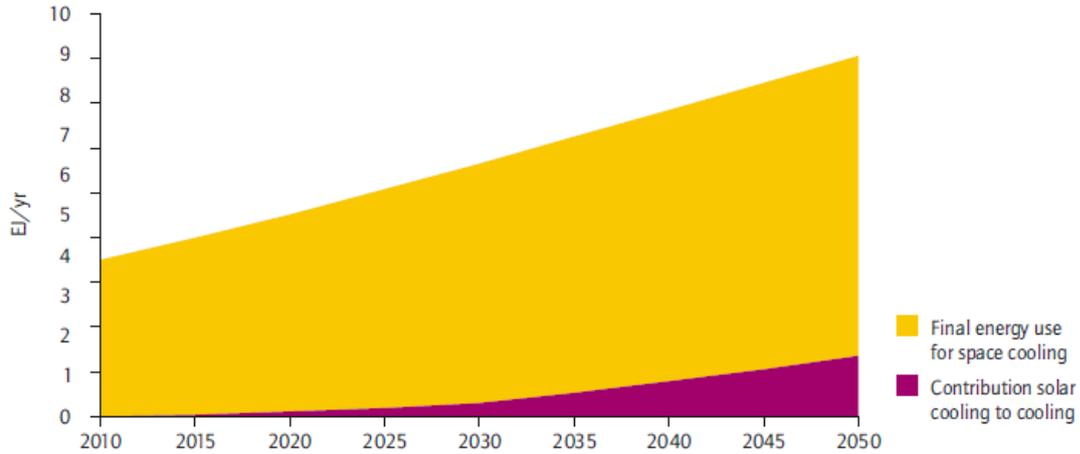


Figura 1.1 - Contribuição de refrigeração por via solar na energia total consumida para refrigeração [1].

De forma a contextualizar mais especificamente a situação em Portugal relativamente à produção e consumo de energia, considere-se as Figura 1.2 e 1.3. Como se vê, as fontes de energia produzidas em Portugal têm-se diversificado, com uma aposta clara em energias renováveis, mais particularmente em energia solar e especialmente em eólica a partir de 2003, que em 2014 atingiu o valor de 18,5% da energia total produzida. Por outro lado, se tivermos em conta o consumo de energia primária em Portugal, apercebe-se que a energia é predominantemente importada (73%) e que grande parte desta é de origem fóssil (74,3%). Mais uma vez, é notória a tendência de diversificação das fontes da energia consumida a partir de 2003, com uma conseqüente descida da dependência na energia de origem de combustíveis fósseis. Esta tendência vai de encontro com a estratégia definida pelo governo português relativamente ao sector energético, que passa pela criação de condições que permitam a redução da emissão de gases de efeito de estufa, diversificação das fontes de energia primária para assegurar maior segurança fornecimento de energia e por último, o aumento de eficiência energética com o objetivo de haver um aumento de competitividade económica do país [1].

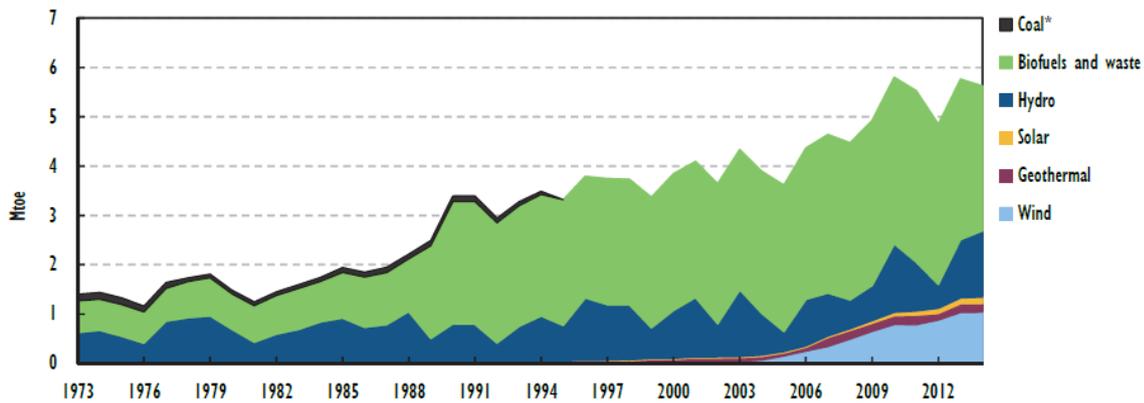


Figura 1.2 – Evolução da produção de energia em Portugal até 2014, indicando a contribuição das fontes renováveis. Unidades em Mtoe¹ [3].

¹ Milhões de toneladas equivalentes de petróleo.

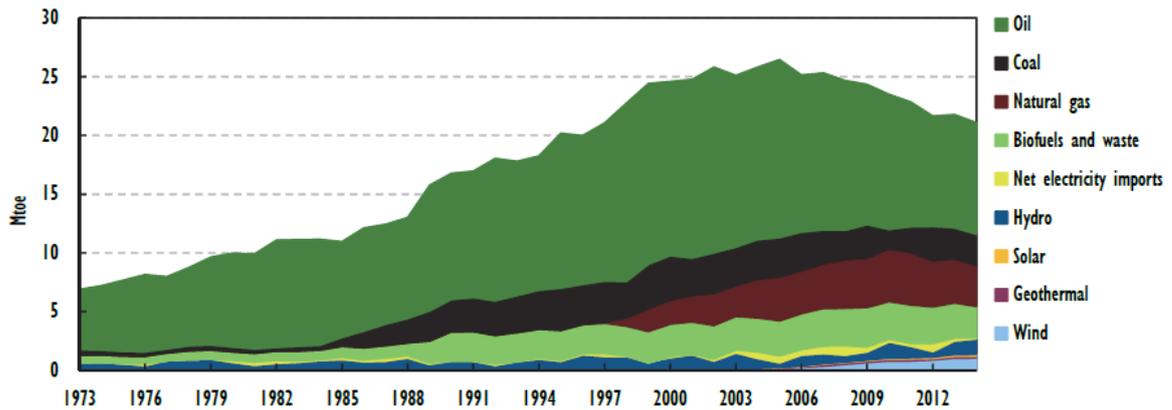


Figura 1.3 – Fontes da energia primária consumida em Portugal até 2014, indicando as várias fontes de origem [3].

A tendência de haver cada vez mais uma aposta em sistemas de ar-condicionado solar é, portanto, inquestionável e a grande razão pela qual hoje em dia ainda não existe uma implementação mais generalizada destes sistemas é transversal a todas tecnologias solares: os custos iniciais são muito altos comparativamente aos sistemas convencionais. Os sistemas de ar-condicionado solar são geralmente mais complexos que os sistemas convencionais e exigem um maior investimento em equipamento, começando desde logo pelos coletores solares. Além disso, em países onde o custo de mão-de-obra é alto e onde existe pouca competitividade no mercado, os custos de mão-de-obra podem chegar aos 50% dos custos totais, o que faz com que estas tecnologias solares não beneficiem de economias de escala da mesma forma como outras tecnologias convencionais [1]. Este problema também se prende com o facto de sobretudo a refrigeração solar ser uma tecnologia emergente e ainda não haver standardização suficiente, o que leva à necessidade de a mão-de-obra ter de ser altamente qualificada para poder instalar e fazer a manutenção destes sistemas [1]. Por outro lado, como estes sistemas funcionam através de uma fonte de energia gratuita, a poupança anual em energia pode em certos casos originar tempos de retorno do investimento curtos (7 a 12 anos nos casos analisados por Tsoutsos et al. [4]).

Outro aspeto a ter em conta é o facto de estes sistemas serem altamente dependentes das condições climáticas do local onde são aplicados, já que a radiação solar anual varia de local para local, favorecendo os países tendencialmente mais quentes e menos chuvosos. Mateus e Oliveira [5] estudaram a aplicabilidade de um sistema solar integrado de refrigeração por absorção e de aquecimento numa casa de família nas cidades de Berlim, Lisboa e Roma, fazendo uma análise económica e energética baseada num modelo matemático. Tendo em conta as considerações feitas, concluiu-se que apenas no sistema instalado em Roma se conseguiria obter custos energéticos mais baixos através do sistema de absorção do que através de sistemas convencionais no prazo considerado de 20 anos.

Na Figura 1.4 compara-se o custo (em \$/MWh_{th}) de produção de aquecimento e arrefecimento através de tecnologias solares com os intervalos genéricos dos preços de eletricidade e de gás. Como se vê, existe uma grande dependência da rentabilidade destes sistemas consoante a tecnologia utilizada e no caso da refrigeração solar, grande parte das aplicações ainda não podem ser consideradas economicamente rentáveis.

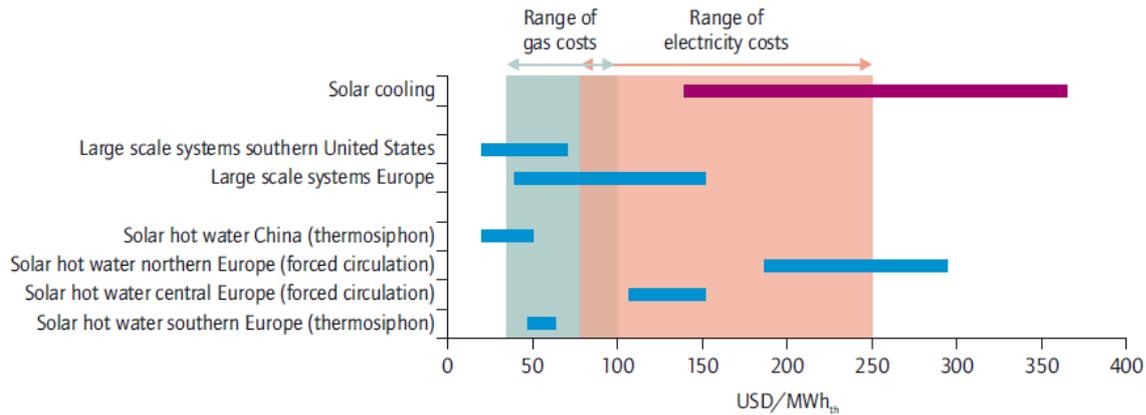


Figura 1.4 – Custos (\$/MWh_{th}) de aquecimento e refrigeração solar em comparação com os custos de eletricidade e gás [1].

A implementação de tecnologias de refrigeração solar em substituição de tecnologias convencionais de refrigeração é inevitável no futuro e que para tal aconteça, deve haver um investimento suplementar na investigação e desenvolvimento desta área [1]. Este esforço deve ser direcionado sobretudo ao desenvolvimento de sistemas de pequeno porte e de baixo custo para que se tornem mais eficientes e mais acessíveis ao consumidor comum [1]. Também se deve tentar desenvolver tecnologias que permitam sistemas híbridos e sistemas integrados de aquecimento e arrefecimento, de forma a torna-los mais compactos e eficientes [1, 5, 6]. No curto prazo, Nkwetta e Sandercock [7] realçam a necessidade que existe em se criar incentivos e benefícios fiscais para a comercialização e rentabilidade destes sistemas ser possível em maior quantidade. Por fim, deve-se também apostar na standardização, algo que se tem provado complicado devido à variabilidade do clima [8], na certificação de sistemas e na criação de material apropriado de treino para instaladores e engenheiros das tecnologias de refrigeração solar, no sentido de uniformizar a tecnologia e baixar custos de mão-de-obra e manutenção [1].

1.2 Tecnologias existentes de ar-condicionado solar

As tecnologias de refrigeração solar podem ser classificadas em dois grandes grupos: sistemas acionados termicamente, que funcionam através de coletores solares térmicos; e sistemas acionados eletricamente, que por sua vez funcionam através de painéis fotovoltaicos, tal como está representado na Figura 1.5 [9].

Os sistemas acionados termicamente podem ser considerados sistemas de sorção ou de compressão termomecânica de vapor. Dentro dos ciclos de sorção existem ciclos abertos e fechados, sendo que os ciclos abertos são sistemas dessecantes, líquidos ou sólidos. Os ciclos fechados podem ser sistemas frigoríficos de absorção ou adsorção. Os ciclos termomecânicos incluem o ciclo ejetor e o ciclo Rankine. Dependendo da tecnologia, os sistemas acionados termicamente necessitam de uma temperatura de geração pertencente à gama de baixa temperatura (70-100 °C), média (100-150 °C) ou alta (> 150 °C). Geralmente, os coletores utilizados para a obtenção de temperaturas de geração de gama baixa são os coletores solares planos (FPC) ou de tubos de vácuo (ETC). Se for necessário obter temperaturas de gama média, dever-se-á optar por coletores de tubos de vácuo ou *compound parabolic collectors* (CPC). Os *parabolic trough collectors* (PTC) permitem obter temperaturas de gama alta, que podem ser interessantes para sistemas acionados termicamente mais exigentes.

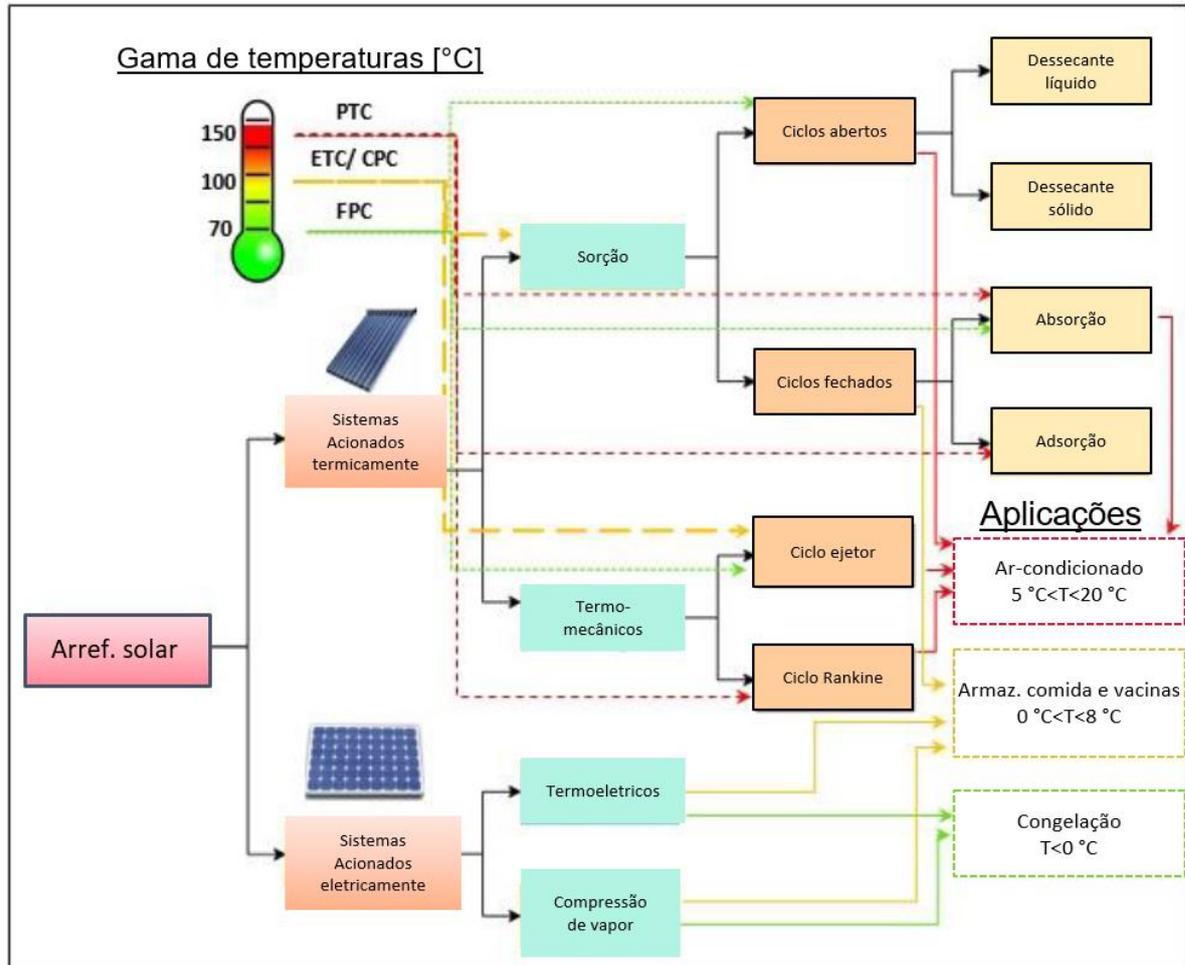


Figura 1.5 – Classificação das tecnologias existentes de arrefecimento solar. Adaptado de [9].

Dentro dos sistemas acionados eletricamente os ciclos de compressão de vapor convencionais são os mais comuns, mas que em vez de serem acionados por uma fonte tradicional de eletricidade, utilizam energia elétrica produzida em painéis fotovoltaicos. Os ciclos de compressão de vapor mais utilizados são os simples, já que as potências frigoríficas necessárias para as aplicações em causa não justificam a utilização de sistemas com regeneração de energia e andares de expansão e compressão, apesar de estes poderem ser mais eficientes [7, 10]. Os outros sistemas acionados eletricamente também utilizados, mas com menor frequência que os ciclos de compressão de vapor, são os ciclos termoelétricos, que utilizam o efeito de Seebeck para produzir uma potência frigorífica [8].

Os ciclos dessecantes são ciclos abertos onde o arrefecimento é feito diretamente no ar a insuflar num espaço em vez de utilizarem evaporadores ou permutadores de calor de forma indireta. Os dessecantes são materiais higroscópios que têm a capacidade de absorver a humidade do ar que os rodeia num processo exotérmico. O processo de regeneração é uma vez mais endotérmico e requer o fornecimento de energia térmica. Os materiais dessecantes podem ser sólidos ou líquidos, sendo que os materiais sólidos são os mais comuns, apesar de serem capazes de absorver menos quantidade de humidade face aos materiais líquidos. Assim, uma das vantagens destes sistemas é serem capazes de controlar não só a temperatura como também a humidade do espaço a climatizar, o que pode ser especialmente interessante em termos de climatização e de manutenção da qualidade de ar [11]. Os principais problemas destes sistemas são o baixo desempenho em climas húmidos; a possibilidade de provocar grandes atravancamentos por

serem sistemas de grande dimensão; e os problemas de corrosão nos componentes em contacto com dessecantes líquidos [9].

O conceito de funcionamento dos ciclos de absorção e adsorção é muito semelhante ao do ciclo de compressão de vapor, mas em vez de comprimirem o refrigerante mecanicamente fazem uso de uma compressão térmica que requer o fornecimento de calor. No caso dos ciclos de absorção a compressão é química, na qual o absorvente se mistura com o refrigerante num absorvedor, libertando calor no processo e condensando o vapor de refrigerante vindo do evaporador. A solução é posteriormente bombeada para o gerador, onde é fornecida energia térmica de modo a ocorrer o processo de regeneração. Após o gerador os principais componentes restantes são o condensador, a válvula de laminagem e o evaporador tal como no ciclo de compressão de vapor (ver a Figura 1.6). O número de efeitos associado a este tipo de ciclos representa o número de ciclos que se encontram ligados em cascata. Num ciclo de duplo efeito, o calor libertado no condensador a mais alta pressão é utilizado para alimentar o gerador do ciclo a baixa pressão. A utilização de sistemas de absorção de duplo e triplo efeito permite tipicamente duplicar e triplicar respetivamente o COP^2 em relação a um sistema simples. No entanto estes sistemas necessitam de temperaturas de geração mais altas (na ordem dos 150 °C para duplo efeito e 220 °C para triplo efeito [12, 13]). Estas temperaturas de geração altas podem ser demasiado exigentes para serem obtidas por coletores solares baratos, por isso tipicamente só os sistemas de absorção de um e dois efeitos são considerados para aplicações de ar-condicionado solar. As principais vantagens destes ciclos são: os principais pares refrigerante-absorvente não são nocivos para a atmosfera; operação silenciosa e com grande fiabilidade; implementação simples; e funcionamento em pressões acima da atmosférica [8, 9].

Os ciclos de adsorção baseiam-se num processo físico, em que o adsorvente, que normalmente é constituído por um material poroso, adsorve o refrigerante libertando calor. O processo de regeneração ocorre mais uma vez, introduzindo calor. Os sistemas de adsorção nas suas versões mais simples são ciclos intermitentes em que a potência frigorífica não é fornecida de modo constante. Este problema pode ser resolvido com recurso a vários leitos sólidos, em que enquanto uns se encontram na fase de adsorção os outros encontram-se na fase de regeneração. Os custos de manutenção baixos e a ausência de partes móveis são tradicionalmente vistos como as principais vantagens destes ciclos [8]. O maior problema deste tipo de sistemas é ter valores de COP baixos comparativamente com os ciclos de absorção, que são vistos como seus concorrentes.

Os ciclos de ejeção são ciclos acionados por energia térmica de baixa qualidade, que têm um princípio de funcionamento semelhante ao ciclo de compressão de vapor, substituindo o compressor por um gerador, uma bomba e um ejetor. A bomba e o gerador fornecem energia ao fluido de trabalho vindo do condensador, que depois expande no ejetor, criando uma pressão de sucção que permite o arrastamento do fluido vindo do evaporador, para que este seja finalmente comprimido na secção final do ejetor. Visto que os ciclos de ejeção são o principal tema deste trabalho, a descrição detalhada do seu funcionamento será dada no Capítulo 2. As principais vantagens destes ciclos são o facto de terem custos operacionais muito baixos, serem silenciosos e poderem utilizar fontes de energia de baixa temperatura [8]. O principal problema destes sistemas deve-se ao facto de o rendimento dos ejetores ser altamente dependente das condições operacionais, algo que não é assegurado como sendo constante no caso da utilização de energia solar [14]. Este problema pode ser mitigado com a utilização de ejetores de geometria variável, que se ajustam dependendo das condições operacionais de forma a trabalharem em

² Coeficiente de desempenho de equipamentos frigoríficos. No Capítulo 2 será feita uma definição mais detalhada deste parâmetro.

pontos de maior desempenho. O desenvolvimento de sistemas que utilizem este tipo de ejetores é um grande tema de investigação nesta área.

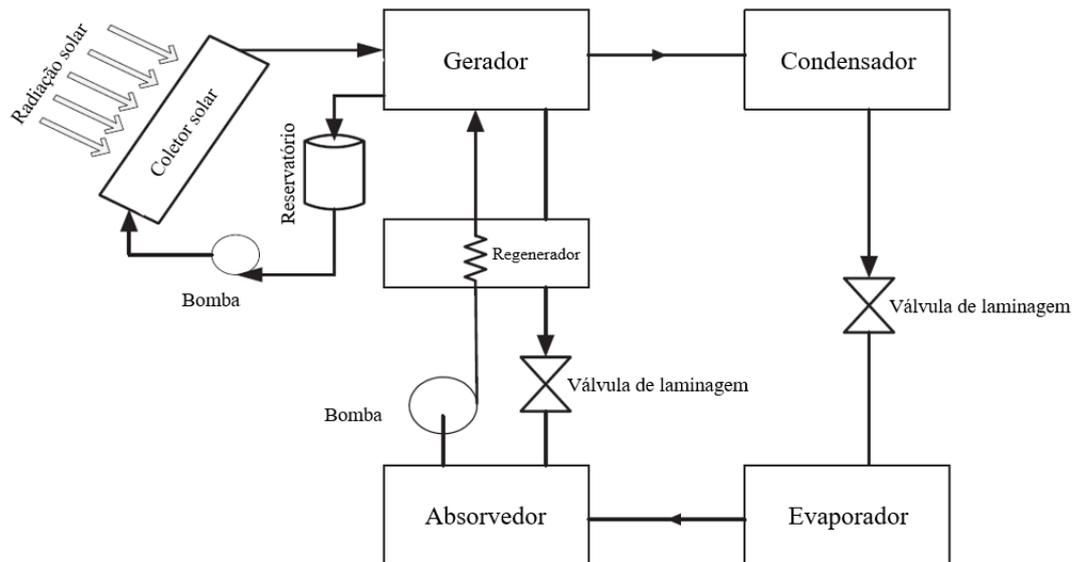


Figura 1.6 – Esquema de um ciclo de absorção solar com um regenerador. Adaptado de [15].

Os sistemas de refrigeração por ciclo Rankine têm um conceito de funcionamento muito simples: utilizam um ciclo motor Rankine para fornecer trabalho ao compressor de um ciclo de compressão de vapor que produz o efeito frigorífico. Estes sistemas ultimamente têm perdido destaque com a proposição de novos sistemas híbridos também com ciclos Rankine integrados, que revelam resultados mais promissores [8].

Segundo A. Allouhi et al. [8] e K. Ullah [15], os sistemas de ar-condicionado solar acionados termicamente são mais interessantes de um ponto de vista tanto económico como ambiental, já que apesar de os sistemas solares acionados eletricamente terem tipicamente valores de *COP* mais elevados, os painéis fotovoltaicos são tendencialmente mais caros e menos eficientes na conversão de radiação solar dos que os coletores solares térmicos. As gamas de eficiências típicas de painéis fotovoltaicos e de coletores solares térmicos são de 6 – 11% [16] e de 30 – 70% [1] respetivamente, dependendo do sistema considerado.

Na Tabela 1.1 está apresentado um quadro resumo com os valores típicos de desempenho e de temperatura de geração de sistemas de refrigeração solar acionados termicamente, utilizados em aplicações de ar-condicionado solar. Comparando de uma forma rápida o desempenho dos ciclos ejetores com as restantes tecnologias, pode se notar uma gama de *COP* de maior intervalo para os sistemas de ejeção, que para ejetores de geometria fixa apresentam valores mais modestos (tipicamente entre 0,1 – 0,3) e que para ejetores de geometria variável já apresentam valores mais competitivos [17].

Tabela 1.1 – Quadro resumo com valores típicos de desempenho e de temperatura de geração de sistemas de refrigeração solar acionados termicamente para ar-condicionado

Sistema	<i>COP</i>	T_G [°C]	Referência
Dessecante líquido	0,5 – 0,75	65 – 90	[8]
Dessecante sólido	0,6 – 0,8	60 – 80	[8]
Absorção simples efeito	0,5 – 0,8	70 – 100	[8]
Absorção duplo efeito	1,1 – 1,4	140 – 180	[8]
Adsorção	0,5 – 0,75	65 – 90	[8]
Ejeção	0,1 – 0,7	85 – 130	[13]

Em termos de distribuição das tecnologias existentes no mercado, em 2009 a IEA elaborou um trabalho estatístico acerca de todas as instalações de refrigeração solar térmicas existentes até à data e conclui que 82% das instalações eram de absorção, 11% de adsorção, 6% de dessecação sólida e 1% de dessecação líquida (ver a Figura 1.7 [18]). É também de realçar que todos os sistemas de dessecação contabilizados eram em aplicações de grande escala, o que sugere que estes não são viáveis em aplicações de menores dimensões. No mesmo estudo, a IEA também analisou a distribuição das tecnologias de coletores solares térmicos utilizados nas aplicações de grande escala de refrigeração solar, apresentada na Figura 1.8 [18]. Como se vê, a maioria dos coletores utilizados eram coletores solares planos (FPC) com 46%, seguido de coletores de tubos de vácuo (ETC) com 40% das aplicações. Deve-se também enfatizar que devido ao grande crescimento que se tem sentido nesta área, que hoje em dia conta com mais de 1200 instalações funcionais [19] (contra as 276 instalações consideradas em 2009), as distribuições já não deverão ser as mesmas, mas o estudo de 2009 pode ser encarado como um indicador razoável para a situação de hoje em dia.

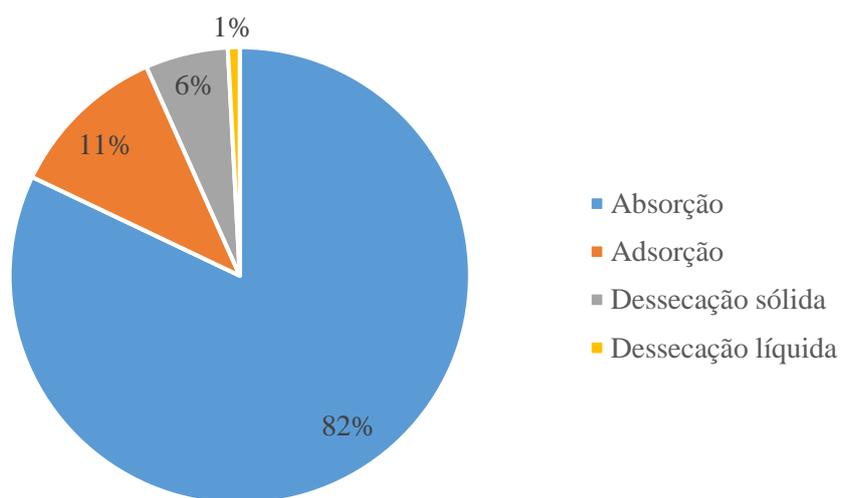


Figura 1.7 – Distribuição de instalações de refrigeração solar em 2009. Adaptado de [18].

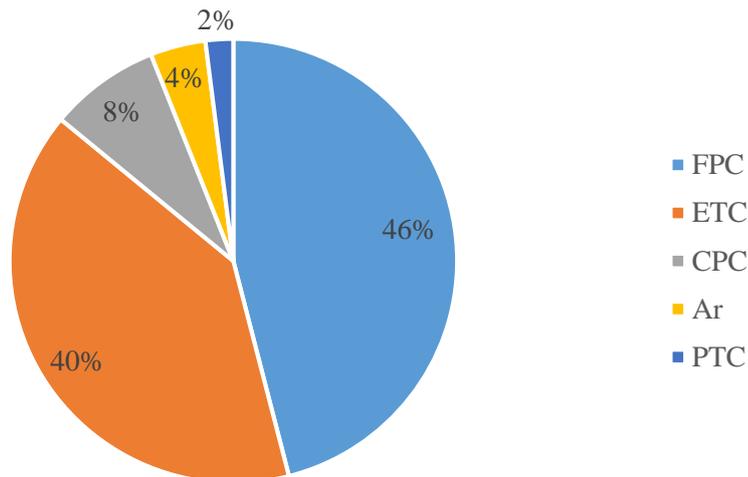


Figura 1.8 – Distribuição de tipos de coletores solares utilizados em aplicações de grande escala de refrigeração solar em 2009 [18]. FPC – Coletores solares planos; ETC – Coletores de tubos de vácuo; CPC – *Compound parabolic collectors*; Ar – Coletores de ar; PTC – *Parabolic trough collectors*.

Em termos de locais ideais de aplicação de sistemas de ar-condicionado solar, Ghafoor A. e Munir A. [17] sugerem que países situados perto da latitude de 40° (norte ou sul), que recebam pelo menos 2000 kWh/m^2 de radiação solar anualmente, são considerados os locais mais favoráveis. Países nesta latitude, onde estão incluídos os EUA e países europeus mediterrânicos, beneficiam do facto de obterem uma quantidade razoável de radiação solar ao longo do ano e de poderem utilizar a energia solar para arrefecimento nas épocas quentes do ano e para aquecimento nas épocas frias. Segundo os mesmos autores, nestes países esta tecnologia pode captar a atenção de consumidores comuns de energia em aplicações residenciais e de escritórios, se esta se propagar devidamente. Para que isto aconteça, para além dos aspetos já referidos, deve se apostar na divulgação da tecnologia, que já apresenta níveis de maturação altos [1], através da instalação de novos sistemas solares e da validação do seu funcionamento e desempenho. É neste âmbito que se insere este trabalho, no qual se pretende analisar experimentalmente o desempenho de uma instalação de ar-condicionado solar.

1.3 Definição dos objetivos principais

Este trabalho tem como principal objetivo a análise experimental de um sistema de ar-condicionado solar, SOLAR-TDF, existente na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. O sistema é constituído por um ciclo de ejeção com geometria variável acionado por energia solar, que tem a capacidade de se ajustar consoante as condições operacionais, que tipicamente são variáveis neste tipo de sistemas. Esta tecnologia é bastante inovadora e ainda sem grande presença no mercado. A instalação experimental foi construída com o objetivo de obtenção de resultados experimentais, que provem a utilidade dos ejetores de geometria variável para aplicações em ciclos frigoríficos. O SOLAR-TDF é constituído por dois espaços: uma casa das máquinas, onde se encontra o ciclo de ejeção; e um espaço a climatizar com uma área de 15 m^2 , e pode funcionar tanto em modo de aquecimento como de arrefecimento. O sistema está equipado com instrumentação, permitindo ao utilizador monitorizar o sistema, fazer análises energéticas e calcular indicadores de desempenho. Assim, no presente trabalho o sistema deve ser analisado energeticamente, tanto em termos de consumo de energia como de eficiência, funcionando em modo de aquecimento e de arrefecimento. O desempenho do

sistema em modo de aquecimento e em modo de arrefecimento deve ser testado para situações condições climatéricas próximas às condições típicas de inverno e de verão, respetivamente, de modo a que as situações testadas sejam as mais próximas possíveis de uma aplicação real. Especificamente no modo de arrefecimento, deve ser estudada a influência das condições operacionais no desempenho no ciclo de ejeção. Além disso, deve também ser provado o benefício que existe em utilizar ejetores de geometria variável face aos de geometria fixa. Por último, deve-se concluir quanto ao potencial deste tipo de sistema, face às restantes tecnologias existentes no mercado.

1.4 Estrutura da dissertação

A dissertação está dividida em seis capítulos. No presente capítulo, apresenta-se uma introdução aos sistemas de ar-condicionado solar, na qual são expostos o estado da arte e as várias tecnologias existentes.

O Capítulo 2 é um estudo aprofundado dos ciclos de ejeção. Numa primeira fase são caracterizados e classificados os ejetores e definidas as principais aplicações destes componentes. Numa segunda fase são estudados o funcionamento de ciclos de ejeção solar e o comportamento de ejetores de geometria variável.

O Capítulo 3 descreve a instalação experimental SOLAR-TDF, nomeadamente os vários subsistemas existentes e a instrumentação instalada.

No Capítulo 4 apresentam-se aos resultados experimentais dos testes efetuados e a sua discussão. Este capítulo encontra-se dividido em duas partes: a primeira respeitante aos resultados experimentais com o sistema em modo de aquecimento e a segunda alusiva aos resultados experimentais em modo de arrefecimento.

No Capítulo 5 é abordada uma análise simplificada de custos de sistemas de ar-condicionado solar, onde se pretende avaliar a competitividade económica dos sistemas acionados por energia solar face aos restantes sistemas de ar-condicionado existentes no mercado.

No último capítulo resumem-se as conclusões gerais do trabalho desenvolvido e apresentam-se propostas para trabalhos futuros.

2 Ciclo de ejeção

2.1 Caracterização e classificação de ejetores

O ejetor é um componente simples, que utiliza um escoamento de alta pressão (escoamento primário) para comprimir um escoamento de baixa pressão (escoamento secundário) até uma pressão mais elevada. Na Figura 2.1 apresenta-se a geometria típica de um ejetor e as distribuições de pressões no seu interior. O escoamento primário expande no convergente-divergente e, devido ao efeito de Venturi, sai do bocal primário com uma pressão baixa e velocidade elevada, o que permite o arrastamento do escoamento secundário da câmara de sucção. Quando as pressões de ambos os escoamentos se igualam, a mistura inicia-se, desenvolvendo-se isobaricamente. Após ter terminado a mistura, dá-se o choque termodinâmico, onde o escoamento passa a ter velocidades subsônicas e onde a pressão estática sobe repentinamente. Finalmente, a mistura é comprimida no difusor, até à pressão de saída do ejetor [20].

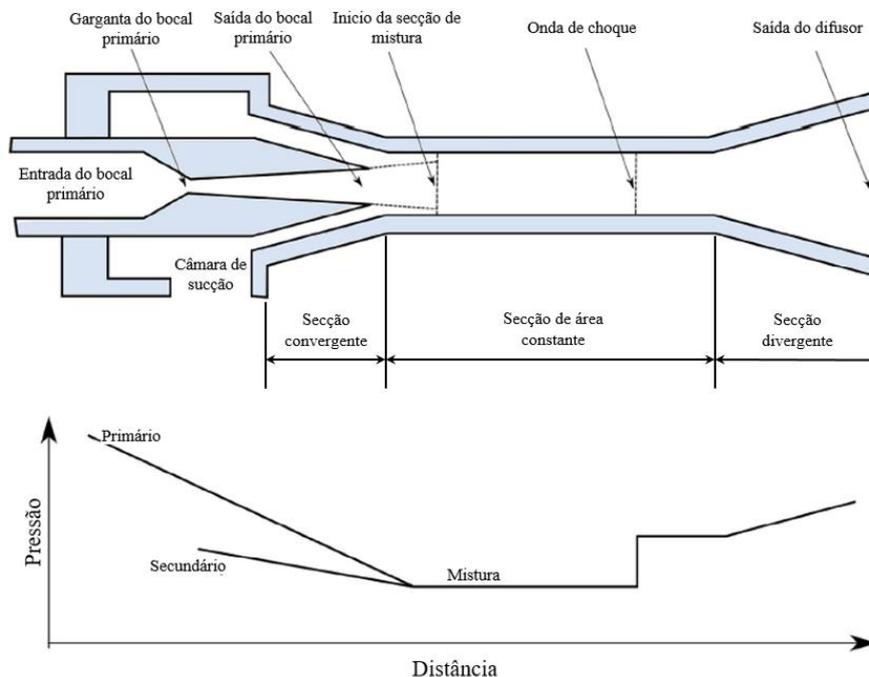


Figura 2.1 – Geometria típica de um ejetor e distribuição da pressão estática no seu interior. Adaptado de [20].

Segundo Besagni et al. [14], os ejetores podem ser classificados quanto à posição e à geometria do bocal primário; e ao número de fases, em que o fluido de trabalho se encontra no seu interior.

As duas configurações de ejetores mais comuns em termos de posição do bocal primário são os ejetores de mistura em pressão constante (CPM – “*Constant Pressure Mixing Ejector*”), em

que a saída do bocal se encontra na câmara de sucção, e os ejetores de mistura em área constante (CAM – “*Constant Area Mixing Ejector*”), em que a saída do bocal se encontra na secção de área constante do ejetor. Os CPM têm uma utilização mais alargada por geralmente terem melhores desempenhos que os CAM e poderem operar contra maiores pressões à saída do difusor [14]. Mais recentemente, Eames [21] propôs um ejetor de taxa constante de transferência de quantidade de movimento (CRMC – “*Constant Rate of Momentum-Change*”), que utiliza uma secção de área variável em vez de uma de área constante. Esta configuração tem como objetivo evitar o choque termodinâmico, que ocorre na passagem do escoamento de velocidades supersónicas para velocidades subsónicas e se caracteriza por ser altamente irreversível [22]. No entanto, como esta configuração é de geometria complexa, o seu fabrico pode ser problemático e economicamente inviável.

A geometria do bocal primário condiciona o funcionamento do ejetor. Os ejetores com bocal convergente são ejetores subsónicos e os ejetores com bocal convergente-divergente são ejetores supersónicos [14]. Os ejetores subsónicos são utilizados quando não se pretende uma compressão significativa dos escoamentos, mas apresentam perdas de pressão menores [14]. Os ejetores supersónicos geram por sua vez diferenças de pressão superiores. Nestes ejetores o estado de escoamento sónico é atingido logo no bocal primário, o que permite uma maior taxa de arrastamento do escoamento secundário, devido a na saída do bocal primário a pressão ser muito baixa e a velocidade ser muito alta [23]. Os ejetores supersónicos podem operar em três regimes diferentes: *double choking*, *single choking* e escoamento invertido [24]. O termo *choked* é derivado do inglês e significa que o escoamento se encontra num estado sónico ($Ma=1$) e que as suas propriedades dependem apenas das condições a montante e não das condições a jusante [23]. O funcionamento do ejetor em regime de *double choking* significa que tanto o escoamento primário como secundário atingem a velocidade sónica no bocal primário e na secção de área constante respetivamente. Neste regime, os caudais mássicos dependem apenas das condições a montante (pressão e temperatura) e só poderão ser aumentados por aumento das mesmas. Em regime de *single choking*, apenas o escoamento primário atinge o estado sónico e o caudal mássico do escoamento secundário fica dependente também da pressão a jusante do ejetor (também chamada de *backpressure*) [24]. Para pressões à saída do ejetor muito altas, podemos chegar à situação limite de funcionamento indevido do ejetor, em que o escoamento inverte o sentido. É muito comum representar os regimes de funcionamento destes ejetores em gráficos operacionais que relacionam a taxa de arrastamento λ em função da pressão à saída do ejetor (ver e.g. Figura 2.2). A taxa de arrastamento λ é definida pelo quociente entre caudal mássico secundário (\dot{m}_s) e caudal mássico primário (\dot{m}_p).

$$\lambda = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (2.1)$$

Como se pode observar na Figura 2.2, num ejetor funcionando em *double choking*, λ é constante e independente da *backpressure*. Na região de *single choking*, λ decresce rapidamente com a pressão à saída até à situação limite em que o escoamento troca de sentido. A pressão à saída do ejetor para qual o ejetor passa do funcionamento em *double choking* para *single choking* chama-se de *backpressure* crítica ($p_{c,cr}$) [24]. Como se verá mais adiante, tanto λ como $p_{c,cr}$ são indicadores de desempenho de ejetores, que deverão ser maximizados para se obter melhores resultados.

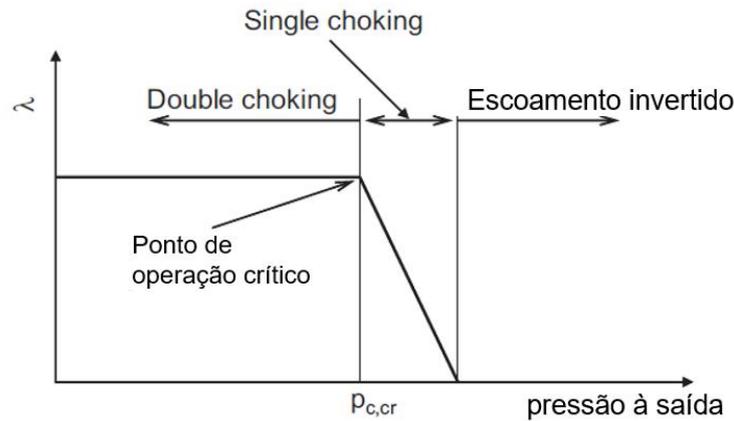


Figura 2.2 – Curva característica do ejetor: taxa de arrastamento λ em função da pressão à saída. Adaptado de [24].

Os ejetores podem ser monofásicos (gás – gás ou líquido – líquido) ou bifásicos. Os ejetores bifásicos podem ainda ser divididos em ejetores condensadores, em que o escoamento primário condensa no ejetor, ou bifásico, em que à saída do ejetor se tem o estado de vapor húmido. Neste último caso existem ainda duas possibilidades: o escoamento primário é um líquido que provoca o arrastamento de um gás; ou o escoamento primário é um vapor que provoca o arrastamento de um líquido. Existe ainda uma designação especial para os ejetores chamados de transcíticos, quando o escoamento primário se encontra no estado supercrítico e provoca o arrastamento de um líquido. À saída destes últimos ejetores tem-se vapor húmido. Os ejetores monofásicos já foram largamente estudados e são mais comuns. Os escoamentos no interior de ejetores bifásicos são mais complexos e a sua modelação é ainda limitada [14].

O desempenho de ejetores é altamente dependente das condições operacionais. Quando estes funcionam sob condições para as quais não foram dimensionados, o seu desempenho pode-se degradar muito [14]. Em aplicações em que as condições operacionais são variáveis, tal como acontece em sistemas solares, é conveniente a utilização de ejetores de geometria variável que se ajustem de forma a funcionarem sempre em pontos ótimos. O ajuste destes ejetores é geralmente feito, variando dois parâmetros geométricos: a razão de áreas (r_A) e a posição de saída do bocal primário (NXP – “*Nozzle Exit Position*”) medida, usando a entrada da secção de área constante como referência [14]. A razão de áreas é definida por:

$$r_A = \frac{A_{const}}{A_p} \quad (2.2)$$

A influência da manipulação de ambas variáveis no desempenho do ejetor será discutida no Capítulo 2.4.

As principais aplicações de ejetores dividem-se em dois campos: utilização de ejetores como geradores de vácuo e utilização de ejetores como compressores, e.g. em ciclos frigoríficos. Dentro da utilização de ejetores como geradores de vácuo existem várias aplicações, tais como: instalações de dessalinação de água do mar [25], colunas de destilação em vácuo de petróleo em refinarias [25], unidades de tratamento de desgaseificação de metais [25] e condensadores de vapor em vácuo em centrais elétricas [26]. O presente trabalho é dedicado à utilização de ejetores em ciclos frigoríficos, sendo que o restante da dissertação foi elaborado no contexto deste tipo de aplicações.

2.2 Ciclo de ejeção solar

Nas Figuras 2.3 e 2.4 encontra-se ilustrado um ciclo de ejeção solar simples e o respectivo diagrama $p - h$. O ciclo de ejeção solar tem dois circuitos principais: o circuito solar e o ciclo de ejeção em si. O circuito solar contém os coletores solares, que transferem a energia proveniente da radiação solar para o fluido de trabalho, que normalmente é água. No reservatório é armazenada a água a alta temperatura vinda dos coletores. No gerador dá-se a troca de calor a pressão constante entre os dois ciclos, sendo que o calor fornecido pelo circuito solar é utilizado para acionar o ciclo frigorífico de ejeção. No circuito solar existe ainda uma bomba que assegura a circulação do fluido de trabalho. No ciclo de ejeção, o fluido de trabalho vaporiza isobaricamente no gerador até atingir o estado de vapor saturado (estado 1). Este escoamento de alta energia expande isentropicamente no ejetor, provocando o arrastamento do escoamento secundário vindo do evaporador. A mistura é depois comprimida isentropicamente no divergente do ejetor, até se atingir o estado 2. De seguida, o fluido de trabalho troca isobaricamente uma quantidade de calor \dot{Q}_c com o meio ambiente, saindo do condensador no estado de líquido saturado (estado 3). Neste ponto, parte do escoamento segue para a bomba, onde o fluido ganha energia sob forma de pressão e temperatura (estado 7) seguindo depois para o gerador, e o restante segue para a válvula de laminagem, onde o fluido de trabalho expande isentalpicamente até ao estado 5. À saída da válvula de laminagem, o fluido passa no evaporador, onde se é dado o efeito frigorífico \dot{Q}_e .

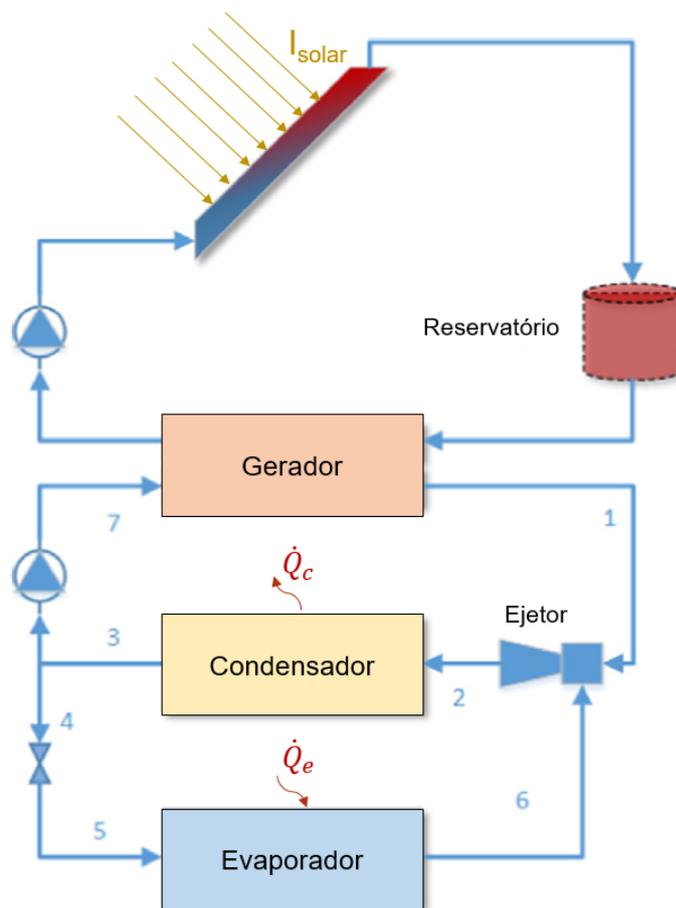


Figura 2.3 – Esquema de um ciclo de ejeção solar. Adaptado de [15].

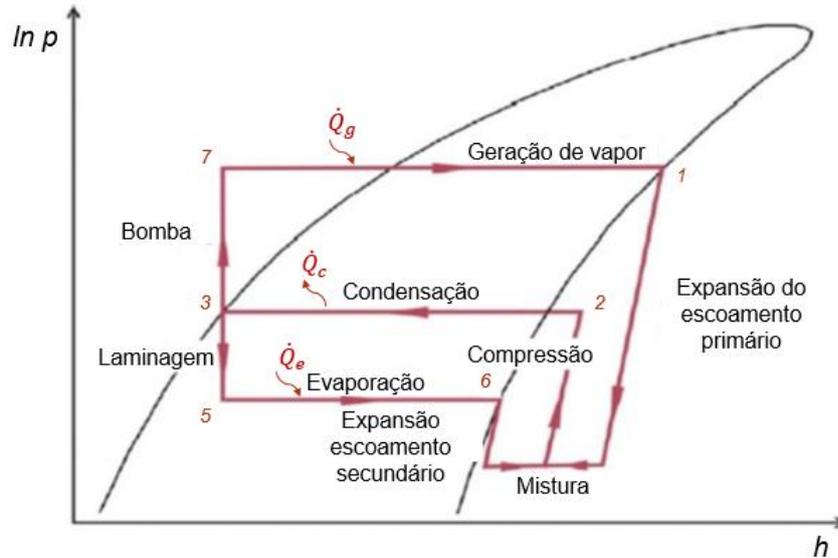


Figura 2.4 – Diagrama p - h de um ciclo ideal de ejeção. Ordenadas em escala logarítmica. Adaptado de [27].

Os balanços energéticos aplicados ao gerador, condensador e evaporador, funcionando em regime permanente, podem ser descritos pelas seguintes equações.

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_p \cdot (h_1 - h_7) \quad (2.3)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_t \cdot (h_3 - h_2) \quad (2.4)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_s \cdot (h_6 - h_5) \quad (2.5)$$

Note-se que \dot{m}_p , \dot{m}_t e \dot{m}_s representam o caudal mássico primário, total e secundário respetivamente. O trabalho da bomba é por sua vez dado por:

$$\dot{W}_b = \dot{m}_p \cdot (h_7 - h_3) \quad (2.6)$$

O desempenho do ejetor é frequentemente caracterizado pela taxa de arrastamento (λ), definido na equação (2.1). O desempenho de ciclos frigoríficos é habitualmente medido pelo COP (“*Coeficient Of Performance*”), definido pelo quociente entre a potência útil e a potência consumida. No caso de um ciclo de ejeção o COP é dado pelo rácio entre potência frigorífica e a potência de geração somada com a potência de acionamento da bomba. No entanto, como a potência das bombas é desprezável comparativamente com a potência de geração, o COP fica simplificado [14] da seguinte forma:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_b} \approx \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (2.7)$$

Para uma dada potência frigorífica e temperatura de evaporação, o caudal mássico secundário é constante. Por isso, um ejetor com um valor de λ maior significa que para a mesma potência frigorífica a contribuição do gerador é menor. A relação entre COP e λ é demonstrada na equação seguinte:

$$COP = \lambda \cdot \frac{h_6 - h_5}{h_1 - h_7} \quad (2.8)$$

Visto que o ciclo é acionado por energia solar, que se caracteriza por ser uma energia gratuita e inesgotável, é também conveniente definir um coeficiente de desempenho elétrico (COP_{ele}), onde se compara a potência útil com a potência elétrica necessária para o funcionamento do

ciclo. Este parâmetro permite também fazer comparações diretas com ciclos convencionais de compressão de vapor.

$$COP_{ele} = \frac{\dot{Q}_e}{\Sigma \dot{W}_b} \quad (2.9)$$

Note-se que $\Sigma \dot{W}_b$ deve incluir todas as potências elétricas despendidas no funcionamento do ciclo.

Quanto ao ejetor em si, é comum definir-se um rendimento com base no rácio entre a energia de compressão recuperada e energia de compressão disponível no escoamento primário [28]:

$$\eta_{ej} = \frac{\dot{m}_t(h_2 - h_6)}{\dot{m}_p(h_1 - h_6)} \quad (2.10)$$

A eficiência dos coletores solares é, por definição, dada pelo coeficiente entre calor útil convertido no coletor sobre o produto da radiação incidente I com a área dos coletores A_{col} , tal que:

$$\eta_{col} = \frac{\dot{Q}_u}{A_{col} \cdot I} \quad (2.11)$$

No entanto, é também habitual caracterizar a eficiência dos coletores solares por uma curva característica tipicamente determinada pelo fabricante. No caso mais simples, a curva é dada por uma equação de primeiro grau, tal como se apresenta:

$$\eta_{col} = F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{T_{col,med} - T_{amb}}{I} \quad (2.12)$$

Os coeficientes ($F_R(\tau\alpha)$) e ($F_R U_L$) representam a eficiência ótica e o coeficiente linear de perdas respetivamente e são determinados experimentalmente utilizando a norma EN 12975 [29]. Para mais informações acerca do método de derivação destas equações e formas de determinação de cada um dos seus componentes, sugerem-se as referências [29, 30]. Note-se que a equação (2.12) é uma equação de primeiro grau com declive negativo, isto é, quanto maior for a diferença de temperaturas entre $T_{med,col}$ e T_{amb} , menor é o rendimento dos coletores.

Por fim, é também importante definir o COP_{global} do ciclo, definida pelo produto do COP do ciclo frigorífico com o rendimento dos coletores, supondo que \dot{Q}_u é igual a \dot{Q}_g :

$$COP_{global} = \eta_{col} \cdot COP \quad (2.13)$$

Os fatores com maior influência no desempenho do ejetor e, conseqüentemente com maior influencia no COP , são as condições operacionais, o fluido de trabalho utilizado e a geometria do ejetor. Nas secções seguintes vai-se analisar de que forma estes fatores condicionam o desempenho dos ciclos de ejeção.

2.3 Influência das condições operacionais no desempenho do ciclo de ejeção

Como já foi referido anteriormente, o desempenho de um ejetor depende das suas condições operacionais. Quando se projeta um ciclo de ejeção, as variáveis operacionais que interferem com o desempenho do ciclo são as condições no gerador (p_g ou T_g), condensador (p_c ou T_c) e evaporador (p_e ou T_e). Quanto maior for a energia de geração disponível, melhores valores de COP poderão ser obtidos [31]. A influência de p_e (ou T_e) e p_c (ou T_c) no desempenho do ciclo de ejeção é coerente com a influência destas condições num ciclo frigorífico de Carnot: tanto o

aumento de T_e como o decréscimo de T_c provocam um aumento no COP do ciclo frigorífico. No entanto, a escolha e manipulação das condições operacionais é bastante limitada. A temperatura de condensação é determinada pelo meio onde o condensador está inserido. Para aplicações de ar-condicionado, a temperatura de evaporação mantém-se tipicamente numa gama entre 5 – 15°C [14]. Por fim, a temperatura de geração está limitada pela energia solar disponível incidente nos coletores solares. Além disso, quanto maior for a diferença entre a temperatura dos coletores e a temperatura ambiente, menor será o rendimento dos coletores solares (ver equação (2.12)). Deve-se, por isso, arranjar um compromisso na escolha de T_g , para que o COP_{global} não seja muito afetado.

Quando já se tem um ejetor projetado, as variações das condições operacionais também afetam o desempenho do ciclo. Nos ciclos de ejeção, a pressão a jusante de um ejetor é a pressão de condensação, definida pela temperatura do condensador. Sendo assim, para uma geometria fixa de um ejetor e uma dada temperatura de geração, as curvas de desempenho de um ciclo de ejeção têm o mesmo aspeto das curvas de desempenho de um ejetor, i.e., o COP é independente da pressão de condensação até um certo ponto, chamado de pressão de condensação crítica, a partir da qual o COP desce abruptamente [23]. O aumentar da temperatura de geração, mantendo o resto das condições constantes, leva ao aumento do caudal mássico primário e ao aumento da pressão de condensação crítica [24]. Por outro lado, λ baixa, porque se o ejetor estiver a funcionar em regime de *double choking*, o caudal mássico secundário é máximo e independente de T_g [32]. Isto significa que, a partir do momento em que se atinge o regime de *double choking*, com o aumento de T_g , a capacidade frigorífica mantém-se constante e a potência de geração aumenta, levando ao decrescer do COP do ciclo [32]. Varga et al. [24] estudou através de uma simulação em CFD a influência da temperatura de geração no desempenho de um ejetor de geometria fixa num ciclo a funcionar com R600a com temperatura de evaporação de 10°C, e obteve as curvas que se apresentam na Figura 2.5. Como se vê, para cada pressão de condensação existe uma temperatura de geração ótima, para a qual o COP do ciclo é máximo, identificado pela curva de operação crítica na figura. Se se baixar dessa temperatura ótima, entra-se em regime de *single choking* e λ baixa abruptamente. Se se aumentar T_g do valor ótimo, continua-se a operar em *double choking*, mas deixa-se de ter o funcionamento crítico e ótimo. Para ilustrar melhor estes aspetos, tome-se como exemplo a situação marcada na Figura 2.5 com uma linha a tracejado, correspondente a uma pressão de condensação de cerca de 510 kPa. Para esta pressão, a operação crítica dá-se a $T_g = 80^\circ\text{C}$, com $\lambda \approx 0,21$. Para $T_g = 85^\circ\text{C}$, continua-se a operar em *double choking*, mas com $\lambda \approx 0,17$. Finalmente, se $T_g = 75^\circ\text{C}$, tem-se uma inversão no escoamento e $\lambda < 0$.

A influência da variação temperatura de evaporação no COP de um ciclo de ejeção é coerente com a influência desta temperatura no desempenho de ciclos frigoríficos tradicionais: o aumento de T_e leva ao aumento do COP do ciclo [32, 33]. O aumento de T_e tem como consequência o aumento do caudal mássico secundário, levando ao aumento de λ e da capacidade frigorífica [32]. Pela mesma razão, o aumento de T_e também provoca o aumento da pressão de condensação crítica [32]. Na Tabela 2.1, apresenta-se um quadro resumo com a influência da variação das condições operacionais no desempenho de um ciclo de ejeção.

Tabela 2.1 – Quadro resumo da influência da variação das várias condições operacionais no desempenho do ciclo de ejeção.

Varição da condição operacional	Efeito	
$T_g/p_g \uparrow$	$\lambda \downarrow$ se $p_c > p_{c,cr}$	$p_{c,cr} \uparrow$
	$\lambda \uparrow$ se $p_c < p_{c,cr}$	
$T_e/p_e \uparrow$	$\lambda \uparrow$	$p_{c,cr} \uparrow$
$T_c/p_c \uparrow$	$\lambda \rightarrow$ se $p_c < p_{c,cr}$	
	$\lambda \downarrow$ se $p_c > p_{c,cr}$	

Legenda: \uparrow – Aumento
 \downarrow – Decréscimo
 \rightarrow – Sem variação

Note-se que os efeitos apresentados se dão com a manipulação individual de cada condição operacional. No caso de várias condições operacionais serem manipuladas simultaneamente, tem-se de considerar a sobreposição dos vários efeitos respectivos. Combinando os efeitos de T_e e T_g na pressão crítica de condensação, é possível construir mapas de desempenho dos ejetores, que indicam os pontos críticos de funcionamento. A título de exemplo, apresenta-se o mapa obtido por Chunnanond e Aphornratana [33] (Figura 2.6) após análise de um ciclo de ejeção com ejetor de geometria fixa.

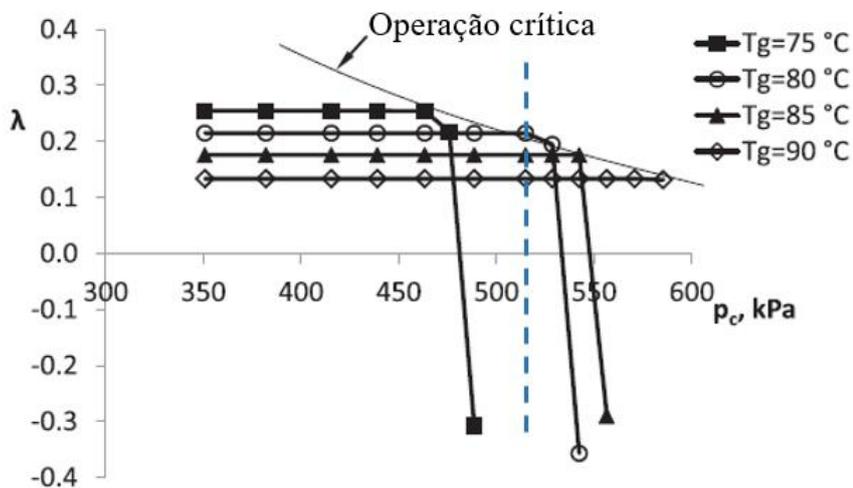


Figura 2.5 – Curvas características de um ejetor de geometria fixa para diferentes valores de T_g e $T_e = 10 \text{ °C}$ de um ciclo de ejeção de R600a. A linha a tracejado representa situações de funcionamento com $p_c = 510 \text{ kPa}$. Adaptado de [24].

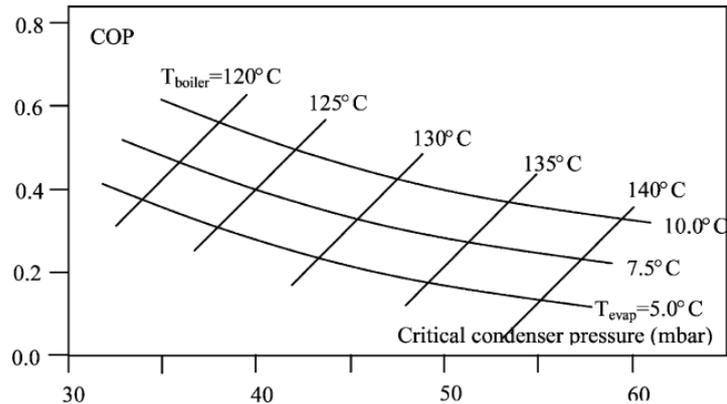


Figura 2.6 – Mapa de um ciclo de ejeção com ejetor de geometria fixa, indicando os pontos de operação críticos em função da temperatura de geração (T_{boiler}), temperatura de evaporação (T_{evap}) e pressão crítica de condensação (Critical condenser pressure) [33].

2.4 Influência do fluido de trabalho no desempenho do ciclo de ejeção

Além das condições operacionais, um segundo fator que tem grande influência no desempenho de ejetores é a escolha do fluido de trabalho [34]. Em comparação com outros ciclos acionados termicamente, os ciclos de ejeção têm a grande vantagem de poderem operar com uma lista vasta de fluidos de trabalho [14]. No sentido de se obter desempenhos altos, o fluido de trabalho deve ter as seguintes características termodinâmicas [14, 34]:

- Calor latente de vaporização grande, de forma a minimizar o caudal de circulação necessário para produzir a mesma potência frigorífica.
- Temperatura crítica alta para possibilitar uma gama larga de temperaturas de geração.
- Pressões de geração não demasiado altas para minimizar o trabalho necessário por parte da bomba e simplificar o dimensionamento dos reservatórios de pressão.
- Pressões de evaporação superiores à pressão atmosférica para evitar problemas de infiltração.
- Massa molecular alta permite obter desempenhos superiores, mas origina o dimensionamento de ejetores mais pequenos.

Os fluidos de trabalho podem ser considerados como sendo de vaporização seca ou húmida, dependendo do declive da curva de vaporização num diagrama $T - s$ [14]. Nos fluidos de vaporização seca, a curva de vapor saturado tem declive positivo, e nos fluidos de vaporização húmida, tem declive negativo [23] (Figura 2.7). Nos fluidos de vaporização seca tipicamente não existe mudança de fase no bocal primário. Em contraste, nos fluidos de vaporização húmida poderão surgir gotas à saída do bocal primário, o que é prejudicial para o funcionamento correto do ejetor [14]. De forma a evitar-se este fenómeno, deve-se promover o sobreaquecimento do fluido de trabalho antes de entrar no ejetor, apesar de isto poder prejudicar a eficiência do sistema [35, 36]. Por esta razão, deve-se de um modo geral favorecer os fluidos de vaporização seca [14].

No passado, a maximização do desempenho do ciclo era a principal prioridade na escolha de fluidos de trabalho [14]. Contudo, mais recentemente fatores como a segurança, custo e impacto ambiental começaram a ganhar uma maior importância. Os fluidos de trabalho devem ter índices baixos de *ODP* (“Ozone Depletion Potential” – mede o potencial de degradação da camada de ozono) e de *GWP* (“Global Warming Potential” – mede o potencial de contribuição para o efeito de gases de estufa) [23]. Os refrigerantes também devem ser quimicamente

estáveis, não tóxicos, não explosivos e não corrosivos. Em termos económicos, os fluidos de trabalho escolhidos devem ser baratos e disponíveis no mercado.

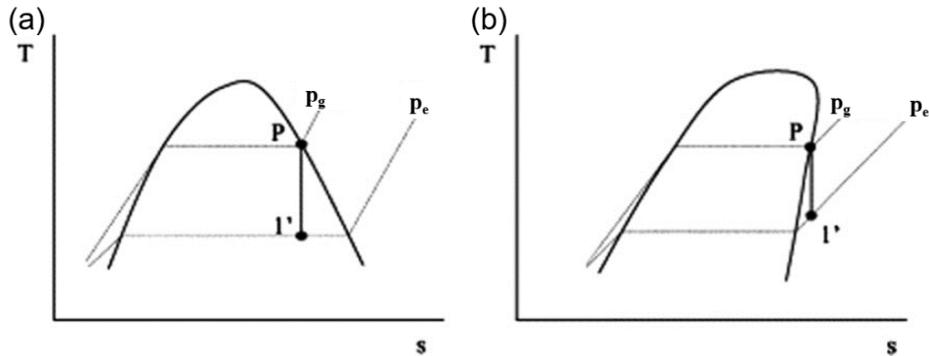


Figura 2.7 – Processo de expansão de refrigerantes no bocal primário. (a) Fluido de vaporização húmida; (b) Fluido de vaporização seca [35].

Infelizmente, o fluido de trabalho universal para aplicações de ejeção solar não foi identificado. Desde muito cedo que se usou a água (R718b) como refrigerante para o teste de funcionamento de ejetores, por ser barata, ter um calor latente de vaporização grande e ter um impacto ambiental mínimo. No entanto, a sua aplicabilidade cinge-se a ciclos em que a temperatura está limitada acima de 0 °C [37]. Além disso, comparativamente com outros refrigerantes, obtêm-se valores de *COP* mais baixos [34]. Clorofluorcarbonetos (CFC) e Hidroclorofluorcarbonetos (HCFC) foram largamente estudados, por proporcionarem melhores desempenhos [14]. Contudo, como estes refrigerantes têm um impacto negativo no meio ambiente, muitos deles já foram banidos ou prevê-se que o sejam no futuro próximo. Os Hidrocarbonetos (HC) podem considerados como alternativas, mas caracterizam-se por serem altamente inflamáveis, o que pode condicionar o leque de possíveis aplicações [38]. Outros estudos [39, 40], apontam a utilização de amónia (R717) como sendo uma alternativa interessante, por ter propriedades termofísicas adequadas, ser abundante e ter um impacto ambiental baixo. No entanto, os ciclos a operar com este refrigerante necessitam de componentes muito robustos, devido às pressões de saturação serem altas a baixa temperatura [34]. Por fim, mais recentemente tem-se dado maior ênfase a ciclos de ejeção a operarem a dióxido de carbono (R744), por ser natural e abundante, e ter índices de *GWP* e *ODP* negligenciáveis. Contudo, os ciclos a operar a CO₂ têm de ser transcritos, já que o ponto crítico se situa aproximadamente a 30,85 °C. Na Tabela 2.2, apresentam-se os fluidos de trabalho considerados por Varga et al. [34] como sendo possíveis escolhas para ciclos subcríticos de ejeção solar.

Tabela 2.2 – Fluidos considerados em [34] como possíveis escolhas para ciclos subcríticos de ejeção e respetivas propriedades. Dados retirados de [14, 34].

Fluido	Grupo	Massa molecular [kg/kmol]	ODP	GWP	Vaporização	Calor latente a 10 °C [kJ/kg]
R152a	HFC	66,1	0	133	Húmida	295,8
R134a	HFC	102,0	0	1370	Húmida	190,9
R290	HC	44,1	0	20	Húmida	360,3
R600a	HC	58,1	0	20	Seca	344,6
RC318	–	200,0	0	10300	Seca	110,7
Água	–	18,0	0	–	Húmida	2477,2

2.5 Dimensionamento de ejetores para ciclo de ejeção

Além das condições operacionais e do fluido de trabalho escolhido, o terceiro e último fator de grande influência no desempenho dos ejetores é a sua geometria [34]. O dimensionamento de ejetores para aplicação em ciclos de ejeção é geralmente feito recorrendo a modelos matemáticos. O primeiro estudo teórico de modelação de ejetores supersônicos foi feito por Keenan et al. [41] em 1950 e baseia-se na teoria de mistura unidimensional a pressão constante. Mais tarde, a mesma teoria foi melhorada de forma a considerar gases reais e irreversibilidades termodinâmicas [42]. Neste tipo de abordagem são tipicamente considerados os seguintes pressupostos:

- O fluido de trabalho é um gás ideal com propriedades constantes de c_p e γ .
- O escoamento dentro do ejetor é em regime permanente e unidimensional.
- A energia cinética à entrada do bocal primário, da câmara de sucção e à saída do ejetor são desprezáveis.
- Para contabilizar as irreversibilidades, devidas a perdas por fricção e na mistura, são utilizados coeficientes introduzidos nas relações isentrópicas. Estes coeficientes podem ser determinados experimentalmente ou consultados na literatura.
- O escoamento primário, após ter expandido no bocal primário, só se mistura com o escoamento secundário numa secção definida, já dentro da secção de área constante
- Os dois escoamentos misturam-se a pressão constante até que se dê o choque termodinâmico ainda na mesma secção de área constante.
- O escoamento secundário atinge o estado sónico antes da iniciação da mistura
- As paredes são adiabáticas.

O modelo permite dimensionar diretamente dois fatores geométricos, a área da garganta do bocal primário e a área de secção constante onde ocorre a mistura, dependendo da capacidade frigorífica de projeto e do fluido de trabalho escolhido. As restantes dimensões do ejetor (Figura 2.8) podem ser obtidas recorrendo às recomendações da ASHRAE [43]. Mais recentemente, o dimensionamento de ejetores é tipicamente feito, partindo da geometria obtida pelo método de Keenan et al. [41] e depois é refinada, através de ferramentas CFD (“*Computational Fluid Dynamics*”), para obter melhores desempenhos. Estas ferramentas computacionais utilizam as equações, que regem os escoamentos turbulentos compressíveis e são muito úteis na compreensão dos fenómenos que ocorrem no interior de ejetores, tais como as interações entre as camadas limite e as ondas de choque, cuja influência os modelos termodinâmicos não conseguem descrever [23, 31].

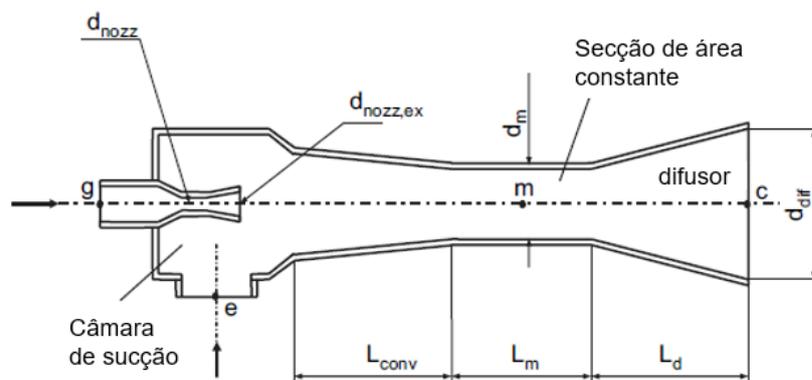


Figura 2.8 – Geometria típica de um ejetor com as dimensões típicas, a serem determinadas, assinaladas. Adaptado de [31].

2.6 Conceito de ejetor de geometria variável

Como se concluiu no Capítulo 2.3, o funcionamento do ejetor fora das condições operacionais de projeto condiciona o seu desempenho. Os ciclos de ejeção solar funcionam sob condições variáveis. Tanto a radiação solar como a temperatura ambiente caracterizam-se por serem variáveis no tempo e influenciam diretamente as condições do gerador e condensador respetivamente. É possível ultrapassar-se este problema, complementando o ciclo de ejeção solar com sistemas de armazenamento de energia e sistemas de apoio, apesar de estes encarecerem a instalação e, no caso dos sistemas de armazenamento de energia, também aumentarem a inercia térmica do ciclo. Visto que umas das vantagens dos ciclos de refrigeração solar é o facto de quanto mais energia solar estiver disponível, maiores serem as necessidades de arrefecimento, é mais conveniente utilizar-se ejetores de geometria variável, que se ajustem às condições operacionais instantâneas, de forma a funcionarem sempre no ponto ótimo. Estes ejetores podem controlar dois graus liberdade adicionais: razão de áreas r_A e posição de saída do bocal primário NXP . De forma a variar r_A , foi proposto por vários autores a utilização de um fuso a montante do bocal primário, que ao movimentar-se na direção de jusante diminui a área da garganta do bocal e provoca o aumento de r_A [24, 44, 45]. Na Figura 2.9 encontra-se ilustrada uma possível solução construtiva de um ejetor deste tipo, proposto por Ma et al. [44].

De um modo geral, o aumento de r_A leva ao aumento de λ e ao decrescer da pressão crítica de condensação [24]. É por isso possível estabelecer um r_A ótimo para umas determinadas condições operacionais, em que λ (COP) é máximo e a pressão crítica é superior à pressão do condensador [24]. De modo a visualizar melhor o efeito de r_A no desempenho de um ciclo de ejeção, considere-se a título de exemplo as curvas características obtidas por Varga et al. [31], após modelação CFD de um ciclo a operar com $T_g = 90$ °C e $T_e = 10$ °C com vapor de água como fluido de trabalho, e mais especificamente a situação representada pela reta a tracejado (Figura 2.10). Para esta pressão de condensação de 4500 Pa, a razão de áreas ótima de 18 permite uma taxa de arrastamento de 0,2. Se $r_A = 14$, a pressão crítica de condensação sobe para sensivelmente 5700 Pa, mas λ desce para um valor de cerca de 1,8. Para razões de área maiores, o desempenho do ejetor degrada-se muito, deixando mesmo de funcionar corretamente para $r_A = 25$ ($\lambda < 0$).

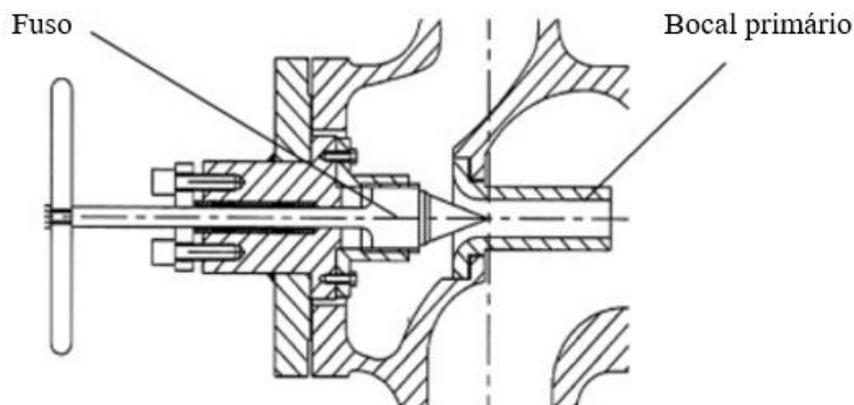


Figura 2.9 – Solução construtiva de um ejetor de geometria variável, através da utilização de um fuso, proposto por Ma et al. [44].

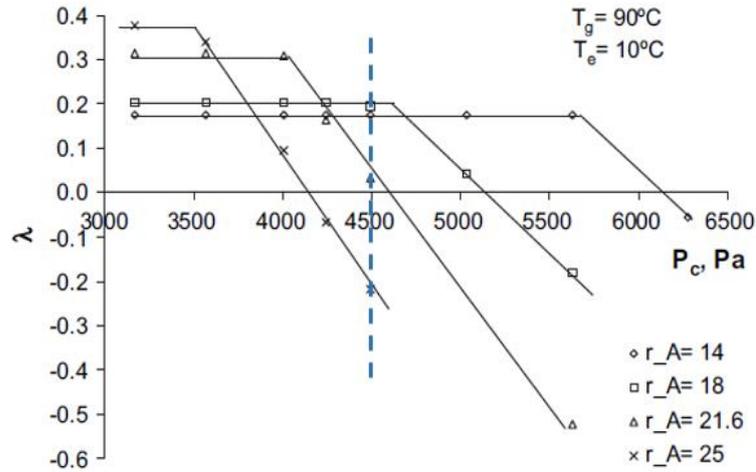


Figura 2.10 – Curvas características de um ejetor a operar com $T_g = 90^\circ\text{C}$ e $T_e = 10^\circ\text{C}$ para vários valores de r_A [31].

Quanto à influência do NXP no COP do ciclo, é claro que o posicionamento da saída do bocal primário na secção de mistura do ejetor piora o seu desempenho [14, 46]. Contudo, não é possível estabelecer uma correlação óbvia entre posição da saída do bocal primário e valor de λ quando este é posicionado na câmara de sucção [23]. A posição ótima de NXP não pode ser predefinida para todas as condições operacionais. Para condições de funcionamento diferentes das condições de projeto, deve ser possível ajustar o NXP de forma a maximizar o desempenho do ejetor [23].

É também possível construir mapas do funcionamento dos ejetores de geometria variável, que assinalam os pontos críticos de funcionamento dependendo das condições operacionais. A título de exemplo apresenta-se o mapa obtido por Varga et al. [24] após análise CFD de um ciclo de ejeção de R152a (Figura 2.11). A situação marcada pela seta a traço interrompido indica que para uma pressão de condensação de 710 kPa e temperatura de geração de 75°C , o valor máximo de λ de 0,37 pode ser obtido com o posicionamento do fuso numa posição específica situada algures entre 1 e 3 mm.

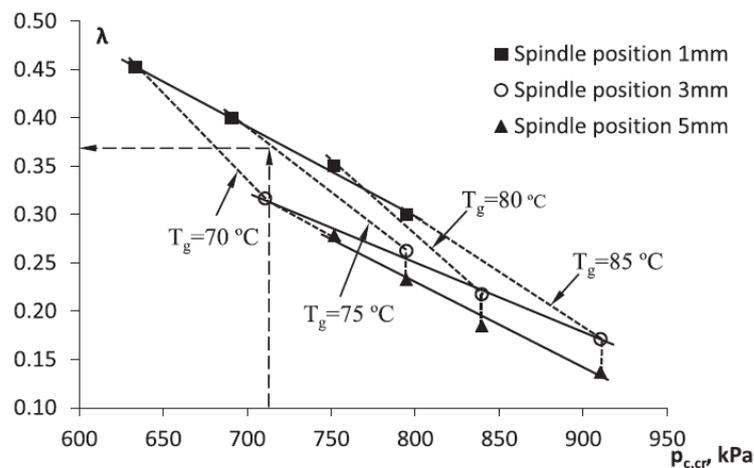


Figura 2.11 – Mapa de funcionamento de um ciclo de ejeção de R152a com ejetor de geometria variável. Os pontos de funcionamento críticos são apresentados para várias posições do fuso (*Spindle*) e para várias condições operacionais [24].

3 Descrição do sistema experimental SOLAR- TDF

O sistema experimental SOLAR-TDF é uma instalação de demonstração e teste de ar-condicionado solar, que pode funcionar em regime de aquecimento ou arrefecimento. A instalação consiste em dois espaços: a sala de equipamentos com uma área de 4 m² e altura de 2,5 m, onde se encontra equipamento necessário para o funcionamento do sistema de ar-condicionado solar; e o espaço a climatizar com uma área de 15 m² e uma altura de 2,5 m (Figura 3.1). Ambos os edifícios são compostos por painéis estruturais compósitos, com uma estrutura *sandwich* de três camadas: as camadas de fora são compostas por um material compósito de fibra de vidro e uma resina reativa; e a camada interior é composta por poliestireno. O ciclo utilizado para gerar a potência de arrefecimento é um ciclo de ejeção, com um ejetor de geometria variável, que é capaz de ajustar a sua geometria (r_A e NXP) de acordo com as condições operacionais. O ciclo é acionado termicamente através da energia transformada nos coletores solares e o seu consumo de energia elétrica é reduzida.



Figura 3.1 – Edifícios da instalação experimental SOLAR-TDF. À esquerda encontra-se o espaço a climatizar e à direita a casa das máquinas, ainda vazia [47].

Os componentes do sistema SOLAR-TDF podem ser organizados em quatro subsistemas (Figura 3.2): coletores solares; ciclo de ejeção; sistema de distribuição de energia térmica (TED); e espaço a climatizar. O sistema de distribuição de energia pode ainda ser dividido no circuito solar, sistema de distribuição de calor ao gerador, sistema de distribuição de calor ou frio ao ventiloinveter e sistema de dissipação de calor. A Figura 3.2 mostra um esquema 3D da instalação SOLAR TDF. Nas secções seguintes, são apresentados o funcionamento destes sistemas e os componentes que os constituem, com maior detalhe.

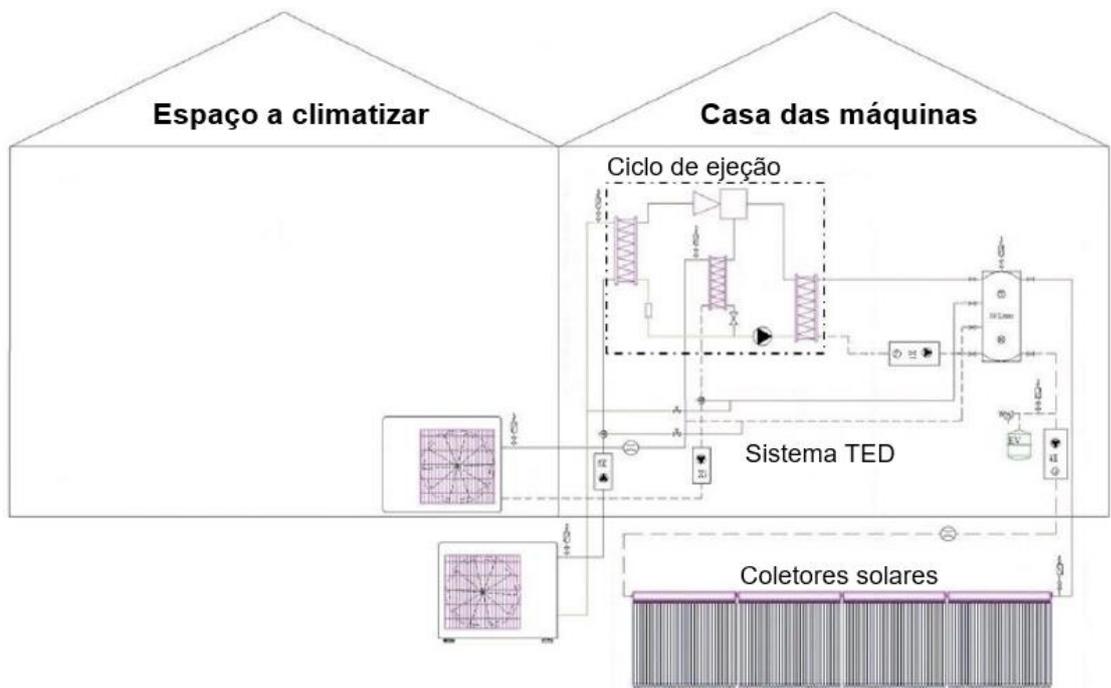


Figura 3.2 – Esquema da instalação hidráulica do SOLAR-TDF [47].

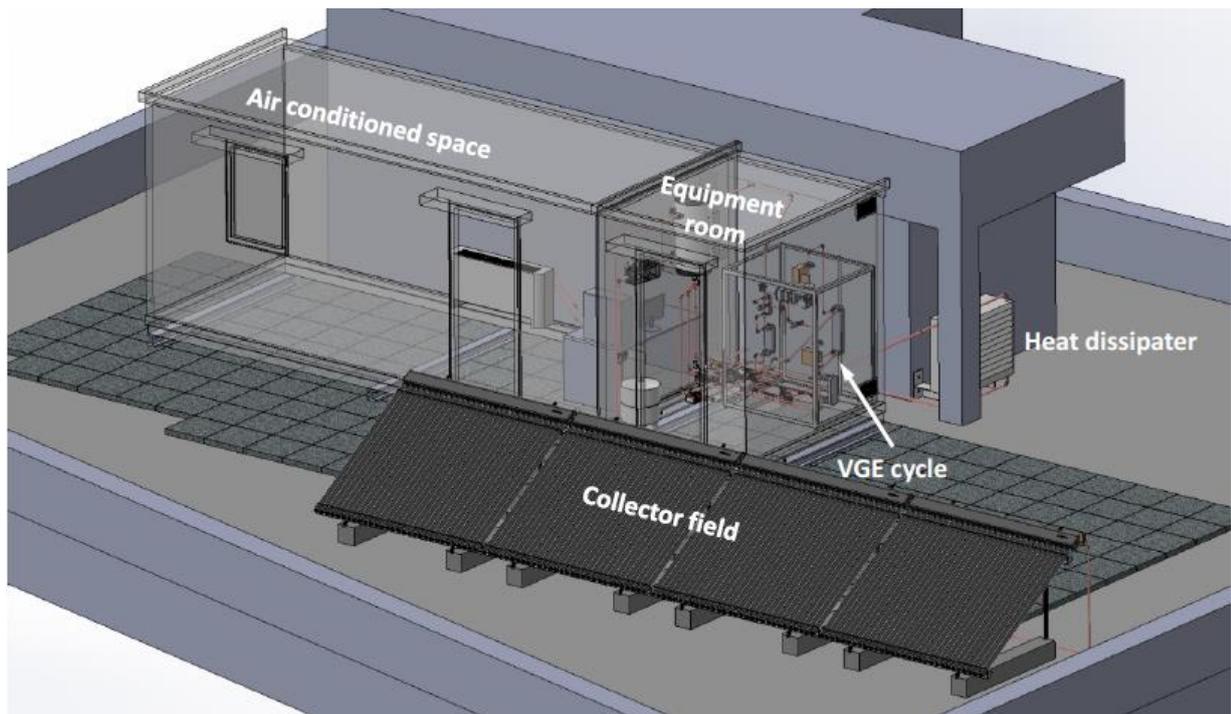


Figura 3.3 – Esquema 3D da instalação SOLAR-TDF, indicando os componentes principais: coletores solares (“Collector field”); espaço climatizado (“Air conditioned space”); sala das máquinas (“Equipment room”); dissipador de calor (“Heat dissipater”); e ciclo de ejeção (“VGE cycle”) [47].

3.1 Circuito solar

Os coletores solares térmicos são responsáveis pelo fornecimento de energia ao sistema. Existem quatro coletores de tubos de vácuo (AR30, BAXI) ligados em série, com um total de 120 tubos, o que corresponde a uma área de captação de aproximadamente 13 m^2 , que permite uma potência nominal de $7,5 \text{ kW}$, considerando uma temperatura à saída de 85°C , 72% de eficiência e 800 W/m^2 de radiação solar. Os coletores estão virados a sul, com uma inclinação de 35° em relação ao plano horizontal, de forma a maximizar a energia solar recolhida durante o ano. Na Figura 3.4, apresenta-se um esquema das ligações hidráulicas do circuito solar, onde circula água pressurizada a 3 bar. Este subsistema inclui ainda um reservatório, uma válvula de segurança de 6 bar, um vaso de expansão (Vasoflex Solar 50/2,5L, BAXI), um grupo hidráulico solar (Solar Hydraulic 20, BAXI), um caudalímetro ultrassons (DUK 21G4HL443L, Kobold) e três purgas de ar. O reservatório tem uma capacidade de 50 litros, e é responsável por armazenar a energia térmica transformada nos coletores, que será depois distribuída para o resto do sistema. O volume do reservatório de 50 litros, permite o funcionamento do ciclo de ejeção durante aproximadamente 30 minutos sem radiação solar. O grupo hidráulico solar é constituído por uma bomba de circulação (SXM 25, BAXI), uma válvula de retenção e uma válvula reguladora de caudal. Para evitar que a bomba de circulação esteja sempre a funcionar apesar de não existir radiação solar suficiente para produzir calor, o sistema só deverá ligar a bomba quando medir uma diferença de temperatura entre entrada e saída dos coletores superior a $1,5^\circ\text{C}$.

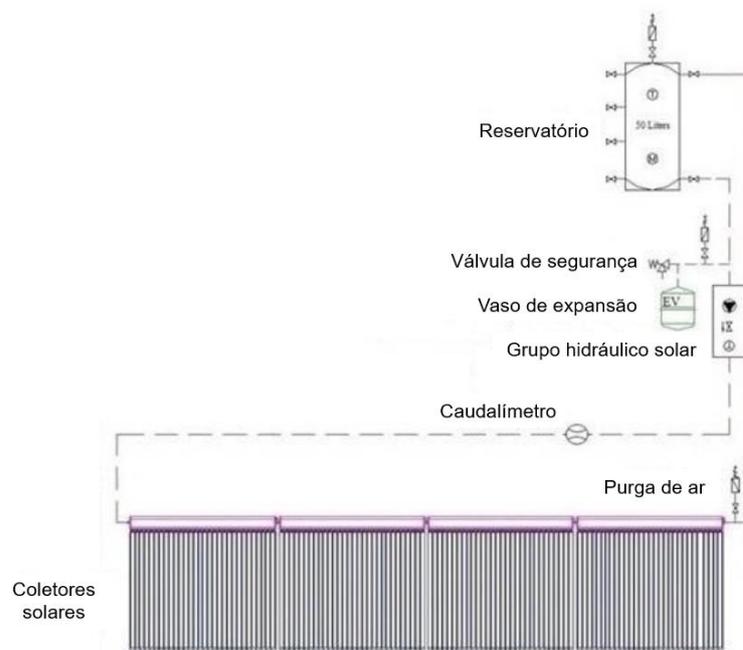


Figura 3.4 – Esquema hidráulico do circuito solar [47].

3.2 Ciclo de ejeção

O ciclo de ejeção presente na instalação SOLAR-TDF é um ciclo de ejeção simples (Figuras 3.5 e 3.6) dimensionado de forma a funcionar com R600a (isobutano). A geometria de base do ejetor foi dimensionada para as temperaturas de geração, condensação e evaporação de 80°C , 37°C e 10°C respetivamente [48]. Para estas condições a potência nominal do ciclo é de $1,5 \text{ kW}$ [48]. A variação da geometria do ejetor é feita ajustando os parâmetros de NXP e r_A , através de um fuso (“*spindle*”) a montante do ejetor, que restringe a área da garganta do bocal primário, tal como foi proposto em [49]. Ambas as variáveis são medidas em milímetros, sendo que o

zero do *spindle* corresponde à posição completamente fechada que impede o escoamento primário, e o zero do *NXP* corresponde à posição fechada que impede o escoamento secundário. Tanto o gerador, como o condensador e o evaporador são permutadores de calor de placas planas (Alfa Laval, Sweden). O gerador de vapor é composto por dois permutadores, sendo que o primeiro aumenta a temperatura do fluido de trabalho até à pressão de saturação e só no segundo é que ocorre a mudança de fase. Todos os permutadores do ciclo trocam calor com água do sistema de distribuição de energia térmica (TED). Para aumentar a pressão do fluido de trabalho à entrada do gerador, é colocada uma bomba de palhetas de acoplamento magnético (Fluid-o-Tech srl, Italy) com uma altura manométrica máxima de 16 bar. A expansão do fluido de trabalho ocorre na válvula de laminagem de ajuste manual (Swagelok, USA). Existe ainda um separador de vapor à saída do condensador, para garantir que à entrada da bomba o fluido de trabalho está totalmente no estado líquido. Para a melhor compreensão do funcionamento do ciclo de ejeção, remete-se o leitor para o Capítulo 2. Para minimizar as perdas de calor na instalação, todos os componentes do ciclo, incluindo os tubos, foram cobertos por um material isolante (Armacell, Germany).

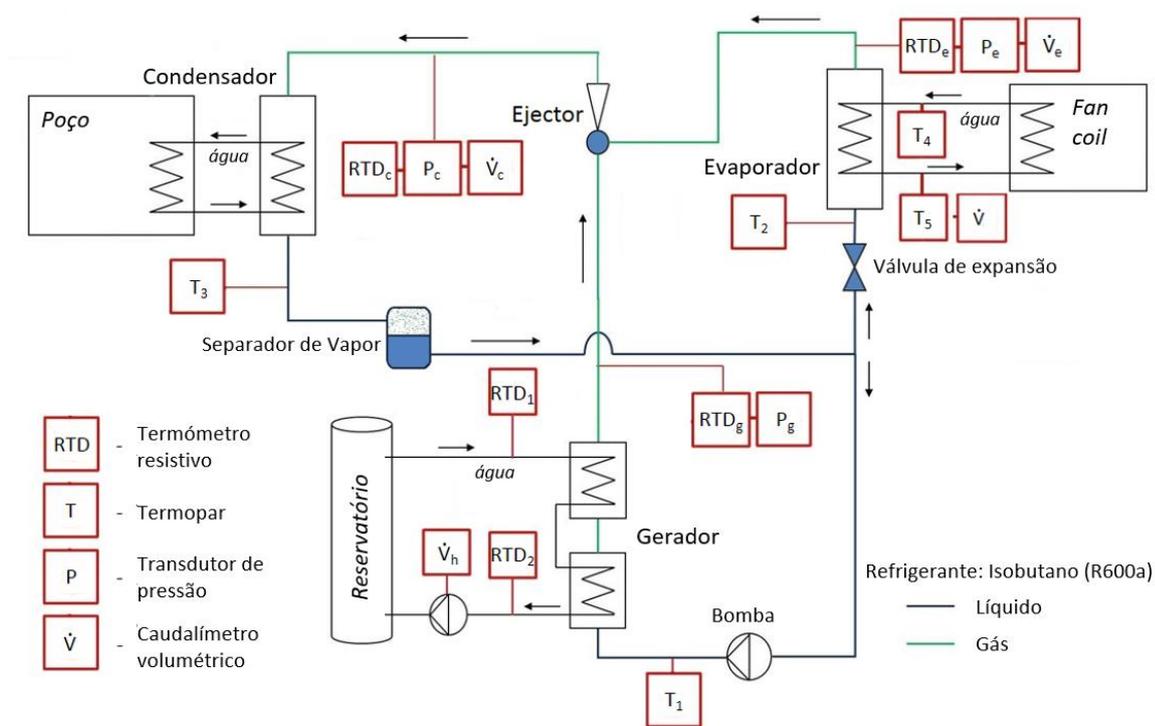


Figura 3.5 – Esquema do ciclo de ejeção da instalação SOLAR-TDF e instrumentação utilizada. Adaptada de [49].



Figura 3.6 – Ciclo de ejeção da instalação SOLAR-TDF, com identificação dos componentes principais [48].

3.3 Circuito de distribuição de calor ao gerador

Para que o ciclo frigorífico de ejeção seja acionado, os permutadores de calor do gerador estão ligados ao reservatório (Figura 3.7). A bomba de circulação de baixo consumo (Quantum ECO 1025, BAXI) está colocada na tubagem de retorno do gerador, para evitar temperaturas demasiado altas da água no interior da bomba. O grupo hidráulico da bomba contém também uma válvula de retenção e uma válvula reguladora de caudal.

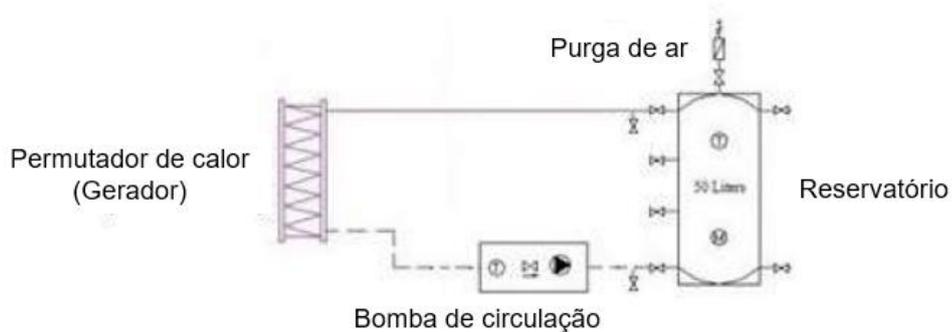


Figura 3.7 – Sistema de distribuição de calor ao gerador [47].

3.4 Subsistema de distribuição de calor/frio ao ventiloconvetor

O subsistema de distribuição de calor/frio ao ventiloconvetor foi desenhado, de forma a fornecer ao ventiloconvetor (FSTD-15 2T, DAITSU) no interior do espaço a climatizar calor ou frio, dependendo de o regime ser de aquecimento ou de arrefecimento, respetivamente. Tal como constata na da Figura 3.8, o ventiloconvetor pode ser ligado à fonte quente (reservatório) e à fonte fria (permutador de calor do evaporador). O controlo do funcionamento do sistema numa das duas possibilidades, de aquecimento ou arrefecimento, é feito a partir da válvula de três vias assistida por um servomotor (1" SM-41, BAXI). Este subsistema inclui ainda uma bomba de circulação (Quantum ECO1035, BAXI), uma válvula reguladora de caudal, colocada à entrada da bomba, e um caudalímetro de ultrassons (DUK 21G4HL443L, Kobold).

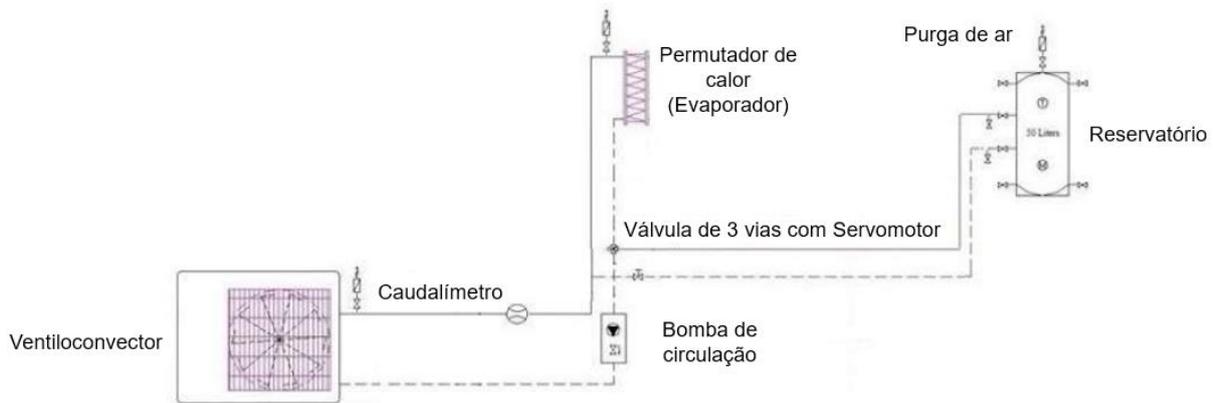


Figura 3.8 – Esquema hidráulico do sistema de distribuição de calor ou frio ao ventiloconvetor [47].

3.5 Subsistema de dissipação de calor

Durante o funcionamento da instalação SOLAR-TDF é necessário dissipar calor em dois casos distintos: arrefecimento do reservatório, devido à produção excessiva de calor por parte dos coletores solares; e arrefecimento do condensador do ciclo de ejeção. Para controlar estas duas possibilidades, encontra-se instalada uma válvula de três vias com servomotor (1 ½" SM-41, BAXI), que faz a ligação do dissipador ao reservatório ou ao gerador. O dissipador é um ventiloconvetor (Unitermos UL-217 G, BAXI), que se encontra fora da casa das máquinas, trocando calor com o ambiente. Este sistema inclui ainda uma bomba de circulação de baixo consumo (Quantum ECO1035, BAXI), colocada no tubo de retorno do dissipador por ser uma posição que minimiza a temperatura da água no interior desta. Na Figura 3.9 apresenta-se um esquema das ligações hidráulicas deste subsistema.

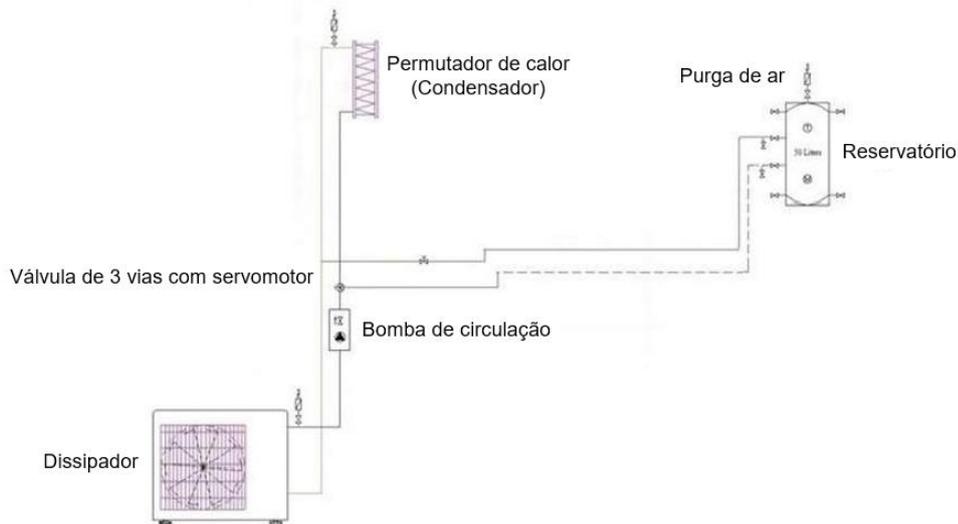


Figura 3.9 – Esquema hidráulico do sistema de dissipação de calor [47].

Para além da dissipação de calor do condensador através do ventiloconvetor, é também possível arrefecer o condensador com água de um poço existente na FEUP (Figura 3.5). No caso de o condensador ser arrefecido pelo dissipador de calor para o ar, as temperaturas de condensação obtidas são mais altas (tipicamente $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ acima da temperatura ambiente), resultando em valores de *COP* mais baixos. Para melhorar o desempenho do sistema, o condensador foi ligado ao poço da FEUP de uma forma fechada, utilizando o poço como reservatório térmico. Nesta configuração, a temperatura de condensação é controlável, regulando o caudal mássico de água que circula entre poço e condensador, sendo que é possível obter temperaturas mais baixas do que no primeiro caso. Por estas razões, de uma forma geral quando o ciclo está em funcionamento, é utilizada a água do poço para arrefecer o condensador. Após ter-se desligado o sistema, é também dissipado calor do condensador através do ventiloconvetor, para que o sistema arrefeça e entre em repouso mais rapidamente.

3.6 Instrumentação

A monitorização do sistema e a avaliação do seu desempenho são feitos a partir dos dados recolhidos pelos vários instrumentos instalados no SOLAR-TDF (Figura 3.5 e 3.10). O sistema de aquisição de dados consiste num *data logger* HP Agilent 34970A e num computador, colocados no espaço climatizado. O *data logger* recolhe os dados medidos pelos sensores e transdutores com uma frequência definida pelo utilizador e envia-os para o computador, onde é possível monitorizar o sistema em tempo real num programa desenvolvido em *LabVIEW* (National Instruments). No mesmo programa é também possível controlar outras variáveis, tais como o ligar e desligar das bombas, o controlo de posição do *spindle* e *NXP* e o ligar e desligar do sistema de dissipação de calor (Figura 3.11). Existe ainda um segundo *data logger* (Amprobe TR200-A) responsável pela medição da temperatura e humidade relativa do espaço climatizado. No final de cada experiência, é possível descarregar os dados recolhidos por ambos os *data logger* e fazer a análise destes em *MS Excel* e *EES* (F-Chart).

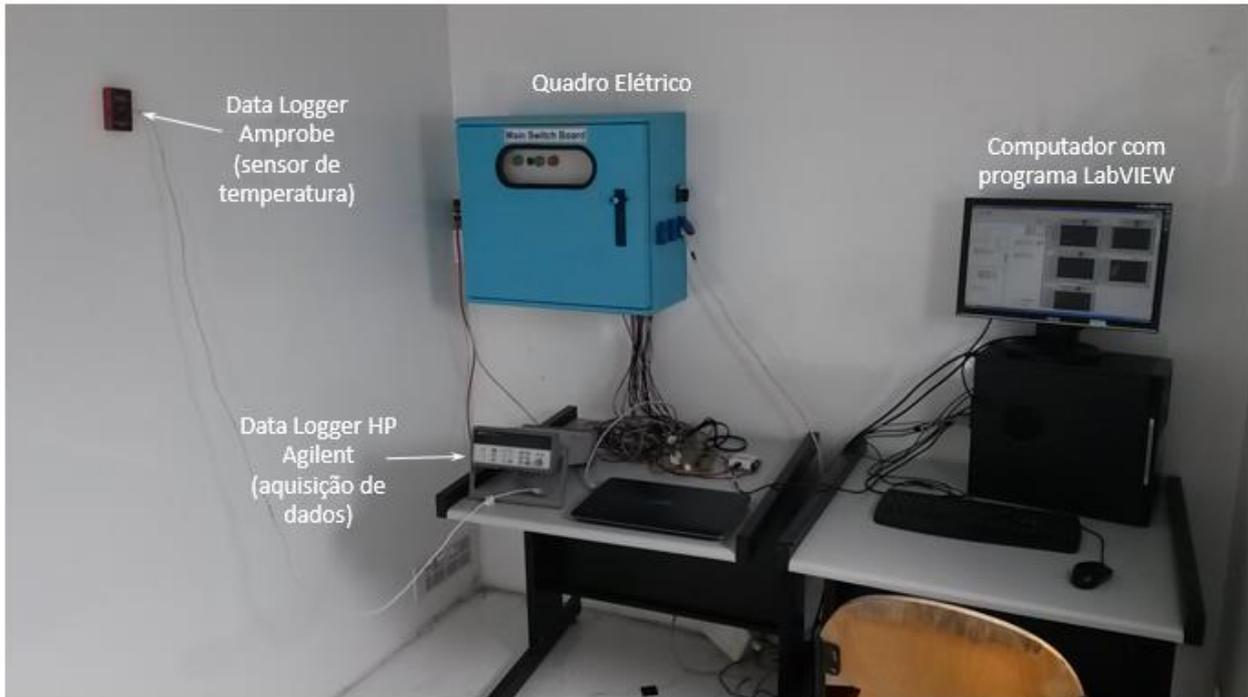


Figura 3.10 – Sistema de aquisição de dados instalado dentro do espaço a climatizar.

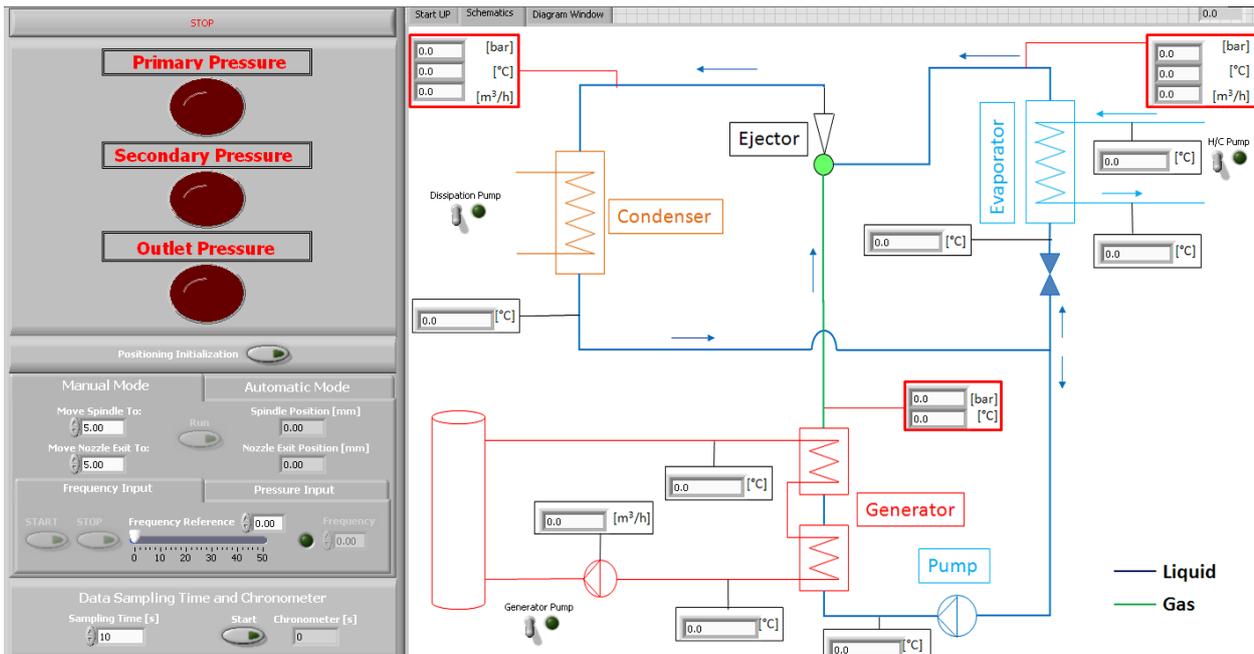


Figura 3.11 – Janela do programa em LabVIEW, onde é possível monitorizar o sistema, controlar *SP* e *NXP* e o ligar e deligar de bombas.

No ciclo de ejeção, a pressão é medida nas entradas e saída do ejetor através de três transdutores de pressão (SEN-86, Kobold), com uma gama de medição de 6 a 25 bar e uma exatidão de 0,5% do fim de escala. Nas mesmas posições, são também medidas as temperaturas através de três sensores RTD (SF50-b-4-p-1-4-50, KIMO), numa montagem de quatro fios, com uma gama de medição de 0 a 100°C e um erro de $\pm 0,08^\circ\text{C}$. Além disso, são também medidas as temperaturas do R600a à saída do condensador e da bomba, e à entrada do evaporador, através de termopares tipo T (Tecnisis) devidamente calibrados, com um erro máximo de 0,35°C. Para medir os caudais volumétricos secundário e à saída do ejetor, ambos no estado de vapor, foram utilizados dois rotâmetros (BGN-S, Kobold), com exatidões de 2,2% do fim de escala. Para ser possível

determinar as potências caloríficas que entram no ciclo, são também medidos os respectivos caudais volumétricos da água, através de caudalímetros ultrassons (DUK 21G4HL443L, Kobold), desenhados para operar em temperaturas até 120°C, com um erro de 3%. A temperatura ambiente é do mesmo modo medida através de um termopar tipo T, semelhante aos mencionados anteriormente. No ciclo solar, também são usados termopares calibrados tipo T (erro máximo de 0,2°C), para a medição de temperaturas à entrada e saída dos coletores. O caudal de água, que escoar no circuito solar, é medido por um caudalímetro de ultrassons (DUK 21G4HL443L, Kobold), com uma precisão de 3%. Para ser possível determinar as potências caloríficas trocadas no ventiloinveter do espaço a climatizar, é medida a temperatura tanto à entrada como à saída deste, através de termopares tipo T. A transformação dos caudais volumétricos em caudais mássicos é feita através das equações do *EES*, atendendo às pressões e temperaturas medidas nos mesmos pontos onde são feitas as medições de caudal. Por fim, a radiação solar é medida no plano dos coletores, através de um Piranómetro.

É também possível monitorizar de forma independente o circuito solar através de um controlador CS-10 (BAXI). O controlador é capaz de comandar o ligar ou desligar tanto da bomba de circulação do circuito solar como da bomba de dissipação. Este controlador tem ainda acesso a quatro temperaturas: temperatura medida numa secção superior do reservatório; temperatura medida numa secção inferior do reservatório; temperatura à entrada dos coletores solares; e temperatura à saída dos coletores solares. Através da monitorização destas temperaturas, o controlador é capaz de gerir vários parâmetros e ainda aplicar mecanismos de segurança, que têm como fim a protecção dos componentes do circuito solar. Um dos parâmetros de controlo é a bomba de circulação do circuito solar, que somente é ligada quando o controlador deteta uma diferença de temperaturas entre a entrada e a saída dos coletores solares superior a 1,5°C. Isto evita o funcionamento desnecessário do sistema, quando a radiação solar é insuficiente para produzir calor. Para proteger o sistema do sobreaquecimento do circuito solar, é possível estabelecer uma temperatura máxima à saída dos coletores, a partir da qual o controlador liga o sistema de dissipação de calor, de modo a baixar a temperatura deste circuito. Para evitar o congelamento do fluido de trabalho nos coletores solares quando a temperatura ambiente é muito baixa, é possível definir uma temperatura mínima dos coletores, abaixo da qual a bomba de circulação é ligada. Por último, mesmo quando a diferença de temperaturas entre entrada e saída dos coletores é inferior a 1,5°C, o controlador força o ligar da bomba de circulação durante um minuto a cada 10 minutos, para evitar problemas de estagnação dentro dos coletores. Esta funcionalidade tem especial relevância nos dias de radiação intermitente, em que num determinado período de tempo se pode ter radiação solar baixa, e assim a bomba de circulação ser desligada, e imediatamente a seguir ter-se radiação solar muito intensa, que na ausência de escoamento do fluido de trabalho no circuito solar durante um período demasiado grande, poderia levar ao aquecimento deste até temperaturas superiores à temperatura de vaporização.

O ciclo de ejeção da instalação SOLAR-TDF tem como fluido de trabalho o R600a (Isobutano), que se caracteriza por ser um fluido altamente inflamável. Além disso, o fluido de trabalho do ciclo encontra-se pressurizado, o que pode levar a fugas no caso de haver problemas de vedação. Como medida de segurança, foi instalado um detetor de fugas dentro da casa das máquinas, que na eventualidade de detetar uma fuga, desliga a alimentação eléctrica do sistema, para minimizar o risco de explosão (Figura 3.12). O detetor foi deliberadamente colocado no chão da casa das máquinas, visto que a massa específica do Isobutano (2,5 kg/m³ a 15°C e 100 kPa) é superior à do ar (1,2 kg/m³ a 15°C e 100 kPa).



Figura 3.12 – Detetor de fugas de R600a (isobutano) colocado no chão da casa das máquinas.

4 Resultados experimentais e Discussão

Como já foi referido no capítulo 3, a instalação SOLAR-TDF pode funcionar em dois regimes distintos: aquecimento e arrefecimento. Como tal, foram feitos testes na instalação, funcionando nos dois modos. Os resultados e respetiva discussão para ambos os regimes de funcionamento, serão apresentados e discutidos nas secções que se seguem.

4.1 Resultados experimentais em modo de aquecimento

Para avaliar as capacidades de aquecimento da instalação experimental, foi feito um teste no dia 23 de março de 2017, que se caracterizou por ser particularmente frio para a época e com um tempo de aguaceiros. As temperaturas ambiente e do espaço a climatizar foram registadas durante o período de 24 h desse dia. Sensivelmente às 9:20 h, começou-se a experiência e iniciou-se o aquecimento do espaço. O controlo do sistema foi manual, i.e., a bomba do sistema de distribuição de calor ao ventiloinvetor, que o liga à fonte quente, foi desligada através da interface *LabVIEW*, quando a temperatura do espaço ultrapassasse os 25°C e a mesma bomba foi ligada quando a temperatura descresse dos 24°C. Este teste tinha como objetivo avaliar se o sistema seria capaz de aquecer o espaço a uma temperatura de conforto com condições meteorológicas de radiação solar intermitente, características de aguaceiros. Queria-se, assim, perceber se o reservatório de 50 l seria suficiente para fornecer energia térmica durante os períodos de chuva, em que a radiação solar era diminuta, e se o subsistema solar seria capaz de utilizar os períodos de céu aberto para voltar a aquecer o reservatório. O teste terminou às 20:10 h quando deixou de ser mais possível manter o espaço a climatizar a uma temperatura mínima de 24°C. Durante este período, das 9:20 h às 20:10 h, o controlo manual da bomba do sistema de distribuição de calor ao ventiloinvetor foi sempre assegurado, menos durante um período de tempo das 12:15 h às 13:15h, por me ter ausentado do local de teste para almoçar (Tabela 4.1). A temperatura de 24°C é uma temperatura superior às temperaturas típicas de conforto para o inverno (entre 20 e 23°C segundo a ASHRAE [50]). A escolha de uma temperatura tão alta deveu-se ao facto de se querer testar a instalação numa situação mais exigente do que a necessária. Se a instalação fosse capaz de aquecer o espaço a uma temperatura de 24°C, isto significaria que provavelmente conseguiria aquecer o espaço a uma temperatura de 22°C num dia ainda mais frio ou com menos radiação solar.

Tabela 4.1 – Hora de início e fim da experiência. Indicação do período de tempo em que me ausentei devido a almoço

Início	9:24 h
Fim	20:10 h
Almoço	12:15 – 13:15 h

A evolução durante um período de 24 horas do dia 23 de março de 2017 da temperatura ambiente, do espaço a climatizar e à entrada dos coletores solares estão apresentadas na Figura 4.1. Também se mostra os períodos de tempo em que a bomba de distribuição do calor ao ventiloinvetor esteve ligada. A evolução da radiação solar incidente nos coletores solares durante o teste encontra-se ilustrada na Figura 4.2. O resumo das condições meteorológicas durante a experiência encontra-se apresentado na Tabela 4.2. Como se vê, o dia de 23 de março de 2017 caracterizou-se por ser particularmente frio para a época com temperaturas mínimas, máximas e médias de 3,3°C (às 8:00 h), 11 °C (às 16:30 h) e 6,6°C respetivamente. As condições meteorológicas foram bastante variáveis, com períodos de chuva intensa em que a radiação solar foi muito baixa (por exemplo entre as 10:36 h e as 11:18, em que a radiação solar incidente nos coletores foi sempre abaixo dos 100 W/m²), e curtos períodos de céu limpo em que a radiação solar incidente nos coletores chegou aos 1015 W/m² (às 13:51 h). É também de realçar que neste dia o pôr-do-sol foi às 18:50 h no Porto, altura a partir da qual a radiação solar incidente nos coletores foi essencialmente nula.

Tabela 4.2 – Resumo das condições meteorológicas durante a experiência no dia 23 de março de 2017 no Porto

$T_{amb,max}$ [°C]	11
$T_{amb,min}$ [°C]	3,3
$T_{amb,med}$ [°C]	6,6
I_{med} [W/m ²]	331,7
I_{max} [W/m ²]	1015

O aquecimento do espaço iniciou-se às 9:24 h, altura em que se registavam 5,5°C dentro da casa. Em sensivelmente 80 minutos a energia capturada nos coletores foi suficiente para permitir que o espaço atingisse a temperatura pretendida de 24°C. A partir deste momento até às 20:10 h, altura em que se desligou o sistema, foi possível manter a casa numa gama de temperaturas entre 24 e 25°C tal como era pretendido, com apenas duas exceções: das 11:15 h às 11:45 h, devido à chuva intensa que se registava, que levou ao arrefecimento do reservatório; e um período breve entre as 12:15 h e as 13:15 h, por me ter ausentado da instalação para almoçar. Apesar disso, a temperatura nunca baixou dos 22°C, uma temperatura que também pode ser considerada de conforto. Analisando a evolução das temperaturas ambiente e de dentro do espaço a climatizar, é também possível concluir como a inércia térmica da casa é muito baixa. Desde as 00:00 h de dia 23 até ao início do aquecimento, a temperatura da casa manteve-se sempre a $\pm 1^\circ\text{C}$ da temperatura ambiente. A partir das 20:10 h, altura em que desligou o sistema, até às 00:00 h desse mesmo dia, a temperatura da casa desceu muito rapidamente dos 24°C até aos 10°C (apenas mais 4°C do que a temperatura ambiente registada a esta hora). Isto significa, que na ausência de aquecimento ativo dentro da casa, a temperatura no seu interior tenderá sempre muito rapidamente para a temperatura ambiente.

Analisando agora o desempenho dos coletores solares, na Figura 4.1 nota-se como num período de aproximadamente 3 horas desde o começo do teste (das 9:20 h até às 12:32 h), a temperatura do reservatório, indicada pela temperatura de entrada dos coletores, atingiu a temperatura máxima de 84°C. Para este período, a radiação solar média incidente nos coletores foi de apenas 366 W/m². Como a gama de temperaturas de funcionamento do ventiloinvetor está limitada a uma temperatura máxima de 60°C, foi acionado o sistema de dissipação de calor, o que provocou uma descida da temperatura à entrada dos coletores solares dos 84°C (às 12:32 h) até aos 45°C (às 13:15 h). De uma forma geral, para manter a temperatura do reservatório sempre abaixo dos 60 °C, o calor em excesso absorvido nos coletores foi dissipado para o ambiente. O sistema de dissipação foi acionado por uma última vez às 16:25 h. A partir deste momento até

ao pôr-do-sol (às 18:50 h), a radiação solar incidente nos coletores foi suficiente para produzir o calor necessário para manter o reservatório dentro de uma gama de temperaturas entre 58 e os 45 °C, que se revelou ser suficiente para manter o espaço aquecido. A partir do pôr-do-sol, a temperatura do reservatório desceu muito rapidamente (aproximadamente 17°C/h), uma vez que as necessidades de aquecimento do espaço eram cada vez maiores, devido principalmente à ausência de ganhos solares na casa, e uma vez que os coletores solares já não conseguiam produzir energia. O teste terminou às 20:10 h, quando os 27°C medidos à entrada dos coletores solares já não se revelavam suficientes para aquecer o espaço a mais de 24°C.

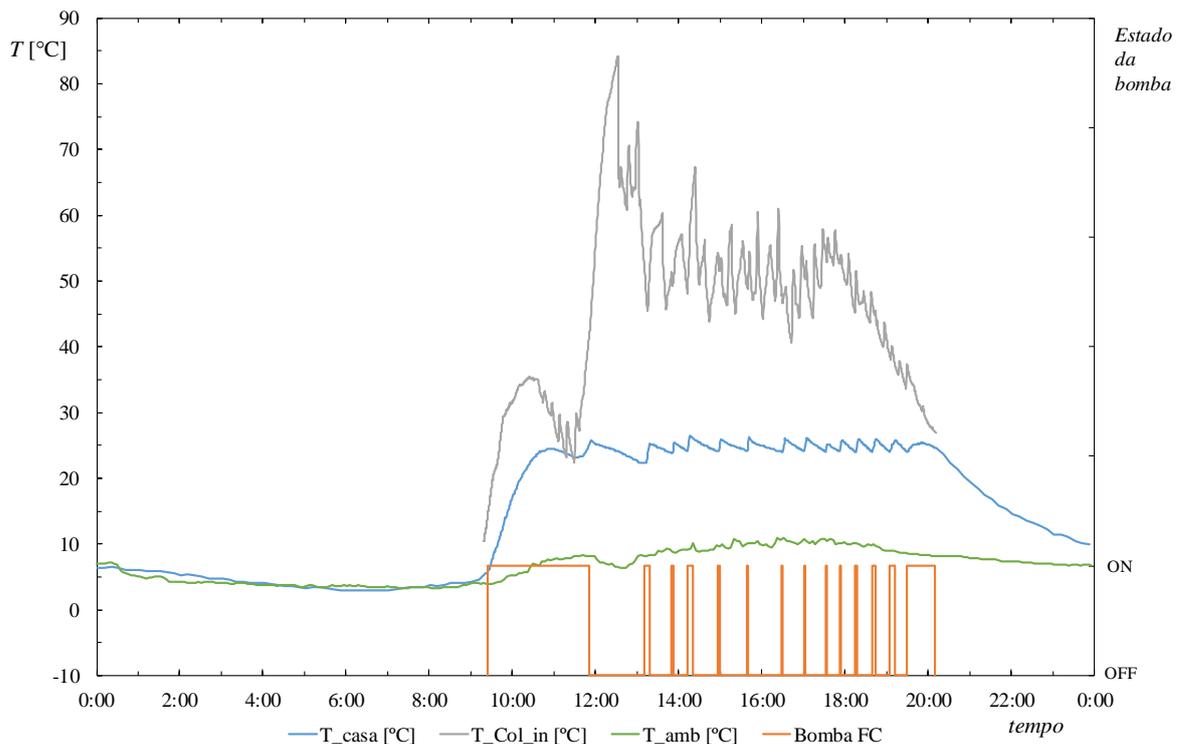


Figura 4.1 – Evolução das temperaturas ambiente (T_{amb}), do espaço a climatizar (T_{casa}) e à entrada dos coletores ($T_{\text{Coletores_entrada}}$) durante a experiência. Também se encontram representados os períodos de tempo em que a bomba de distribuição de calor ao ventiloinveter (Bomba FC) esteve ligada.

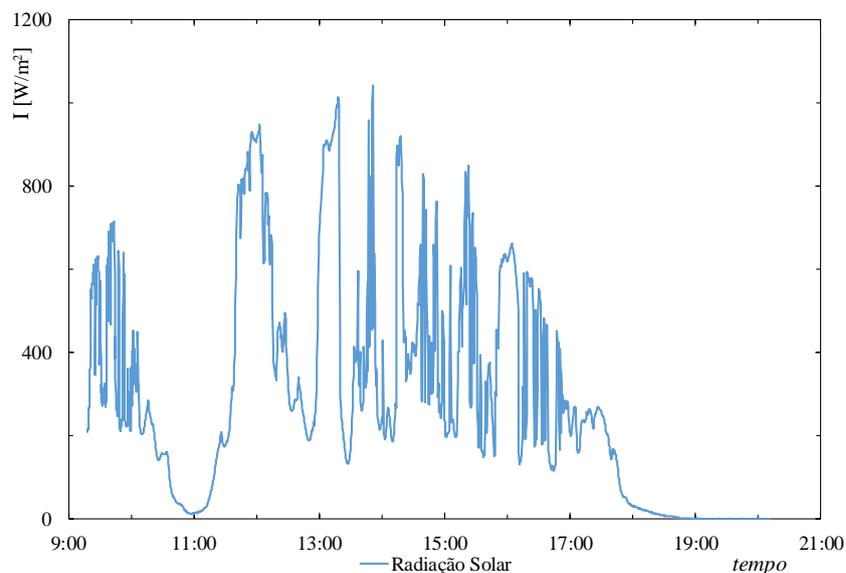


Figura 4.2 – Radiação solar incidente nos coletores solares durante a experiência. Evolução bastante irregular devido à existência de aguaceiros.

Após ter-se analisado as evoluções das temperaturas descritas acima, foi utilizado um modelo *EES*, para calcular as potências em jogo durante o teste na instalação SOLAR-TDF. A potência solar útil, \dot{Q}_u , e a potência de aquecimento trocada no ventiloinvetor, \dot{Q}_{FC} , foram calculadas da seguinte forma:

$$\dot{Q}_u = \eta_{col} \cdot \dot{Q}_s \quad (4.1)$$

$$\dot{Q}_s = A_{col} \cdot I \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_{FC} = \dot{m}_{FC} \cdot c_{p,FC} \cdot (T_{FC,in} - T_{FC,out}) \quad (4.3)$$

O rendimento dos coletores, η_{col} , foi determinado tendo em conta a curva teórica que se apresenta na Figura 4.3, sendo que T^* é dado por:

$$T^* = \frac{T_{col,med} - T_{amb}}{I} \quad (4.4)$$

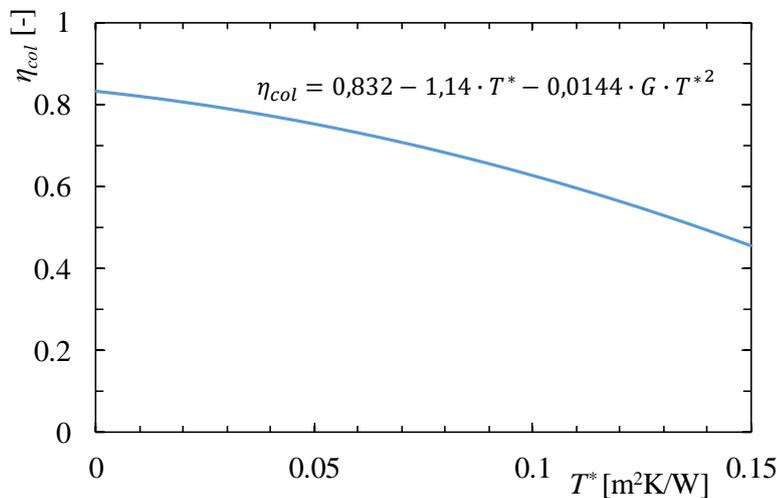


Figura 4.3 – Curva teórica do rendimento dos coletores solares utilizados.

Na Tabela 4.3 é apresentado um resumo das potências médias obtidas. Os valores médios (obtidos para o tempo total da experiência) não são os melhores indicadores para avaliar a capacidade do sistema, visto que durante longos períodos de tempo o ventiloinvetor dentro do espaço foi desligado, para evitar o sobreaquecimento do espaço. Além disso, no subsistema solar a bomba de circulação foi apenas ligada nos períodos de tempo em que a diferença de temperatura entre entrada e saída dos coletores fosse maior do que $1,5^\circ\text{C}$. Por isso, sempre que a radiação solar não fosse suficiente para produzir esta diferença de temperatura, \dot{Q}_u e η_{col} foram nulos. Se calcularmos as respetivas médias, considerando somente os períodos de tempo durante os quais as bombas de circulação correspondentes a ambos os circuitos estiveram ligadas, obtém-se os resultados apresentados na segunda coluna da Tabela 4.3. Estes valores médios calculados, considerando apenas os períodos de tempo em que existiu caudal nos respetivos circuitos, representam as potências nominais que o sistema é capaz de produzir. No entanto, como o sistema foi capaz de produzir uma potência calorífica superior às necessidades do espaço, os valores médios considerando o tempo total da experiência são muito mais baixos. Isto significa que o sistema SOLAR-TDF se encontra sobredimensionado quando em funcionamento em regime de aquecimento.

Tabela 4.3 – Valores médios de potência solar útil (\dot{Q}_u), rendimento solar (η_{col}) e potência de aquecimento trocada no ventilconvetor do espaço (\dot{Q}_{FC}) obtidos durante a experiência. Médias calculadas considerando o tempo total da experiência

	Considerando tempo total da experiência	Considerando apenas os períodos de tempo em que existiu caudal nos respectivos circuitos
\dot{Q}_u [kW]	2,93	5,75
η_{col}	0,31	0,62
\dot{Q}_{FC} [kW]	0,74	2,65

Para avaliar o sistema do ponto de vista energético, integraram-se as potências \dot{Q}_u e \dot{Q}_{FC} ao longo do dia. Os resultados são apresentados na Tabela 4.4. Note-se, que subtraindo E_u com E_{FC} se obtém a soma de E_{D+P} e ΔE_{Res} .

$$E_u = E_{FC} + E_{D+P} + \Delta E_{Res} \quad (4.5)$$

Ou seja, a energia solar transformada nos coletores foi utilizada em 25,4% para aquecer o espaço, em 3% para aquecer o reservatório da temperatura inicial (cerca de 12 °C) até à temperatura registada no final da experiência (cerca de 28 °C) e os restantes 71,6% foram dissipados para o ambiente. Este último valor é muito elevado, já que durante o teste houve sobreprodução de calor útil solar, que teve de ser dissipado voluntariamente para o ambiente, utilizando o sistema de dissipação, para manter a temperatura do sistema dentro da gama de temperaturas de funcionamento do ventilconvetor. Porém, E_{D+P} inclui não só a energia dissipada para o ambiente através do dissipador, como também as perdas térmicas da instalação. Para quantificar as perdas, foi feita uma integração semelhante à anterior, mas considerando apenas o período de tempo desde o início do teste até às 11:52 h, altura em que se desligou pela primeira vez o ventilconvetor (ver Figura 4.1). Os resultados desta análise encontram-se na Tabela 4.5. Note-se que, como durante período considerado o ventilconvetor do espaço esteve sempre ligado, a fração da energia solar que foi utilizada para o aquecimento do espaço foi muito maior do que no caso anterior (64% contra os 25,4% no caso anterior). Além disso, 30% da energia solar foi utilizada para aumentar a temperatura do reservatório de 12 °C (temperatura inicial) até aos 43 °C (temperatura às 11:52 h). Assim, pode-se concluir que apenas 6% da energia solar foram perdas térmicas da instalação.

Tabela 4.4 – Valores de energia solar útil (E_u), energia introduzida no espaço pelo ventilconvetor (E_{FC}), energia dissipada (E_D) e energia acumulada no reservatório desde o início da experiência (ΔE_{Res}). Valores de E_{Solar} e E_{FC} obtidos, integrando as respetivas potências para o período de tempo da experiência

E_u [MJ]	114,7	
E_{FC} [MJ]	29,1	25,4%
E_{D+P} [MJ]	82,2	71,6%
ΔE_{Res} [MJ]	3,4	3%

Tabela 4.5 – Valores de energia solar útil (E_u), energia introduzida no espaço pelo ventilconvetor (E_{FC}), energia perdida (E_P) e energia acumulada no reservatório desde o início da experiência (ΔE_{Res}). Valores de E_{Solar} e E_{FC} obtidos, integrando as respetivas potências para o período de tempo desde o início da experiência até às 11:52 h, altura em que se desligou pela primeira vez o ventilconvetor do espaço a climatizar

E_u [MJ]	22,7	
E_{FC} [MJ]	14,5	64%
E_P [MJ]	1,4	6%
ΔE_{Res} [MJ]	6,8	30%

Analisando a Tabela 4.4, grande parte da energia transformada nos coletores solares foi dissipada para o ambiente e, assim, desperdiçada. Isto deve-se ao facto de a área de coletores solares ter sido dimensionada para o funcionamento em regime de arrefecimento. Ao contrário do que acontece no regime de aquecimento, em regime de arrefecimento o rendimento da instalação deve ter em conta não só o rendimento dos coletores, como também o *COP* do ciclo frigorífico (equação (2.13)), que no caso do ciclo de ejeção é menor do que 1. Assim, uma área de coletores corretamente dimensionada para o regime de arrefecimento estará sobredimensionada para o funcionamento em regime de aquecimento. O facto do sistema se encontrar sobredimensionado em modo de aquecimento pode ser vantajoso, se permitir o aquecimento do espaço no inverno, quando a radiação solar é muito menor. Por outro lado, considerando 6% de perdas térmicas da instalação, durante a experiência, tivemos 75,3 MJ, que poderiam ter sido utilizados para outros fins. Uma das aplicações possíveis de implementação simples poderia ser utilizar a energia desperdiçada para o aquecimento de água, para fins sanitários. Se se considerar o aquecimento de um reservatório dos 40°C até aos 60°C, temperaturas típicas para este tipo de aplicações, seria possível aquecer um reservatório de 912 l. Considerando, que numa família tipicamente cada membro utiliza cerca de 150 l de água quente por dia, este reservatório daria para abastecer uma família até 6 membros. Outra possível implementação simples, que melhoraria a significativamente a eficiência da instalação, seria aumentar a capacidade de armazenamento de calor, para ser possível aquecer o espaço durante a noite através da energia térmica produzida em excesso durante o dia.

4.2 Resultados experimentais em modo de arrefecimento

Antes da realização do presente trabalho, a instalação SOLAR-TDF já tinha sido testada em funcionamento de arrefecimento durante uma totalidade de cerca de 38 horas, distribuídas em vários testes. Mesmo assim, para aferir quanto ao desempenho da instalação, foram executados vários testes no âmbito deste trabalho, aos quais se dará maior ênfase. Dos testes efetuados para avaliar o desempenho da instalação, destaca-se o teste feito no dia 21 de abril de 2017, em que se tentou climatizar o espaço da instalação SOLAR-TDF a uma temperatura entre os 22 e 23°C. Tal como no teste do sistema em modo de aquecimento, escolheu-se uma gama de temperaturas, para climatizar o espaço, mais exigente do que o necessário. No verão, a temperatura de conforto recomendada pela ASHRAE é de 23 a 25°C, dependendo da humidade relativa [50]. Se o sistema for capaz de climatizar o espaço para uma gama de temperaturas de 22 a 23°C, isto significará que conseguirá climatizar o mesmo espaço a uma temperatura de conforto num dia com condições meteorológicas mais exigentes. Às 8:30h do dia 21 de abril de 2017, começou-se por remover a proteção dos coletores, para que estes ficassem expostos à radiação solar e comesçassem a aquecer o reservatório. Na mesma altura, ligou-se dentro do espaço um aquecedor com potência nominal de aquecimento de 1,5 kW, para simular uma carga térmica dentro do mesmo. Tal como no teste de aquecimento, o controlo do sistema foi manual: sempre

que a temperatura do espaço ultrapassasse os 23°C, o utilizador acionava a bomba do ciclo frigorífico de ejeção, e sempre que a mesma temperatura descesse dos 22°C, a bomba do ciclo era desligada. Passado aproximadamente 90 minutos, durante os quais a radiação solar média foi de 395 W/m², a temperatura do reservatório já se encontrava a 82°C. Desligou-se o aquecedor e iniciou-se o teste de arrefecimento. O teste decorreu até às 16:23 h.

Na Tabela 4.6, é apresentado um resumo das condições meteorológicas durante a experiência. Como se vê pela tabela, tratou-se de um dia bastante quente para a época e com muita radiação solar, simulando as condições típicas de um dia de verão. Na Figura 4.4, mostra-se o comportamento do ciclo ao longo da experiência. Mais em concreto, na Figura 4.4a apresenta-se a evolução da temperatura ambiente e do espaço a climatizar e a evolução da radiação incidente nos coletores solares durante o teste. Como se vê, no início do teste a temperatura do espaço (25,4°C) encontrava-se bastante superior à temperatura ambiente (17,6°C) devido à ação do aquecedor, que até então se encontrava ligado. O tempo necessário para baixar a temperatura interior do espaço até à temperatura pretendida de 22°C foi de sensivelmente 45 minutos. A partir deste momento até sensivelmente às 13:20 h, foi possível manter a temperatura do espaço abaixo dos 23°C, utilizando novamente o ciclo frigorífico das 11:44 h às 12:53 h. Das 13:20 h às 14:00 h o ciclo manteve-se desligado, apesar da temperatura do espaço ter ultrapassado o máximo admissível, por me ter ausentado para almoçar. Com o ciclo desligado, a temperatura ultrapassou largamente a temperatura máxima admissível, com um máximo de 27,8°C (4°C acima da temperatura ambiente à mesma hora), representando um aumento médio de temperatura de 1°C a cada 10 minutos durante este período. Por fim, às 14:01 h o ciclo frigorífico foi novamente ligado até ao final da experiência às 16:23 h, altura em que se registavam 22,3°C dentro do espaço. Este último período de tempo em que o ciclo frigorífico esteve ligado, durou mais do dobro do tempo dos anteriores, devido ao facto de às 14:00 h a temperatura do espaço ser quase 5°C acima da temperatura máxima admissível. Outro aspeto a destacar é a inércia térmica do sistema de distribuição do frio, que se reflete no desfazamento temporal, que existe entre o ligar do ciclo e o descer da temperatura do espaço; e entre o desligar do ciclo e o aumentar da mesma temperatura. Este efeito deve-se à massa de água no subsistema entre o evaporador e o ventiloinveter e à massa de ar no interior da casa. Além disso, sempre que se liga o ciclo existe sempre um período de tempo inicial, que pode demorar cerca de 1 minuto, durante o qual o ciclo se equilibra de forma a chegar a uma situação de regime permanente. Neste período inicial o ciclo funciona em pontos mais ineficientes e é incapaz de produzir potências frigoríficas tão grandes.

Tabela 4.6 – Resumo das condições meteorológicas ao longo da experiência

$T_{amb,max}$ [°C]	26,5
$T_{amb,min}$ [°C]	17,6
$T_{amb,med}$ [°C]	21,7
I_{med} [W/m ²]	712,9

Analisando agora em maior detalhe o desempenho do ciclo frigorífico e do subsistema solar, considere-se as Figuras 4.4b e 4.4c. Na Figura 4.4b, mostra-se as evoluções das temperaturas de geração, condensação e evaporação durante a experiência. As condições de p_g , SP e NXP foram controladas durante a experiência e estão resumidas na Tabela 4.7. A p_g foi escolhida de tal forma, para que houvesse 5°C de sobreaquecimento à saída do gerador. Como se vê pela Figura 4.4b, sempre que a bomba do ciclo é ligada, a temperatura de geração tende para a temperatura de operação (entre os 75 e os 90°C) em poucos segundos. Mal a temperatura do gerador atinge esta gama de temperaturas, a temperatura de evaporação desce para um valor entre os 7 e os 10°C e inicia-se a produção de frio. O tempo que demora a começar a produção

de frio desde o início do funcionamento da bomba do ciclo depende essencialmente do tempo que o gerador demorar a atingir a temperatura de operação. Na primeira vez em que o ciclo foi ligado neste dia (às 10:15 h), este período de tempo demorou à volta de 4 minutos, devido à inércia térmica do sistema. Nas duas vezes restantes em que se ligou o ciclo, este período de tempo foi muito menor (menos de 30 segundos), já que gerador ainda se encontrava quente. Durante o primeiro período de tempo do teste em que a bomba do ciclo esteve a funcionar (das 10:15 h às 11:55 h), a radiação solar incidente nos coletores (média de 536 W/m^2) revelou-se suficiente para manter o gerador a uma temperatura aproximadamente constante de 77°C . Nos restantes períodos de tempo em que a bomba esteve ligada, houve sobreprodução de calor nos coletores, já que a temperatura do gerador aumentou, até que às 12:30 h e às 14:36 h a temperatura do reservatório ultrapassou o limite máximo de 95°C , e o sistema de dissipação foi ligado, levando a uma descida rápida da temperatura de geração para os 79°C . É, assim, possível concluir que a radiação média incidente nos coletores de 719 W/m^2 foi suficiente para manter o sistema em funcionamento durante a duração do teste. É também de realçar, que nos períodos em que a bomba do ciclo se encontrava ligada, a temperatura de condensação foi sempre aproximadamente constante, mantendo-se dentro de uma gama entre 25 e 30°C . Sempre que a bomba era desligada, o ciclo entrou em repouso e tanto a temperatura no evaporador como no condensador tenderam para a temperatura ambiente. Nestes mesmos períodos, a temperatura de geração desceu apenas ligeiramente, já que apesar do ciclo se encontrar em repouso, o gerador continuou a ser alimentado pelo reservatório, sendo que o calor era transferido por condução através do fluido de trabalho do ciclo.

Tabela 4.7 – Condições de p_g , SP e NXP durante a experiência

p_g [bar]	9 – 10
SP [mm]	5,5 – 7
NXP [mm]	5

A Figura 4.4c, mostra as evoluções da potência solar incidente nos coletores, da potência solar útil e da potência trocada no ventiloinveter com o espaço interior. Como era esperado, o calor solar útil foi sempre inferior ao calor solar incidente, com um rendimento médio dos coletores de 0,66. Na Tabela 4.8, apresentam-se os valores médios destas variáveis calculados para o período da experiência. Note-se que o valor médio da potência frigorífica debitada pelo ventiloinveter foi calculada, considerando apenas os períodos em que o ciclo se encontrou em funcionamento. Outro aspeto importante de realçar, é o facto de mesmo quando o ciclo estava em repouso, o ventiloinveter era capaz de debitar uma potência frigorífica na ordem dos 100 W, devido à inércia térmica do sistema anteriormente mencionada.

Tabela 4.8 – Valores médios das potência solar incidente nos coletores, potência útil, rendimento dos coletores e potência frigorífica debitada pelo ventiloinveter. Valor médio da potência debitada pelo ventiloinveter calculada considerando apenas os períodos de tempo em que o ciclo esteve em funcionamento

\dot{Q}_{solar} [kW]	9,29
\dot{Q}_u [kW]	6,13
η_{col}	0,66
\dot{Q}_{FC} [kW]	1,60

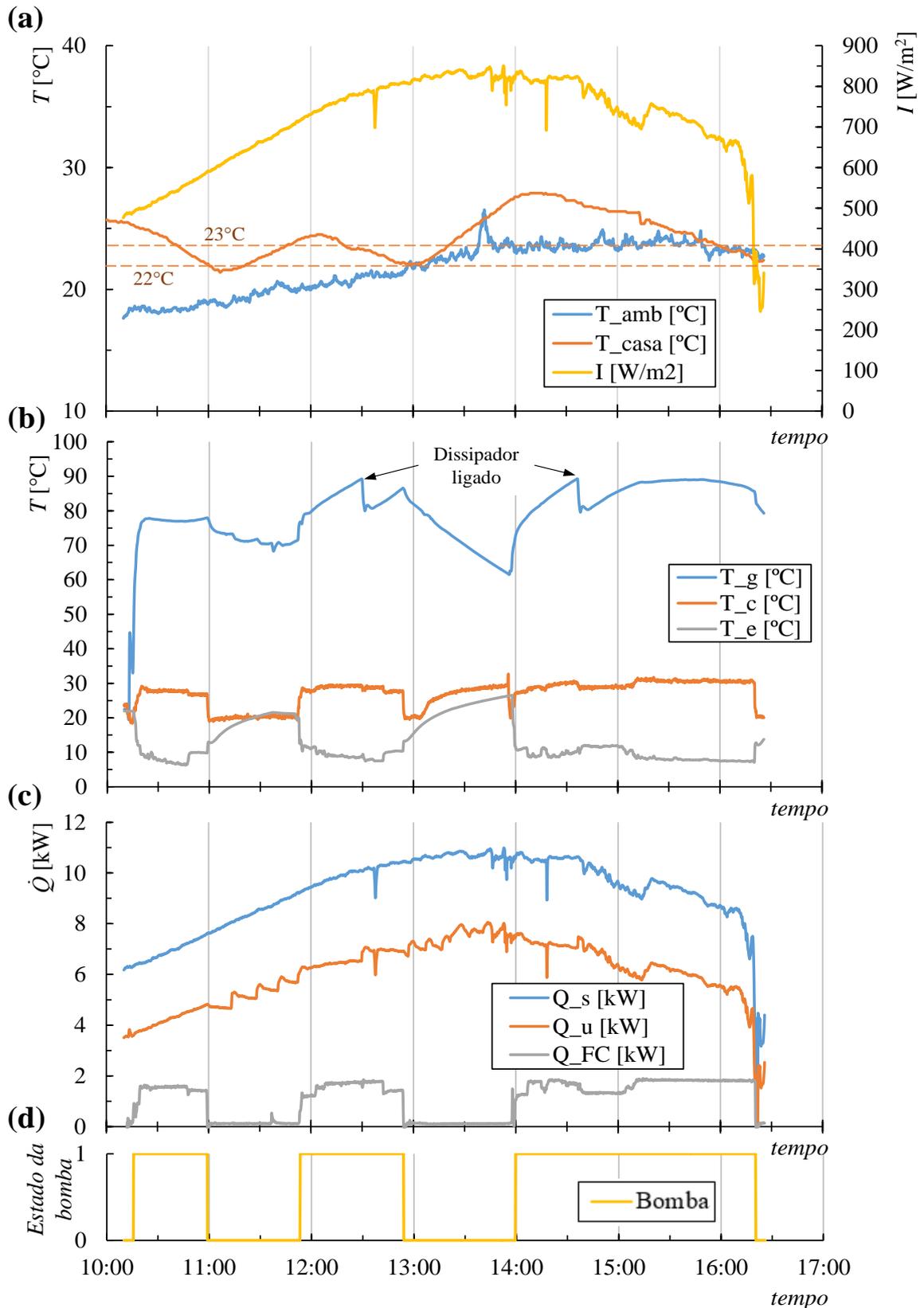


Figura 4.4 – Comportamento do Sistema durante a experiência. (a) Evolução da temperatura ambiente (T_{amb}), espaço (T_{casa}) e da radiação solar incidente (I). (b) Evolução da temperatura do gerador (T_g), do condensador (T_c) e do evaporador (T_e). (c) Evolução do calor incidente nos coletores (Q_s), da potência solar útil (Q_u) e da potência debitada pelo ventiloinveter (Q_{FC}). (d) Estado da bomba do ciclo.

Os valores de COP do ciclo foram calculados atendendo à seguinte equação:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} = \frac{\dot{m}_{w,e} \cdot c_{p;w}(T) \cdot (T_{e,out} - T_{e,in})}{\dot{m}_{w,g} \cdot c_{p;w}(T) \cdot (T_{g,out} - T_{g,in})} \quad (4.6)$$

Na equação (4.6), o numerador representa o calor que é transferido da água para o fluido de trabalho no evaporador e o denominador representa o calor que é fornecido pela água no gerador. Os caudais mássicos de água foram calculados a partir das medições dos respectivos caudais volúmicos e do cálculo das massas específicas. Tanto as massas específicas, como os calores específicos, foram obtidos atendendo à média de temperaturas entre entrada e saída do evaporador ou do gerador, consoante o caso. Os valores de COP_{ele} do ciclo foram calculados através da equação (2.9), sendo que o consumo das bombas foi calculado através das medições de corrente e tensão com um multímetro.

Na Figura 4.5 encontram-se ilustradas as evoluções dos valores de COP e COP_{ele} instantâneo durante a experiência. Como se vê, sempre que o ciclo frigorífico foi acionado, existiu sempre um período de tempo inicial, de cerca de 1 minuto, em que o ciclo funcionou de forma menos eficiente, até se atingir o regime permanente. A partir deste momento, o desempenho do ciclo manteve-se aproximadamente constante, com algumas oscilações devido à alteração das condições operacionais. Como exemplo, tome-se em consideração a queda de rendimento sensivelmente das 14:40 h às 15:10 h. Esta queda de rendimento está diretamente relacionada com a entrada em funcionamento do sistema de dissipação (ver Figura 4.4b), que provocou a queda da temperatura à saída do gerador para os 80°C. A p_g foi ajustada (dos 10 para os 9,5 bar), para manter 5°C de sobreaquecimento à saída do gerador. Esta alteração provocou uma descida de T_c e um aumento de T_e , que resultou numa descida de desempenho do ciclo. Mais tarde, às 15:10 h, alterou-se a posição do *spindle*, dos 5 mm para os 7 mm, e voltou-se a repor p_g igual a 10 bar, resultando num aumento do desempenho do ciclo. Os valores médios de COP e COP_{ele} são apresentados na Tabela 4.9. O valor médio de COP obtido de 0,25, é inferior a alguns dados existentes na literatura de ciclos de ejeção com R660a (Pereira et al. reportou valores de COP entre 0,4 e 0,8 [49]), mas estes resultados publicados foram obtidos em condições de laboratório e com uma temperatura de condensação muito inferior, na ordem dos 20°C. É de realçar em especial o valor médio de COP_{ele} de 4,24, que é superior aos valores de COP_{ele} encontrados para sistemas de absorção e aos valores típicos de desempenho de ciclos frigoríficos convencionais de compressão de vapor. Agyenim et al. [51] obteve, por exemplo, um COP_{ele} médio de 3,6 para um ciclo de absorção solar com potência nominal de 4,5 kW_{th}. Na mesma tabela mostra-se também a energia total solar útil e a quantidade de energia trocada no ventiloconvetor durante a experiência, ambas obtidas por integração das respetivas potências instantâneas ao longo desta (ilustradas na Figura 4.4c).

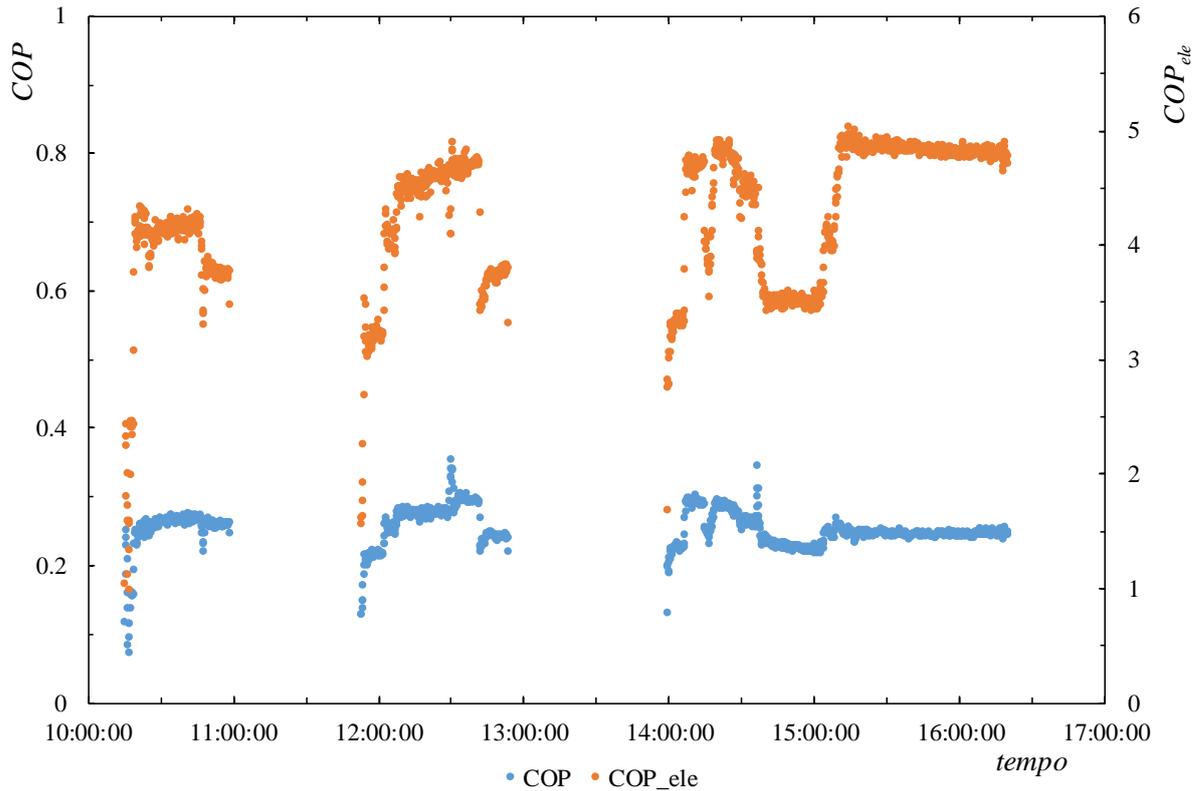


Figura 4.5 – Evoluções de COP e COP_{ele} durante o dia.

Tabela 4.9 – Medidores médios de desempenho durante a experiência. Valores de energia solar útil total e energia frigorífica total trocada no interior do espaço ao longo da experiência

COP	0,25	
COP_{ele}	4,24	
COP_{global}	0,16	
E_u	171,8 MJ	47,7 kWh
E_{FC}	24,5 MJ	6,8 kWh

Após terem sido feitos testes com o objetivo de analisar ao comportamento e desempenho da instalação SOLAR-TDF em regime de arrefecimento, foram efetuadas várias experiências com o objetivo de estudo mais pormenorizado do ciclo frigorífico de ejeção presente na instalação.

4.3 Efeito de p_c no desempenho do ciclo frigorífico

O primeiro estudo a ser efetuado foi a análise da influência da pressão de condensação no desempenho do ciclo. Para isso, foram conduzidos testes ao ciclo a operar com condições de p_g , p_e , SP e NXP constantes. O valor de p_c foi por sua vez manipulado, controlando o caudal de água que arrefece o condensador (ver Figura 3.5). As condições de p_g , p_e , SP e NXP impostas durante o funcionamento do ciclo, são demonstradas na tabela.

Tabela 4.10 – Condições de p_g , p_e , SP e NXP impostas durante o funcionamento do ciclo.

p_g [bar]	10
p_e [bar]	1
SP [mm]	6,5
NXP [mm]	5

Para cada valor de p_c imposto, os dados foram medidos com o ciclo em funcionamento em regime aproximadamente permanente durante pelo menos 10 minutos. Os resultados são apresentados nas Figuras 4.6 e 4.7. Se para cada um destes períodos de pelo menos 10 minutos forem calculados os valores médios de λ e COP , obtém-se os pontos indicados na Figura 4.8. Como se pode ver através destas figuras, abaixo de uma pressão de condensação de 3 bar, tanto λ como COP permanecem constantes e iguais a 0,35 e 0,28, respectivamente. Acima desta pressão, também chamada de pressão de condensação crítica, $p_{c,cr}$, ambos os indicadores de desempenho começam a descer de forma rápida, até à situação limite (p_c de 3,4 bar) em que já não existe caudal secundário medível.

Como já foi descrito no Capítulo 2, as curvas indicadas nas Figuras 4.6 – 4.8, chamadas de curvas características do ejetor, são únicas para cada grupo de condições de p_g , p_e , posição de *spindle* e NXP . Para pressões de condensação abaixo da $p_{c,cr}$, existe *double choking* e o caudal mássico secundário é máximo e independente de p_c . Acima desta pressão, entra-se em regime de *single choking* e o caudal mássico secundário decresce rapidamente com o aumento de p_c , levando à diminuição dos indicadores de desempenho [24] (ver Figura 2.2).

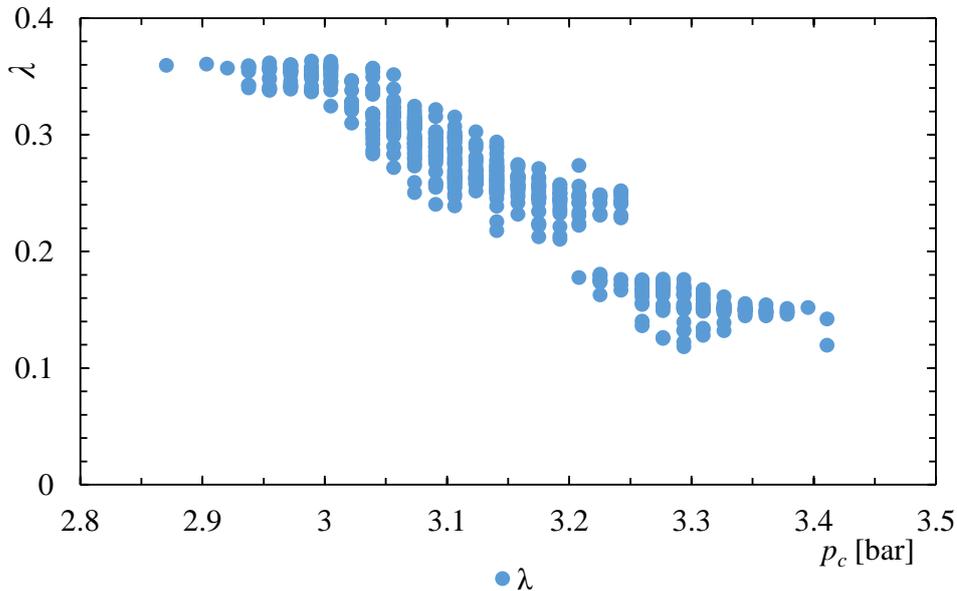


Figura 4.6 – Taxa de arrastamento, λ , em função da pressão de condensação, p_c . $p_g = 10$ bar, $p_e = 1$ bar, $SP = 6,5$ mm e $NXP = 5$ mm.

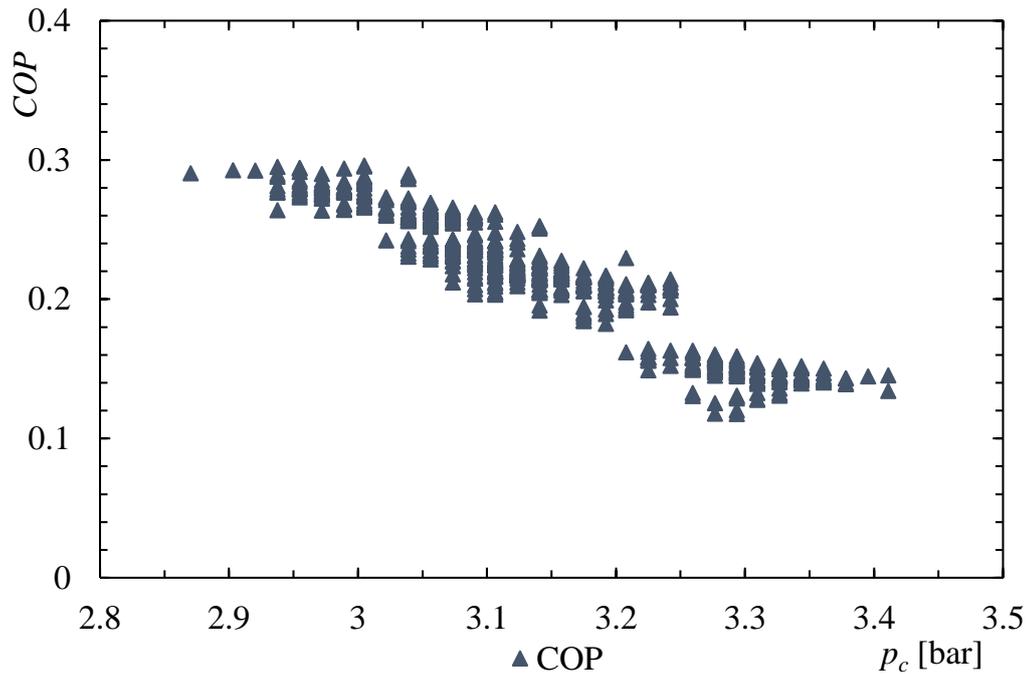


Figura 4.7 – COP em função da pressão de condensação, p_c . $p_g = 10$ bar, $p_e = 1$ bar, $SP = 6,5$ mm e $NXP = 5$ mm.

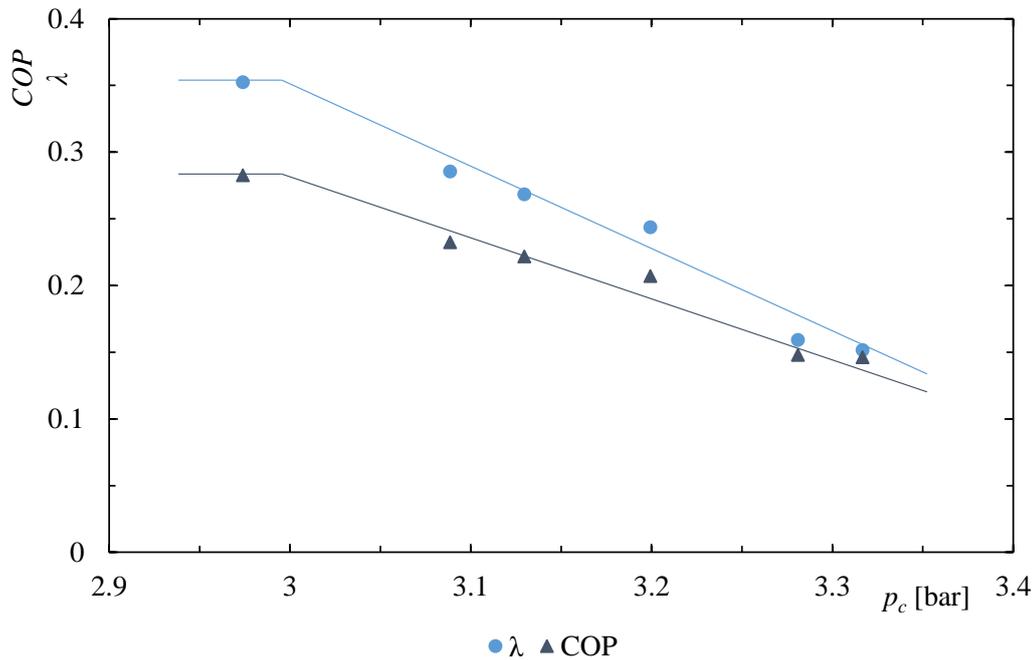


Figura 4.8 – Valores médios de COP e λ em função das pressões de condensação, p_c , impostas. $p_g = 10$ bar, $p_e = 1$ bar, $SP = 6,5$ mm e $NXP = 5$ mm.

4.4 Efeito do SP e do NXP no desempenho do ciclo

Como já foi descrito no Capítulo 2, a operação do ciclo na pressão crítica de condensação é sempre a mais eficiente. Esta pressão é essencialmente influenciada pelas condições de p_g , p_e , SP e NXP , sendo que o valor de p_g é determinado através da T_g que seja possível obter com a

radiação solar disponível, e que o valor de p_e está limitado às pressões de saturação correspondentes às temperaturas de evaporação típicas para ar-condicionado (5 – 15°C). Neste sentido, foram efetuados testes com o objetivo de determinar a posição ótima de SP e NXP , consoante várias condições operacionais impostas. No caso dos testes de otimização de SP , foram efetuados ensaios para pressões de geração de 11, 10 e 9 bar (correspondentes às temperaturas de geração de 75, 71 e 66°C, respetivamente). Nestes três testes, a pressão de condensação e de evaporação foi de 3 bar ($T_c = 29,6^\circ\text{C}$) e 1 bar ($T_e = 7,0^\circ\text{C}$), respetivamente, e a posição do NXP foi de 5 mm da posição fechada (sem área livre para o fluxo secundário). Em cada um destes testes, o ciclo funcionou em regime permanente com uma determinada posição de SP numa gama de 5 a 8 mm, durante períodos de tempo de pelo menos 10 minutos. Foram calculados os valores médios de λ e COP e foi analisado qual seria o SP ótimo. Além disso, para cada um destes períodos de tempo, foram também calculados os valores médios de caudal mássico primário, visto que se este escoamento atingir o estado sónico, o seu valor deverá apenas depender da posição de SP e da pressão de geração. A conversão dos caudais volúmicos medidos para caudais mássicos foi feita tendo em conta as seguintes expressões:

$$\dot{m}_s = \rho_s \cdot \sqrt{\frac{\rho_n}{\rho_s}} \cdot \dot{V}_s \quad (4.7)$$

$$\dot{m}_t = \rho_t \cdot \sqrt{\frac{\rho_n}{\rho_t}} \cdot \dot{V}_t \quad (4.8)$$

$$\dot{m}_p = \dot{m}_t - \dot{m}_s \quad (4.9)$$

Sendo que ρ_n é uma propriedade do caudalímetro e igual a 2,51 kg/m³. As massas específicas foram determinadas com as funções intrínsecas do *EES* através das respetivas medições de pressão e temperatura.

Os resultados dos testes para p_g de 11 bar, encontram-se ilustrados nas Figuras 4.9 e 4.10. Como se vê, a posição de SP influencia diretamente o caudal mássico primário, sendo que quanto mais aberto estiver o *spindle*, maior será \dot{m}_p . Uma variação de SP de 5 para 8 mm, implicou um aumento de \dot{m}_p de 46% numa evolução aproximadamente linear. O mesmo já não se pode dizer para o caudal mássico secundário. O caudal mássico secundário aumenta com a abertura do *spindle*, até se atingir *double choking* dentro do ejetor, neste caso com SP de 5,5 mm. A partir desta posição, o aumento de SP (e conseqüente aumento de \dot{m}_p) já não implicou um maior arrastamento de caudal mássico secundário, que se mantém aproximadamente constante para as restantes posições de SP testadas. Este fenómeno vai de encontro com os resultados experimentais em condições de laboratório publicados por Pereira et al. [49]. Assim, o funcionamento ótimo do ejetor ocorrerá com a posição de SP que maximize o caudal mássico secundário, à custa do mínimo de caudal mássico primário possível, tal que a taxa de arrastamento, λ , seja máxima. Como vemos na Figura 4.10, este máximo ocorre para uma posição de SP de 5,5 mm com λ igual a 0,36 e COP igual a 0,30. Para aferir qual seria a posição de *spindle* limite, a partir da qual já não se seria capaz de obter escoamento secundário, foram também testadas as posições de SP de 4,5 e 4,75 mm. Como se vê, para estas condições impostas, só foi possível obter escoamento secundário para valores de SP maiores do que 4,75 mm. Repare-se que, para esta pressão de geração, a possibilidade de ajustar o posicionamento do *spindle* representou um aumento de COP de 47%, face à situação testada mais próxima de um ejetor de geometria fixa ($SP = 8$ mm).

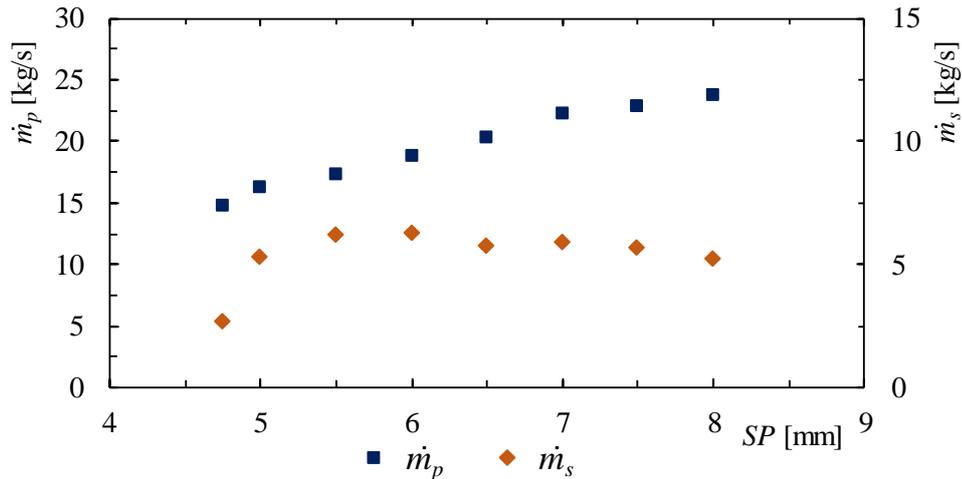


Figura 4.9 – Valores de \dot{m}_p em função da posição de SP para uma pressão de geração, p_g , de 11 bar. Restantes condições: $p_e = 1$ bar, $p_c = 3$ bar e $NXP = 5$ mm.

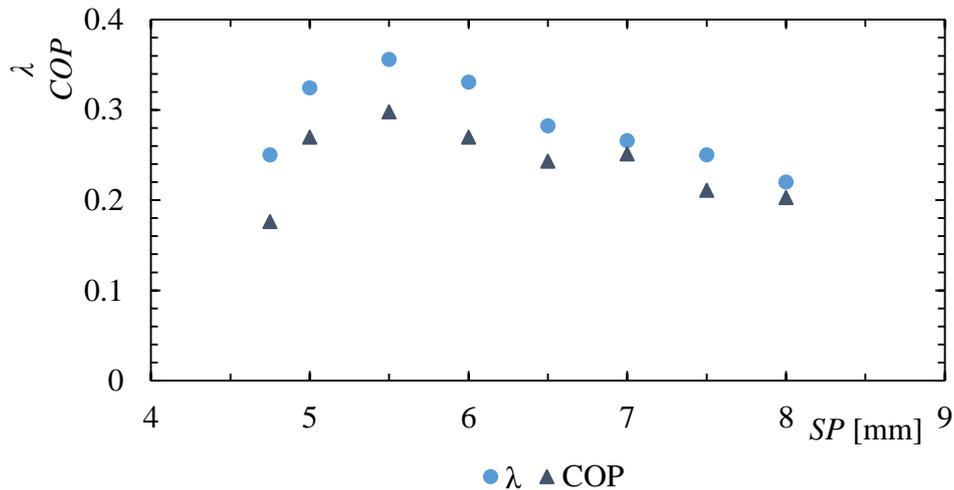


Figura 4.10 – Valores de λ e COP em função da posição de SP para uma pressão de geração, $p_g = 11$ bar, $p_e = 1$ bar, $p_c = 3$ bar e $NXP = 5$ mm.

Nas Figuras 4.11 e 4.12, são apresentados os resultados para os testes com uma pressão de geração de 10 bar. Considerando a Figura 4.11, vemos como mais uma vez \dot{m}_p aumentou sempre com a abertura do *spindle* ao contrário de \dot{m}_s , que aumentou com a abertura do *spindle* até à posição de SP igual a 6,5 mm, e para posições superiores a esta, se manteve aproximadamente constante. Aplicando o mesmo raciocínio aplicado para os resultados para $p_g = 11$ bar, conclui-se que existiu *double choking* dentro do ejetor, para posições de *spindle* maiores ou iguais a 6,5 mm. Contudo, se considerarmos a Figura 4.12, vemos o valor de SP ótimo foi de 6 mm, já que tanto λ como COP são máximos e iguais a 0,35 e 0,29, respetivamente. O facto da posição de SP , que maximiza o caudal mássico secundário, não corresponder à posição ótima, pode ser explicada pelo erro inerente ao cálculo dos caudais mássicos a partir dos caudais volúmicos. Também é possível, que eventualmente a posição ótima de SP se encontre entre 6 e 6,5 mm. Por último, para p_g de 10 bar o benefício de se ter um ejetor de geometria variável representou um aumento de COP de 28%, face à situação testada mais próxima de um ejetor de geometria fixa ($SP = 8$ mm).

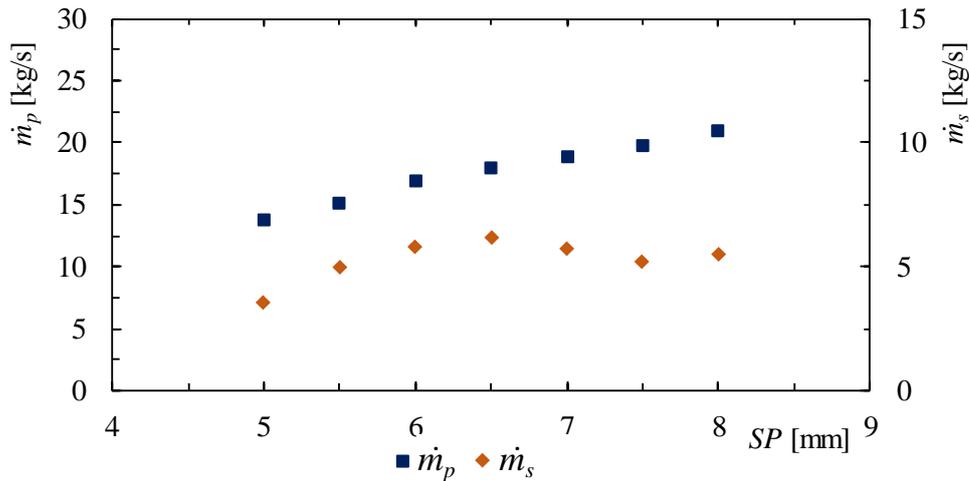


Figura 4.11 – Valores de \dot{m}_p em função da posição de SP para uma pressão de geração, $p_g = 10$ bar, $p_e = 1$ bar, $p_c = 3$ bar e $NXP = 5$ mm.

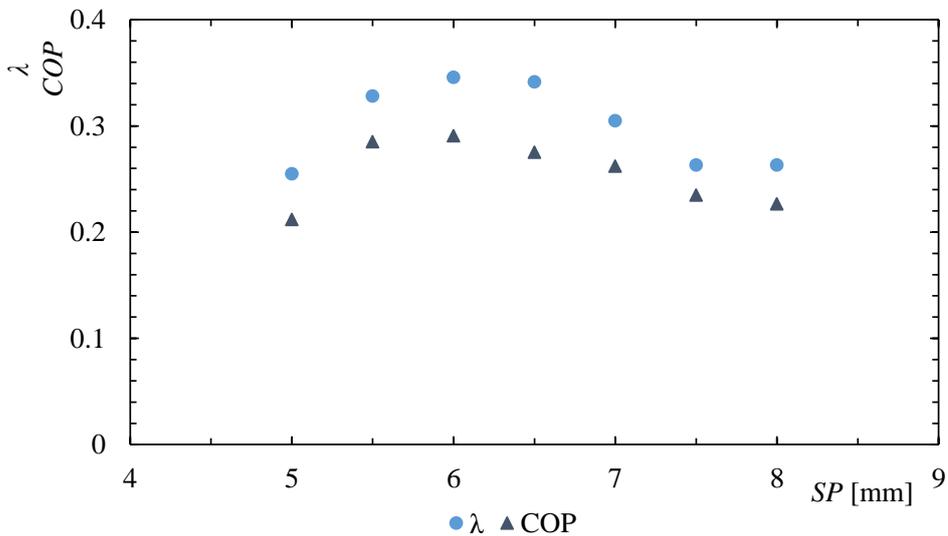


Figura 4.12 – Valores de λ e COP em função da posição de SP para uma pressão de geração, p_g , de 10 bar. Restantes condições: $p_e = 1$ bar, $p_c = 3$ bar e $NXP = 5$ mm.

Os resultados dos ensaios com uma pressão de geração de 9 bar, encontram-se apresentados nas Figuras 4.13 e 4.14. Ao contrário dos testes anteriores, para esta pressão de geração não foi possível obter escoamento secundário medível para valores de SP de 5 e 5,5 mm. Considerando a Figura 4.13, vemos como mais uma vez \dot{m}_p aumentou sempre com a abertura do *spindle* ao contrário de \dot{m}_s , que aumentou com a abertura do *spindle* até à posição de SP igual a 6,5 mm, e para posições superiores a esta, manteve-se aproximadamente constante, apesar de este efeito não ser tão visível como nos testes com pressão de geração superiores. Mesmo assim, pode-se concluir que para SP iguais ou superiores a 6,5 mm, houve *double choking*. O máximo desempenho foi observado para SP de 6,5 mm, com valores de λ e COP de 0,3 e 0,25, respetivamente. Para esta pressão de geração, a possibilidade de variar o *spindle* possibilitou um aumento de COP de aproximadamente 16%.

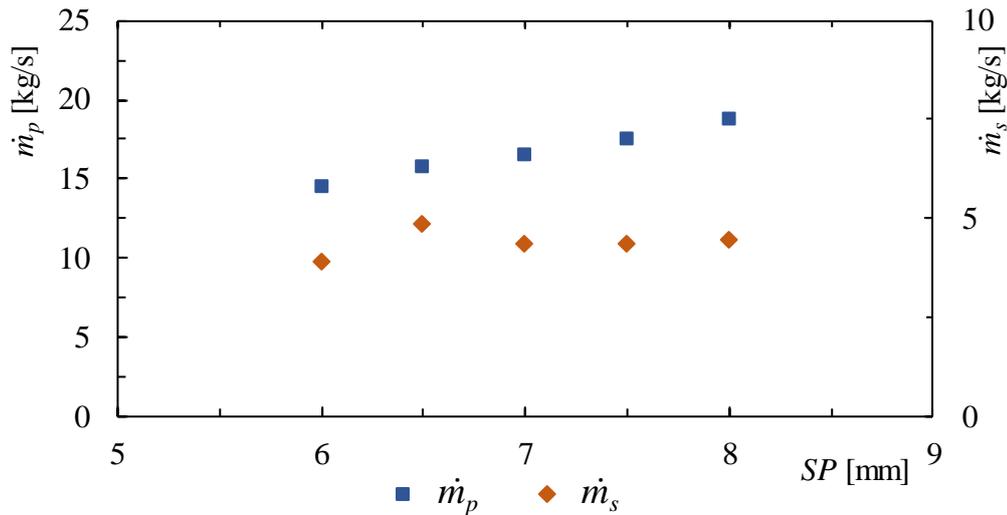


Figura 4.13 – Valores de \dot{m}_p em função da posição de SP para uma pressão de geração, $p_g = 9$ bar, $p_e = 1$ bar, $p_c = 3$ bar e $NXP = 5$ mm.

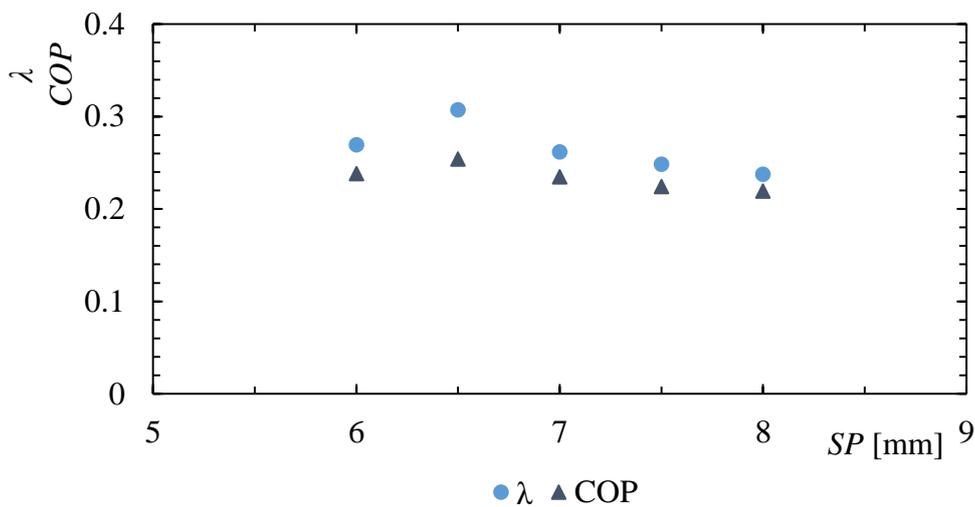


Figura 4.14 – Valores de λ e COP em função da posição de SP para uma pressão de geração, p_g , de 9 bar. Restantes condições: $p_e = 1$ bar, $p_c = 3$ bar e $NXP = 5$ mm.

Os resultados obtidos para os vários testes acima descritos são coerentes com os dados apresentados no Capítulo 2. Pressões de geração maiores originam pressões críticas de condensação maiores e possibilitam o funcionamento do ejetor com razões de área menores. Além disso, com o aumento de p_g , o máximo de COP (e conseqüentemente de λ) deslocou-se para posições de SP menores, algo que também é coerente com os resultados publicados em [24] (ver Figura 2.11). A situação mais eficiente para as condições impostas ($p_e = 1$ bar, $p_c = 3$ bar e $NXP = 5$ mm) encontrou-se para situação com a maior pressão de geração testada (11 bar), o que nos leva a supor que seria possível obter valores de COP ainda maiores, para p_g de 12 bar e uma posição de SP menor que 5,5 mm. Contudo, o aumento da p_g implica temperaturas de geração também maiores, o que pode não ser possível, dependendo da radiação solar e da área de coletores que estejam disponíveis.

Os testes de otimização de NXP foram elaborados variando o NXP numa gama de 2 a 8 mm, mantendo as seguintes condições constantes: pressão de geração de 10 bar, pressão de

condensação de 3 bar, pressão de evaporação de 1 bar e posição de *spindle* de 6 mm. Para cada posição de *NXP* o ciclo funcionou em regime permanente durante pelo menos 10 minutos. Na Figura 4.15, apresenta-se os caudais mássicos primários e secundários médios, obtidos para cada posição de *NXP*. Tal como foi referido antes, o caudal mássico primário é essencialmente influenciado pelas condições a montante do ejetor (condições de geração) e da posição do *spindle*. Este facto é mais uma vez reforçado, já que a alteração da posição do *NXP* não provocou grandes alterações no caudal mássico primário (variação máxima de 2%). No entanto, a sua influência já é mais notória no caudal secundário (variação máxima de 15%), o que significa que a posição de *NXP* ótima será aquela, que maximize o caudal secundário, neste caso com *NXP* de 4 mm. Na Figura 4.16 apresentam-se os valores médios de *COP* e de λ . Como se vê, tal como se encontra descrito em [23] a influência da posição do *NXP* no desempenho do ciclo é muito menor do que a influência da posição do *spindle*. No teste de *NXP*, a variação máxima de *COP* encontrada foi de 13%, enquanto nos testes da posição de *spindle* foi de 40% (para posições entre 4,75 e 8 mm). Contudo, é possível identificar um máximo para *NXP* de 4 mm, com valores de λ e de *COP* de 0,30 e 0,25 respetivamente.

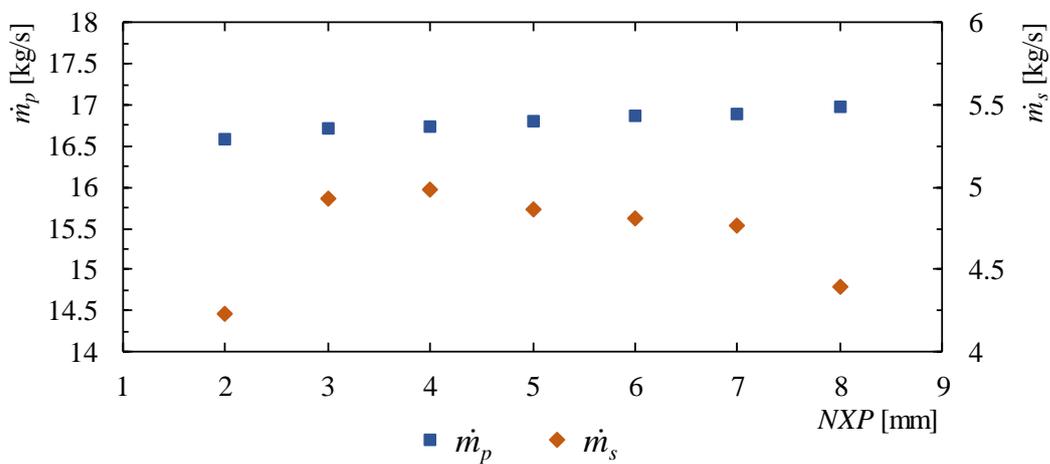


Figura 4.15 – Valores de \dot{m}_p e \dot{m}_s em função da posição do *NXP*. Condições: *SP* = 6 mm, p_g = 10 bar, p_e = 1 bar, p_c = 3 bar.

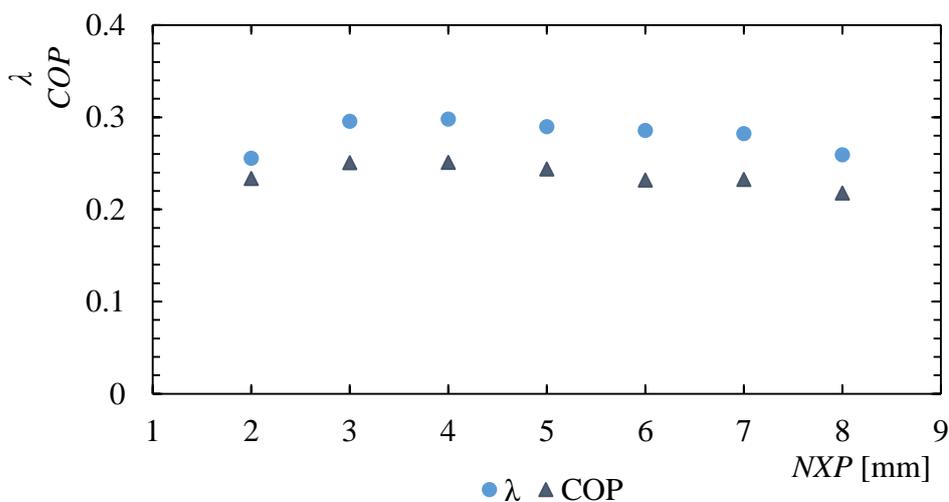


Figura 4.16 – Valores de λ e *COP* em função da posição de *NXP*. Condições: *SP* = 6 mm, p_g = 10 bar, p_e = 1 bar, p_c = 3 bar.

Resumindo, o benefício o ciclo de ejeção operar com um ejetor de geometria variável é óbvio, sobretudo pela capacidade de adaptar a razão de áreas do ejetor, r_A , através do posicionamento do *spindle*. Para a gama de temperaturas de geração testadas (dos 75 aos 66°C), a possibilidade de variar a posição do *spindle* representou um aumento de desempenho de até 47% face à situação testada mais próxima de um ejetor de geometria fixa (com $SP = 8$ mm).

5 Análise simplificada de custos de sistemas de ar-condicionado solar

Nos capítulos anteriores fez-se uma análise de desempenho da tecnologia de ar-condicionado solar com ciclo ejetor de geometria variável, integrado na instalação SOLAR-TDF. Contudo, para analisar as potencialidades desta tecnologia no mercado, é necessário comparar o ciclo de ejeção solar às restantes tecnologias concorrentes presentes no mercado, do ponto de vista dos custos.

Os custos do ciclo de ejeção do protótipo de potência nominal de arrefecimento de 2 kW_{th} da instalação SOLAR-TDF, sem o subsistema solar e o subsistema de distribuição de calor/frio, encontram-se na Tabela 5.1. Note-se como o custo do ejetor representa 59% do custo total do protótipo. Esta contribuição grande do custo do ejetor de geometria variável no custo do ciclo deve-se ao facto de ter sido fabricada uma única unidade deste componente, desenvolvida em particular para o SOLAR-TDF. Todos os restantes componentes do ciclo foram adquiridos de fabricantes, que os produzem em grandes quantidades, diminuindo o seu custo. Os restantes componentes referem-se aos tubos com isolamento, válvula de laminagem e instrumentação do ciclo. Na Tabela 5.1, apresenta-se também uma estimativa dos custos do ciclo de ejeção, se este fosse produzido em massa, isto é, com um custo de aquisição do ejetor bastante mais reduzido (400 €). A estimativa do valor de 400 €, não tem um fundamento muito sólido, por ser difícil estimar qual será redução do custo de produção do componente se este for produzido em massa, mas trata-se do melhor palpite que se conseguiu dar.

Tabela 5.1 – Custos do protótipo do ciclo de ejeção solar com potência nominal de 2 kW_{th} e estimativa do custo do mesmo ciclo produzido em massa

	Protótipo	Produto produzido em massa
Permutadores [€]	1045	1045
Ejetor [€]	3000	400
Bomba [€]	650	650
Restantes componentes [€]	400	400
Total [€]	5095	2495
c_{esp} [€/kW _{frio}]	2548	1248

O subsistema solar do SOLAR-TDF é capaz de fornecer uma potência nominal de cerca de $7,5 \text{ kW}_{\text{th}}$, numa gama de temperaturas entre os 70 e os 95°C , utilizando 4 coletores de tubos evacuados (ETC) AR30 da BAXI. Estes coletores foram adquiridos com um desconto muito grande, devido ao interesse da própria empresa no projeto. Para obter uma estimativa mais realista dos custos iniciais do subsistema solar, realizou-se um levantamento dos preços de

mercado de coletores solares, considerando dados publicados [52-54] e orçamentos de fabricantes (BAXI, 24Sun, Viessmann). Consideraram-se apenas os coletores do tipo ETC e planos (FPC) (Tabela 5.2), por estes dois tipos de coletores serem os mais adequados para aplicações nesta gama de temperaturas. Os custos (por unidade de área) dos coletores ETC foram bastante variáveis. O custo mínimo foi de 270 €/m² (correspondente aos coletores 24Sun HP3L58-24-A) e o máximo de 815 €/m² (Baxi, AR-30). Os custos (por unidade de área) dos FPC são bastante mais parecidos entre os dados encontrados, com um valor mínimo de 265 €/m² e máximo de 370 €/m². Assim, em média este tipo de coletores é mais barato, por unidade de área, do que os ETC. Por outro lado, os FPC são menos eficientes, com uma eficiência de 0,52 contra os 0,72 dos ETC (para 80°C, 800 W/m² de radiação solar incidente e uma temperatura ambiente de 25°C), resultando numa área necessária, A_{nec} , superior para poderem fornecer a mesma potência de 7,5 kW_{th} (18 m² contra 13 m² nos ETC). Os outros custos do subsistema solar do protótipo do SOLAR-TDF indicados na Tabela 5.2, que incluem as ligações hidráulicas, reservatório, controlador e suporte, foram considerados iguais para ambas as tecnologias. A melhor solução são os coletores ETC com o custo mínimo estimado de aproximadamente 4810 € (2405 €/kW_{frio}). Contudo, esta conclusão é altamente dependente dos preços que se conseguirem para estes tipos de coletores. Para o resto da análise de custos será considerado o $C_{sol,área}$ de 370 €/m² para a aquisição de sistemas solares com coletores ETC.

Tabela 5.2 – Análise de custos de coletores solares planos (FPC) e de tubos de vácuo (ETC)

	FPC		ETC	
	Min	Máx	Min	Máx
$C_{área}$ [€/m ²]	265	370	270	815
η_{col} (80°C)	0,52		0,72	
A_{nec} [m ²]	18		13	
C_{col} [€]	4770	6660	3510	10595
Outros custos [€]	1300		1300	
Total [€]	6070	7960	4810	11895
c_{esp} [€/kW _{frio}]	3035	3980	2405	5948
$C_{sol,área}$ [€/m ²]	337	442	370	915

Por último, analisaram-se os custos do subsistema de distribuição de calor/frio (Tabela 5.3). Neste subsistema os componentes com custo mais relevante são o dissipador e o ventiloinvetor do espaço. Os restantes custos incluem tubos com isolamento e válvulas.

Tabela 5.3 – Custos do sistema de distribuição de calor do protótipo no SOLAR-TDF

	Protótipo
Dissipador [€]	425
Ventiloconvetor [€]	335
Restantes componentes [€]	200
Total [€]	960
c_{esp} [€/kW _{frio}]	480

A soma dos custos iniciais dos três subsistemas permite estimar uma estimativa do custo de aquisição do sistema de ar-condicionado solar de 2 kW_{th}, com um ciclo de ejeção (Tabela 5.4). Nesta tabela encontram-se indicados, não só os custos aproximados de aquisição do protótipo já existente, como também os custos estimados para um ciclo de ejeção solar produzido em massa, com o custo do ejetor reduzido. Esta segunda estimativa de custos será a estimativa considerada para o resto da análise. É também de realçar como a contribuição do custo do subsistema solar representa 59% do custo total do sistema (Figura 5.1). Esta porção é grande, especialmente considerando que sistemas convencionais não operam através de fontes renováveis e que assim conseguem ter preços muito mais reduzidos.

Tabela 5.4 – Estimativa de custos de um ciclo de ejeção solar com potência nominal de 2 kW_{th}

	Protótipo	Produto produzido em massa
Ciclo de ejeção [€]	5095	2345
Sistema solar [€]	4810	4810
Sistema de distribuição de frio/calor [€]	960	960
Total [€]	10865	8115
<i>c_{esp}</i> [€/kW _{frio}]	5433	4056

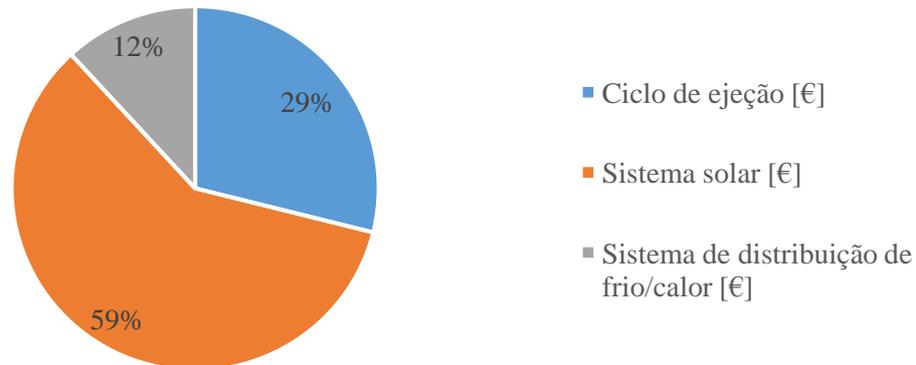


Figura 5.1 – Contribuição do custo de cada sistema no custo total de um ciclo de ejeção solar.

Um dos objetivos no presente capítulo é a comparação do sistema estudado com as tecnologias alternativas presentes no mercado. Para simular um produto com maior aplicabilidade, foi considerado um ar-condicionado solar de ejeção com potência frigorífica nominal de 5 kW_{th} (Tabela 5.5). Os valores indicados baseiam-se nos custos específicos do ciclo estimados na Tabela 5.1 e do subsistema solar ($C_{sol,área}$) estimado na Tabela 5.2. Além dos custos iniciais, estimaram-se também os custos operacionais específicos de aquecimento e arrefecimento, tendo em conta as seguintes equações:

$$c_{o,arr} = \frac{P_{ele,arr} \cdot C_{ele}}{\dot{Q}_{arr}} \quad (5.1)$$

$$c_{o,aq} = \frac{P_{ele,aq} \cdot C_{ele}}{\dot{Q}_{aq}} \quad (5.2)$$

O custo de eletricidade médio considerado foi de 0,23 €/kWh, que corresponde ao valor médio para uso doméstico em Portugal [55]. Estes custos operacionais específicos do sistema de 5 kW_{th} foram calculados com base nos dados de potência elétrica consumida, em modo de aquecimento e de arrefecimento, e de potência nominal, de aquecimento e arrefecimento, do protótipo de 2 kW_{th} do SOLAR-TDF, indicados na Tabela 5.6.

Tabela 5.5 – Preços e principais características do sistema de ejeção solar de potência frigorífica nominal de 5 kW

	Ejeção Solar (5 kW _{th})
<i>COP</i>	0,3
\dot{Q}_{arr} [kW]	5
\dot{Q}_{aq} [kW]	16,7
<i>C_{ciclo}</i> [€]	6240
Coletores	ETC
η_{col}	0,72
\dot{Q}_{nec} [kW]	16,7
<i>A_{nec}</i> [m ²]	29
<i>C_{sol}</i> [€]	10730
<i>Custo Total</i> [€]	16970

Tabela 5.6 – Custos operacionais específicos de aquecimento e arrefecimento do protótipo de 2 kW_{th}

	Protótipo 2 kW _{th}
\dot{Q}_{arr} [kW]	2
\dot{Q}_{aq} [kW]	7
<i>P_{ele,arr}</i> [kW]	0,28
<i>P_{ele,aq}</i> [kW]	0,20
<i>c_{o,arr}</i> [€/kWh _{frio}]	0,032
<i>c_{o,aq}</i> [€/kWh _{calor}]	0,007

Foram contactados vários fornecedores de sistemas de ar-condicionado, em primeiro lugar para avaliar as tecnologias existentes no mercado e em segundo lugar para conhecer o preço dos seus produtos com potências nominais de arrefecimento na ordem dos 5 kW_{th}. Foram também analisados os consumos de eletricidade para o acionamento destes sistemas, para que fosse possível estimar os seus custos de operação. Foram encontrados produtos de três tecnologias diferentes: sistemas *split*, bombas de calor (*chillers*) e ciclos de absorção. Os dois primeiros tipos de sistemas são ciclos de compressão de vapor, sendo que os sistemas *split* são os sistemas de ar-condicionado mais convencionais, que têm como *output* ar quente ou ar frio, dependendo de estarem a funcionar em regime de aquecimento ou arrefecimento. As bombas de calor (*chillers*), ao contrário dos sistemas *split*, não climatizam diretamente o ar. Estes sistemas contêm um sistema de distribuição de frio/calor, tal como o ciclo de ejeção solar no SOLAR-TDF, e conseguem simultaneamente climatizar o ar de um espaço, seja em modo de aquecimento ou de arrefecimento, e fornecer água quente para outros fins. Tanto os sistemas *split* como as bombas de calor utilizam energia elétrica para o seu funcionamento. Por último,

os ciclos de absorção são ciclos acionados termicamente, tal como os ciclos de ejeção. No mercado encontraram-se versões destes ciclos, tanto a operar com fonte de energia renovável como a operar com uma fonte de calor mais tradicional (e.g. caldeira a gás). Contudo, a maioria dos fornecedores vende apenas os ciclos de absorção de pequena capacidade, sem serem integrados com a fonte de energia que os acionará. Os preços e as características principais dos sistemas de potência frigorífica em análise estão resumidos na Tabela 5.7. À parte do sistema solar escolhido para o sistema de absorção solar, todas as restantes características e preços apresentados na tabela foram consultados em catálogos [56-58] ou fornecidos pelos fabricantes. O sistema solar para o sistema de absorção foi dimensionado, tendo em conta o COP médio do ciclo (0,58), obtido por Agyenim et al. [51] num teste experimental de um sistema de absorção solar, com o ciclo Rotartica 045, durante um dia de verão. Este dimensionamento pode ser demasiado otimista, já que outros Marcos et al. [59] sugerem, a partir de dados experimentais, que são necessários $10 \text{ m}^2/\text{kW}_{\text{frio}}$ (num total de 45 m^2) de área de coletores para o acionamento do sistema Rotartica. Contudo esta conclusão foi obtida para coletores com um rendimento médio de 0,3. Os custos do subsistema solar foram estimados através do custo específico de área calculado na Tabela 5.1. Os dados de COP nominal de ambos os sistemas elétricos, tanto em modo de aquecimento como em modo de arrefecimento, não são indicados por não serem relevantes no âmbito desta análise de custos. É também de realçar que nesta tabela estão indicados os preços de venda dos ciclos, ao contrário da Tabela 5.5, na qual são apresentados os custos estimados de aquisição do sistema de ejeção solar de 5 kW_{th} . Esta discrepância deve-se ao facto de não se ter conseguido ter acesso aos custos de produção dos ciclos da tabela. No caso do ciclo de absorção Rotartica 045, este ciclo tratava-se de um produto semi-comercial, utilizado para investigação na área da absorção solar de pequena capacidade (e.g. os artigos [51, 59]) e o seu preço de venda não era superior aos custos de produção do seu fabricante. Entretanto esta empresa fabricante parece ter fechado. Este não é o caso de ambos os sistemas elétricos em análise e o facto de o seu preço não corresponder ao seu custo, é um fator de incerteza, que deve ser considerado na interpretação desta análise de custos.

Tabela 5.7 – Preços e características dos sistemas de potência frigorífica de 5 kW considerados

	Absorção Solar	Split	Bomba de Calor
Modelo	Rotartica 045	Mitsubishi MSZ-SF50VE	DAIKIN Altherma ERLQ004CV3
COP	0,58	–	–
\dot{Q}_{arr} [kW]	4,5	5	5
\dot{Q}_{aq} [kW]	7,7	5,8	4,4
$P_{ele,arr}$ [kW]	1,2	1,7	1,8
$P_{ele,aq}$ [kW]	0,5	1,7	1,8
$Preço_{ciclo}$ [€]	10000	2000	5400
Coletores	ETC	–	–
η_{col}	0,72	–	–
\dot{Q}_{nec} [kW]	7,7	–	–
A_{nec} [m ²]	13,5	–	–
C_{sol} [€]	4995	–	–
$Preço Total$ [€]	14995	2000	5400

Os custos operacionais específicos de aquecimento e arrefecimento dos sistemas em análise foram calculados através das equações (5.1) e (5.2) e encontram-se indicados na Tabela 5.9. Para estimar os custos operacionais anuais dos vários sistemas em análise, foi necessário definir o tempo de operação de arrefecimento e de aquecimento, indicados na Tabela 5.8. Estes tempos de operação baseiam-se nos dados publicados por Mateus e Oliveira [5], que fizeram uma simulação em TRNSYS e calcularam os períodos de tempo durante um ano, durante os quais uma casa em Lisboa, com uma área total de 240 m², necessitaria de climatização. Nesta análise consideraram uma gama de temperaturas interiores admissíveis entre 20 e 25°C.

Tabela 5.8 – Tempos de operação anuais de sistemas de climatização de casas em Lisboa adaptados de [5]

t_{arr} [h/ano]	1200
t_{aq} [h/ano]	1050

Assim, os custos operacionais anuais podem ser facilmente calculados, atendendo à seguinte expressão:

$$C_o = c_{o,arr} \cdot t_{arr} \cdot \dot{Q}_{arr} + c_{o,aq} \cdot t_{aq,eq} \cdot \dot{Q}_{aq} \quad (5.3)$$

Ao contrário das potências de arrefecimento, as capacidades de aquecimento dos vários sistemas são muito diferentes, variando entre 16,7 kW_{th} para o sistema de ejeção solar e 4,4 kW_{th} para a bomba de calor. Por isso, foi definido para cada sistema um tempo de operação de aquecimento equivalente, $t_{aq,eq}$, que seria necessário para o sistema ser capaz de debitar 5250 kWh de energia, correspondentes a 5 kW_{calor} durante 1050 horas de operação. Os tempos de operação e as estimativas dos custos operacionais anuais de cada sistema são apresentados na Tabela 5.9. Note-se como os custos operacionais específicos dos sistemas solares são muito mais baixos do que os sistemas elétricos, devido à utilização de radiação solar gratuita como principal fonte de energia. Além disso, pode-se constatar como os custos operacionais específicos de aquecimento de ambos os sistemas solares (ejeção e absorção) são iguais. Isto deve-se ao facto de se ter considerado que ambos os sistemas têm subsistemas solares semelhantes, apenas com áreas de coletores diferentes, e, por isso, em modo de aquecimento, no qual não se utiliza o ciclo frigorífico, ambos os custos específicos são iguais.

Tabela 5.9 – Custos operacionais anuais de cada sistema

	Ejeção Solar	Absorção Solar	Split	Bomba de Calor
\dot{Q}_{arr} [kW]	5	4,5	5	5
\dot{Q}_{aq} [kW]	16,7	7,7	5,8	4,4
t_{arr} [h]	1200	1200	1200	1200
$t_{aq,eq}$ [h]	314	682	905	1193
$c_{o,arr}$ [€/kWh]	0,032	0,061	0,078	0,083
$c_{o,aq}$ [€/kWh]	0,007	0,007	0,067	0,094
C_o [€/ano]	228	366	823	991

Por fim, calculam-se os *payback times* (tempo de retorno do investimento) das tecnologias solares em relação às tecnologias de acionamento elétrico, considerando as seguintes equações:

$$P_{Split} = \frac{C_{I,s} - C_{I,sp}}{C_{o,sp} - C_{o,s}} \quad (5.4)$$

$$P_{BC} = \frac{C_{I,s} - C_{I,BC}}{C_{o,BC} - C_{o,s}} \quad (5.5)$$

Note-se como estas expressões representam um quociente entre a diferença dos custos iniciais de ambos os sistemas, sobre a poupança anual dos sistemas acionados por energia solar. Os *payback times* dos sistemas solares em relação aos sistemas alternativos elétricos estão apresentados na Tabela 5.10. Como se vê, os custos operacionais anuais dos sistemas solares são consideravelmente mais baixos do que nos sistemas elétricos, com o $C_{o,anual}$ do sistema de ejeção solar 72% mais baixo do que o do sistema *split*. Os custos operacionais mais elevados são os da bomba de calor, com um custo operacional anual 4 vezes mais alto do que o sistema com custo operacional mais baixo (ejeção solar). Contudo, o investimento inicial dos sistemas de ar-condicionado solar é muito superior aos sistemas elétricos, devido essencialmente ao custo do campo solar que é prescindido nos sistemas convencionais. Entre os dois sistemas de ar-condicionado solar, este aspeto é ainda mais importante para o sistema de ejeção, que por ter um *COP* baixo (~0,3) necessita de ter um subsistema solar com o dobro da área do sistema de absorção em análise. Assim, o sistema que representa o maior investimento inicial é o sistema de ejeção solar, aproximadamente 13% mais caro do que o sistema de absorção solar e mais de oito vezes mais caro do que o sistema *split*. Estes custos iniciais muito altos, resultam em *payback times* bastante altos em relação aos sistemas elétricos (> 15 anos), o que justifica o facto de não existirem sistemas de arrefecimento solar em grandes quantidades no mercado. Entre os dois sistemas solares analisados, o ciclo de ejeção é o sistema com o menor *payback time*. Contudo, deve-se ter em consideração as potencialidades que, tanto os dois sistemas acionados por energia solar como o sistema bomba de calor, têm face ao sistema *split* por poderem não só climatizar um espaço, como também fornecer água quente, que poderá ser utilizada para outros fins, tais como utilização sanitária ou aquecimento de piscinas. Esta característica é ainda mais relevante nos sistemas solares, por terem capacidades de aquecimento muito maiores do que o sistema de bomba de calor considerado (16,7 kW para o sistema de ejeção e 7,7 kW para o sistema de absorção contra os 4,4 kW do sistema de bomba de calor). Por outro lado, nos sistemas acionados por energia solar, parte da energia produzida pelos coletores solares deve ser armazenada para permitir que seja possível climatizar durante períodos sem radiação solar, como acontece de noite. Outro entrave à utilização de tecnologias emergentes, tal como a ejeção e a absorção solar, é a falta de instaladores qualificados para estes tipos de sistemas [1]. Ao contrário dos sistemas *split*, que já são uma tecnologia madura e generalizada no mercado, qualquer avaria num sistema de ar-condicionado solar, teria uma maior probabilidade de demorar mais tempo a ser resolvido, simplesmente por não haver um acesso tão fácil a instaladores qualificados e conhecedores do sistema. Concluindo, se o único objetivo for climatizar o ar de um espaço, economicamente a melhor solução é a utilização de sistemas *split*. Se for possível desenhar um sistema integrado, que não só climatize um espaço, mas também utilize água quente para outros fins, os sistemas com bomba de calor são a melhor opção, mas os sistemas solares já podem ser considerados como uma boa alternativa, se houver consumos de energia de aquecimento mais elevados. Se, por exemplo, for desenhada uma casa, que pretende ter um sistema integrado de arrefecimento, aquecimento com piso radiativo e uma piscina aquecida, seria necessária uma bomba de calor com capacidade de aquecimento muito grande, para que as necessidades de aquecimento fossem satisfeitas. Por outro lado, se fosse utilizado um sistema de ejeção solar, seria muito mais fácil dimensionar um sistema que se adegue tanto às necessidades de aquecimento como de arrefecimento, já que devido à natureza do próprio sistema, a sua capacidade de aquecimento será sempre mais alta do que a capacidade de arrefecimento.

Tabela 5.10 – Tempos de retorno de investimento (*payback times*) dos sistemas solares em relação aos sistemas alternativos elétricos

	Ejeção Solar	Absorção Solar	Split	Bomba de Calor
C_{ciclo} [€]	6240	10000	2000	5400
C_{sol} [€]	10730	4995	–	–
C_I [€]	16970	14995	2000	5400
$c_{o,arr}$ [€/kWh]	0,032	0,061	0,078	0,083
$c_{o,aq}$ [€/kWh]	0,007	0,007	0,067	0,094
C_o [€/ano]	228	366	823	991
P_{Sp} [anos]	25,1	28,4	–	–
P_{BC} [anos]	15,2	15,4	–	–

Como já foi referido, grande parte do custo dos sistemas de ar-condicionado solar são associados aos custos do subsistema solar. Em 2020 entrará em vigor uma legislação europeia [60], que obrigará a todos os projetos de construção de casas tenha associado uma certificação energética, que prove que a casa seja energeticamente de consumo zero. No contexto do regulamento dos ZEBs (“*Zero Energy Buildings*” – casas de energia zero) é provável que os novos edifícios terão de produzir a energia elétrica que utilizem para os sistemas de climatização. Sendo assim, considerou-se um cenário onde a energia elétrica necessária para acionar os sistemas de climatização elétricos é produzida por painéis fotovoltaicos (PV). Elaborou-se uma pesquisa de mercado de sistemas fotovoltaicos, no sentido de estimar o custo de um sistema, que fosse capaz de responder em completo às necessidades de potência elétrica da bomba de calor em análise. O processo de pesquisa focou-se em *kits* de autoconsumo para aplicações residenciais, que incluem os painéis solares, um inversor de corrente DC para AC e mais uma série de equipamento de monitorização, para que seja possível ao utilizador vender diretamente à rede a energia elétrica que tenha sido produzido em excesso nos painéis. O dado mais importante na escolha destes *kits*, é a potência elétrica nominal que estes são capazes de produzir. A potência nominal indicada nos catálogos destes *kits* é determinada com base num valor de radiação solar incidente de 1000 W/m^2 . Isto é consideravelmente superior aos 800 W/m^2 considerados no dimensionamento do subsistema solar térmico utilizado para fornecer a energia ao ciclo de ejeção. Existe uma relação direta entre a radiação solar incidente e a potência elétrica à saída dos PVs. Por exemplo, nos painéis fotovoltaicos Luxor M60/250 [61], uma queda da radiação solar dos 1000 W/m^2 para os 800 W/m^2 , provoca uma diminuição na potência elétrica gerada nos painéis de aproximadamente 20%. Além disso, apenas aproximadamente 80% da energia elétrica nominal gerada nos painéis fotovoltaicos é efetivamente disponibilizada à saída do inversor devido a perdas [62]. Assim, a potência nominal do *kit* fotovoltaico escolhido foi de 3 kW, para que com 800 W/m^2 de radiação solar seja possível acionar a bomba de calor (*chiller*) em análise com uma potência elétrica de 1,8 kW (Tabela 5.7). As características e o custo do *kit* fotovoltaico escolhido são apresentados na Tabela 5.11.

Tabela 5.11 – *Kit* de painéis fotovoltaicos escolhido para o acionamento da bomba de calor em análise. Dados técnicos retirados de [63], preço pedido por consulta telefônica.

Referência <i>kit</i>	AC4
P_{nom} [kWp]	3
Número de painéis	13
Preço [€]	9000

Os custos totais relativos ao sistema de ar condicionado por ejeção e ao sistema bomba de calor com PVs estão apresentados na Tabela 5.12. Como se pode constatar, mesmo com a instalação de um subsistema fotovoltaico para acionar a bomba de calor, o sistema de ejeção solar é uma solução mais cara. Quanto aos custos operacionais da bomba de calor com PV, em condições de radiação iguais ou superiores à de dimensionamento (800 W/m^2) *output* elétrico gerado dos PVs é suficiente para o acionamento da bomba de calor. Em períodos de radiação solar menores que 800 W/m^2 ter-se-ia de ter um suporte por parte da rede, ou armazenamento de energia elétrica numa bateria, o que levaria ao aumento dos custos iniciais. Este problema não existe no sistema de ejeção solar, já que mesmo que haja radiação solar incidente nos coletores menor que 800 W/m^2 (até um mínimo de aproximadamente 600 W/m^2 no SOLAR-TDF), o sistema funciona na mesma, mas com uma potência frigorífica menor que a potência nominal. Consequentemente, não é possível fazer-se de forma direta uma estimativa relativa aos custos operacionais anuais da bomba de calor com PV, sem recorrer a uma análise mais detalhada (e.g. considerando casos específicos, utilizando *software* de simulação). Mesmo assim, é possível afirmar que estes custos serão sempre maiores no ciclo de ejeção solar do que na bomba de calor com PV, de onde se pode concluir que o sistema com bomba de calor com PV será mais vantajoso do ponto de vista económico. Isto deve-se sobretudo ao custo do sistema fotovoltaico que neste momento se encontra com preços muito competitivos, o que dificulta haver viabilidade de se ter coletores térmicos a acionar ciclos frigoríficos acionados termicamente, que terão sempre inevitavelmente valores de *COP* menores que os ciclos de compressão de vapor.

Tabela 5.12 – Comparação de custos iniciais e operacionais entre o ciclo de ejeção e bomba de calor com fotovoltaicos de potência frigorífica de 5 kW_{th} .

	Ejeção Solar	Bomba de Calor com PV
C_{ciclo} [€]	6240	5400
C_{sol} [€]	10730	9000
Preço Total [€]	16970	14500
$c_{o,aq}$ [€/kWh]	0,032	~0
$c_{o,arr}$ [€/ano]	0,007	~0

No entanto, salienta-se que as conclusões mencionadas nesta análise simplificada de custos poderão sofrer alterações ao fazer-se uma análise mais detalhada do problema. Na presente abordagem não se contabilizou custos de manutenção, de instalação, taxas de inflação e de amortecimento, etc. Além disso, não foram analisados sistemas com sistemas de armazenamento, tanto térmico como elétrico, nem os possíveis sistemas de apoio, que são imprescindíveis numa situação real. Por fim, para fazer uma análise de custos mais detalhada e fidedigna, sugere-se a utilização de *software* de simulação dinâmica (por exemplo: *TRNSYS*), que tenha em conta as cargas térmicas de um determinado edifício, ao longo do dia e ao longo do ano.

6 Conclusões gerais e sugestões para trabalhos futuros

O presente trabalho teve como principal objetivo a obtenção de resultados experimentais, que permitam a análise do desempenho do sistema de ejeção solar com ejetor de geometria variável da instalação de demonstração e teste SOLAR-TDF. A instalação é constituída por dois edifícios: uma casa das máquinas, onde se encontra o ciclo frigorífico (acionado por energia solar) e o reservatório de água quente; e o espaço a climatizar, de onde se faz a monitorização do ciclo através de um programa em LabVIEW. Os dados foram recolhidos com a instalação em funcionamento, tanto em modo de aquecimento como de arrefecimento. Com os testes em modo de aquecimento, pretendia-se perceber se o sistema seria capaz de aquecer o espaço numa situação climatérica próxima a uma situação típica de inverno. Com os testes em modo de arrefecimento, pretendia-se sobretudo avaliar a influência das condições operacionais e da geometria do ejetor no desempenho do ciclo de ejeção.

O teste em modo de aquecimento foi realizado no dia 23 de março de 2017. Com base nos resultados, pode-se concluir que o sistema é capaz de aquecer e manter o espaço a uma temperatura de conforto, mesmo nos dias de temperatura média do ambiente muito baixa ($T_{amb,med} = 6,6^{\circ}\text{C}$) e de radiação solar intermitente, típica de aguaceiros. A temperatura do espaço manteve-se dentro do conforto durante o período das 10:40 h até às 20:10 h. Um reservatório de 50 litros foi suficiente para fornecer energia térmica ao sistema nos períodos de chuva e armazenada nos períodos de sol. Além disso, a energia térmica armazenada no reservatório permitiu manter o espaço acima de 24°C durante 80 minutos após o pôr-do-sol. Pôde-se também concluir que a área de coletores solares se encontra sobredimensionada para o funcionamento do sistema em modo de aquecimento. Ao longo do teste, aproximadamente 65% da energia solar útil foi dissipada para o ambiente através do acionamento do sistema de dissipação, de modo a manter a temperatura do reservatório dentro da gama de funcionamento do ventiloinvetor do espaço. Para aumentar o aproveitamento da energia solar captada, deve-se modificar o sistema, de modo a que seja possível a utilização desta energia desperdiçada para outros fins. Estima-se também que as perdas térmicas da instalação, apresentam cerca de 6% da energia solar útil nos coletores, o que pode ser considerado aceitável.

Para avaliar o desempenho energético do sistema SOLAR-TDF no modo de arrefecimento, foi feito um teste no dia 21 de abril de 2017, que se caracterizou por ser um dia quente ($T_{med} = 21,7^{\circ}\text{C}$) e de radiação solar intensa ($I_{med} = 713 \text{ W/m}^2$). O ciclo de ejeção com ejetor de geometria variável foi capaz de climatizar manter condições de conforto no espaço durante a experiência, com valores médios de COP e COP_{ele} de 0,25 e 4,24, respetivamente. É de realçar o valor médio obtido de COP_{ele} , que é comparável com os valores nominais de sistemas de ar-condicionado convencionais e superior a valores publicados na literatura para ciclos de absorção.

Para determinar a influência da pressão de condensação no desempenho do ciclo VGE, foram conduzidos testes, nos quais se mantiveram constantes as condições de geração, evaporação,

posição de *SP* e de *NXP*, controlando o caudal de água que arrefece o condensador. Para as condições do teste, ambos os indicadores de performance do ciclo (λ e *COP*) mantiveram-se constantes até uma pressão de condensação crítica medida de 3 bar relativo (correspondente a uma temperatura de condensação de 30°C), a partir da qual o desempenho do ciclo desce de forma acentuada. Esta temperatura é relativamente baixa. Em climas mais quentes pode se esperar valores mais elevados, que impliquem a necessidade de temperaturas de geração mais altas para o funcionamento do ciclo.

O ciclo ejetor instalado no SOLAR-TDF tem a particularidade de conter um ejetor de geometria variável, que é capaz de se adaptar às condições operacionais. É possível controlar dois parâmetros geométricos de forma independente: *SP* e *NXP*. A posição do *spindle* tem uma influência direta no \dot{m}_p , já que o seu posicionamento condiciona a área de passagem do bocal primário. A variação de *SP* entre 5 e 8 mm resultou numa variação máxima de 46% de \dot{m}_p , numa evolução aproximadamente linear. Contudo, o aumento de \dot{m}_p não implicou sempre o aumento de \dot{m}_s . O caudal mássico secundário arrastado aumentou com *SP* até certo ponto, a partir do qual o escoamento secundário atinge o estado sónico e se mantém constante com a abertura do *spindle*. Assim, existe sempre um *SP* ótimo que maximiza \dot{m}_s à custa do mínimo possível de \dot{m}_p , de forma a que λ e consequentemente *COP* sejam máximos. Mantendo as condições operacionais constantes, a variação de *SP* representou uma alteração do *COP* de até 70%. Com o aumento da pressão de geração, mantendo as restantes condições constantes, o valor de *SP* ótimo foi-se deslocando para uma posição mais fechada, sendo que o *COP* máximo de 0,3 se deu para situação com a maior pressão de geração testada (11 bar) com *SP* igual a 5,5 mm. O *NXP* teve uma influência menos relevante no desempenho do ciclo quando comparado com o *SP*. Para as condições do teste efetuado ($p_g = 10$ bar, $p_c = 3$ bar, $p_e = 1$ bar, *SP* = 6 mm), o caudal mássico primário manteve-se aproximadamente constante com a abertura do *NXP*, com uma variação máxima de apenas 2%. No mesmo teste, o caudal mássico secundário teve uma variação máxima de 15% com a abertura do *NXP*, com o máximo de \dot{m}_s a corresponder a *NXP* de 4 mm e ao desempenho máximo (*COP* = 0,25). A variação máxima de *COP* para as posições de *NXP* testadas foi de 13%.

Com base no trabalho realizado, pode-se concluir que o ciclo de ejeção com geometria variável parece ser uma tecnologia bastante promissora para aplicações de ar-condicionado solar, especialmente quando comparado com o ciclo de ejeção de geometria fixa. Os resultados indicam que a utilização de um ejetor de geometria variável pode representar um aumento do *COP* de até 47%, face a um ciclo de ejeção com geometria fixa.

Foi feita uma análise de custos simples, com o objetivo de avaliar o potencial desta tecnologia quando comparada com as existentes no mercado, para climatização de edifícios. Concluiu-se que o custo de produção do ejetor de geometria variável é demasiado alto, representando quase 60% do custo total do ciclo frigorífico. Para que o custo do ciclo seja mais competitivo, o custo do ejetor deve descer para os 400€, algo que se acredita ser possível se este for produzido em massa. Adicionalmente, concluiu-se também que o maior contribuidor para o custo total do sistema de ar-condicionado de ejeção solar é o subsistema solar, com uma contribuição de aproximadamente 60%.

Foi realizada uma pesquisa dos sistemas existentes no mercado para climatização de espaços, com uma potência de arrefecimento de 5 kW_{th}. Quanto aos sistemas de ar-condicionado solares acionados termicamente de pequena capacidade (~5 kW_{th}), parece que os únicos existentes no mercado são os ciclos de absorção. Os sistemas elétricos analisados para a mesma potência frigorífica, foram um sistema bomba de calor ar-ar (*split*) e uma bomba de calor ar-água (*chiller*). Estes sistemas elétricos apresentam custos operacionais mais elevados que o ciclo de ejeção solar, mas representam um investimento inicial mais baixo. Analisando em especial o sistema *split*, o seu custo inicial é aproximadamente 8 vezes mais baixo do que o sistema de

ejeção solar, mas os seus custos operacionais são 72% mais altos. Concluindo, se o único objectivo do sistema for a climatização de espaços, o sistema *split* é claramente o mais apelativo, devido aos tempos de retorno do investimento demasiado altos (> 15 anos) dos sistemas de ar-condicionado solares. Contudo, se para além das necessidades de arrefecimento houver também necessidade de aquecimento de água sanitária ou de uma piscina, a bomba de calor parece ser a solução mais indicada, apesar de ambas as tecnologias solares (ejeção e absorção) poderem ser uma boa alternativa, especialmente nos casos onde as necessidades de calor são maiores do que as de frio. Foi ainda analisado um cenário, em que as necessidades elétricas de uma bomba de calor ar-água (*chiller*) eram satisfeitas por um kit de painéis fotovoltaicos. Este sistema foi comparado com um sistema de ejeção solar equivalente, acionado por coletores térmicos. A análise deste cenário pode ser especialmente importante, visto que em 2020 entrará em vigor uma diretiva a nível europeu, que obriga o projeto de casas de balanço energético zero. Pela análise feita, a solução com fotovoltaicos parece ser a mais económica, devido a ter menores custos iniciais e operacionais. Contudo, a abordagem seguida foi simples, sem considerar o comportamento dinâmico do sistema e da fonte solar, introduzindo uma incerteza associada, que pode ser considerável.

Consequentemente, é necessário realçar, que todas as conclusões mencionadas nesta análise de custos poderão ser alteradas face a uma análise mais detalhada do problema. Para ser possível obter conclusões mais fidedignas, sugere-se como trabalho futuro a utilização de *software* de simulação (por exemplo: *TRNSYS*), que seja capaz de ter em conta situações dinâmicas e as cargas térmicas de um determinado edifício, ao longo do dia e ao longo do ano.

Sugere-se também o desenvolvimento de um sistema de controlo mais completo, que permita o controlo automático das bombas do ciclo e do sistema de distribuição de calor/frio. Até agora, o controlo destas bombas foi assegurado manualmente pelo utilizador. Assim, o utilizador deve poder definir uma temperatura de conforto dentro do espaço a climatizar e o controlador deve ser capaz de ligar ou desligar o ciclo, para que o espaço se mantenha nessa temperatura. Além disso, deve ser desenvolvido um controlador, que consiga adequar de forma automática a pressão à saída da bomba do ciclo à temperatura registada à saída do gerador, de modo a que seja garantido que existe sempre 5°C de sobreaquecimento à entrada do ejetor. Até agora, o utilizador teve sempre de estar atento e controlar manualmente a frequência da bomba, para que esta condição fosse satisfeita, o que pode ser problemático na eventualidade de a temperatura de geração baixar repentinamente, devido à falta de radiação solar.

Outra sugestão, passa por adicionar um reservatório de maior capacidade no subsistema solar, para que seja possível armazenar energia produzida em excesso durante o dia nos coletores, de forma a ser possível climatizar o espaço durante a noite.

Para avaliar as potencialidades dos sistemas de ejeção solar no mercado, propõem-se também a instalação de painéis fotovoltaicos no SOLAR-TDF, que acionem um sistema de ar-condicionado elétricos, por exemplo um sistema *split*, para que seja possível fazer uma comparação mais direta com o ciclo de ejeção solar, a níveis de desempenho e de viabilidade económica. Assim, poder-se-ia concluir, quanto à quantidade radiação solar necessária para que a potência gerada nos PVs seja suficiente para o acionamento do sistema. Assim, nos dias em não existe radiação solar suficiente, seria também possível estabelecer uma relação direta entre a radiação solar disponível e a potência elétrica necessária de apoio por parte da rede, para ser possível acionar o sistema, tornando possível o cálculo dos custos operacionais anuais deste um sistema.

Anexo A: Catálogos consulados

Durante a realização do Capítulo 5 foram consultados vários catálogos de equipamentos, que se apresentam em seguida.

ROTARTICA				
PRODUCT SPECIFICATIONS		SOLAR Air/Water CHILLER		
		Technology	SINGLE-EFFECT LiBr/H2O ABSORPTION	
		Manufacturer	ROTARTICA	
		Models	SOLAR 045 and SOLAR 045v	
Product Data	Company	ROTARTICA		
	Product	Air/Water Chiller		
	Nominal cooling power	4.5 kW		
	Powered by Absorbent/Refrigerant	Heated water LiBr/H2O		
Chilled Water Circuit		SOLAR 045	SOLAR 045v	
	Capacity (kW)		4.50	
	Flow (m3/h)		1.56	
	Loss of head (bar)		0.52	
Condenser Circuit	Capacity (kW)	11,70		
	Flow (m3/h)	1,98		
	Loss of head (bar)	1,12		
Generator Circuit	Heat provided to Generator (kW) at 90°C		7,20	
	Flow (m3/h)		0,90	
	Loss of head (bar)		0,36	
Electricity supply	Electrical consumption of absorption chiller unit	0,40	1,11	
Temperatures	Nominal inlet to Generator (°C)		90	
	Nominal chilled outlet (°C)		12	
	Nominal condenser outlet (°C)	40		-
	Outdoors temperature			30
Dimensions	Length (mm)	1130	1202	
	Width (mm)	720	803	
	Height (mm)	790	1202	
	Volume (m3)	0,64	1,16	
	Weight (kg)	240	290	
Nominal specifications				
Primary circuit: 90°C and flow 15 l/min, Chilled water circuit: 12°C and flow 26 l/min, Warm water circuit returning: 35°C (dry dissipation) and flow 33 l/min				

Figura A.1 – Ficha técnica do ciclo de absorção solar Rotartica

Inverter > Série MSZ-SF VE						
Tipo		Modelo Mural - Inverter				
Modelo		MSZ-SF25VE	MSZ-SF35VE	MSZ-SF42VE	MSZ-SF50VE	
Unidade Interior		MSZ-SF25VE	MSZ-SF35VE	MSZ-SF42VE	MSZ-SF50VE	
Unidade Exterior		MUZ-SF25VE	MUZ-SF35VE	MUZ-SF42VE	MUZ-SF50VE	
Alimentação Eléctrica		230/Unidade Exterior				
U. Ext. (V~50Hz)						
ARREFECIMENTO	Capacidade Nominal	kW	2,5	3,5	4,2	5,0
	Min-Max		0,9-3,4	1,1-3,8	0,8-4,5	1,4-5,4
	Consumo Nominal	kW	0,600	1,080	1,340	1,660
	Consumo anual eléctrico**2	kWh/a	116	171	196	246
	SEER**		7,6	7,2	7,5	7,2
		Categoria energética	A++	A++	A++	A++
AQUECIMENTO	Capacidade Nominal	kW	3,2	4,0	5,4	5,8
	Min-Max		1,0-4,1	1,3-4,6	1,3-6,0	1,4-7,3
	Consumo Nominal	kW	0,780	1,030	1,580	1,700
	Capacidade declarada (kW)	à temp. referência	2,4 (-10°C)	2,9 (-10°C)	3,8 (-10°C)	4,2 (-10°C)
		à temp. bivalente	2,4 (-10°C)	2,9 (-10°C)	3,8 (-10°C)	4,2 (-10°C)
		à temp. limite funcion.	2,0 (-15°C)	2,2 (-15°C)	3,4 (-15°C)	3,4 (-15°C)
	Consumo anual eléctrico**2	kWh/a	764	923	1215	1351
SCOP**		4,4	4,4	4,4	4,4	
		Categoria energética	A+	A+	A+	A+
Corrente funcionamento (Max)	A	8,4	8,5	9,5	12,3	
UNIDADE INTERIOR	Consumo Nominal	kW	0,024	0,027	0,027	0,035
	Corrente funcionamento (Max)	A	0,2	0,3	0,3	0,3
	Dimensões (mm)	AxLxP	299x798x195	299x798x195	299x798x195	299x798x195
	Peso	kg	10	10	10	10
	Caudal de Ar (S=Min-Med-Max-SMax)	m3/h (Arrefecimento)	210-246-336-432-546	210-246-336-432-546	300-348-402-474-546	336-372-420-492-594
		m3/h (Aquecimento)	210-246-402-492-618	210-246-402-498-660	300-348-432-546-684	336-384-480-588-720
Nível de ruído (SPL) (S=Min-Med-Max-SMax)	dB(A) (Arrefecimento)	21-24-30-36-42	21-24-30-36-42	28-31-34-38-42	30-33-36-40-45	
	dB(A) (Aquecimento)	21-24-34-39-45	21-24-34-40-46	28-31-36-42-47	30-33-38-43-49	
Nível de ruído (PWL)	dB(A) (Arrefecimento)	57	57	57	58	
UNIDADE EXTERIOR	Dimensões (mm)	AxLxP	550x800x285	550x800x285	550x800x285	880x840x330
	Peso	kg	31	31	35	55
	Caudal de Ar	m3/h (Arrefec./Aqueci.)	1866/1842	2154/2154	2112/2016	2676/2676
	Nível de ruído (SPL)	dB(A) (Arrefec./Aqueci.)	47/48	49/50	50/51	52/52
	Nível de ruído (PWL)	dB(A) (Arrefecimento)	58	62	63	65
	Corrente funcionamento (Max)	A	8,2	8,2	9,2	12,0
	Dimensão disjuntor	A	10	10	10	16
D. INSTALAÇÃO	Diâmetro da tubagem	Líquido	6,35(1/4")	6,35(1/4")	6,35(1/4")	6,35(1/4")
		Gás	9,52(3/8")	9,52(3/8")	9,52(3/8")	12,7(1/2")
	Comprim. máx. tubagem	m (Ext-Int)	20	20	20	30
	Altura máx. tubagem	m (Ext-Int)	12	12	12	15
	Refrigerante	Tipo	R410a**1	R410a**1	R410a**1	R410a**1
Temperatura exterior de funcionamento	Arrefecimento (°C)	-10--+46	-10--+46	-10--+46	-10--+46	
	Aquecimento (°C)	-15--+24	-15--+24	-15--+24	-15--+24	

Figura A.2 – Ficha técnica do sistema split analisado da marca Mitsubishi.

UNIDADE INTERIOR				EHBX04CB3V	EHBX08CB3V EHBX08CB9W	EHBX08CB3V EHBX08CB9W
Estrutura	Cor					
	Material					
Dimensões	Unidade	Altura/largura/profundidade	mm			
Peso	Unidade			kg	44	46/48
Limite de funcionamento	Aquecimento	Temp. Exterior	Mín.-Máx.	°C	-25~-25	
		Lado da água	Mín.-Máx.	°C	15-	
	Arrefecimento	Temp. Exterior	Mín.-Máx.	°CBs	10~43	
		Lado da água	Mín.-Máx.	°C		
	Água quente sanitária	Temp. Exterior	Mín.-Máx.	°CBs	-25~35	
		Lado da água	Mín.-Máx.	°C		
Nível de potência sonora	Norm.			dBA	40	
Nível de pressão sonora	Norm.			dBA	26	

UNIDADE EXTERIOR				ERLQ004CV3	ERLQ006CV3	ERLQ008CV3
Capacidade de aquecimento	Mín.		kW	1,80 (1) / 1,80 (2)		
	Nom.		kW	4,40 (1) / 4,03 (2)	6,00 (1) / 5,67 (2)	7,40 (1) / 6,89 (2)
	Máx.		kW	5,12 (1) / 4,90 (2)	8,35 (1) / 7,95 (2)	10,02 (1) / 9,53 (2)
Capacidade de arrefecimento	Mín.		kW	2,00 (1) / 2,00 (2)		
	Nom.		kW	5,00 (1) / 4,17 (2)	6,76 (1) / 4,84 (2)	6,86 (1) / 5,3 (2)
Potência absorvida	Aquecimento	Nom.	kW	0,87 (1) / 1,13 (2)	1,27 (1) / 1,59 (2)	1,66 (1) / 2,01 (2)
		Máx.	kW	-		
	Arrefecimento	Nom.	kW	1,48 (1) / 1,80 (2)	1,96 (1) / 2,07 (2)	2,01 (1) / 2,34 (2)
		Máx.	kW	-		
COP				5,04 (1) / 3,58 (2)	4,74 (1) / 3,56 (2)	4,45 (1) / 3,42 (2)
EER				3,37 (1) / 2,32 (2)	3,45 (1) / 2,34 (2)	3,42 (1) / 2,29 (2)
Dimensões	Unidade	Altura/largura/profundidade	mm	735x832x307		
Peso	Unidade			kg	54	56
Limite de funcionamento	Aquecimento	Mín.-Máx.		°CBh	-25~-25	
	Arrefecimento	Mín.-Máx.		°CBs	10~43	
	Água quente sanitária	Mín.-Máx.		°CBs	-25~35	
Fluido frigorígeno	Tipo					
	Carga			kg	1,45	1,60
Nível de potência sonora	Aquecimento	Nom.	dBA	61		62
	Arrefecimento	Nom.	dBA	63		
Nível de pressão sonora	Aquecimento	Nom.	dBA	48 (3)		49 (3)
	Arrefecimento	Nom.	dBA	48 (3)	49 (3)	50 (3)
Alimentação elétrica	Tipo/Fase/Frequência/Tensão			Hz/V		
Corrente	Disjuntor recomendado			A		
				20		

Figura A.3 – Ficha técnica do chiller analisado da marca Daikin.

Referências

1. IEA. Technology Roadmap: Solar Heating and Cooling. Paris: IEA; 2012.
2. Fong KF, Chow TT, Lee CK, Lin Z, Chan LS. Comparative study of different solar cooling systems for buildings in subtropical city. *Solar Energy*. 2010;84(2):227-44.
3. IEA. Energy Policies of IEA Countries: Portugal. Paris: IEA; 2016.
4. Tsoutsos T, Aloumpi E, Gkouskos Z, Karagiorgas M. Design of a solar absorption cooling system in a Greek hospital. *Energy and Buildings*. 2010;42(2):265-72.
5. Mateus T, Oliveira AC. Energy and economic analysis of an integrated solar absorption cooling and heating system in different building types and climates. *Applied Energy*. 2009;86(6):949-57.
6. Anand S, Gupta A, Tyagi SK. Solar cooling systems for climate change mitigation: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015;41:143-61.
7. Nkwetta DN, Sandercock J. A state-of-the-art review of solar air-conditioning systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016;60:1351-66.
8. Allouhi A, Kousksou T, Jamil A, Bruel P, Mourad Y, Zeraouli Y. Solar driven cooling systems: An updated review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015;44:159-81.
9. Allouche Y. PCM Energy Storage Modelling: Case Study for Solar-Ejector Cooling Cycle. Tunis: National Engineering School of Tunis; 2016.
10. Kim DS, Infante Ferreira CA. Solar refrigeration options – a state-of-the-art review. *International Journal of Refrigeration*. 2008;31(1):3-15.
11. Buker MS, Riffat SB. Recent developments in solar assisted liquid desiccant evaporative cooling technology—A review. *Energy and Buildings*. 2015;96:95-108.
12. Lizarte R, Marcos JD. COP optimisation of a triple-effect H₂O/LiBr absorption cycle under off-design conditions. *Applied Thermal Engineering*. 2016;99:195-205.
13. Sarbu I, Sebarchievici C. Review of solar refrigeration and cooling systems. *Energy and Buildings*. 2013;67:286-97.
14. Besagni G, Mereu R, Inzoli F. Ejector refrigeration: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016;53:373-407.
15. Ullah KR, Saidur R, Ping HW, Akikur RK, Shuvo NH. A review of solar thermal refrigeration and cooling methods. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013;24:499-513.
16. Gaglia AG, Lykoudis S, Argiriou AA, Balaras CA, Dialynas E. Energy efficiency of PV panels under real outdoor conditions—An experimental assessment in Athens, Greece. *Renewable Energy*. 2017;101:236-43.

17. Ghafoor A, Munir A. Worldwide overview of solar thermal cooling technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015;43:763-74.
18. W. Sparber AN, G. Eckert, A. Preisler. State of the art on existing solar heating and cooling systems. IEA; 2009 12 November 2009.
19. IEA. Solar Cooling Position Paper. IEA; 2015.
20. Expósito Carrillo JA, Sánchez de La Flor FJ, Salmerón Lissén JM. Thermodynamic comparison of ejector cooling cycles. Ejector characterisation by means of entrainment ratio and compression efficiency. *International Journal of Refrigeration*. 2017;74:371-84.
21. Eames IW. A new prescription for the design of supersonic jet-pumps: the constant rate of momentum change method. *Applied Thermal Engineering*. 2002;22(2):121-31.
22. Khennich M, Galanis N, Sorin M. Effects of design conditions and irreversibilities on the dimensions of ejectors in refrigeration systems. *Applied Energy*. 2016;179:1020-31.
23. Chen X, Omer S, Worall M, Riffat S. Recent developments in ejector refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013;19:629-51.
24. Varga S, Lebre PMS, Oliveira AC. CFD study of a variable area ratio ejector using R600a and R152a refrigerants. *International Journal of Refrigeration*. 2013;36(1):157-65.
25. Engineering GP. Steam Jet Vacuum Pumps: Technology and Applications. In: GmbH GW, editor.: GEA Wieband GmbH.
26. Rao SMV, Jagadeesh G. Studies on the effects of varying secondary gas properties in a low entrainment ratio supersonic ejector. *Applied Thermal Engineering*. 2015;78:289-302.
27. Gil B, Kasperski J. Efficiency analysis of alternative refrigerants for ejector cooling cycles. *Energy Conversion and Management*. 2015;94:12-8.
28. Banasiak K, Palacz M, Hafner A, Buliński Z, Smółka J, Nowak AJ, et al. A CFD-based investigation of the energy performance of two-phase R744 ejectors to recover the expansion work in refrigeration systems: An irreversibility analysis. *International Journal of Refrigeration*. 2014;40:328-37.
29. QAISt. A guide to the standard EN 12975. QAISt; 2012.
30. ISO. Solar energy - Test method for solar collectors - Part 1: Thermal performance of glazed liquid heating collectors including pressure drop. 2010.
31. Varga S, Oliveira AC, Diaconu B. Influence of geometrical factors on steam ejector performance – A numerical assessment. *International Journal of Refrigeration*. 2009;32(7):1694-701.
32. Yapıcı R. Experimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123. *Energy Conversion and Management*. 2008;49(5):953-61.
33. Chunnanond K, Aphornratana S. Ejectors: applications in refrigeration technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2004;8(2):129-55.
34. Varga S, Lebre PS, Oliveira AC. Readdressing working fluid selection with a view to designing a variable geometry ejector. *International Journal of Low-Carbon Technologies*. 2015;10(3):205-15.
35. Abdulateef JM, Sopian K, Alghoul MA, Sulaiman MY. Review on solar-driven ejector refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2009;13(6–7):1338-49.

36. Wang C, Wang L, Zhao H, Du Z, Ding Z. Effects of superheated steam on non-equilibrium condensation in ejector primary nozzle. *International Journal of Refrigeration*. 2016;67:214-26.
37. Angelino G, Invernizzi C. Thermodynamic optimization of ejector actuated refrigerating cycles. *International Journal of Refrigeration*. 2008;31(3):453-63.
38. Palm B. Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems – A review. *International Journal of Refrigeration*. 2008;31(4):552-63.
39. Shen S, Qu X, Zhang B, Riffat S, Gillott M. Study of a gas–liquid ejector and its application to a solar-powered bi-ejector refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*. 2005;25(17–18):2891-902.
40. Cizungu K, Mani A, Groll M. Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluids. *Applied Thermal Engineering*. 2001;21(5):585-98.
41. Keenan JH, Neumann EP, Lustwerk F. *An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment: Massachusetts Institute of Technology, Guided Missiles Program; 1948.*
42. Huang BJ, Chang JM, Wang CP, Petrenko VA. A 1-D analysis of ejector performance. *International Journal of Refrigeration*. 1999;22(5):354-64.
43. American Society of Heating R, Engineers A-C. *ASHRAE Handbook of Fundamentals*. ASHRAE; 1967.
44. Ma X, Zhang W, Omer SA, Riffat SB. Experimental investigation of a novel steam ejector refrigerator suitable for solar energy applications. *Applied Thermal Engineering*. 2010;30(11–12):1320-5.
45. Yen RH, Huang BJ, Chen CY, Shiu TY, Cheng CW, Chen SS, et al. Performance optimization for a variable throat ejector in a solar refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*. 2013;36(5):1512-20.
46. Rusly E, Aye L, Charters WWS, Ooi A. CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system. *International Journal of Refrigeration*. 2005;28(7):1092-101.
47. Marrero AIPP, Paulo R. *Solar cooling test and demonstration facility using advanced ejector technology: Final technical report*. INEGI; 2015.
48. Varga S, Oliveira AC, Palmero-Marrero A, Vrba J. Preliminary experimental results with a solar driven ejector air conditioner in Portugal. *Renewable Energy*. 2017;109:83-92.
49. Pereira PR, Varga S, Soares J, Oliveira AC, Lopes AM, de Almeida FG, et al. Experimental results with a variable geometry ejector using R600a as working fluid. *International Journal of Refrigeration*. 2014;46:77-85.
50. ASHRAE. *Thermal Environment Conditions for Human Occupancy*. 1992.
51. Agyenim F, Knight I, Rhodes M. Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr/H₂O solar thermal absorption cooling system with a cold store. *Solar Energy*. 2010;84(5):735-44.
52. Infante Ferreira C, Kim D-S. Techno-economic review of solar cooling technologies based on location-specific data. *International Journal of Refrigeration*. 2014;39:23-37.
53. Lazzarin RM. Solar cooling: PV or thermal? A thermodynamic and economical analysis. *International Journal of Refrigeration*. 2014;39:38-47.

54. Eicker U, Pietruschka D. Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings. *Energy and Buildings*. 2009;41(1):81-91.
55. Negócios Jd. Electricidade e gás em Portugal são os mais caros da Zona Euro 2016 [Available from: http://www.jornaldenegocios.pt/empresas/energia/detalhe/electricidade_e_gas_em_portugal_sao_os_mais_caros_da_zona_euro].
56. Schroder A. Rotartica Product Description [Available from: http://andyschroder.com/static/pdf/Rotartica/Rotartica_Product_Description.pdf].
57. DAIKIN. Daikin Altherma de Baixa Temperatura, Split Mural [Available from: file:///C:/Users/Francisco/Downloads/DAPT16-725-LT_mural_Daikin_Altherma_EHB(H)(X)-CB.pdf].
58. Mitsubishi. Mitsubishi Electric Ar Condicionado MSZ-SF [Available from: http://www.megaclima.pt/public-ftp/pdfs/ar-condicionado/mitsubishi/mitsubishi_mural_msz_sf.pdf].
59. Marcos JD, Izquierdo M, Parra D. Solar space heating and cooling for Spanish housing: Potential energy savings and emissions reduction. *Solar Energy*. 2011;85(11):2622-41.
60. Energy Performance of Energy Buildings, 2010/31/EN (2010).
61. Luxor. Secure Line M60/250 - 270W Suttgart [Available from: http://pt.krannich-solar.com/fileadmin/content/data_sheets/solar_modules/spain/Luxor_SecureLine60mono_250-270W_EU_EN.PDF].
62. Shiva Kumar B, Sudhakar K. Performance evaluation of 10 MW grid connected solar photovoltaic power plant in India. *Energy Reports*. 2015;1:184-92.
63. krannich. Kit solar de autoconsumo fotovoltaico [Available from: <http://pt.krannich-solar.com/pt/produtos/kits/kit-autoconsumo.html>].