



Universidade da Beira Interior

Departamento de Engenharia Electromecânica

“Estudo da Eficiência Energética e Exergética de Transferências Térmicas com Sistema Solar Térmico e Bomba de Calor”

Alberto Carlos Costa Silva
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientação científica:

Prof. Doutor Luís Carlos Carrilho Gonçalves

Autorizo a reprodução total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou electrónico, para fins de estudo ou pesquisa, desde que citada a fonte.

Resumo

Para a realização deste trabalho, foram necessários um sistema solar térmico e uma bomba de calor. Cada um está ligado ao seu próprio termoacumulador sanitário de 300 litros, para nestes ser transferida a energia captada do sol, no caso do sistema solar, e a captada do ar ambiente e da rede eléctrica, no caso da bomba de calor.

Antes de efectuar qualquer cálculo ou ensaio experimental, foi necessário efectuar um estudo elaborado sobre os sistemas solares térmicos e bombas de calor, para juntamente com os conhecimentos teórico-práticos adquiridos na licenciatura e na experiência profissional, efectuar um desenvolvimento adequado ao tema e desenvolver um formulário correcto e aplicável às condições da instalação.

Após o formulário predefinido, prepararam-se o sistema solar e a bomba de calor já existentes na empresa. Para tal, em ambos os sistemas equilibram-se e colocaram-se os sensores para registo das temperaturas, caudais e radiação solar, para substituir nas fórmulas estabelecidas, após os ensaios efectuados.

Assim pode-se calcular a eficiência energética e exergética para a instalação global do solar e da bomba de calor, respectivamente, como para cada um dos componentes que constitui as instalações.

Após os cálculos efectuados, verifica-se se os resultados obtidos vão de encontro com as prestações das máquinas e conclusões fundamentadas.

Finalmente, colocaram-se os valores medidos e dados da instalação, no software escolhido para realização de simulações de sistemas solares térmicos (SolTerm 5.0), para comparar os valores com os resultados obtidos neste trabalho.

Abstract

This study used a thermal solar system and an heat pump in order to perform experimental work. Each one of these systems is connected to a sanitarian thermo accumulator of 300 litres, of water heat stores the absorbed energy from the sun, or from the air ambient or from electric supply.

The experimental facility was instrumented with sensors and other instruments to measure the relevant parameters (temperature, mass flow rate, solar radiation...).

Some calculations were performed with the experimental data and obtained results are compared with the ones sorted out from are compared with the ones sorted out from computer simulations from a dedicated software used by commercial instalators.

Conclusions show the agreements between simulation and experimental results.

Agradecimentos

A realização desta tese não teria sido possível sem o apoio de algumas pessoas que, por qualquer meio, fizeram com que a concretização deste trabalho fosse possível. Dada a impossibilidade de enumerar todos aqueles que, de uma forma directa ou indirecta, tornaram possível levar a bom termo o presente trabalho, gratifica-me testemunhar o meu particular reconhecimento àqueles que nele tiveram maior influência.

À minha esposa Diana Almeida Baptista, pela seu apoio e compreensão nos momentos em que a atenção e paciência deve estar direccionada para o mestrado, dispondo sempre o seu amor e bondade à frente de qualquer vontade própria.

À minha filha Bianca Baptista da Silva, acabada de nascer no dia 19 de Agosto de 2008, pelo amor que liberta logo nos primeiros dias de vida, dando vontade de superar qualquer dificuldade de modo a vir a ser um bom pai. Também pela sua vontade de viver e superar a difícil adaptação ao nosso mundo, que foi primordial para o meu melhor desempenho em seu contributo.

Ao professor Doutor Luís Carlos Carrilho Gonçalves, Prof. Associado com Agregação no departamento de Engenharia Electromecânica da Universidade da Beira Interior, principal responsável como orientador científico, pela orientação da presente dissertação, que aliado às valiosas sugestões teóricas, metodológicas e críticas formuladas no decorrer dos trabalhos, direccionou a investigação de modo exemplar. Também pelo acompanhamento e disponibilidade prestados sempre que foi necessário.

Ao Engenheiro Luís Pires e Mestre em Engenharia Pedro Dinis, professores no departamento de Engenharia Electromecânica da Universidade da Beira Interior, responsáveis como colaboradores científicos, pelo acompanhamento e espírito crítico sempre demonstrados, fruto dos seus conhecimentos e da vasta experiência nesta temática.

Ao Engenheiro Rui Milheiro, Colaborador na empresa Cirelius, pela sua disponibilidade e contributo na preparação das instalações e registo das respectivas medições efectuadas, partilhando sempre a sua vasta experiência nesta temática. Também pela sua enorme vontade de aprender, partilhando sempre o que aprende de forma espontânea e sabida.

Ao Exmo. Senhor Arnaldo Vilarinho e Engenheiro Pedro Vilarinho, responsáveis pela empresa Cirelius, pelo tempo, compreensão e vontade de disponibilizar as suas instalações e todo o material necessário para o bom desenvolvimento deste trabalho, com obtenção de resultados credíveis garantindo as melhores conclusões.

Agradeço a todos aqueles que tiveram influência para a concretização deste trabalho e que não foram mencionados, sendo que o facto de não os referir individualmente não traduz menor reconhecimento.

Índice

Resumo.....	i
Abstract.....	ii
Agradecimentos.....	iii
Índice.....	v
Lista de figuras.....	vii
Lista de tabelas.....	x
Lista de quadros.....	x
Lista de gráficos.....	x
Nomenclatura.....	xi
1. Introdução.....	1
1.1. Grandezas.....	1
1.2. Mecânica.....	2
1.3. Hidráulica.....	3
1.4. Termotecnia.....	5
1.5. Radiação solar.....	7
1.6. Enquadramento energético.....	10
1.7. Bombas de calor.....	12
1.7.1. Aquecimento e arrefecimento com energias renováveis.....	12
1.7.2. O princípio da bomba de calor.....	14
1.7.3. O funcionamento de uma bomba de calor.....	15
1.7.4. As vantagens da bomba de calor em relação a sistemas tradicionais de aquecimento.....	15
1.7.5. Bomba de calor ar-água.....	17
2. Objectivos.....	20
3. Revisão bibliográfica.....	21
3.1. Energia.....	21

3.2. Primeira Lei da Termodinâmica.....	24
3.3. Trabalho.....	26
3.4. Calor.....	27
3.5. Reservatórios de calor e trabalho.....	27
3.6. Princípio da conservação de massa.....	28
3.7. Balanço de energia em sistemas fechados.....	28
3.8. Balanço de energia em sistemas abertos.....	29
3.9. Segunda Lei da Termodinâmica.....	31
3.10. Entropia.....	36
3.11. Conceito de exergia.....	41
3.12. Eficiência exergética.....	46
4. Procedimento experimental.....	53
4.1. Material utilizado.....	56
4.1.1. Esquema geral dos componentes da instalação solar.....	56
4.1.2. Colector solar plano sunnySol vertical da Gasokol.....	57
4.1.3. Kit completo de ligação do colector solar.....	59
4.1.4. Separador de ar.....	59
4.1.5. Caudalímetro solar.....	60
4.1.6. Grupo hidráulico solar flowStar DN20.....	60
4.1.7. Kit de ligação ao vaso de expansão.....	62
4.1.8. Vaso de expansão solar.....	62
4.1.9. Acumulador sanitário skyMantel serpentina dupla 300 litros.....	63
4.1.10. Tê e bainha para sonda de temperatura do acumulador.....	65
4.1.11. Controlador solar Gasokol 1611.....	65
4.1.12. Misturadora termostática 1”.....	68
4.1.13. Fluido solar corroStar 10 litros.....	68
4.1.14. Refractómetro.....	68
4.1.15. Esquema geral dos componentes da bomba de calor.....	69
4.1.15. ECOTANK – Acumulador sanitário termodinâmico.....	69
5. Cálculos para a bomba de calor.....	75
5.1 Análise da bomba de calor.....	75

5.2 Registo das grandezas medidas na bomba de calor.....	77
5.3 Análise de cada componente da bomba de calor.....	90
5.3.1 Análise do compressor.....	90
5.3.2 Análise do condensador.....	97
5.3.3 Análise do evaporador.....	113
5.3.4 Análise da válvula de expansão.....	120
5.4 Análise geral da instalação.....	126
5.5 Discussão dos resultados obtidos com a bomba de calor.....	133
6. Cálculos para o sistema solar.....	134
6.1 Análise da instalação solar.....	134
6.2 Registo das grandezas medidas.....	135
6.3 Propriedades da água líquida com propylene glicol.....	138
6.4 Análise do colector solar.....	139
6.4.1 Balanço de energia no colector solar.....	139
6.5 Balanço da energia na serpentina do termoacumulador.....	143
6.6 Balanço da energia global no sistema solar.....	149
6.7 Comparação com o software de simulação SolTerm 5.0.....	151
6.8 Discussão dos resultados obtidos no sistema solar.....	156
7. Conclusão.....	158
Referências bibliográficas.....	160
Anexo A.....	162
Anexo B.....	169
Anexo C.....	176
Anexo D.....	184
Anexo E.....	188
Anexo F.....	207

Lista de figuras

Figura 1: Tubagem de secção variável.....	4
Figura 2: Espectro da radiação solar.....	8
Figura 3: Radiação solar em superfície terrestre.....	9
Figura 4: Influência da nebulosidade na radiação global.....	9
Figura 5: Fontes de energia primária.....	11
Figura 6: Mercado solar europeu em 2006.....	12
Figura 7: Comparativo dos preços da energia em Maio de 2008.....	13
Figura 8: Energias utilizadas pela bomba de calor.....	14
Figura 9: Funcionamento de uma bomba de calor.....	15
Figura 10: Consumo energético de uma casa com e sem bomba de calor.....	17
Figura 11: Eficiência energética e comparação de funcionamento com e sem inverter.....	18
Figura 12: Esquema de aplicações da bomba de calor Airmat.....	19
Figura 13: Processos de conversão de energia.....	23
Figura 14: Sistema com perda e ganhos de calor/trabalho.....	24
Figura 15: Sistema aberto.....	29
Figura 16: Ciclo motor de Carnot.....	34
Figura 17: Ciclo frigorífico de Carnot.....	35
Figura 18: Ciclo composto por 1 processo reversível e outro qualquer.....	38
Figura 19: Motor térmico.....	47
Figura 20: Máquina frigorífica.....	48
Figura 21: Bomba de calor.....	49
Figura 22: Bomba ou compressor.....	50
Figura 23: Turbina.....	50
Figura 24: Permutador de calor.....	51
Figura 25: Válvula de expansão.....	52
Figura 26: Esquema geral dos componentes da instalação.....	56
Figura 27: Colector solar plano sunnySol com certificações.....	57
Figura 28: Características do colector solar plano sunnySol.....	58
Figura 29: Kit completo de ligação do colector solar.....	59
Figura 30: Separador de ar com isolamento.....	60

Figura 31: Caudalímetro solar.....	60
Figura 32: Características do grupo hidráulico solar flowStar DN20.....	62
Figura 33: Kit de ligação ao vaso de expansão.....	62
Figura 34: Vaso de expansão solar.....	63
Figura 35: Características do acumulador skyMantel de 300 litros.....	64
Figura 36: Tê p/ sonda temperatura.....	65
Figura 37: Bainha 150 mm.....	65
Figura 38: Dados técnicos do controlador 1611 do fabricante austríaco Gasokol.....	67
Figura 39: Misturadora termostática 1”.....	68
Figura 40: Fluido solar CorroStar.....	68
Figura 41: Refractómetro.....	69
Figura 42: Esquema geral dos componentes da instalação.....	69
Figura 43: ECOTANK – Acumulador sanitário termodinâmico.....	70
Figura 44: Controlador digital UVR-61 incorporado no ECOTANK.....	70
Figura 45: Dados técnicos e programas possíveis do controlador UVR-61.....	72
Figura 46: Integração do ECOTANK com solar térmico e recuperador de calor...73	
Figura 47: Comparativo de custos de energia.....	74
Figura 48: Efeito desumidificador do ECOTANK.....	74
Figura 49: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal.....	83
Figura 50: Ciclo refrigeração por compressão de vapor ideal obtido no ensaio...85	
Figura 51: Instalação da bomba de calor ECOTANK.....	89
Figura 52: Compressor da bomba de calor	90
Figura 53: Condensador da bomba de calor como volume de controlo (VC) e sistema aberto, com uma entrada (8a) e uma saída (9a) de massa.....	97
Figura 54: COP de uma bomba de calor.....	101
Figura 55: Ciclo refrigeração por compressão de vapor ideal obtido no ensaio..106	
Figura 56: Bomba de calor.....	112
Figura 57: Evaporador da bomba de calor.	113
Figura 58: Válvula de expansão da bomba de calor.....	120
Figura 59: Esquema geral da instalação	126
Figura 60: Instalação solar.....	134
Figura 61: Colector solar plano vertical sunnySol da Gasokol.....	139
Figura 62: Volume de controlo do colector solar	139

Figura 63: Volume de controlo do termoacumulador.....	143
Figura 64: Volume de controlo do sistema solar.....	144

Lista de tabelas

Tabela 1: Grandezas mais usuais.....	2
Tabela 2: Valores médios registados nos sensores da bomba de calor	79
Tabela 3: Entalpia e entropia da água líquida.....	82
Tabela 4: Propriedades do refrigerante.....	87
Tabela 5: Valores médios das grandezas medidas.....	136
Tabela 6: Calor específico da misturada água com propylene glicol para uma determinada temperatura e percentagem de mistura.....	138
Tabela 7: Valores da decalagem, declinação, altura solar e duração período diurno.....	145
Tabela 8: Balanço energético mensal e anual.....	152

Lista de quadros

Quadro 1: Ciclo de Carnot	75
Quadro 2: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	77

Lista de gráficos

Gráfico 1: Variação de temperatura em função do tempo dos sensores inseridos na bomba de calor ECOTANK.....	80
Gráfico 2: Variação de temperatura e radiação solar em função do tempo dos sensores inseridos no sistema solar	137

Nomenclatura

Lista de símbolos:

c	Calor específico	kJ/kgK
E	Energia total	kJ
e	Energia total específica	kJ/kg
E_c	Energia cinética	kJ
e_c	Energia cinética específica	kJ/kg
E_p	Energia potencial	kJ
e_p	Energia potencial específica	kJ/kg
g	Aceleração da gravidade	m/s^2
H	Entalpia	kJ
h	Entalpia específica	kJ/kg
I	Irreversibilidade	kJ
\dot{I}	Taxa de irreversibilidade	kJ/h
m	Massa	kg
\dot{m}	Caudal mássico	kg/s
p	Pressão	kPa
Q	Calor	kJ
\dot{Q}	Potência térmica	kW
W	Trabalho	kJ
w	Trabalho específico	kJ/kg
\dot{W}	Potência de trabalho	kW
S	Entropia	kJ/K

s	Entropia específica	KJ/kgK
S_{ger}	Entropia gerada	KJ/K
s_{ger}	Entropia específica gerada	KJ/kgK
\dot{S}_{ger}	Taxa de geração de entropia	KJ/hK
X	Título	
COP	Coeficiente de performance	
T	Temperatura	K
U	Energia interna	KJ
u	Energia interna específica	KJ/kg
V	Velocidade	m/s
v	Volume	m ³
v	Volume específico	m ³ /kg
ρ	Massa específica	kg/ m ³
P_e	Peso específico	N/ m ³
F	Força	N
P	Potência	W
P_i	Potência incidente	W
P_u	Potência útil recolhida pelo fluido térmico	W
P_i	Potência incidente total (sobre a placa de absorção do colector solar)	W
P_p	Potência perdida por dissipação para o exterior	W
I_g	Radiação solar global média incidente sobre o colector solar	W/m ²
a	Aceleração	m/s ²
e	Espaço percorrido	m
t	Tempo	s

d	Densidade	
M^0	Caudal mássico	kg/s
S	Secção interna do tubo	m ²
A	Área	m ²
P_T	Pressão total	Pa
P_e	Pressão estática	Pa
P_d	Pressão dinâmica	Pa
P_z	Pressão potencial	Pa
z	Elevação em relação a uma cota de referência	m
ΔT	Variação de temperatura	
Δl	Variação de comprimento	
ΔS	Variação de secção	
ΔV	Variação de volume	

Símbolos gregos:

η	Eficiência	
$\eta_{energ.}$	Eficiência energética	
$\eta_{exerg.}$	Eficiência exergética	
ϕ	Exergia específica de um sistema fechado	kJ/kg
Φ	Exergia de um sistema fechado	kJ
ψ	Exergia específica de um fluido em escoamento	kJ/kg
Ψ	Exergia específica de um fluido em escoamento	kJ
α	Coeficiente de dilatação para sólidos	
β	Coeficiente de dilatação para líquidos	

Índices inferiores:

- 1, 2, 3 e 4 Estados da água com propylene glicol no circuito primário do sistema solar
- 5 Estado da radiação solar
- 6, 7, 8 e 9 Estados do gás R-134a no circuito da bomba de calor ECOTANK
- 10, 11 e 12 Estados da água no termoacumulador da bomba de calor ECOTANK
- 0 ou 13 Estado do ar ambiente
- 14 e 15 Estados da água no termoacumulador skyMantel do sistema solar
- 16 Estado do caudal de água com propylene glicol no circuito primário do sistema solar
- H_2O Água
- s* Estado de saída
- e* Estado de entrada
- i* Inicial
- f* Final
- comp.* Compressor
- cond.* Condensador
- eléct. Eléctrico
- evap.* Evaporador
- Válv.* Válvula de expansão
- isol.* Isolado
- máx.* Máximo
- rev.* Reversível
- VC* Volume de controlo (região fixa no espaço sobre o qual é focado o estudo)
- SC* Superfície de controlo (fronteira do volume de controlo)
- méd.* Médio

se Superfície exterior

col. Colector solar

serp. Serpentina

Siglas:

BC Bomba de calor

MF Máquina frigorífica

MT Motor Térmico

RC Reservatório de calor

RT Reservatório de trabalho

c.q.d. Como se queria demonstrar

M Ligação macho

F Ligação fêmea

P.d. Período diurno

1. Introdução

No seu significado mais amplo, a Física é o estudo da natureza. Deste modo, estamos interessados pelos fenómenos que possam ser medidos e dos quais possamos tirar partido. Uma ferramenta imprescindível é a Matemática, que permite o cálculo e as realizações técnicas que o homem cria para melhorar a qualidade de vida.

Assim, a Física está dividida em diversos campos independentes que permitem o seu estudo separadamente, tais como a Mecânica, a Hidráulica, a Termodinâmica, a Electricidade e a Óptica para assegurar a compreensão da Física Solar e as suas consequências imediatas.

1.1 Grandezas

Exemplos das grandezas físicas são o tempo, o espaço, a quantidade de electricidade, a potência, etc., que podem ser medidas e para as quais foram definidas unidades. (Ref. 3)

Por convenção, existem seis grandezas fundamentais: o tempo, o espaço, a massa, a intensidade de corrente eléctrica, a temperatura absoluta e a intensidade luminosa. As outras grandezas são o resultado da combinação das anteriores, por exemplo a velocidade é o cociente entre o espaço e o tempo.

Para além disso, sempre que a unidade é atribuída ao nome de uma variável, esta escreve-se com letra maiúscula e no singular. Caso contrário escreve-se com minúscula.

Na seguinte tabela são especificadas as grandezas habitualmente mais usadas e as respectivas unidades:

Grandeza	Sistema Unidades	Unidade	Símbolo
Espaço/comprimento	SI	Metro	m
Tempo	SI	Segundo	s
Massa	SI	Quilograma	kg
Volume	SI	Metro Cúbico	m ³
Força	SI	Newton	N
Trabalho	SI	Joule	J
Potência	SI	Watt	W
Energia	SI	Joule	J
Energia	Unidade prática	Kilowatt.hora	kWh
Calor	Unidade prática	Caloria	Cal
Pressão	SI	Pascal	Pa
Temperatura	SI	Kelvin	K
Carga eléctrica	SI	Coulomb	C
Potencial eléctrico	SI	Volt	V
Intensidade eléctrica	SI	Ampere	A
Resistência eléctrica	SI	Ohm	Ω

Tabela 1: Grandezas mais usuais (Ref. 3)

1.2 Mecânica

A mecânica é o ramo da Física que estuda o movimento e as suas causas e implicações.

Existe uma relação entre a força que actua sobre um corpo e a aceleração que produz: (Ref. 3)

$$F = m \times a$$

Desta forma, o peso de um corpo é definido por:

$$P = m \times g$$

Onde g é a aceleração da gravidade, com um valor de aproximadamente 9,8 m/s².

Define-se o trabalho como o produto entre o espaço percorrido e o valor da força no sentido do deslocamento do corpo.

$$W = F \times e$$

A potência é o trabalho realizado por unidade de tempo.

$$P = \frac{W}{t}$$

1.3 Hidráulica

É a parte da Física que estuda a mecânica dos fluidos líquidos.

Define-se:

Volume específico - V_e : é o volume por unidade de massa $V_e = V/m$ [m^3/kg]

Massa específica - ρ : é a massa por unidade de volume $\rho = m/V$ [kg/m^3]

Peso específico - P_e : cociente entre o peso e o volume $P_e = (m \times g)/V$ [N/m^3]

Densidade – d: relação entre a massa de um corpo e a massa de igual volume de água a 4°C.

Os líquidos exercem uma pressão que é transmitida com a mesma intensidade em todas as direcções e que é suportada pelas paredes e o fundo do recipiente.

$$P = F/S \text{ em } (N/m^2) \text{ ou Pascal}(P_a)$$

Uma unidade bastante utilizada é a atmosfera, equivalente a $1,013 \cdot 10^5 N/m^2$.

O ramo da Física que estuda os líquidos em movimento é a hidráulica.

O caudal que circula pelo interior de um tubo pode definir-se:

$$M^o = \rho \times V \times S, \text{ em } kg/s$$

Em que:

M^o = Caudal mássico

ρ = Massa específica

V = Velocidade de circulação do fluído

S = Secção interna do tubo

Em regime permanente, o caudal que entra é igual ao que sai, mesmo que haja uma variação de secção. Se o líquido for o mesmo (à mesma temperatura) teremos:

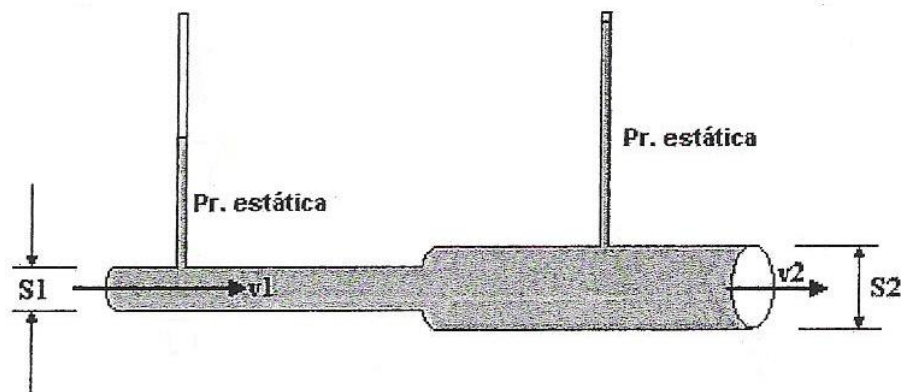


Figura 1: Tubagem de secção variável (Ref. 3)

Equação da continuidade do fluxo: $V_1 \times S_1 = V_2 \times S_2$

Se o líquido estiver em repouso a sua pressão designa-se por pressão total (P_T).

Se o líquido estiver em movimento, a pressão total passa a ter três componentes, a pressão estática (P_e), a pressão dinâmica (P_d) e a pressão potencial (P_z) que é um termo associado à energia potencial de posição.

A pressão estática é perpendicular às paredes do tubo.

A pressão dinâmica está relacionada com a massa específica do líquido e a sua velocidade.

Considerando a hipótese simplificativa de não haver atritos, a pressão total mantém-se constante e é igual à soma das pressões estáticas, dinâmica e potencial.

$$P_T = P_e + P_d + P_z = P_e + \rho \times V^2 / 2 + Z \times \rho \times g$$

Sendo a soma constante, se a conduta for horizontal, quanto maior for a pressão dinâmica, menor a pressão estática e vice-versa.

Na figura 1, quando a secção aumenta de S1 para S2, diminui a velocidade ($V_2 < V_1$), diminui a pressão dinâmica (P_d) e aumenta a pressão estática (P_e).

1.4 Termotecnia

A termotecnia é o ramo da Física que estuda o calor e a sua propagação.

A temperatura é um conceito útil para medir e comparar o estado térmico dos corpos. Os elementos utilizados para medir esta temperatura são os termómetros, mas foi necessário definir previamente uma escala de valores. A centígrada, habitualmente usada, considera como zero, a temperatura de congelação da água e como valor 100, o ponto de ebulição da água à pressão atmosférica normal (1 atm.). Nos países anglo-saxónicos ainda usam a escala Fahrenheit. (Ref. 3)

0°C	100°C
32°F	212°F

Exemplo: 90°F $(90-32) \times 5/9$ °C = 32,2°C

A escala absoluta de temperatura (em graus Kelvin) é igual à escala centígrada acrescida de um valor constante de 273°C.

$$K = ^\circ C + 273$$

O aquecimento dos corpos origina uma dilatação, que depende das características do material e é proporcional à variação da temperatura.

Para os sólidos, as mudanças de comprimento, superfície e volume, respectivamente, podem expressar-se de acordo com:

$$\begin{aligned}\Delta l &= \alpha \times l \times \Delta T \\ \Delta S &= 2\alpha \times S \times \Delta T \\ \Delta V &= 3\alpha \times V \times \Delta T\end{aligned}$$

Para os líquidos, a dilatação pode expressar-se de acordo com:

$$\Delta V = \beta \times V \times \Delta T$$

Nas instalações térmicas os aumentos de volume da água são absorvidos por vasos de expansão.

Denomina-se caloria a quantidade de calor necessária para elevar de um grau centígrado a temperatura de um grama de água (de 14,5 para 15,5°C).

A quantidade de calor absorvida por um corpo para passar de uma temperatura inicial t_i a outra final t_f é dada pela expressão:

$$Q = m \times C_p \times (t_f - t_i)$$

Sendo C_p o calor específico do corpo.

Mudanças de estado:

Os corpos sólidos passam a líquidos, e posteriormente a gasosos quando a temperatura atinge um determinado valor. Durante a mudança de estado há uma absorção de calor sem elevar a temperatura. A pressão atmosférica tem influência sobre a temperatura de mudança de fase.

No caso da água, à pressão atmosférica normal, o ponto de congelação é de 0°C e o de ebulição de 100°C. Um grama de gelo precisa de 80 calorias para

passar de sólido a líquido e um grama de água necessita de 540 calorias para passar a vapor.

Propagação do calor. A energia pode transmitir-se de três formas distintas:

Condução: Requer o contacto físico entre dois corpos sólidos a diferentes temperaturas. O corpo com menor temperatura absorve calor até se atingir o equilíbrio térmico. Podemos calcular este valor tendo em conta que o calor cedido pelo corpo quente é o mesmo que o absorvido pelo frio. Os materiais podem ser bons condutores térmicos (por ex. o cobre) ou isolantes (por ex. o esferovite).

Convecção: Implica um movimento do fluido que transporta a energia e é a transferência de calor típica nos fluidos (líquidos ou gasosos) e pode ser natural ou forçada. Dependerá de:

- Velocidade do fluido.
- Natureza do fluido (densidade, viscosidade, condutividade térmica e do calor específico).

Radiação: É um mecanismo de transmissão de energia entre dois corpos a temperaturas diferentes, baseado em ondas electromagnéticas, que não necessita de um suporte físico. É a forma de transferência de energia entre o Sol e a Terra.

1.5 Radiação solar

O sol emite radiação electromagnética que se decompõe no seguinte espectro solar:

- Radiação ultravioleta (7%):	96 W/m ²
- Radiação visível (47%):	642 W/m ²
- Radiação Infravermelha (46%):	<u>629 W/m²</u>
- Radiação total:	1367 W/m ²

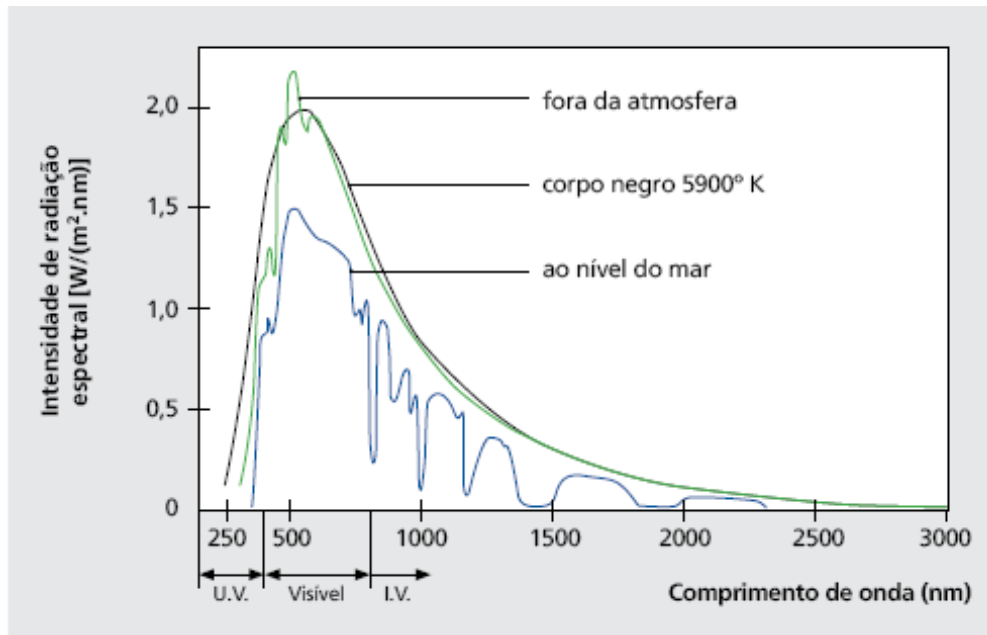


Figura 2: Espectro da radiação solar (Ref. 8)

A radiação solar total que atinge a superfície terrestre é composta por:

- Radiação directa: Incide directamente no solo, com direcção bem definida.

- Radiação difusa: Não incide directamente no solo, pois ao atravessar a atmosfera, é em parte reflectida pelos componentes atmosféricos (nuvens), outra parte é absorvida (O_3 , O_2 , H_2O , ...) e a restante é difundida (moléculas, gotas de água, pó em suspensão).

- Radiação reflectida: Provém da reflexão no solo e em objectos circundantes. A reflectividade do solo designa-se por albedo e depende apenas da composição e cor do solo (existência de neve (importante), água, vegetação, etc.).

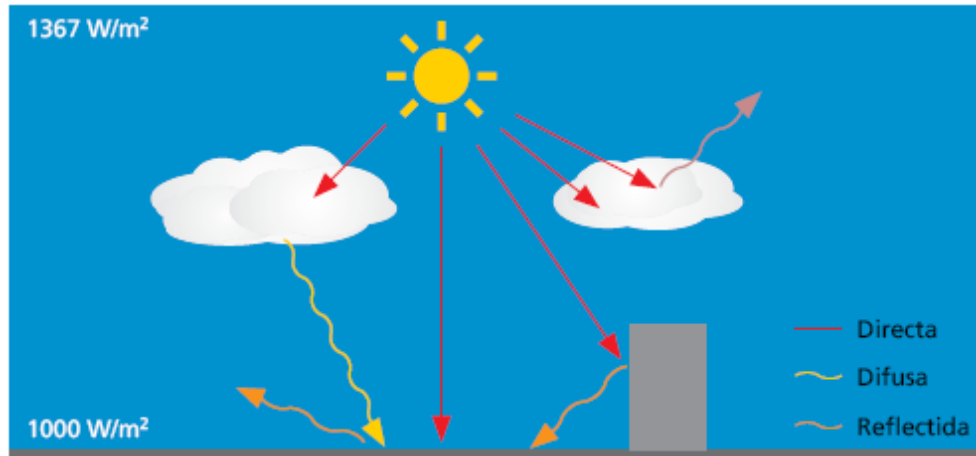


Figura 3: Radiação solar em superfície terrestre (Ref. 8)

Constante solar:

A radiação solar atinge as camadas altas da atmosfera terrestre com uma potência quase constante ao longo do ano, com o valor médio de 1367 W/m^2 . No entanto, ao atravessar as diversas camadas da atmosfera, esse valor é atenuado para cerca de 1000 W/m^2 ao atingir a superfície terrestre, num dia claro e de céu limpo. Obviamente, as nuvens podem reduzir ainda mais este valor.



Figura 4: Influência da nebulosidade na radiação global (Ref. 8)

1.6 Enquadramento energético

Cenário mundial

Actualmente, a maior parte das fontes de energia primária são finitas: petróleo, carvão e gás natural.

O crescimento económico e da população mundial tem levado ao significativo aumento do consumo de energia. Por consequência também as emissões para a atmosfera de gases efeito estufa têm aumentado significativamente com as consequências evidentes no aquecimento global e nas alterações climáticas.

Com o fim anunciado do petróleo, e do gás natural (e com toda a incerteza associada ao seu preço e disponibilidade em zonas conturbadas do mundo), são o carvão e nuclear que poderão assumir ainda maior protagonismo.

O desafio está em conseguir das fontes renováveis uma parte dessa energia: solar térmico e fotovoltaico, eólica, biomassa, hídrica e das marés. Neste sentido, a União Europeia estabeleceu recentemente a meta de até 2020 pelo menos 20% da energia primária ser de origem renovável.

A enorme dependência de Portugal de energia fóssil importada torna urgente o investimento no sentido de:

- utilização racional da energia e redução do consumo
- aumento da eficiência energética dos sistemas
- cumprimento de Quioto, com redução da emissão de gases de efeito-estufa
- utilização de fontes de energia endógenas renováveis

Efectivamente Portugal tem um mix ímpar de recursos renováveis: sol, vento, água, geotermia e floresta. É fundamental aproveitar tais recursos, para reduzir a nossa dependência energética, para também assegurar maior segurança no abastecimento energético nacional e de modo a contribuir para o desenvolvimento sustentado do país.

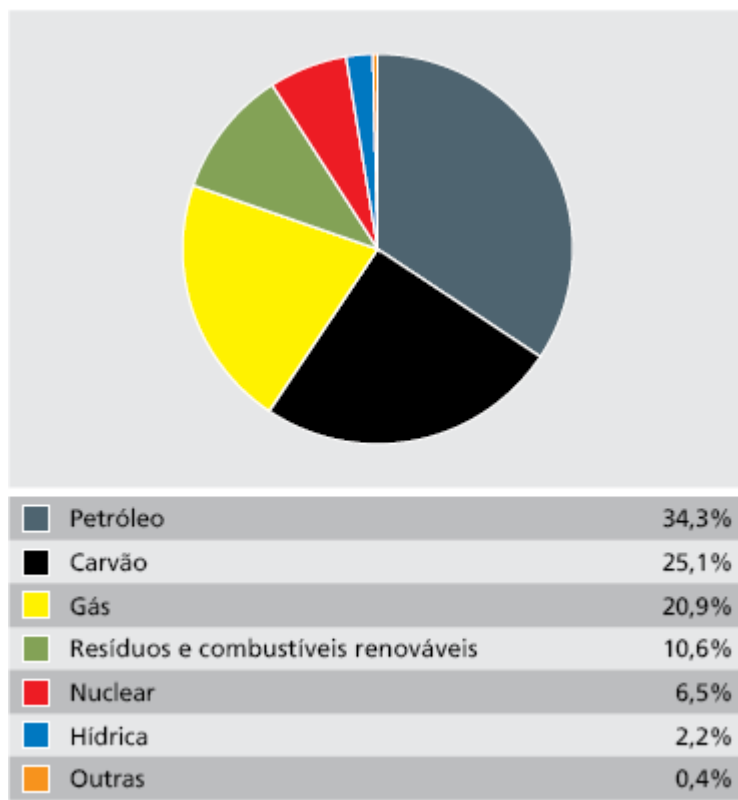


Figura 5: Fontes de energia primária (Ref. 8)

O mercado solar térmico europeu

O mercado europeu de sistemas solares térmicos tem vindo a registar um aumento massivo e significativo ano após ano.

A obrigatoriedade e/ou apoios em alguns estados membros tem muito contribuído para o assinalável sucesso destes sistemas.

Em Portugal, com o novo enquadramento legislativo regulamento dos D.L. 78, 79 e 80/2006, as perspectivas de crescimento do solar são muito animadoras para o aproveitamento deste recurso energético inesgotável, gratuito e muito abundante. O recurso solar é realmente muito interessante no nosso país, com cerca de 1400 a 1700 kWh/m².ano de radiação global disponível. A forte tendência de subida do preço da energia reforça o interesse económico na instalação destes sistemas para além da obrigatoriedade e para o bem da humanidade e do ambiente.

Em 2006, instalaram-se 1 500 000 m² na Alemanha e quase 300 000 m² na Áustria, países com um recurso solar significativamente inferior ao nosso. No

mesmo ano, instalaram-se 240 000 m² na Grécia e 175 000 m² em Espanha. As estatísticas apontam para apenas 20 000 m² instalados em 2006 em Portugal. Estes números dão uma noção do enorme potencial de crescimento do solar térmico no nosso país, que já é amplamente utilizado em outros países da Europa. (Ref. 8)

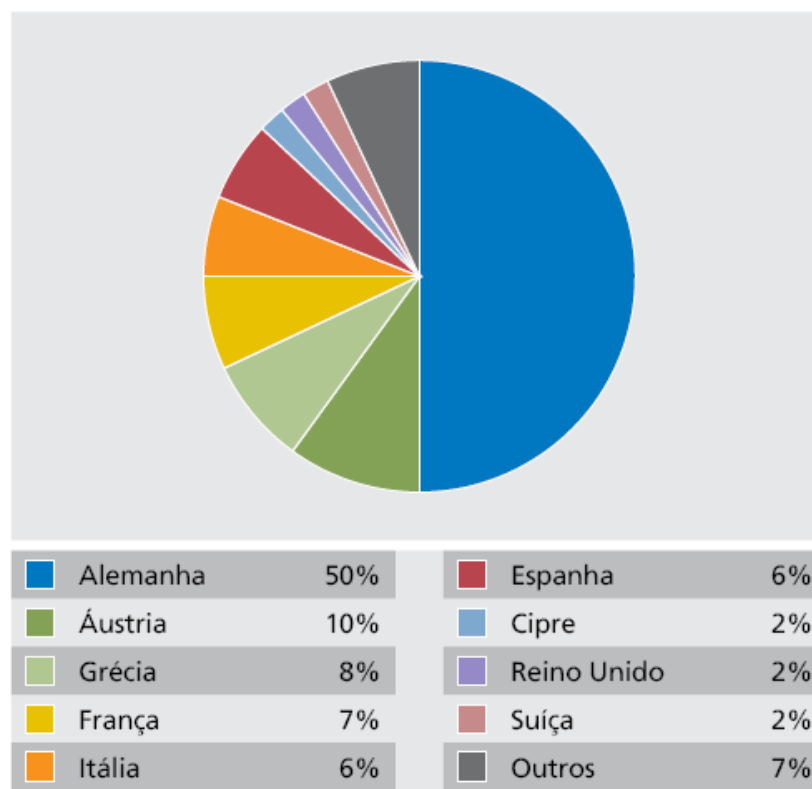


Figura 6: Mercado solar europeu em 2006 (Ref. 8)

1.7 Bombas de calor

1.7.1 Aquecimento e arrefecimento com energias renováveis

O sol está disponível todo o ano e regula o clima na terra. A energia solar fornecida durante o dia é uma fonte energética ilimitada e que está presente em qualquer parte do nosso planeta. A desvantagem é que o sol só está disponível durante 50% do dia. A natureza resolve esse problema de uma maneira muito

simples. A energia solar fornecida durante o dia é armazenada em grandes quantidades no ar, na água e no subsolo do nosso planeta. As bombas de calor recuperam a energia armazenada no meio ambiente na forma de energia interna, disponibilizando-a para o aquecimento central da casa ou das águas domésticas. No Verão, a bomba de calor pode ser utilizada para arrefecimento da casa invertendo a permuta de energia.

A escassez das nossas reservas de combustíveis fósseis (óleo, gás, madeira, etc.) leva a consequentes subidas dos preços. As bombas de calor ajudam a conservar as reservas de combustível no nosso planeta e reduzem a poluição global (sem emissões de monóxido ou dióxido de carbono (CO ou CO₂)), utilizando as fontes de energias renováveis.

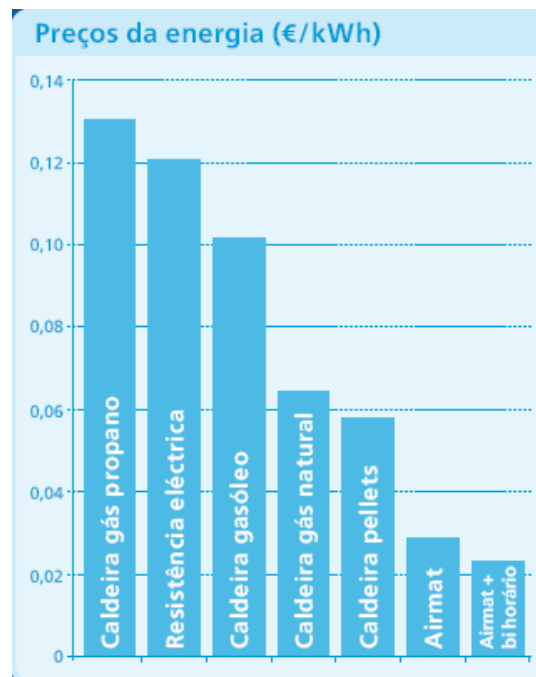


Figura 7: Comparativo dos preços da energia em Maio de 2008 (Ref. 9)

Ao contrário de outras energias renováveis, a energia existente no ar, na água e no subsolo está à nossa disposição 365 dias, durante 24 horas, e conseguem auto regenerar-se utilizando a energia solar e a energia natural do subsolo.

Através da contínua pesquisa e desenvolvimento dos sistemas, as bombas de calor alcançam uma posição tecnológica que consegue fornecer gratuitamente até 80% da energia necessária para aquecimento da casa e águas domésticas,

utilizando as energias renováveis disponíveis no meio ambiente. Desta forma é somente necessário 20% de electricidade para o funcionamento da bomba de calor. Outros sistemas de aquecimento tradicionais não são necessários.



Figura 8: Energias utilizadas pela bomba de calor (Ref. 2)

1.7.2 O princípio da bomba de calor

A última tecnologia de bombas de calor consegue recuperar a energia ambiental gratuita existente no ar, na água e no subsolo na forma de calor e utilizá-la para o aquecimento de águas. Ou seja, a bomba de calor retira a energia térmica do meio ambiente e disponibiliza-o para o aquecimento da casa e das águas domésticas.

Nos últimos anos certas empresas optimizaram esta tecnologia de tal forma que se consegue ganhar de 1 kW de energia eléctrica até 5 kW de energia térmica. Isto permite alcançar factores de rendimento até 1:5.

1.7.3 O funcionamento de uma bomba de calor

A bomba de calor retira a energia térmica existente no ambiente e transmite essa energia para um sistema de aquecimento ou depósito de águas domésticas, através de um circuito fechado de frio (funcionamento de um ciclo frigorífico). Modificando o nível de pressão no circuito de refrigeração altera-se o estado agregado do gás de líquido para vapor e vice-versa. Com isso criam-se condições para que o gás ganhe excepcionais capacidades de absorver e libertar energia térmica. Este processo contínuo é utilizado para transferir energia do ambiente para um sistema de aquecimento. A bomba de calor é tão eficaz porque a energia eléctrica necessária para o funcionamento do sistema é 3 a 5 vezes inferior à energia térmica transferida.

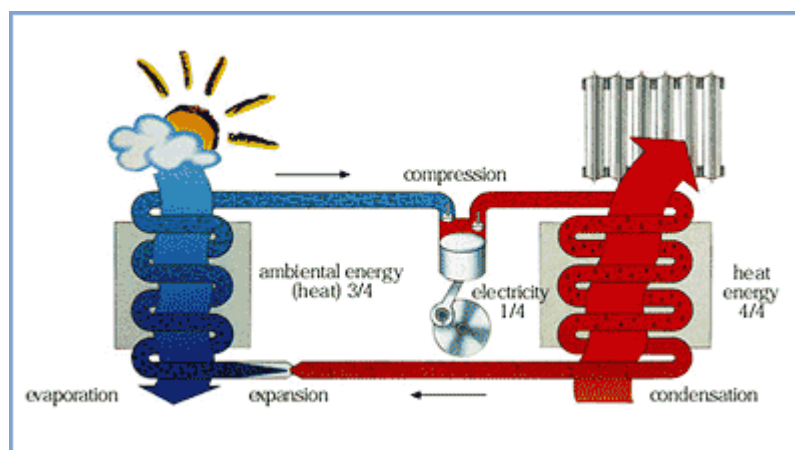


Figura 9: Funcionamento de uma bomba de calor (Ref. 2)

1.7.4 As vantagens das bombas de calor em relação a sistemas tradicionais de aquecimento

Conforto e segurança

- Trabalho silencioso (isolamento acústico) com nova técnica de chassis com desacoplamento de vibração.

- Trabalho sem riscos (sem necessidade de sistemas de protecção de incêndios) e sem armazenamento de gasóleo.
- Segurança de funcionamento (não existem avarias do queimador).
- Manutenção mínima (não existe acumulação de sujidades da queima de combustível).
- Possível arrefecimento (invertendo a permuta de energia).

Despesas correntes reduzidas

- Não há armazenamento de matérias de combustão.
- Custos reduzidos de manutenção.
- Longa durabilidade (componentes de alta qualidade e altamente avançados).
- Poupança até 80% nos custos de aquecimento (utilizando energias renováveis).
- Só 20% dos custos de energia (electricidade).
- Custos energéticos reduzidos 3-4 vezes (comparados a aquecimento de gasóleo, gás e pellets).
- Diagnóstico de erros e controlo do sistema através da Internet.

Investimento reduzido

- Não necessita de chaminé.
- Não necessita de espaço para os tanques de combustível.
- Não necessita de ligação de gás.
- Não necessita de sistemas para protecção de incêndio.
- Amortização rápida.

Meio ambiente

- Sem fumos
- Sem emissão de gases
- Sem pó
- Sem cheiros desagradáveis de gasóleo

Principais benefícios

- Amortização rápida do investimento do equipamento, devido à poupança imediata nos custos de energia e nas subidas dos preços de gasóleo e gás.

- Longa durabilidade do equipamento com custos de manutenção reduzidos e a exploração de uma fonte energética independente que preserva o meio ambiente.
- Garante uma valorização do imóvel.

1.7.5 Bomba de calor ar-água

A bomba de calor ar-água utiliza directamente o ar exterior como fonte de energia e consegue aquecer uma casa durante todo o ano. Estas bombas de calor geralmente são colocadas no exterior mas também podem ser instaladas no interior da casa.

O ar como fonte energética é uma das soluções mais económicas. Este sistema tem um investimento menor que outros sistemas.

O ar é forçado a passar por evaporadores através de um ventilador, retirando-lhe a sua energia interna.

A bomba de calor ar-água utiliza a energia acumulada no ar exterior para aquecer a casa e a água doméstica ou da piscina. Desta forma o ar exterior fornece 80% da energia necessária e somente 20% de electricidade é utilizada para o funcionamento da bomba de calor.

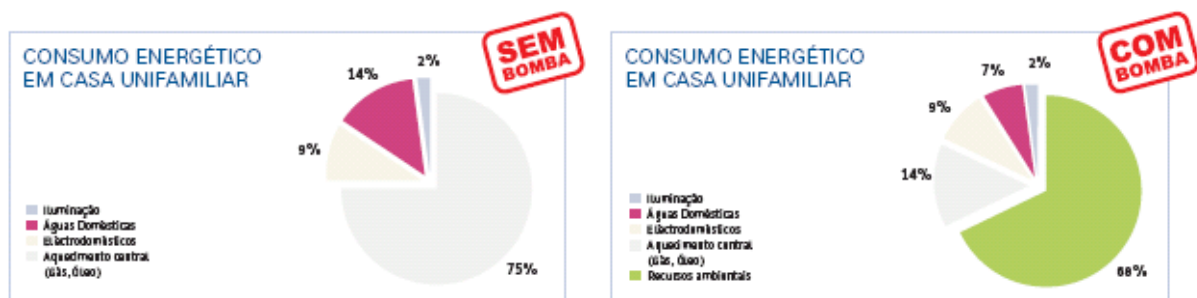


Figura 10: Consumo energético de uma casa com e sem bomba de calor (Ref. 2)

A bomba de calor ar-água pode aquecer um acumulador sanitário, um sistema de piso radiante, ventilo-convectores e radiadores de baixa temperatura. Também permite aumentar a temporada de utilização de uma piscina,

aquecendo-a da maneira mais eficiente e económica, para desfrutar-se da piscina em dias menos quentes e nublados.

A bomba de calor ar-água com módulo reversível pode refrescar a casa no Verão. Esta função fica disponível se for instalado com um sistema de piso radiante aquecimento-refrescamento ou ventilo-convectores.

Por exemplo, uma bomba de calor ar-água com módulo reversível para refrescamento da casa no Verão é o chamado grupo aerotérmico super inverter (da marca Airmat). Este consiste num módulo hidráulico compacto Airmat instalado no interior da casa e numa unidade Daikin instalada no exterior capaz de produzir energia até uma temperatura exterior de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, isto com um alto rendimento. Ambas estão ligadas por um circuito fechado com gás refrigerante e por cabos eléctricos. Graças à tecnologia super inverter de modulação do funcionamento, a eficiência energética aumenta significativamente em condições de carga parcial. Esta capacidade de modulação reduz drasticamente o número de arranques, diminui o desgaste e permite excelentes prestações e elevada eficiência energética ao longo do ano, traduzido por um $\text{COP}=4$.

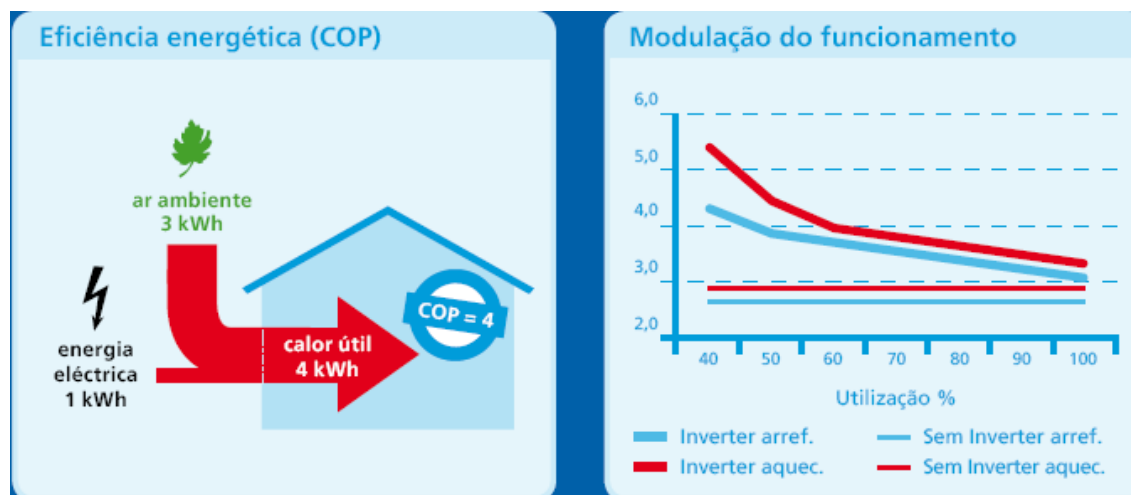


Figura 11: Eficiência energética e comparação de funcionamento com e sem inverter (Ref. 9)

Além disso, o seu funcionamento é otimizado com uma regulação auto-adaptável Honeywell Maxx-Control. O controlo deste é função da temperatura do ar exterior, do ar interior, da água na unidade interior e do registo das reacções do sistema de climatização (modo de aprendizagem). Isto assegura a temperatura

interior de conforto, mesmo em utilizações extremas, o funcionamento óptimo do sistema super inverter e a optimização do consumo de energia e do controlo das válvulas de três vias e das bombas circuladoras.

Salienta-se ainda a escolha da Airmat no fluido R410A utilizado na ligação frigorífica entre a unidade exterior e interior, por ser um gás refrigerante isento de cloro, pelo que não provoca qualquer dano à camada de ozono e a sua utilização não está sujeita a nenhum processo de retirada do mercado, para além de ser um fluido de elevado rendimento.

Na figura 12 podemos observar um esquema das aplicações desta bomba de calor:

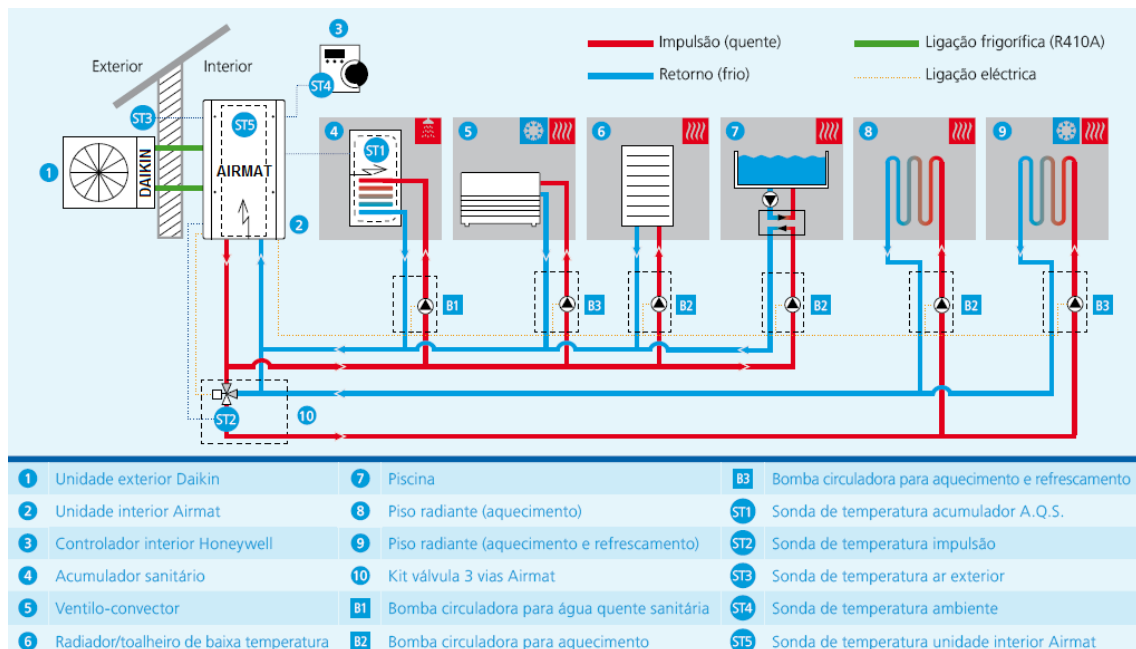


Figura 12: Esquema de aplicações da bomba de calor Airmat (Ref. 9)

2 Objectivos

Este trabalho tem por objectivo calcular a eficiência energética e exergética de transferências térmicas na produção de água quente sanitária, através de um colectador solar térmico horizontal e de uma bomba de calor, ambos ligados a um termoacumulador sanitário com capacidade de 300 litros.

Com todos os componentes do sistema solar e bomba de calor da instalação disponível, assim como os aparelhos de medição (sensores de temperatura e de radiação solar global, caudalímetros, etc.), é possível registar todos os parâmetros necessários para substituir nas fórmulas termodinâmicas que são necessárias para a obtenção e determinação da eficiência energética e exergética do sistema solar e da bomba de calor.

Além disso, os valores obtidos teoricamente através das equações termodinâmicas serão comparados aos resultados de um software disponível para realização de simulações de sistemas solares térmicos e de bombas de calor, respectivamente. Assim poder-se-á comprovar os valores obtidos pela simulação com os resultados experimentais.

Com os valores obtidos, também poder-se-á avaliar até que ponto o sistema solar térmico e a bomba de calor, respectivamente, conseguem colmatar as necessidades em termos de água quente sanitária.

Posteriormente, também verificar-se-á se é vantajoso conciliar o sistema solar térmico como fonte primária de energia, isto é, a fonte térmica de água sanitária utilizada primeiramente por ser uma fonte de energia gratuita, com a bomba de calor como fonte auxiliar para compensar o sistema solar quando este não for auto-suficiente. Esta análise será feita em termos de utilização racional da energia e da relação preço/prestações.

3. Revisão bibliográfica

3.1 Energia

O estudo da energia remonta à Grécia Antiga. Desde o século IV a.C., Aristóteles já a referenciava. Para este, a energia era uma “realidade em movimento”. Desde então, vários pesquisadores tentaram definir ou aprimorar o conceito de energia. Mas, somente no século XVII d.C., surgem os primeiros estudos sobre energia potencial, por René Descartes, e sobre energia cinética, por Gottfried Wilhelm Leibnitz. Em 1687, Isaac Newton realiza descobertas revolucionárias sobre movimento e gravitação, mas o conceito de calor ainda permanecia uma incógnita (Simmons 2002). (Ref. 11)

No século XVIII, Jean le Rond D’Alembert concilia e aperfeiçoa as definições sobre energia potencial e cinética, elaboradas por Descartes e Leibnitz respectivamente. Na mesma época, Antoine Laurent de Lavoisier demonstrou que, apesar da mudança de estado da matéria durante uma reacção química, a quantidade de matéria permanece constante do começo ao fim do processo. As suas experiências resultaram em evidências a favor das leis de conservação. Posteriormente, em 1824, Nicolas Leonard Sadi Carnot propõe as primeiras relações entre calor e trabalho, que resultaram na fórmula do conceito de entropia, por Rudolf Clausius, em meados do século XIX (Albuquerque, 1988). As descobertas de Sadi Carnot, associadas aos estudos de Rudolf Clausius e outros cientistas, culminaram no estabelecimento das leis fundamentais da termodinâmica, conforme descritas abaixo (Van Wylen et al., 1998): (Ref. 1)

- **Lei Zero da termodinâmica:**

Quando dois corpos em equilíbrio térmico (igualdade de temperatura) com um terceiro corpo, estão em equilíbrio térmico entre si.

- **1ª Lei da termodinâmica:**

A energia conserva-se sempre e não pode ser criada ou destruída. Pois, a quantidade de energia ganha por um sistema é igual à quantidade de energia perdida pelas suas vizinhanças.

- **2ª Lei da termodinâmica:**

Determina a limitação da possibilidade de transformação de calor em trabalho, com base no conceito da entropia.

Os processos ocorrem numa determinada direcção e a energia tem qualidade para além de quantidade. Por exemplo, calor flui das temperaturas mais elevadas para as temperaturas mais baixas e não o oposto. A electricidade ao passar através de um fio resistivo gera calor, mas aquecendo um fio resistivo não se gera electricidade.

Segundo Kelvin-Planck: É impossível para qualquer máquina que opere segundo um ciclo receber calor de um só reservatório e produzir uma determinada quantidade de trabalho.

Segundo Clausius: É impossível construir uma máquina que opere segundo um ciclo e não produza efeitos para além de transferir calor de um corpo a baixa temperatura para um corpo a temperatura mais elevada. (Ref. 1)

- **3ª Lei da termodinâmica:**

Existe uma temperatura que não pode ser atingida, o zero absoluto.

A energia é geralmente definida como “a medida de realizar trabalho”. Apesar deste conceito aplicar-se perfeitamente à mecânica clássica, apresenta restrições quanto à termodinâmica, devido às limitações da transformação de calor em trabalho, determinadas pela Segunda Lei. Assim, em 1872, James Maxwell propõe uma definição mais completa do que as anteriores: “energia é o que permite uma mudança na configuração de um sistema, em oposição a uma força que resiste a esta mudança” (Nogueira, 2001).

Para atender às discussões relativas ao uso antrópico da energia, no âmbito da matriz energética, esta pode ser basicamente classificada em três tipos: energia primária, secundária e útil (calor). A energia primária pode ser classificada como

“produtos energéticos obtidos directamente da natureza”, tais como: petróleo, gás natural, carvão vapor e metalúrgico, urânio (U_3O_8), energia hidráulica, eólica, solar e produtos da cana. A energia secundária pode ser classificada como “produtos energéticos resultantes dos diferentes centros de transformação”, como por exemplo a electricidade, óleo diesel e combustível, gasolina, gás de petróleo liquefeito (GPL), gás natural, NAFTA, querosene, carvão mineral, álcool etílico e carvão vegetal. A energia útil pode ser definida como a última forma de energia requerida directamente pelo consumidor final, como por exemplo em forma de calor, energia luminosa, etc., através de equipamentos específicos de uso final que transformam a energia primária ou secundária em energia útil, tais como: motores, fornos, caldeiras, lâmpadas, refrigeradores e muitos outros. A figura 12 representa um esquema sobre os processos de conversão de energia. (Ref. 1)

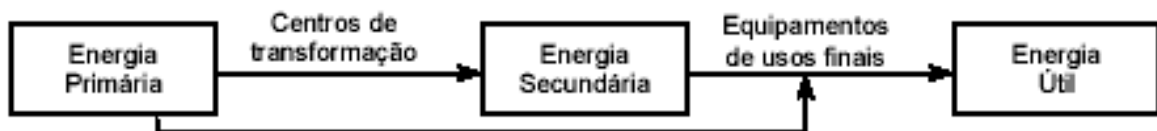


Figura 13: Processos de conversão de energia (Ref. 1)

Sendo:

$$\text{Energia primária} - \text{Energia final} = \text{Energia útil}$$

A energia é uma propriedade extensiva, característica de toda a matéria, que não pode ser criada nem destruída e que pode ser entendida como a capacidade de provocar alterações. Para um sistema termodinâmico, o princípio de conservação da energia em regime permanente pode exprimir-se como,

$$\text{Energia que entra} - \text{Energia que sai} = \text{Variação de energia acumulada}$$

A energia associada à matéria pode ter várias formas; a associada à posição da matéria é conhecida por energia potencial (E_p) e a associada à configuração e movimento microscópico da matéria é designada por energia

interna (U). A energia interna inclui todas as formas de energia de um sistema que não a cinética ou a potencial externas.

Assim, a energia total de um sistema (E) é dada por,

$$E = U + E_c + E_p \quad (3.1)$$

Ou em termos específicos,

$$e = u + e_c + e_p = u + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.2)$$

Em que V representa a velocidade do sistema, z a sua elevação relativamente a uma cota de referência e g a aceleração da gravidade.

3.2 Primeira Lei da termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica expressa o princípio da conservação da energia.

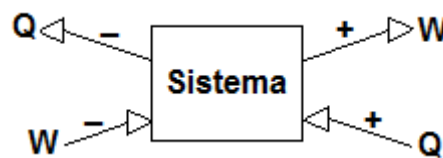


Figura 14: Sistema com perda e ganhos de calor/trabalho (Ref. 10)

$$\text{Sistema aberto: } Q - W = \Delta E = \Delta H + \Delta EC + \Delta EP$$

$$\text{Sistema fechado: } Q - W = \Delta E = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP$$

(para um sistema fechado a transferência de massa através da fronteira do sistema é nula)

A diferenciação da 1ª Lei em relação ao tempo origina a versão potência. Para um sistema aberto,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(\Delta h + \Delta ec + \Delta ep) \quad (3.3)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left(h_2 - h_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right) \quad (3.4)$$

Ao dividir a equação anterior pelo caudal mássico, obtém-se a versão por unidade de massa.

$$q - w = \Delta h + \Delta ec + \Delta ep \quad (3.5)$$

$$q - w = h_2 - h_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (3.6)$$

A definição da Primeira Lei diz que, para um dado ciclo percorrido por um sistema, o integral cíclico do calor é igual ao integral cíclico do trabalho, conforme a equação:

$$\oint \delta Q = \oint \delta W \quad (3.7)$$

Portanto, o calor líquido transferido durante um ciclo deve ser igual ao trabalho líquido realizado (Van Wylen et al., 1998).

Pela Primeira Lei também temos que o calor fornecido a um sistema mais o trabalho efectuado sobre o mesmo é igual ao aumento da sua energia interna (Feynman e tal., 1971), logo temos a equação:

$$\delta U = \delta Q + \delta W \quad (3.8)$$

Onde:

$\delta U =$ Aumento de energia no sistema

$\delta Q =$ Calor dado a um sistema

$\delta W =$ Trabalho efectuado sobre o sistema

Desta forma, a eficiência de Primeira Lei de um processo de conservação de energia é dada pela razão da energia útil pela energia total consumida, conforme a equação:

$$\eta_1 = \frac{\text{Energia Útil}}{\text{Energia Consumida}} \quad (3.9)$$

Onde:

η_1 = Rendimento de Primeira Lei da Termodinâmica

O conceito de Primeira Lei da Termodinâmica é extremamente útil para se poder avaliar e melhorar a eficiência energética de equipamentos de usos finais.

3.3 Trabalho

O conceito de trabalho tem a sua origem no estudo da mecânica onde é definido como a energia associada à acção de uma força ao longo de uma distância.

Em termodinâmica, o trabalho, W , é definido como sendo a energia que se transfere através da fronteira de um sistema sem que haja transferência de massa. Considera-se que um sistema realiza trabalho sobre a sua vizinhança se o único efeito que daí possa resultar seja a elevação de uma certa massa.

O trabalho considera-se positivo quando é realizado pelo sistema sobre a vizinhança e negativo quando o processo ocorre em sentido inverso.

3.4 Calor

Para além da transferência de energia sob a forma de trabalho, um sistema pode, ainda, experimentar outro modo de troca de energia sem que ocorra troca de massa, isto é, sob a forma de calor, Q . A transferência de calor ocorre sempre que o sistema se encontra a uma temperatura diferente da temperatura da sua vizinhança.

O calor é considerado positivo quando é recebido pelo sistema e negativo quando é rejeitado pelo sistema.

O calor e o trabalho são formas de energia em trânsito manifestando-se apenas na fronteira do sistema. Após atravessar essa fronteira a energia deixa de existir sob a forma de calor, ou de trabalho, passando a fazer parte do conteúdo energético do sistema ou da vizinhança. São funções de caminho, ou seja, os seus valores dependem tanto do caminho seguido durante o processo de transferência como dos estados inicial e final; por este motivo possuem diferenciais inexactos que se representam por δ . (Ref. 5)

3.5 Reservatórios de calor e de trabalho

Um reservatório de calor é um sistema termodinâmico que funciona como fonte ou sumidouro de calor. É definido como possuindo uma elevada capacidade térmica de tal modo que a sua temperatura não se altera com as trocas de calor através da sua fronteira. Trata-se de um sistema fechado sem transferência de energia sob a forma de trabalho.

Um reservatório de trabalho é um sistema termodinâmico cuja única interacção com a vizinhança diz respeito a trocas de energia sob a forma de trabalho. É um sistema termodinâmico ideal, isto é, todo o trabalho que recebe pode ser recuperado.

3.6 Princípio da conservação de massa

Negligenciando os efeitos da relatividade, pode considerar-se que, para os problemas que vamos abordar, a massa conserva-se em todo o tipo de interacções. Assim, para um sistema qualquer, em regime permanente pode exprimir-se o princípio da conservação da massa como,

$\text{Massa que entra} - \text{Massa que sai} = \text{Variação da massa acumulada}$
--

3.7 Balanço de energia em sistemas fechados

Um sistema é fechado quando a sua fronteira é impermeável às trocas de massa. Deste modo, um sistema fechado não efectua trocas de massa com a sua vizinhança e, em consequência disso, a sua massa permanece fixa.

Então, o conteúdo energético de um sistema fechado apenas pode variar por intermédio de trocas de calor ou de trabalho. Atendendo à convenção de sinal adoptada para o sentido das transferências de calor e de trabalho, a primeira lei da termodinâmica para um sistema fechado, durante um processo entre os estados 1 e 2, determina que,

$$Q_{12} - W_{12} = E_2 - E_1 \quad (3.10)$$

Com,

$Q_{12}, W_{12} \Rightarrow$ Calor e trabalho trocados entre o sistema e a vizinhança durante o processo.

$E_2, E_1 \Rightarrow$ Energia do sistema nos estados 2 e 1, respectivamente.

Na forma diferencial, a equação é traduzida por,

$$\delta Q - \delta W = dE \quad (3.11)$$

Quando as variações das energias cinética e potencial forem desprezáveis, resulta,

$$Q_{12} - W_{12} = U_2 - U_1 \quad (3.12)$$

Ou na forma diferencial,

$$\delta Q - \delta W = dU \quad (3.13)$$

3.8 Balanço de energia em sistemas abertos

Pretende-se agora estender a aplicação do princípio de conservação da energia a sistemas abertos, em que ocorre transferência de massa através da sua fronteira. Para tal, define-se o conceito de volume de controlo que é uma região fixa no espaço sobre a qual será focado o estudo. À fronteira do volume de controlo chama-se superfície de controlo, como é apresentado na figura 15.

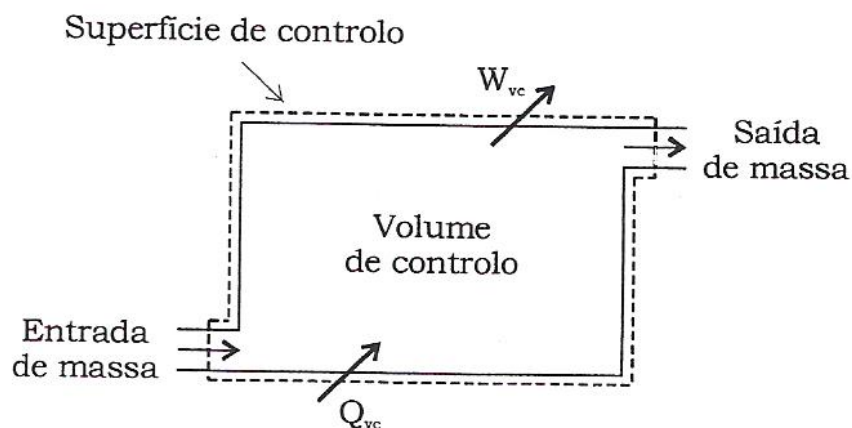


Figura 15: Sistema aberto (Ref. 5)

Para o sistema aberto da figura 15, com apenas uma entrada e uma saída de massa e para um intervalo de tempo finito, temos,

$$Q_{vc} - W_{vc} + E_e - E_s = (E_2 - E_1)_{vc} \quad (3.14)$$

Onde,

$Q_{VC}, W_{VC} \Rightarrow$ Calor e trabalho trocados através da superfície de controlo.

$E_e \Rightarrow$ Energia que entra no volume de controlo associada à entrada de massa.

$E_s \Rightarrow$ Energia que sai do volume de controlo associada à saída de massa. $E_2, E_1 \Rightarrow$ Energia do sistema nos estados 2 e 1, respectivamente.

Os sistemas abertos envolvem escoamento de massa através da sua fronteira, sendo necessário trabalho para movimentar essa mesma massa. Esse trabalho é designado por trabalho de escoamento e, em termos específicos, é igual ao produto da pressão pelo volume específico, pv .

Separando o termo do trabalho de escoamento do restante trabalho, a equação fica,

$$Q_{VC} - (W_{SC} + m_s(pv)_s - m_e(pv)_e) + E_e - E_s = (E_2 - E_1)_{VC} \quad (3.15)$$

Em que,

$W_{SC} \Rightarrow$ Trabalho transferido através da superfície de controlo, exceptuando o trabalho de escoamento.

$m_e \Rightarrow$ Massa que entra no volume de controlo.

$m_s \Rightarrow$ Massa que sai do volume de controlo.

Atendendo a que,

$$E_e = m_e \left(u + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e \quad (3.16)$$

e,

$$E_s = m_s \left(u + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s \quad (3.17)$$

e sendo,

$$h = u + pv \quad (3.18)$$

Resulta,

$$Q_{VC} - W_{SC} = (E_2 - E_1)_{VC} + m_s \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s - m_e \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e \quad (3.19)$$

Ou, por unidade de tempo,

$$\dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{SC} = \dot{E}_{VC} + \dot{m}_s \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s - \dot{m}_e \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e \quad (3.20)$$

Em muitas aplicações de engenharia pode considerar-se que os processos decorrem em condições de regime permanente. Nestes casos, a acumulação de energia no sistema é nula, $\dot{E}_{VC} = 0$, e a primeira lei pode escrever-se,

$$\dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{SC} = \sum_s \dot{m}_s \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s - \sum_e \dot{m}_e \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e \quad (3.21)$$

3.9 Segunda Lei da termodinâmica

Qualidade da energia:

A primeira lei da termodinâmica determina que a energia é uma propriedade conservativa, não sendo conhecido nenhum processo que viole este princípio. No entanto, a satisfação da primeira lei, por si só, não garante que um processo possa ocorrer. Sabemos que o calor não flui espontaneamente de um

corpo para outro que se encontre a temperatura superior, apesar de isso não contrariar a primeira lei. Da mesma forma sabemos que o fornecimento de calor a uma resistência eléctrica não conduz à produção de energia eléctrica.

Os processos que envolvem transferência, ou conservação, de energia ocorrem naturalmente numa determinada direcção e não na contrária. A direcção de ocorrência desses processos é definida pela segunda lei da termodinâmica, que estabelece que, estes, ocorrem espontaneamente de estados com formas de energia mais organizada para outros com formas de energia menos organizada. Deste modo, a segunda lei da termodinâmica diz que para além da quantidade de energia caracteriza-se também pela organização, ou qualidade. (Ref. 5)

A qualidade da energia está relacionada com a sua capacidade real de produzir trabalho. Dizemos que a energia contida num sistema A tem mais qualidade que a contida num sistema B, se com uma unidade de energia de A se puder realizar mais trabalho do que com uma unidade de energia de B.

Um dos primeiros cientistas que mais se intrigou com esta questão foi o engenheiro francês Sadi Carnot (1796 -1832). Este supôs que uma máquina ideal não teria atrito. Seria uma máquina reversível.

Um processo é reversível se após ter ocorrido for possível, por um meio qualquer, levar o sistema e a sua vizinhança aos mesmos estados em que se encontravam antes do processo ocorrer. Caso não exista qualquer possibilidade de repor o sistema e a vizinhança nos estados em que se encontravam, diz-se então, que o processo é irreversível.

Os factores que levam à existência de processos irreversíveis designam-se por irreversibilidades. Alguns exemplos de irreversibilidades são:

- O atrito associado ao movimento relativo de dois corpos.
- A transferência de calor com uma diferença finita de temperatura.
- Os processos de expansão livre.
- A deformação não elástica de sólidos.
- A passagem de energia eléctrica por uma resistência.
- As reacções químicas.

As irreversibilidades podem ser classificadas como internas ou externas. As irreversibilidades internas são as que ocorrem no interior do sistema enquanto que as externas são as que ocorrem na sua vizinhança.

O Calor passa sempre de um objecto mais quente para um objecto mais frio. Um motor reversível é aquele em que a transferência de calor pode mudar de direcção, se a temperatura de um dos objectos for alterada para um valor infinitesimal. Quando um motor reversível faz com que o calor entre num sistema, o fluxo dá-se como resultado de uma diferença infinitesimal de temperatura, ou porque foi realizado um trabalho infinitesimal sobre o sistema. Se tal processo pudesse ser realmente realizado, seria caracterizado por um estado contínuo de equilíbrio e iria ocorrer a uma velocidade tão lenta que necessitaria de um tempo infinito. Um motor real envolve sempre uma certa quantidade de irreversibilidade. O calor não irá fluir sem que haja uma diferença finita de temperatura, e o atrito não pode ser eliminado.

Carnot mostrou que (ver ciclo de Carnot mais abaixo), se um motor reversível ideal absorve uma quantidade de calor Q_1 de um reservatório a temperatura T_1 e elimina uma quantidade de calor Q_2 para um reservatório a temperatura T_2 , então $Q_1/T_1 = Q_2/T_2$. Nesta relação T é a temperatura absoluta, medida em Kelvin e um reservatório de calor é um sistema, como um lago, que é tão grande que a sua temperatura não muda quando o calor envolvido no processo considerado passa para dentro ou para fora do reservatório. O resultado de Carnot vale para qualquer motor reversível. Qualquer motor real elimina mais energia Q_2 para um reservatório a T_2 que um motor reversível.

Suponhamos que tem-se um reservatório de água quente. Podemos tomar uma quantidade de calor Q_1 desse reservatório e convertê-lo em trabalho? Somente se tivermos um lugar à temperatura mais baixa T_2 onde possamos eliminar alguma parte desse calor (Fig. 16). Um motor não pode realizar trabalho simplesmente removendo calor de um reservatório a uma temperatura fixa. Esta é uma maneira de se expressar a segunda lei da termodinâmica.

Para converter calor em trabalho, precisamos pelo menos de dois lugares com temperaturas diferentes. Se tomarmos Q_1 à temperatura T_1 devemos

eliminar pelo menos Q_2 à temperatura T_2 . A quantidade máxima de trabalho que podemos tirar de um motor é portanto $W = Q_1 - Q_2 = Q_1 - (Q_1 (T_2 / T_1)) = Q_1 (1 - (T_2 / T_1))$. W é positivo se T_1 for maior do que T_2 .

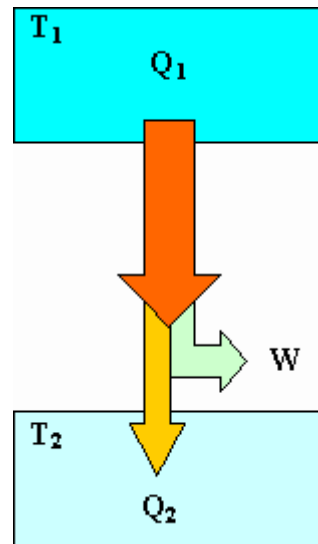


Figura 16: Ciclo motor de Carnot (Ref. 10)

A eficiência de um motor é a razão do trabalho obtido e a energia absorvida a temperatura mais alta. A eficiência máxima $\eta_{máx}$ de tal motor é,

$$\eta_{máx} = \frac{W}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad (3.22)$$

Por exemplo, a eficiência máxima de uma máquina a vapor absorvendo calor a $100\text{ }^\circ\text{C} = 373\text{ K}$ e eliminando calor à temperatura ambiente $20\text{ }^\circ\text{C} = 293\text{ K}$ é $(373 - 293) / 373 = 0.21 = 21\%$.

Outra maneira de expressar a segunda lei é dizer que o calor não pode fluir livremente de um material mais frio para um material mais quente. Se pudesse, então o calor eliminado à temperatura T_2 poderia fluir de volta ao reservatório à temperatura T_1 e o efeito final seria uma quantidade de calor $\Delta Q = Q_1 - Q_2$ tomado à T_1 e convertido em calor com nenhuma mudança no sistema.

Vamos agora supor que queremos tirar calor de um lugar com temperatura T_1 e eliminá-lo à temperatura maior T_2 . Suponhamos que queremos construir um

frigorífico ou um ar condicionado. Para isso definimos um coeficiente de qualidade η como a razão entre a quantidade de calor removida à temperatura mais baixa dividida pelo calor colocado no sistema pela máquina,

$$\eta = \frac{Q_1}{-W} = \frac{Q_1}{Q_2 - Q_1} \quad (3.23)$$

Se tivermos uma máquina reversível a transformar o calor, o melhor coeficiente possível é,

$$\eta_{máx} = \frac{Q_1}{Q_2 - Q_1} = \frac{Q_1}{Q_1 \frac{T_2}{T_1} - Q_1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.24)$$

Para uma máquina real, Q_2 é maior e o coeficiente de qualidade é menor.

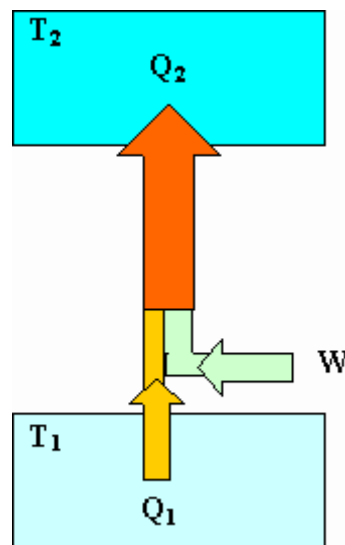


Figura 17: Ciclo frigorífico de Carnot (Ref. 10)

Para um frigorífico que mantenha uma temperatura interna de $4^{\circ}\text{C} = 277\text{ K}$, funcionando num espaço a $22^{\circ}\text{C} = 299\text{ K}$, o melhor coeficiente de qualidade é $\eta_{máx.} = 277 / (299 - 277) = 12,6$. A melhor razão possível entre a quantidade de calor removida e o trabalho realizado é 12,6. O calor não pode fluir de dentro de

um frigorífico comum para o espaço mais quente, a menos que liguemos o motor eléctrico que realiza trabalho sobre o fluido refrigerante.

Um “ar condicionado” é um frigorífico cujo lado de dentro é o quarto, e o lado de fora é o ambiente externo ao quarto para onde é expulso/permutado o calor.

Uma bomba de calor é um frigorífico cujo lado de dentro é o ambiente externo ao quarto, e cujo lado externo é o quarto a ser aquecido.

O melhor coeficiente de qualidade possível para uma bomba de calor é $\eta_{máx.} = T_{dentro} / (T_{fora} - T_{dentro})$.

Se a temperatura do ambiente externo for $5^{\circ}\text{C} = 278\text{K}$ e a temperatura do quarto for $25^{\circ}\text{C} = 298\text{K}$ então $\eta_{máx.} = 298 / (|278 - 298|) = 14,9$. No entanto, se a temperatura do ambiente externo cai para $-10^{\circ}\text{C} = 263\text{K}$ então $\eta_{máx.} = 298 / (|263 - 298|) = 8,5$.

3.10 Entropia

Considere-se um sistema em duas condições diferentes, por exemplo 1kg de gelo a 0°C , que derrete e torna-se em 1kg de água a 0°C . Associamos a cada condição uma quantidade chamada de entropia. A entropia de uma substância é uma função do estado da substância. Para um gás ideal é função da sua temperatura e volume, e para um sólido e líquido é função da sua temperatura e estrutura interna. A entropia é independente do estado anterior da substância. A entropia de 1kg de água a 0°C é a mesma daquela obtida do gelo derretido, ou do arrefecimento da água da temperatura ambiente para 0°C . Quando uma pequena quantidade de calor ΔQ é adicionada a uma substância à temperatura T , a entropia da substância muda por $\Delta S = \Delta Q / T$.

O físico alemão R. Clausius estabeleceu uma relação, conhecida como a desigualdade de Clausius, que se exprime do seguinte modo,

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (3.25)$$

Em que T representa a temperatura absoluta da fronteira onde ocorre a transferência de calor. (Ref. 5)

Clausius concluiu que a igualdade na expressão aplica-se a ciclos totalmente ou internamente reversíveis e a desigualdade a ciclos irreversíveis.

Sabendo que a quantidade cujo integral cíclico é nulo depende unicamente do estado, sendo portanto uma propriedade, então a quantidade $(\delta Q/T)$ representa a forma diferencial de uma propriedade do sistema.

Clausius percebeu que tinha descoberto uma nova propriedade que designou por entropia, S , e que se define por,

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int, rev}} \quad (3.26)$$

A entropia é uma propriedade extensiva do sistema e tem como unidade Joules por Kelvin. (Ref. 5)

Princípio do aumento da entropia:

Quando o calor é removido de uma substância, a sua entropia diminui. Quando o calor é adicionado a uma substância, a sua entropia aumenta. Esta definição de entropia baseia-se na quantidade que se conserva numa máquina reversível, como discutido anteriormente.

Um motor ideal reversível remove ΔQ_1 de uma substância à temperatura T_1 , realiza trabalho, e elimina ΔQ_2 para outra substância à temperatura T_2 , com $\Delta Q_1 / T_1 = \Delta Q_2 / T_2$. A entropia da substância à temperatura T_1 diminui de $\Delta Q_1 / T_1$ e a entropia da substância à temperatura T_2 aumenta do mesmo valor. Não existe variação na entropia total do sistema. Porém, um motor real elimina sempre mais energia à temperatura T_2 do que um motor reversível. Para um motor real $\Delta Q_2 / T_2$ é sempre maior do que $\Delta Q_1 / T_1$. A entropia de uma substância à temperatura T_1 diminui. Mas a entropia da substância à temperatura T_2 aumenta por um valor maior. A entropia total do sistema aumenta.

Considere-se um ciclo composto por dois processos, o processo 1-2 qualquer e o processo 2-1 internamente reversível, como mostra a figura 18.

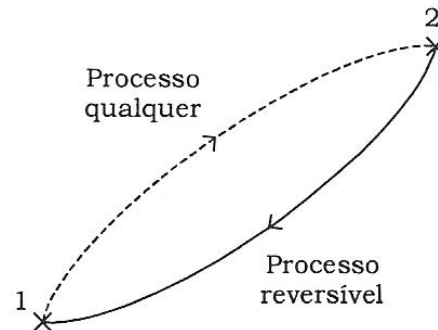


Figura 18: Ciclo composto por 1 processo reversível e outro qualquer (Ref. 5)

Aplicando a desigualdade de Clausius a este ciclo, resulta,

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int, rev}} \leq 0 \quad (3.27)$$

Atendendo a que o segundo integral é igual a $(S_1 - S_2)$, fica,

$$(S_2 - S_1) \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (3.28)$$

Podemos pensar na entropia como uma espécie de "ineficiência". Esta ineficiência na transformação termodinâmica de um sistema é definida pela razão desta equação na forma diferencial, sendo,

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (3.29)$$

As equações (3.28) e (3.29) constituem a expressão matemática da segunda lei da termodinâmica para um sistema fechado. A igualdade nas expressões diz respeito a processos reversíveis e a desigualdade a processos irreversíveis.

A quantidade $\Delta S = (S_2 - S_1)$ representa a variação da entropia do sistema e a quantidade $\int_1^2 \delta Q/T$ representa a transferência de entropia associada à transferência de calor num processo qualquer entre 1 e 2.

As equações (3.28) e (3.29) indicam que, num processo irreversível, a variação da entropia do sistema é sempre superior à transferência de entropia, podendo concluir-se que ocorre geração de entropia no interior do sistema. A geração de entropia, designada por S_{ger} , é devida à existência de irreversibilidades.

A partir da equação (3.28) pode-se escrever,

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{ger} \quad (3.30)$$

Podemos dizer que é a “ineficiência” total do sistema ao ir do estado 1 para o estado 2.

A geração de entropia é nula em processos reversíveis e é sempre positiva em processos irreversíveis.

Para um sistema fechado e adiabático, isto é, isolado, a equação (3.29) transforma-se em,

$$(\Delta S)_{isol} \geq 0 \quad (3.31)$$

O princípio de aumento da entropia é outra maneira de expressar a segunda lei da termodinâmica e diz que a entropia de um sistema isolado aumenta sempre, excepto para processos reversíveis em que permanece constante.

Um sistema isolado é um sistema que não interage com o ambiente externo. Na prática não existem sistemas isolados, excepto talvez, pelo universo como um todo. Logo, podemos expressar a segunda lei como: a entropia total do universo está sempre a aumentar.

Balço de entropia para sistemas fechados:

De um modo geral, o princípio de aumento da entropia de um sistema pode exprimir-se como,

$$(\text{Entropia que entra}) - (\text{Entropia que sai}) + (\text{Entropia gerada}) = (\text{Variação da entropia acumulada})$$

As trocas de entropia entre o sistema e a sua vizinhança podem ser devidas a trocas de calor e a trocas de massa. Atendendo a que um sistema fechado apenas permuta entropia associada à transferência de calor, a equação de balanço de entropia para um sistema fechado é,

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{ger} \quad (3.32)$$

Se a temperatura a que ocorrer a transferência de calor for constante, temos,

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \frac{Q}{T} + S_{ger} \quad (3.33)$$

Balço de entropia para sistemas abertos:

Num sistema aberto, além das trocas de entropia associadas à transferência de calor, ocorrem, também, trocas de entropia associadas à massa que entra e sai do sistema. Assim, a equação de balanço de entropia para um sistema aberto, com uma entrada e uma saída de massa, resulta em,

$$(\Delta S)_{VC} = \int_1^2 \frac{\delta Q_{VC}}{T} + m_e s_e - m_s s_s + (S_{ger})_{VC} \quad (3.34)$$

Se a temperatura for constante,

$$(\Delta S)_{VC} = \frac{Q_{VC}}{T} + m_e s_e - m_s s_s + (S_{ger})_{VC} \quad (3.35)$$

E por unidade de tempo,

$$(\dot{S})_{VC} = \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} + \dot{m}_e s_e - \dot{m}_s s_s + (\dot{S}_{ger})_{VC} \quad (3.36)$$

Em regime permanente,

$$(\dot{S}_{ger})_{VC} = \dot{m}_s s_s - \dot{m}_e s_e - \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} \quad (3.37)$$

Para um sistema termodinâmico com várias entradas e várias saídas de massa, obtemos que,

$$(\dot{S}_{ger})_{VC} = \sum_s (\dot{m}s)_s - \sum_e (\dot{m}s)_e - \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} \quad (3.38)$$

3.11 Conceito de exergia

Entende-se como “qualidade exergética” o potencial que uma determinada forma de energia possui para produzir energia útil na forma de trabalho (Wall, 1990). (Ref. 11)

A energia não possui toda a mesma qualidade. Definiu-se qualidade da energia como sendo a sua capacidade efectiva de realizar trabalho. Assim, para uma certa quantidade de energia, apenas uma determinada fracção pode ser utilizada para produzir trabalho. Essa fracção é muitas vezes designada por energia disponível.

A energia disponível de um sistema, num estado qualquer, representa a quantidade máxima de trabalho que se pode obter a partir desse estado, o que acontecerá quando o sistema for conduzido de modo reversível a um estado em

equilíbrio termodinâmico com o ambiente em que se encontra. Esse estado de equilíbrio é designado por estado morto. Nesse estado a energia disponível de um sistema é nula, isto é, o sistema não tem possibilidade de realizar trabalho.

Para um sistema fechado, num determinado estado, o trabalho útil máximo que pode ser produzido calcula-se combinando a primeira e a segunda lei da termodinâmica. Neste caso, o trabalho útil máximo específico é dado pela expressão,

$$(w_{\text{útil, máx}}) = (u + p_0v - T_0s) - (u_0 + p_0v_0 - T_0s_0) \quad (3.40)$$

Em que, u_0, T_0, s_0, p_0 e v_0 são propriedades do sistema no estado morto. Ao trabalho útil máximo, obtido pela equação anterior, chama-se disponibilidade ou exergia, que se representa pela função ϕ .

Assim, a exergia específica de um sistema fechado, num certo estado, é igual a,

$$\phi = (u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.41)$$

É importante referir que a exergia é uma propriedade de estado que depende, também, das propriedades do estado morto.

Se o referido sistema evoluir entre os estados 1 e 2, o trabalho útil máximo envolvido é,

$$w_{\text{útil, máx}} = \phi_1 - \phi_2 = (u_1 - u_2) + p_0(v_1 - v_2) - T_0(s_1 - s_2) \quad (3.42)$$

Exergia de um fluido em escoamento:

O trabalho útil máximo que se pode obter de um fluido em escoamento, em regime permanente, é dado por,

$$w_{\text{útil, máx}} = (h - T_0s) - (h_0 - T_0s_0) \quad (3.43)$$

Em que, h_0, T_0 e s_0 são propriedades da corrente de fluido no estado morto.

Introduzindo a função ψ para designar a exergia de um fluido em escoamento, temos,

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.44)$$

Para o escoamento de um fluido em regime permanente, a entrar num volume de controlo em 1 e a sair em 2, o trabalho útil máximo que pode ser obtido é dado por,

$$w_{\text{útil, máx}} = \psi_1 - \psi_2 = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) \quad (3.45)$$

Equação do balanço de exergia:

A exergia é uma propriedade que representa o potencial de trabalho contido num sistema. A destruição de exergia está associada à existência de irreversibilidades e representa o desperdício desse potencial trabalho. Por esse motivo a destruição de exergia é também conhecida por irreversibilidade, I , ou trabalho perdido, W_{perd} .

Para um sistema qualquer, a equação de balanço de exergia pode expressar-se como,

$$\begin{aligned} (\text{Exergia que entra}) - (\text{Exergia que sai}) = & (\text{Variação da exergia acumulada}) + \\ & (\text{Destruição de exergia}) \end{aligned}$$

Num processo real o termo da destruição de exergia é sempre superior a zero.

Balanço de exergia para sistemas fechados:

A equação de balanço de exergia para um sistema obtém-se através da combinação da primeira e segunda lei da termodinâmica.

Para um sistema fechado, durante um processo qualquer que o conduz do estado 1 ao estado 2, sem variações das energias cinética e potencial, a equação de balanço de exergia é expressa por,

$$\Phi_2 - \Phi_1 = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q - [W_{12} - p_0(v_2 - v_1)] - T_0 S_{ger} \quad (3.46)$$

Em que $\Phi = m\phi$ e T representa a temperatura na fronteira do sistema onde ocorre a transferência de calor.

Na equação anterior podemos identificar,

$\Phi_2 - \Phi_1 \Rightarrow$ Variação da exergia acumulada no sistema.

$\int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q \Rightarrow$ Transferência de exergia associada à transferência de calor.

$[W_{12} - p_0(v_2 - v_1)] \Rightarrow$ Transferência de exergia associada à transferência de trabalho.

$T_0 S_{ger} \Rightarrow$ Destruição de exergia.

A necessidade do integral na equação (3.46) deve-se à possibilidade da temperatura da fronteira do sistema não ser constante. Se for constante,

$$\int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q_{12} \quad (3.47)$$

Por outro lado, se existirem variações das energias cinética e potencial, os seus termos devem ser incluídos, resultando,

$$\Phi_2 - \Phi_1 = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q - [W_{12} - p_0(v_2 - v_1)] - m \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \right) - mg(z_2 - z_1) - T_0 S_{ger} \quad (3.48)$$

A análise da equação anterior mostra que o conteúdo exergético das energias cinética e potencial é igual à própria energia.

O trabalho útil do processo é dado por,

$$W_{12, \text{útil}} = [W_{12} - p_0(v_2 - v_1)] \quad (3.49)$$

Na situação ideal, que corresponde ao caso do processo ser reversível, o trabalho produzido seria máximo ou, caso o processo requeresse trabalho, a quantidade a fornecer seria mínima. Neste contexto, aparece o conceito de trabalho reversível. A sua expressão pode obter-se da equação (3.46) igualando o termo da destruição da exergia a zero, resultando,

$$(W_{12, \text{útil}})_{\text{rev}} = -(\Phi_2 - \Phi_1) + \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q \quad (3.50)$$

A irreversibilidade pode ser calculada por,

$$I = T_0 S_{\text{ger}} = (W_{12, \text{útil}})_{\text{rev}} - W_{12, \text{útil}} \quad (3.51)$$

Balço de exergia para sistemas abertos:

Num sistema aberto, além das transferências de calor e trabalho existem também trocas de massa com a vizinhança. Deste modo, a equação de balanço de exergia para um sistema aberto deve contabilizar as transferências de exergia associadas às trocas de massa.

Assim, a equação de balanço de exergia para um sistema aberto em condições de regime permanente é,

$$\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q_{\text{VC}} - W_{\text{SC, útil}} + \sum_e m_e \left(\psi + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e - \sum_s m_s \left(\psi + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s - T_0 S_{\text{ger}} = 0 \quad (3.52)$$

Por unidade de tempo, tem-se,

$$\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{SC, \text{útil}} + \sum_e \dot{m}_e \left(\psi + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e - \sum_s \dot{m}_s \left(\psi + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s - T_0 \dot{S}_{ger} = 0 \quad (3.53)$$

Na situação particular de existir uma entrada e uma saída de massa, em que as variações de energia cinética e potencial sejam nulas, resulta,

$$\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{SC, \text{útil}} + \dot{m}(\psi_e - \psi_s) - T_0 \dot{S}_{ger} = 0 \quad (3.54)$$

Em que $\dot{m} = \dot{m}_e = \dot{m}_s$.

O trabalho reversível é obtido igualando o termo da irreversibilidade a zero, resultando,

$$\left(\dot{W}_{SC, \text{útil}}\right)_{rev} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{VC} + \dot{m}(\psi_e - \psi_s) \quad (3.55)$$

A taxa de irreversibilidade, ou potência de trabalho destruída, pode calcular-se pela expressão,

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{ger} = \left(\dot{W}_{SC, \text{útil}}\right)_{rev} - \left(\dot{W}_{SC, \text{útil}}\right) \quad (3.56)$$

3.12 Eficiência exergética

É comum recorrer ao parâmetro eficiência energética, η_{energ} , também designado por eficiência à primeira lei, para classificar o desempenho de vários equipamentos ou processos. No entanto, esse parâmetro trata as diferentes formas de energia de igual modo, não atendendo à qualidade associada a cada uma delas. Por exemplo, a eficiência energética de um ciclo motor é dada pelo quociente entre o trabalho produzido pelo ciclo e o calor que lhe é fornecido, tratando de forma indiferenciada trabalho e calor. Uma vez que a energia não tem

toda a mesma capacidade de produzir trabalho, isto é, a mesma qualidade, e que exergia é a medida dessa capacidade, faz sentido utilizar um parâmetro que caracterize os equipamentos, ou processos, do ponto de vista exergético. Esse parâmetro é a eficiência exergética, η_{exerg} , também designado por eficiência termodinâmica ou eficiência à segunda lei. (Ref. 5)

De um modo geral, todos os tipos de eficiência são expressos na seguinte forma,

$$\eta = \frac{\text{aquilo que se obtém}}{\text{aquilo que se fornece}} \quad (3.57)$$

No caso particular da eficiência exergética, esta pode definir-se como,

$$\eta_{exerg} = \frac{\text{exergia recuperada}}{\text{exergia fornecida}} \quad (3.58)$$

Eficiência exergética de motores térmicos

O objectivo de um motor térmico é converter calor em trabalho. Na figura 19 encontra-se esquematizado o seu funcionamento teórico.

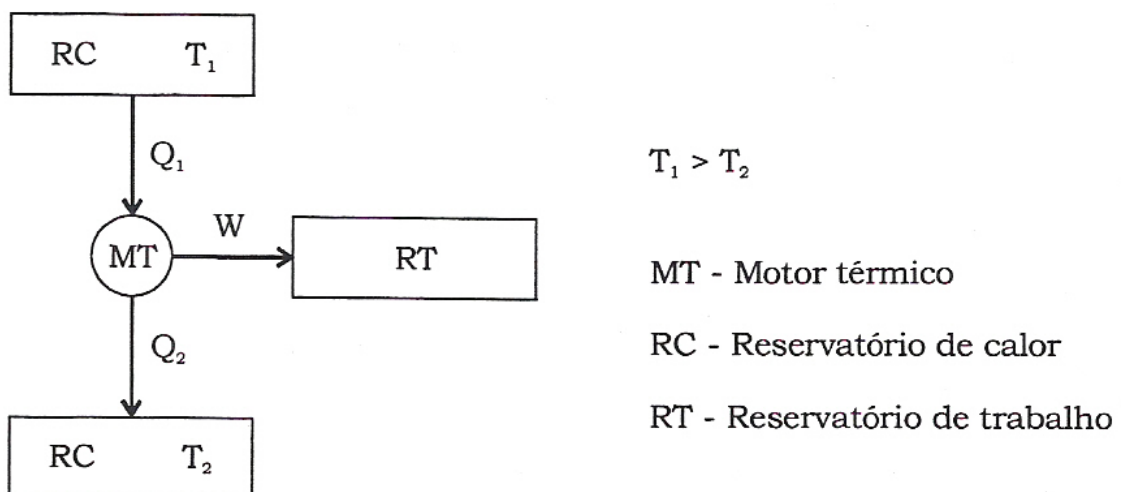


Figura 19: Motor térmico (Ref. 5)

Neste caso, aquilo que se obtém é trabalho, W , e o que se fornece é calor, Q_1 . Assim, a expressão da eficiência exergetica para um ciclo motor é,

$$\eta_{exerg} = \frac{\text{exergia contida em } W}{\text{exergia contida em } Q_1} = \frac{W}{\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) Q_1} \quad (3.59)$$

Eficiência exergetica de máquinas frigoríficas

O objectivo de uma máquina frigorífica é retirar calor a baixa temperatura. (Ref. 5).

Apresenta-se na figura 20 o esquema teórico de uma máquina frigorífica. O que se pretende é retirar calor, Q_2 , e aquilo que se fornece é trabalho, W . Deste modo a eficiência exergetica é dada por,

$$\eta_{exerg} = \frac{\text{exergia contida em } Q_2}{\text{exergia contida em } W} = \frac{\left| \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) Q_2 \right|}{|W|} \quad (3.60)$$

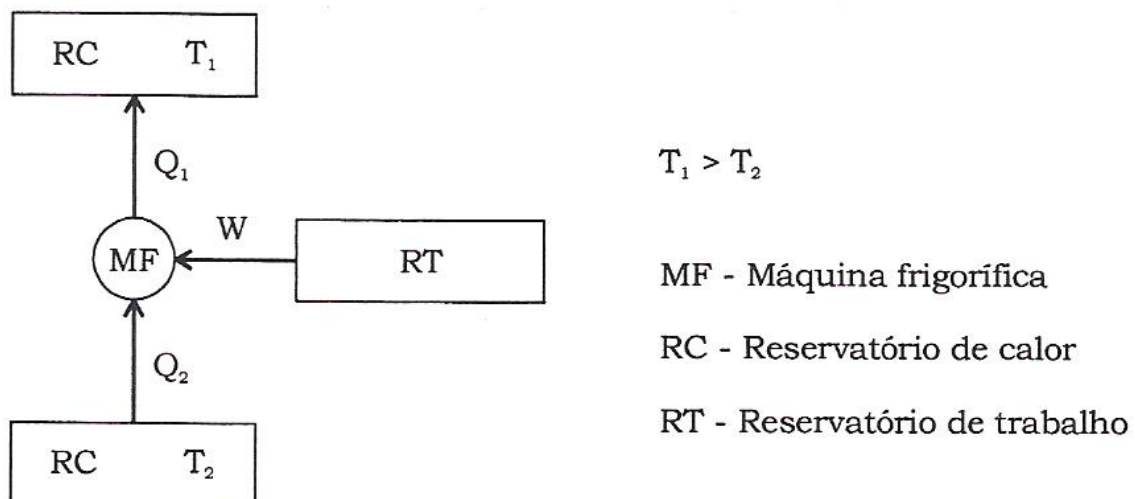


Figura 20: Máquina frigorífica (Ref. 5)

Eficiência exérgica de bombas de calor

Com uma bomba de calor pretende-se fornecer calor a um corpo a temperatura elevada, como se representa na figura 21.

O que se obtém é calor, Q_1 , e o que se fornece é trabalho, W . (Ref. 5)
Então, a eficiência exérgica de uma bomba de calor será,

$$\eta_{\text{exerg}} = \frac{\text{exergia contida em } Q_1}{\text{exergia contida em } W} = \frac{\left| \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right) Q_1 \right|}{|W|} \quad (3.61)$$

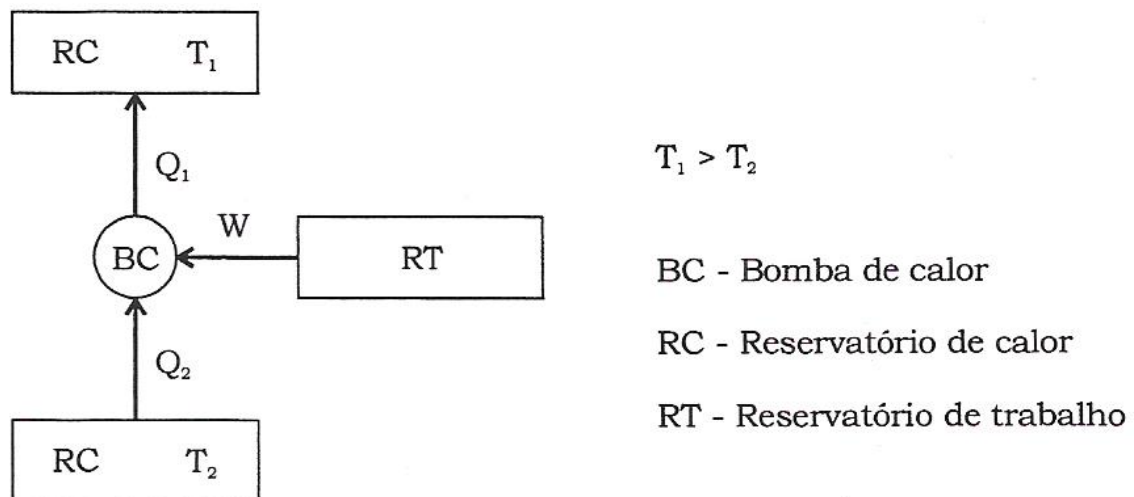


Figura 21: Bomba de calor (Ref. 5)

Eficiência exérgica de bombas e compressores

As bombas e os compressores são dispositivos que requerem trabalho para o seu funcionamento, como se apresenta na figura 22. Em condições de regime permanente, aquilo que se fornece é trabalho, W , e o que se obtém é um acréscimo da exergia da corrente de fluido, $\psi_s - \psi_e$. Assim, desprezando as variações das energias cinética e potencial, a eficiência exérgica de uma bomba ou de um compressor é,

$$\eta_{exerg} = \frac{\psi_s - \psi_e}{|W|} \quad (3.62)$$

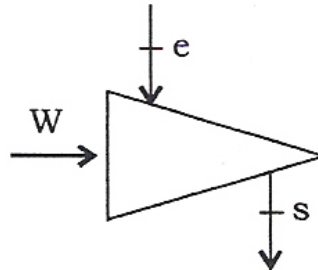


Figura 22: Bomba ou compressor (Ref. 5)

Eficiência exérgica de turbinas

As turbinas são dispositivos produtores de trabalho, como se apresenta na figura 23. Em condições de regime permanente, o que se obtém é o trabalho produzido pela turbina e o que se fornece é o decréscimo da exergia da corrente de fluido, $\psi_e - \psi_s$. (Ref. 5)

Desprezando as variações das energias cinética e potencial, a eficiência exérgica de uma turbina é,

$$\eta_{exerg} = \frac{W}{\psi_e - \psi_s} \quad (3.63)$$

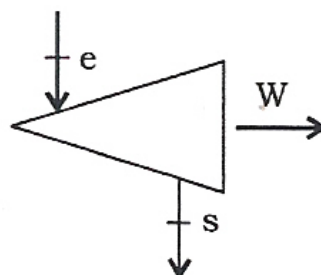


Figura 23: Turbina (Ref. 5)

Eficiência exergética de permutadores de calor

O objectivo de um permutador de calor é efectuar a transferência de calor entre dois fluidos, como se apresenta na figura 24. Se a troca de calor ocorrer a uma temperatura superior à do ambiente, considera-se que o que se obtém é o aumento da exergia da corrente de fluido frio e o que se fornece é o decréscimo da exergia da corrente de fluido quente. (Ref. 5)

Deste modo, a eficiência exergética de um permutador de calor obtém-se por,

$$\eta_{exerg} = \frac{\dot{m}_{frio}(\psi_s - \psi_e)_{frio}}{\dot{m}_{quente}(\psi_e - \psi_s)_{quente}} \quad (3.64)$$

Caso a transferência de calor ocorra a uma temperatura inferior à do ambiente, a corrente de fluido frio perde exergia e a corrente de fluido quente ganha exergia. Nessa situação a eficiência exergética é,

$$\eta_{exerg} = \frac{\dot{m}_{quente}(\psi_s - \psi_e)_{quente}}{\dot{m}_{frio}(\psi_e - \psi_s)_{frio}} \quad (3.65)$$

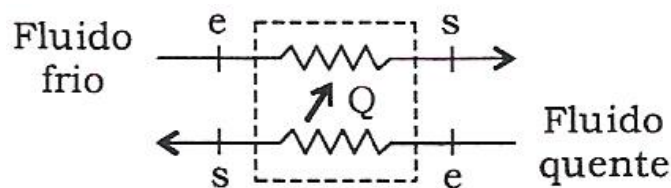


Figura 24: Permutador de calor (Ref. 5)

Eficiência exergética de válvulas de expansão

Uma válvula de expansão é um dispositivo em que ocorre a expansão de um fluido sem existirem transferências de calor ou de trabalho, como se apresenta na figura 25. Pode considerar-se que o que se fornece é a exergia de corrente de fluido à entrada e o que se obtém é a exergia da corrente de fluido à saída. (Ref. 5)

Deste modo, a eficiência exérgica de uma válvula de expansão é,

$$\eta_{exerg} = \frac{\psi_s}{\psi_e} \quad (3.66)$$



Figura 25: Válvula de expansão (Ref. 5)

4. Procedimento experimental

Para a realização deste trabalho, foi utilizado um sistema solar térmico da marca Gasokol e uma bomba de calor modelo ECOTANK da marca Solius.

Quanto ao sistema solar, este capta energia dos raios solares através da placa absorvedora do painel solar, transferindo-a à água com propylene glicol que passa nos tubos de cobre soldados à esta. Por sua vez, a água com propylene glicol irá transferir a energia para a água do termoacumulador através da serpentina/permutador incorporada neste, separando assim o circuito primário (solar) do circuito secundário (água quente sanitária). Este é composto por um colector solar plano vertical, um termoacumulador vertical vitrificado de dupla serpentina com capacidade de 300 litros para aquecimento de água sanitária, um grupo de bombagem solar, um controlador solar diferencial digital e pelos restantes componentes indicados na figura 26.

Para efectuar posteriormente os cálculos, foi necessário realizar alguns registos. Para isso, instalaram-se nove sensores, alguns com respectivos tês e bainhas de imersão, outros por contacto e outros por imersão.

Conforme se pode analisar na figura 26, os sensores foram inseridos do seguinte modo:

- Um sensor de temperatura KTY com blindagem térmica de silicone (para aguentar altas temperaturas) na saída do colector solar (S1), introduzido com tê e bainha de imersão.
- Um sensor de temperatura KTY colocado na entrada (S2) da serpentina/permutador inferior do termoacumulador, introduzido com tê e bainha de imersão.
- Um sensor de temperatura KTY colocado na saída (S3) da serpentina/permutador inferior do termoacumulador, introduzido com tê e bainha de imersão.
- Um sensor de temperatura KTY colocado na entrada do colector solar (S4), colocado por contacto, por já não haver condições para ser introduzido.

- Um sensor de radiação solar global colocado na parte frontal do colector solar (S5), colado no próprio vidro, de modo a poder registar a radiação global por unidade de área incidente sobre o colector solar.
- Um sensor de temperatura fixo numa das paredes da sala (S13) para registo da temperatura ambiente.
- Um sensor de temperatura KTY colocado na parte inferior do termoacumulador (S14), introduzido por imersão na ranhura lateral do termoacumulador.
- Um sensor de temperatura KTY colocado na parte superior do termoacumulador (S15), introduzido por imersão na ranhura lateral do termoacumulador.
- Um sensor (S16) para registo do caudal de água misturada com propylene glicol (anti-congelante) do circuito primário solar.

Quanto à bomba de calor, é de funcionamento ar-água, e também liga à um termoacumulador vertical vitrificado com capacidade de 300 litros para aquecimento de água sanitária. É composta por um condensador, uma válvula de expansão, um evaporador e um compressor (anexo B). Estes comunicam-se através de uma tubagem na qual circula gás R-134a, formando um sistema fechado. A energia é retirada do ar ambiente, pelo evaporador, e da corrente eléctrica, pelo compressor e ventoinha do evaporador, para que parte desta seja transferida à água do termoacumulador através do condensador.

Para efectuar posteriormente os cálculos, foi necessário realizar alguns registos. Para isso, instalaram-se oito sensores, alguns por contacto e outros por imersão.

Conforme se pode analisar na figura 42, os sensores foram inseridos do seguinte modo:

- Um sensor de temperatura KTY à entrada do evaporador (S6), colocado por contacto.
- Um sensor de temperatura KTY à saída do evaporador (S7), colocado por contacto.
- Um sensor de temperatura KTY à entrada do condensador (S8), colocado por contacto.

- Um sensor de temperatura KTY à saída do condensador (S9), colocado por contacto.
- Um sensor de temperatura KTY colocado na parte inferior do termoacumulador (S10), introduzido por imersão na ranhura lateral do termoacumulador.
- Um sensor de temperatura KTY colocado a meio do termoacumulador (S11), introduzido por imersão na ranhura lateral do termoacumulador.
- Um sensor de temperatura KTY colocado na parte superior do termoacumulador (S12), introduzido por imersão na ranhura lateral do termoacumulador.
- Um sensor de temperatura fixo numa das paredes da sala (S13) para registo da temperatura ambiente.

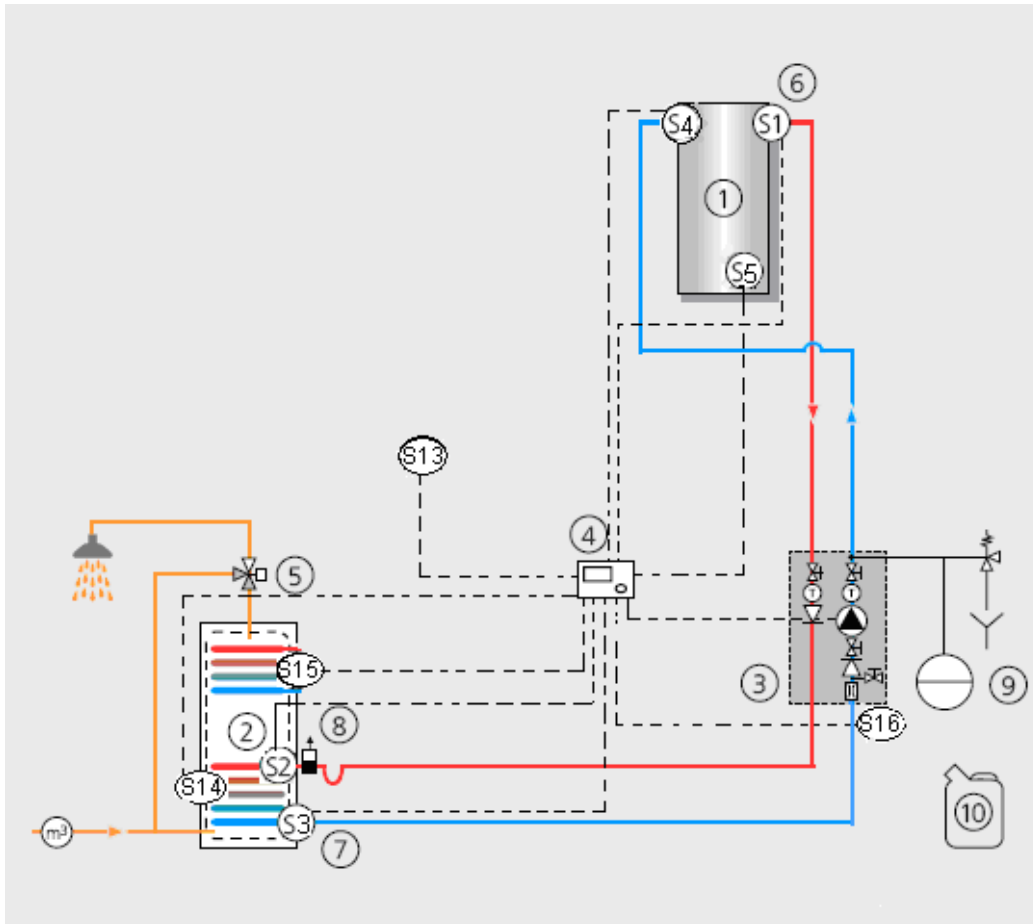
Todos os sensores, tanto do sistema solar como da bomba de calor, ligam ao controlador solar Gasokol 1611 referido posteriormente no ponto 4.1.11.

Assim, será possível comunicar estes valores a um computador, através de uma ligação por cabo USB e outras vezes via Internet.

Para além dos valores dos sensores serem visualizados no próprio visor do controlador, com o programa Winsol inserido no computador, pode-se fazer a leitura e os respectivos gráfico e folha de registo. Depois estes podem ser convertidos para um programa Excel.

4.1 Descrição da instalação experimental

4.1.1 Esquema geral dos componentes da instalação solar



1 colector Gasokol sunnySol	①
1 acumulador sanitário skyMantel	②
1 grupo hidráulico simples	③
1 controlador solar digital	④
1 misturadora termostática 3/4"	⑤
1 kit completo de ligação do colector	⑥
1 tê p/ sonda temperatura do acumulador	⑦
1 separador de ar	⑧
1 vaso de expansão solar 12 litros	⑨
1 kit ligação ao vaso de expansão	⑨
1 fluido solar corroStar 10 litros	⑩

Figura 26: Esquema geral dos componentes da instalação (Ref. 7)

4.1.2 Colector solar plano sunnySol vertical da Gasokol

O colector solar plano sunnySol da Gasokol é selectivo e tem grande qualidade e elevado rendimento reconhecidos por uma entidade independente.

É certificado de acordo com a norma europeia EN12975 e merece a prestigiada marcação Solar Keymark.



Figura 27: Colector solar plano sunnySol com certificações (Ref. 7)

Este colector solar tem garantia de 10 anos dada pelo fabricante.

A estrutura de alumínio lacado em tom escuro confere um design moderno e discreto, bem como uma elevada resistência à corrosão pela poluição e água do mar.

O colector solar inclui ligações esferocónicas MF que garantem uma vedação perfeita, sem qualquer ligação adicional e já incluem um compensador de dilatação térmica.

O sentido da circulação do fluído no colector solar faz-se da esquerda para a direita.

A sua pressão de funcionamento é de 10 bar.

Como este colector tem baixa perda de carga, permite a ligação em série, maximizando a transferência de calor e o rendimento das baterias de colectores solares, sem sobredimensionamento da bomba circuladora.

A ampla gama de suportes em alumínio e aço inoxidável soluciona todos os problemas de fixação, de forma simples e segura.

Modelo		Vertical	Horizontal
Áreas	bruta [m ²]	2,25	2,25
	absorvedor [m ²]	2,015	2,015
	abertura [m ²]	2,015	2,015
Rendimento	rendimento óptico (%)	78	78
	coeficiente perdas a ₁ [W/(m ² .K)]	4,00	4,00
	coeficiente perdas a ₂ [W/(m ² .K ²)]	0,014	0,014
	factor de correcção de ângulo (50°)	0,94	0,94
	capacidade térmica [KJ/(m ² .K)]	6,72	6,72
Potência	c/ radiação 1000 W/m ² e ΔT= 10 °C [W]	1484	1484
	c/ radiação 700 W/m ² e ΔT= 30 °C [W]	829	829
	c/ radiação 400 W/m ² e ΔT= 50 °C [W]	151	151
Dimensões	altura (mm)	2100	1070
	largura (mm)	1070	2100
	profundidade (mm)	85	85
	peso [kg]	45	45
	volume de água (litros)	1,95	1,95
	inclinação máxima (°)	75°	75°
	inclinação mínima (°)	20°	20°
Dados Técnicos	pressão trabalho (bar)	10	10
	pressão máxima (bar)	15	15
	temperatura estagnação [1000 W/m ² e T _{amb} = 30 °C]	215	215
Ligações	impulsão e retorno (esferocónicas)	1" MF	1" MF

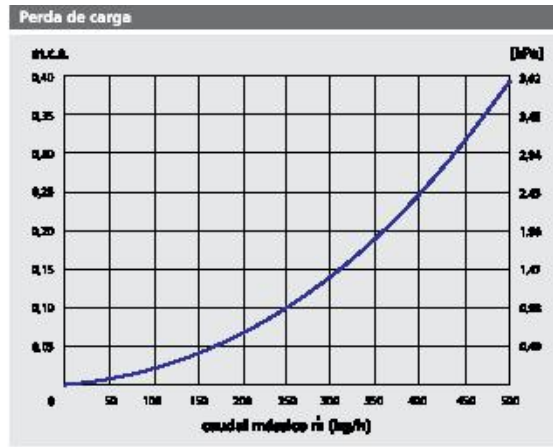
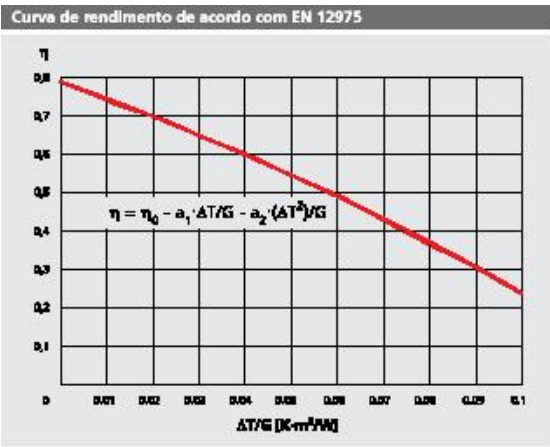
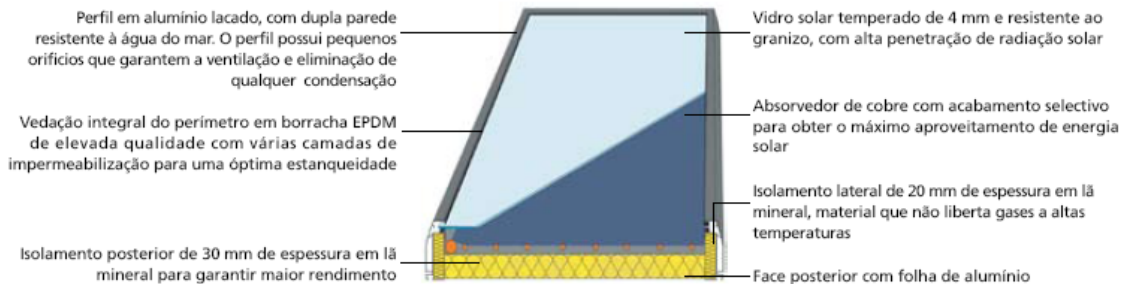
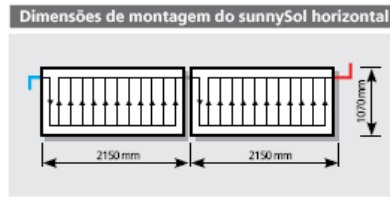
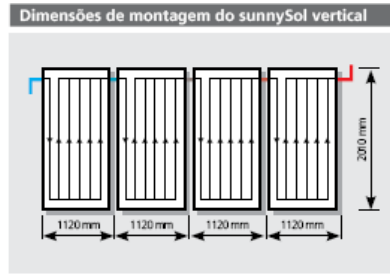


Figura 28: Características do coletor solar plano sunnySol (Ref. 7)

4.1.3 Kit completo de ligação do colector solar

O kit completo de ligação é aplicado na saída do último colector solar da bateria principal de colectores e inclui:

- 1 tê com purgador de ar manual
- 1 bainha de 8 mm na qual será introduzido o sensor de temperatura incluído no controlador solar digital. A bainha é uma peça integral em latão com a máxima robustez (sem soldaduras)
- 2 acessórios cónicos para cobre soldar 22 mm



Figura 29: Kit completo de ligação do colector solar (Ref. 7)

4.1.4 Separador de ar com isolamento

Este separador de ar permite ligação até 12 colectores solares sunnySol.

O separador de ar com isolamento Ø22 mm é utilizado para purgar o circuito hidráulico primário (sistema solar) durante o arranque do sistema, para garantir a ausência de ar, optimizando assim o seu funcionamento, tanto a nível de transferência térmica como da circulação do fluído. Também permite expulsar o vapor criado no sistema solar, quando durante o seu funcionamento há sobreaquecimento que origina expansão do fluído, impedindo a circulação do fluído e a transferência térmica. Com essa perda de fluído solar, deve-se sempre verificar a pressão do circuito primário (normalmente 3 bar) no manómetro incorporado no grupo hidráulico (Figura 32). Se a pressão baixar, é provável que a válvula de segurança de 6 bar (Figura 32) tenha expulsado para o esgoto o vapor derivado do sobreaquecimento do fluido, após ter atingido uma pressão de 6 bar. Aí deve-se repor fluído solar no circuito primário até repor a pressão do sistema nos 3 bar.



Figura 30: Separador de ar com isolamento (Ref. 7)

4.1.5 Caudalímetro solar

Este caudalímetro vem incluído no grupo hidráulico solar (Figura 32).

Permite a regulação e visualização directa do caudal. Também permite o corte, equilibragem e medição fácil do caudal, de forma directa e precisa. A válvula de regulação tem escala.

Este caudalímetro solar foi concebido para elevadas temperaturas de funcionamento.

Tem um funcionamento simples de flutuador com retorno por mola.

Pode ser instalado na vertical, horizontal ou inclinado.



Figura 31: Caudalímetro solar (Ref. 7)

4.1.6 Grupo hidráulico solar flowStar DN20

Grupo completo com 2 linhas para um circuito de impulsão e de retorno solar. Inclui todos os componentes necessários para o funcionamento do sistema

solar: bomba, válvula anti-retorno, dispositivos de segurança, suportes, caudalímetro, válvulas de lavagem e enchimento e isolamento térmico.

Todas as partes metálicas em latão dão elevada resistência às dilatações térmicas e às altas temperaturas.

O grupo hidráulico vem pré-montado de fábrica, com suporte mural já incluído, tornando a sua montagem muito rápida e simples.

O Anti-retorno está incorporado na respectiva válvula de corte. No circuito frio de retorno, quando o flutuador está em repouso também desempenha esta função de anti-retorno.

O caudalímetro permite fazer uma medição precisa do caudal no sistema solar, com possibilidade de regulação. O flutuador também é um limitador do caudal máximo. A válvula de regulação pode ser utilizada no momento de substituir a bomba.

A bomba pode ser isolada, permitindo a sua substituição sem esvaziar o circuito.

As válvulas de lavagem e enchimento dispensam válvulas adicionais para efectuar estas operações.

A segurança de funcionamento é assegurada pelos dispositivos fundamentais: válvula de segurança 6 bar, manómetro 0-6 bar e tomada para o vaso de expansão. A sua colocação na linha de retorno (menor temperatura) minimiza a carga térmica nestes componentes.

Utilização recomendada até 8 colectores sunnySol (até 40 m c/ 22 mm).

(Ref. 7)



Tamanho		DN20
Materiais	componentes	latão
	vedações	EPDM / teflon
	isolamento	EPP, $\lambda=0,041$ W/(m.K)
Dados Técnicos	pressão máxima [bar]	10
	temperatura máxima [°C]	130°
Equipamento	válvula anti-retorno	2 x 200 mm.c.a.
	caudalímetro [l/min]	1-13 l/min
	válvula segurança	6 bar, solar
	manómetro	0-6 bar, resist. alta temp.
	termómetro	0-160 °C, metálico
Dimensões	entre-eixos [mm]	90
	largura do isolamento [mm]	240
	altura do isolamento [mm]	515
	ligações	¾" F
	bomba - altura [mm]	130

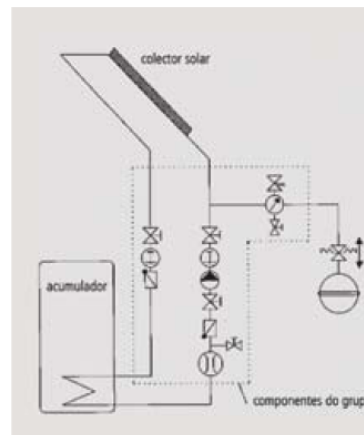


Figura 32: Características do grupo hidráulico solar flowStar DN20 (Ref. 7)

4.1.7 Kit de ligação ao vaso de expansão

Braço de suporte para vaso de expansão até $\varnothing 440$ mm, com ligação inox de 0,5 m e ¾". Válvula anti-retorno para manutenção.



Figura 33: Kit de ligação ao vaso de expansão (Ref. 7)

4.1.8 Vaso de expansão solar

O vaso de expansão solar de 12 litros utilizado para absorver as dilatações térmicas causadas pelo sobreaquecimento do sistema solar, tem: membrana fixa, pressão máxima de 8 bar, pressão de teste 12 bar, a pré-carga deve ser de 2,5 bar e a temperatura de funcionamento pode ir de -10 °C a +130 °C. A ligação é ¾" M.



Figura 34: Vaso de expansão solar (Ref. 7)

4.1.9 Acumulador sanitário skyMantel serpentina dupla 300 L

Neste acumulador de água quente sanitária, o aquecimento solar é feito pela serpentina inferior ligada ao sistema solar. O aquecimento complementar, quando necessário, pode ser realizado por uma caldeira, bomba de calor ou outro tipo de apoio ligado à serpentina de superior, ou por uma resistência eléctrica.

Este acumulador é duplo vitrificado e tem protecção catódica com ânodo de magnésio.

A serpentina distribuída até ao ponto mais baixo do acumulador permite o aquecimento do volume total de água.

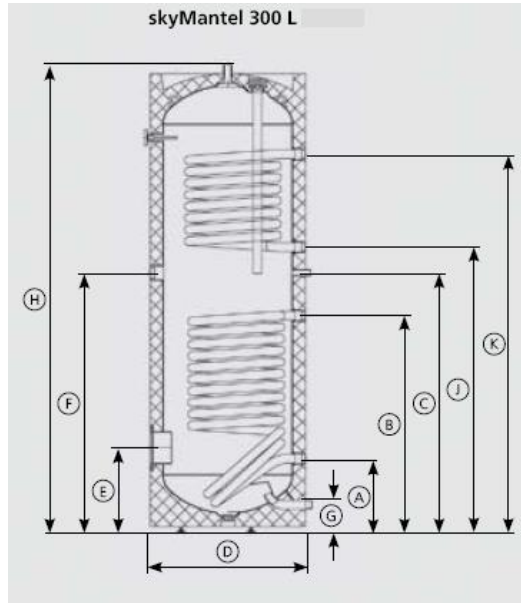
O aquecimento rápido e uniforme mediante superfícies de aquecimento de grandes dimensões e com a tomada de saída da água quente no ponto mais alto do acumulador, proporciona o máximo de água quente sanitária.

A apurada relação altura/diâmetro proporciona uma elevada estratificação térmica, otimizando o funcionamento solar e diminuindo o número de arranques do apoio (caldeira, bomba de calor, resistência eléctrica, etc.).

O deflector de água fria promove a mistura na entrada da água fria, sem alterar a estratificação térmica.

Graças ao isolamento térmico integral de grande eficácia (sem CFC), as perdas de calor são mínimas. O isolamento desmontável facilita a entrada do acumulador em espaços de difícil acesso.

O acumulador inclui uma entrada para apoio eléctrico e uma flange de visita que simplifica as operações de limpeza e de manutenção do acumulador. (Ref. 7)



Modelo	300 L	
Dimensões	Ⓓ diâmetro com isolamento (mm)	610
	ⓓ diâmetro sem isolamento (mm)	-
	Ⓗ altura com isolamento (mm)	1790
	peso [kg]	109
	área serpentina superior [m ²]	1
	área serpentina inferior [m ²]	1,5
	volume água serpentina superior [litros]	6
volume água serpentina inferior [litros]	8,2	
Dados Técnicos	pressão máx. serpentinas [bar]	10
	pressão máx. acumulador [bar]	10
	temperatura max. acumulador [°C]	90
	perdas térmicas kWh/24h (DIN44532)	2,3
Tomadas altura (mm) ligação	Ⓐ retorno solar	263 1" F
	Ⓑ impulsão solar	836 1" F
	Ⓒ recirculação	898 ¼" M
	Ⓔ flange	305 180
	Ⓕ resistência eléctrica	983 1 ½" F
	Ⓖ entrada água fria	85 1" M
	Ⓘ saída AQS	1790 1" M
	Ⓙ retorno caldeira	1083 1" F
	Ⓚ impulsão caldeira	1443 1" F
	Utilização	área máxima colectores [m ²]
resistência eléctrica 1 ½" máxima [kW]		4,5

Figura 35: Características do acumulador skyMantel de 300 litros (Ref. 7)

4.1.10 Tê e bainha para sonda de temperatura do acumulador

O sensor de temperatura é introduzido na bainha de 150 mm, que por sua vez é enroscada no tê, de modo a que a bainha e o sensor fique directamente em contacto com o fluido, permitindo medições de temperatura precisas.



Figura 36: Tê p/ sonda temperatura (Ref. 7) Figura 37: Bainha 150 mm (Ref. 7)

4.1.11 Controlador solar Gasokol 1611

Este controlador foi utilizado para efectuar os registos de temperaturas no sistema solar e bomba de calor, e apenas no sistema solar, os registos de caudal e radiação solar.

Os valores dos sensores são registados no computador através de uma ligação por cabo USB e outras vezes via Internet. O controlador regista os valores dos sensores diariamente e por intervalo de tempo contínuo definido por nós. Para além dos valores dos sensores serem visualizados no próprio visor do controlador, o programa Winsol inserido no computador também faz a leitura dos mesmos e efectua os respectivos gráfico e folha de registo que se pode converter para o programa Excel.

Universal controller UVR 1611



06000
For wall mounting



Freely programmable

Extendable using a relay module

06001
Without casing for installation into switchboards

The universal controller UVR 1611 is, because of the functions modules, freely programmable and can be adjusted for every system configuration. As every function module can be called up multiply complex control systems e.g. solar installations with several collector fields and tanks can be realised.

Functions of UVR 1611:

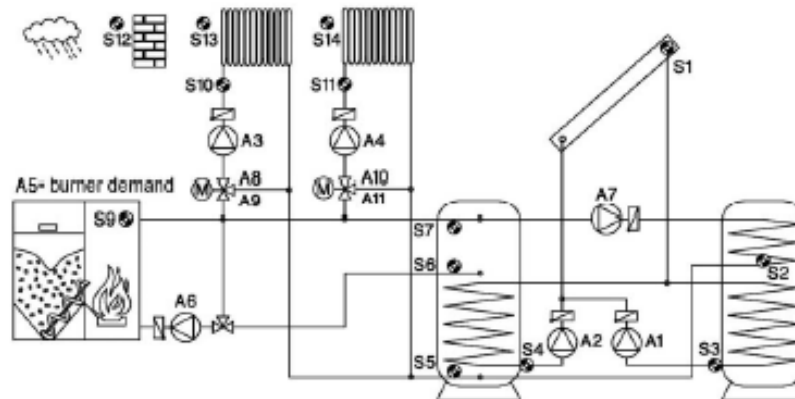
- 16 sensor inputs for KTY10 or PT1000 sensors (2 of them are used as impulse)
- 4 speed controllable outputs 7 relay outputs
- 2 outputs extendable using a relay module
- Operated by a scrolling wheel
- Integrated Potentiostat for electrical tank corrosion protection
- CAN-Bus for data exchange with other UVR 1611 controllers
- Infrared interface for software updates



Sensors are not in the delivery included!

Accessories:		
Code	Type	Designation
06112	SENP HZ	Sensor package for heating: 1 outdoor sensor, 1 remote control, 4 sensors, 3 immersion sleeves, line cord, mounting components
06111	SENP SL	Sensor package for solar: 1 collector solar, 6 sensors, 6 immersion sleeves, line cord, mounting components
06100		Sensor of global irradiance
06120		Titanium anode
06141	CAN-Monitor	Remote control for CAN-monitor for UVR 1611
06113	UVR BTL	Bootloader
06116	HiRel1611	Relay module for UVR 1611 for extension
06118	Simboard	For simulation of sensors, support for programming

Schemes of pre-adjustments



Planning information UVR1611 Ver.2.05:

Inputs:

- All 16 inputs are suitable for standard sensors type KTY (2 kW) and PT1000 or as digital input. Following inputs offer special functions:
- S8: current loop (4 - 20 mA) or voltage control (0 - 10 V=)
- S15, S16: Impulse input e.g. for volume measurement sensor

Outputs (system voltage):

- A1: Pump speed controllable output (!!!!!!!!!!!!! max. 0,7A !!!!!!!!!!!!!) with integrated noise filter. Also for regulating ventilators with phase angle control suitable.
- A2, 6, 7: Pump speed controllable outputs for pumps and using an external line filter also for fan coil motors (max.1A)
- A3: Relay output for optional users
- A4: Relay output with opener and closer for optional users, especially for valves without return spring
- A5: Relay output – potential free, with opener and closer for burner demands with legally regulated distance to the line voltage.
- A8, A9: Relay output (closer) for optional users, preferably together for mixing motors, as there is only one neutral wire terminal existing for both outputs.
- A10, A11: Relay outputs (A10 with closer, A11 with opener and closer) for optional users, preferably together for mixing motors, as there is only one neutral wire clamp existing for both outputs.

Special outputs:

- PTS: Potentiostat – connection of a titanium anode as corrosion protection for enamelled DHW tanks (up to 750l) instead of the magnesium anode.
- CAN- Bus: For the data transfer in net works. Data rate 50 kb/sec., supply for external devices with 12V= / 100mA
- Hirel 1, 2 (A12, A13): Control lines for a relay module for two additional relay outputs A12 and A13, which can be installed as module in "Slot 1"
- DL (A14): Single data line for data recording using a bootloader to the PC, can be used as control output (A14) through parameterisation.
- 0-10V (A15): Control output with standardized voltage level 0 - 10V= e.g. for burner modulation. In the user software designated as analog output. This output has an impedance of 470 Ohm.

Figura 38: Dados técnicos do controlador 1611 do fabricante austríaco Gasokol

(Ref. 7)

4.1.12 Misturadora termostática 1”

A misturadora termostática 1” é colocada à saída do termoacumulador para o consumo de água sanitária, sendo muito importante na prevenção de queimaduras e na gestão da energia acumulada.

A sua gama de regulação é 35-60 °C e o caudal máximo é 50 l/min.



Figura 39: Misturadora termostática 1” (Ref. 7)

4.1.13 Fluido solar corroStar 10 litros (anticongelante)

O fluido solar corroStar é normalmente utilizado com colectores solares planos sunnySol.

Deve ser misturado com a água do circuito primário solar na proporção desejada. Por exemplo 33% de fluido corroStar misturado na água do circuito primário protege o sistema solar do gelo até -16°C.



Figura 40: Fluido solar CorroStar (Ref. 7)

4.1.14 Refractómetro

O refractómetro é um comprovador da concentração de fluido solar (anticongelante). Pode-se verificar a percentagem de anticongelante misturado na

água do circuito primário solar e ficar a saber até quantos graus centígrados se está a impedir o fluído da instalação de congelar.



Figura 41: Refractómetro (Ref. 7)

4.1.15 Esquema geral dos componentes da bomba de calor

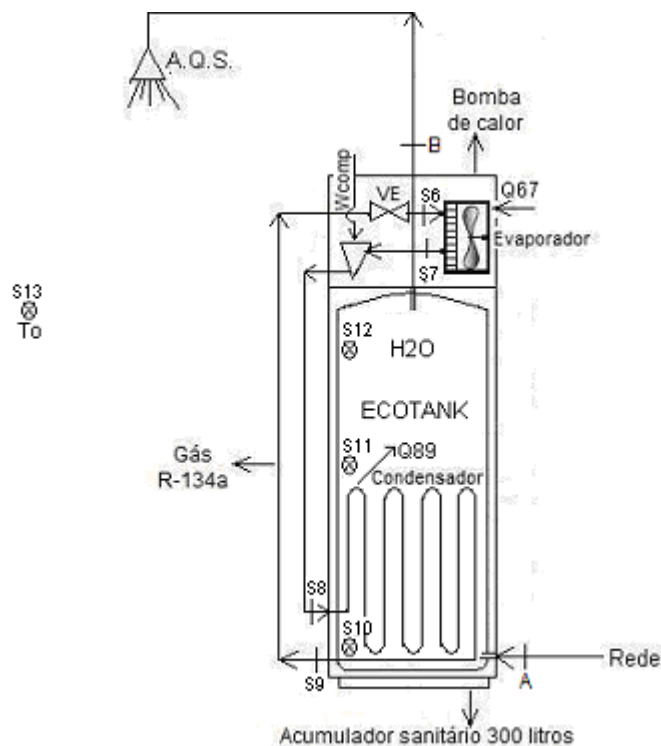


Figura 42: Esquema geral dos componentes da instalação (Ref. 7)

4.1.16 ECOTANK – Acumulador sanitário termodinâmico

O ECOTANK permite um aquecimento termodinâmico. Isto é, o ar ambiente contém energia que se pode aproveitar através da tecnologia de bomba de calor termodinâmica presente no ECOTANK. Isto permite aquecer os 300 litros

de água do acumulador a um custo muito reduzido e de uma forma mais amiga do ambiente.

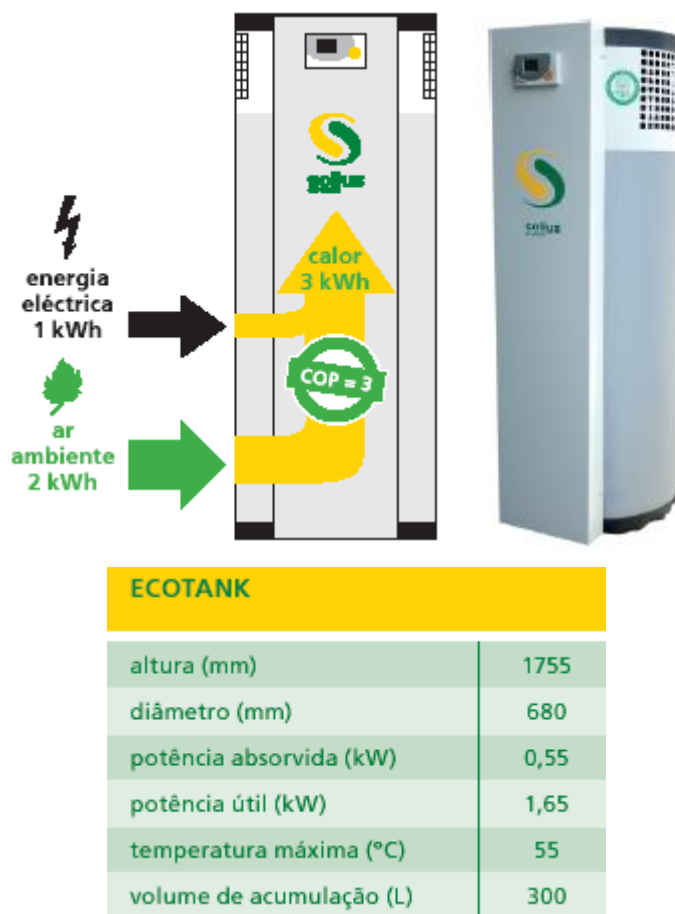


Figura 43: ECOTANK – Acumulador sanitário termodinâmico (Ref. 7)

O ECOTANK possui um moderno controlador digital para a optimização do aquecimento sanitário, que é também capaz de integrar um sistema solar térmico, tornando o conjunto ainda mais económico e eficiente. É também possível integrar o contributo de um recuperador de calor a água.



Figura 44: Controlador digital UVR-61 incorporado no ECOTANK (Ref. 7)

Este controlador solar electrónico para a regulação diferencial do sistema permite ligação até cinco sensores e possui três saídas de relé.

A sua montagem e utilização são muito simples visto que já vem pré-programado de fábrica.

Também tem uma grande variedade de sistemas possíveis, visto que permite o controlo até três consumidores.

A sua programação é muito versátil, pois todos os valores definidos podem ser ajustados.

Permite efectuar o bloqueio da bomba circuladora em caso de sobreaquecimento, para evitar danos na bomba.

Com o contador de energia incorporado, a medição de energia pode ser efectuada de forma simples com uma estimativa aproximada feita pelo controlador. No visor pode ler-se: a potência instantânea, o total de energia e o caudal instantâneo.

O visor digital LCD permite a informação clara de temperaturas e estados do sistema.

A função de arranque solar permite definir o momento de arranque matinal da instalação solar.

Em locais de temperatura média elevada e que por isso não utilizam anticongelante num sistema solar, as poucas horas de risco de congelamento podem ser cobertas pela função prevenção de congelamento disponível neste controlador.

A função de regulação de velocidade da bomba circuladora permite, em função da radiação solar disponível, otimizar o funcionamento da instalação e aumentar a quantidade de energia útil transferida para o sistema. O visor apresenta a velocidade instantânea da bomba circuladora.

A visualização de condições excepcionais permite identificar de imediato perturbações no funcionamento normal da instalação.

Com um sensor de radiação solar adicional, este controlador permite determinar a energia solar disponível em cada momento.

O controlador também tem um relógio incorporado.

Modelo	UVR-61	
Dados Técnicos	alimentação	230 V
	entradas (p/ sensores)	5
	entrada adicional digital	1
	saídas (p/ bombas, válvulas)	3
	saída adicional 0-10V	1
Dimensões	altura (mm)	100
	largura (mm)	150
	profundidade (mm)	48

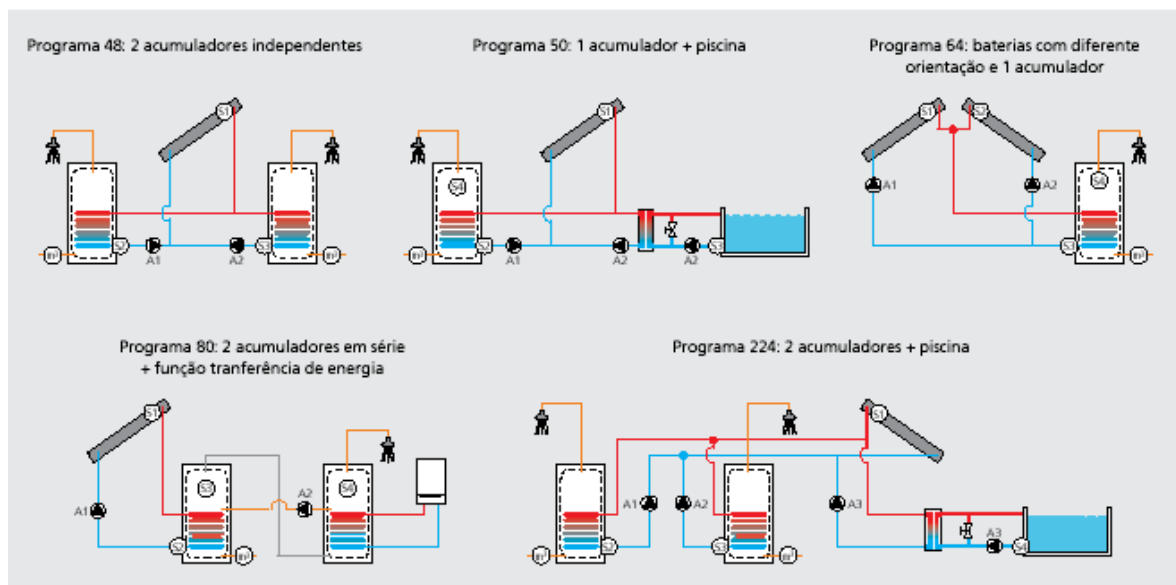
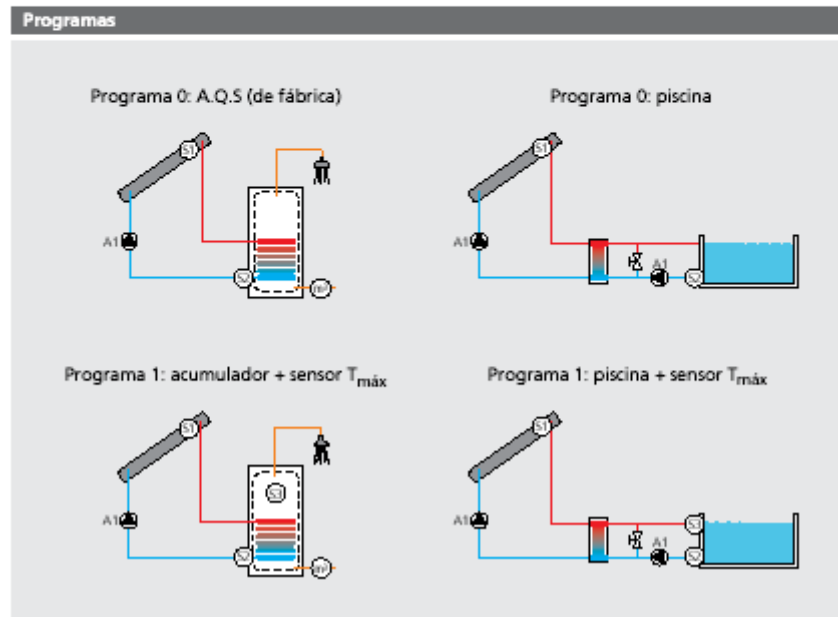


Figura 45: Dados técnicos e programas possíveis do controlador UVR-61 (Ref. 7)

Apesar do controlador digital UVR-61 estar incorporado no ECOTANK, e também ser previsto para a instalação solar, não foi utilizado. Pois houve a

possibilidade de utilizar o controlador 1611, referido anteriormente no ponto 4.1.11, que é mais completo que o UVR-61 e permite o controlo de ambas as instalações solar e bomba de calor. Para além disso, com o controlador 1611 consegue-se fazer os registos de ambos os sistemas, solar e bomba de calor em simultâneo, enquanto que seriam necessários vários UVR-61 para fazer o mesmo. (Ref. 8)

A instalação do ECOTANK não requer quaisquer tubos para o exterior nem obras complexas, sendo aliás muito simples de aplicar quer em casas novas, como na substituição de outros equipamentos.

Além disso, o ECOTANK está livre de manutenção, pois está protegido da corrosão através de um ânodo electrónico com indicador luminoso de funcionamento.

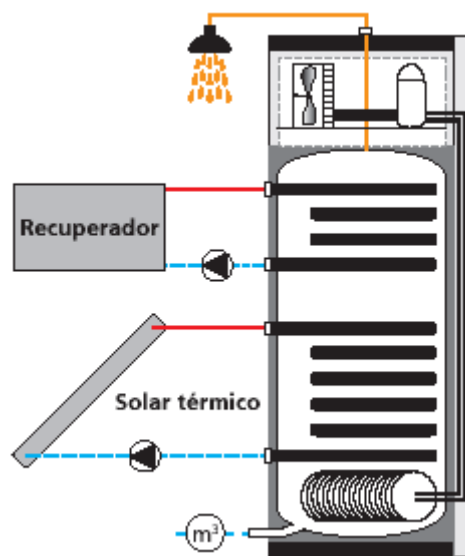


Figura 46: Integração do ECOTANK com solar térmico e recuperador de calor
(Ref. 7)

Dado que o custo da energia para aquecimento de água sanitária tem cada vez maior peso no orçamento mensal, o ECOTANK oferece a máxima poupança. Pois este foi especificamente pensado e adaptado ao aquecimento eficiente e muito económico de água sanitária, proporcionando um custo muito reduzido.

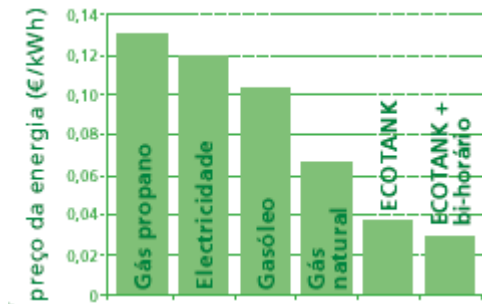


Figura 47: Comparativo de custos de energia (Ref. 7)

O ECOTANK permite ainda a desumidificação do ambiente. O seu funcionamento normal proporciona um efeito de desumidificação do ar ambiente, tornando muito interessante a sua colocação numa lavandaria ou cave, onde se poderá beneficiar gratuitamente desta vantagem.



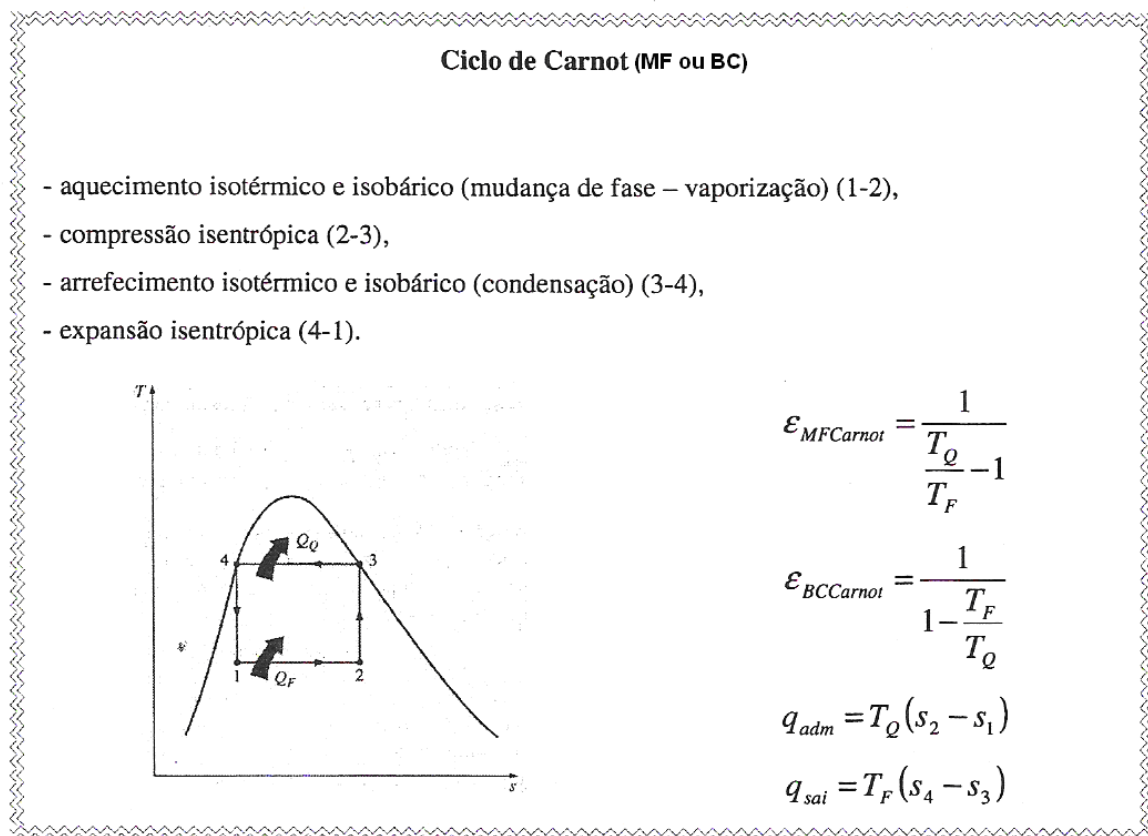
Figura 48: Efeito desumidificador do ECOTANK (Ref. 7)

5. Cálculos para a bomba de calor

5.1 Análise da bomba de calor

Para o cálculo da eficiência energética e exergética adoptou-se um modelo de ciclo para o refrigerante R-134a.

Primeiramente pensou-se no ciclo de Carnot (MF ou BC). Pois, o ciclo de Carnot é um ciclo totalmente reversível, pelo que pode funcionar como motor térmico ou como máquina frigorífica. Os processos do ciclo são obviamente os mesmos:



Quadro 1: Ciclo de Carnot (MF ou BC)

Porém, este ciclo implica considerar as temperaturas constantes à entrada e saída do evaporador e condensador, respectivamente. Como se pode verificar

no registo das temperaturas (Tabela 2), tal não acontece. Além disso, fazer essa consideração seria fugir muito à realidade da bomba de calor ECOTANK.

Já foi referenciado anteriormente que o objectivo da máquina frigorífica é retirar calor de um reservatório de calor a temperatura reduzida. Isto implicará a rejeição desse calor num reservatório de calor a temperatura mais elevada. Também já foi referenciado que o objectivo da bomba de calor é fornecer a energia térmica num reservatório de calor a temperatura elevada. Isto implicará retirar essa energia térmica de um reservatório de calor a temperatura reduzida. Com isto conclui-se que a bomba de calor e a máquina frigorífica são fisicamente a mesma máquina, apenas diferindo o objectivo térmico.

O transporte de energia térmica de um reservatório de calor a baixa temperatura para um reservatório de calor a temperatura mais elevada, respectivamente, não ocorre espontaneamente. Este transporte exige o uso de equipamentos especiais, os quais são denominados máquinas frigoríficas/bombas de calor, respectivamente, tendo as seguintes características:

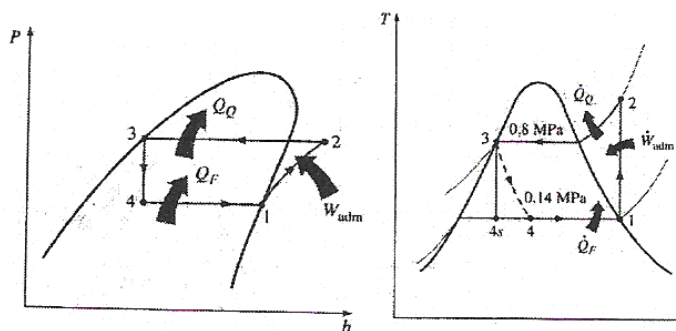
- Recebem trabalho de um reservatório de trabalho (neste caso do compressor, movido por energia eléctrica).
- Retiram calor de um reservatório de calor a temperatura reduzida (neste caso do ar ambiente).
- Transportam calor para um reservatório de calor a temperatura elevada (neste caso para o acumulador de 300 litros de água).
- Operam segundo um ciclo termodinâmico.
- Utilizam um fluido no transporte e conversão de energia denominado fluido de trabalho (neste caso o refrigerante R134-a).

Uma aproximação realista ao ciclo termodinâmico de Carnot é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Ciclo de refrigeração por compressão de vapor (ideal)

É o ciclo de refrigeração mais usual, sendo obtido a partir do ciclo de Carnot. São eliminadas as impossibilidades de realização prática, i.e., a vaporização do fluido de trabalho é completa antes do processo de compressão e a expansão na turbina é substituída por uma expansão numa válvula de laminagem. O ciclo é constituído por quatro processos:

- compressão isentrópica (1-2),
- arrefecimento isobárico (condensação) (2-3),
- expansão isentálpica (3-4),
- aquecimento isobárico (vaporização) (4-1).



$$\varepsilon_{MF} = \frac{q_{adm}}{w_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$\varepsilon_{BC} = \frac{q_{sai}}{w_c} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

$$ER = q_{adm} = h_1 - h_4$$

$$EA = q_{sai} = h_3 - h_2$$

Quadro 2: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor (ideal)

5.2 Registo das grandezas medidas na bomba de calor

Os sensores inseridos na instalação da bomba de calor ECOTANK, numerados de 6 a 13 (Figura 51), foram mergulhados dentro de um recipiente a 25°C e foram calibrados à essa temperatura através do controlador UVR 1611, antes de ser efectuado o ensaio. Depois foram ligados ao controlador UVR 1611. Por sua vez este controlador comunicou os valores dos sensores ao computador através de uma ligação por cabo USB e outras vezes via Internet. O controlador registou os valores dos sensores diariamente e por intervalo de tempo contínuo

definido por nós. Para além dos valores dos sensores serem visualizados no próprio visor do controlador, o programa Winsol inserido no computador também fazia a leitura dos mesmos e efectuava os respectivos gráfico e folha de registo que se pode converter para o programa Excel.

No dia 28 de Junho de 2008 esvaziou-se a água quente do acumulador de 300 litros do ECOTANK e voltou-se a encher com água fria, depois ter fechado a saída de água de modo a não haver consumo. Às 16H40min50s ligou-se a bomba de calor para aquecer os novos 300 litros de água e nesse instante os sensores inseridos no fundo (10), meio (11) e topo (12) do acumulador (Figura 51) registavam 27,9 °C, 28 °C e 29,4 °C, respectivamente, como se pode verificar na folha de Excel do anexo A, efectuada com o programa Winsol. Assim, a temperatura média inicial registada no arranque do aquecimento dos 300 litros de água foi de aproximadamente $\bar{T}_i = (27,9+28+29,4)/3 = 28,4$ °C.

A bomba de calor foi programada para aquecer a água até aos 55 °C e desligar cinco minutos após o sensor 11, a meio do acumulador, detectar essa temperatura. Visto que o controlador não fez o registo de valores no instante em que a água a meio do acumulador atingiu os 55 °C, efectuou-se uma interpolação para obter esse tempo. Então, para $((55-54,6)/(55,4-54,6)) \times (16.00-7.00) + 7.00 = 11.70 = 12\text{min}10\text{s}$, às 21H12min10s o sensor 11 detectou os 55 °C e a bomba de calor ainda funcionou até às 21H12min10s+5min = 21H17min10s , registando também por interpolação, 55,2 °C, 55,5 °C e 54,1 °C nos sensores 10, 11 e 12 respectivamente, como se pode verificar no anexo A. Nos instantes seguintes é normal verificar-se que aumentou a temperatura do sensor 11 na folha de Excel, devido à estratificação (a água fria força a quente a subir) da água quente perto do condensador para o topo do acumulador, até estabilizar quando a temperatura da água no acumulador fica praticamente uniforme. Assim, a temperatura média final registada na paragem da bomba de calor e do aquecimento dos 300 litros de água foi de aproximadamente $\bar{T}_f = (55,2+55,5+54,1)/3 = 54,9$ °C.

Na tabela seguinte estão os valores médios registados nos sensores da bomba de calor e calculados no anexo A.

Depois vem o respectivo gráfico (Gráfico 1).

Designação		Valores
\bar{T}_i - Temperatura média inicial da água no acumulador sanitário de 300 litros		28,4 °C
\bar{T}_f - Temperatura média final da água no acumulador sanitário de 300 litros		54,9 °C
$\bar{T}_0 = \bar{T}_{13}$ - Temperatura média ambiente no local da bomba de calor		29,9 °C
p_0 - Pressão atmosférica (1 atmosfera)		101,325 kPa
Evaporador		
\bar{T}_6 - Temperatura média do gás à entrada do evaporador (sensor 6)		-24,6 °C
\bar{T}_7 - Temperatura média do gás à saída do evaporador (sensor 7)		16,8 °C
Temperatura média da superfície exterior do evaporador	à entrada ($\bar{T}_{se_{Evap Ent}}$)	-24,6 °C
	à saída ($\bar{T}_{se_{Evap Saída}}$)	16,8 °C
	média ($\bar{T}_{se_{Evap meio}} = \frac{-24,6 + 16,8}{2}$)	-7,8 °C
Condensador		
\bar{T}_8 - Temperatura média do gás à entrada do condensador (sensor 8)		71 °C
\bar{T}_9 - Temperatura média do gás à saída do condensador (sensor 9)		35,8 °C
Temperatura média da superfície exterior do condensador	à entrada ($\bar{T}_{se_{Comp Ent}}$)	71 °C
	à saída ($\bar{T}_{se_{Comp Saída}}$)	35,8 °C
	média ($\bar{T}_{se_{Comp meio}} = \frac{71 + 35,8}{2}$)	53,4 °C

Tabela 2: Valores médios registados nos sensores da bomba de calor

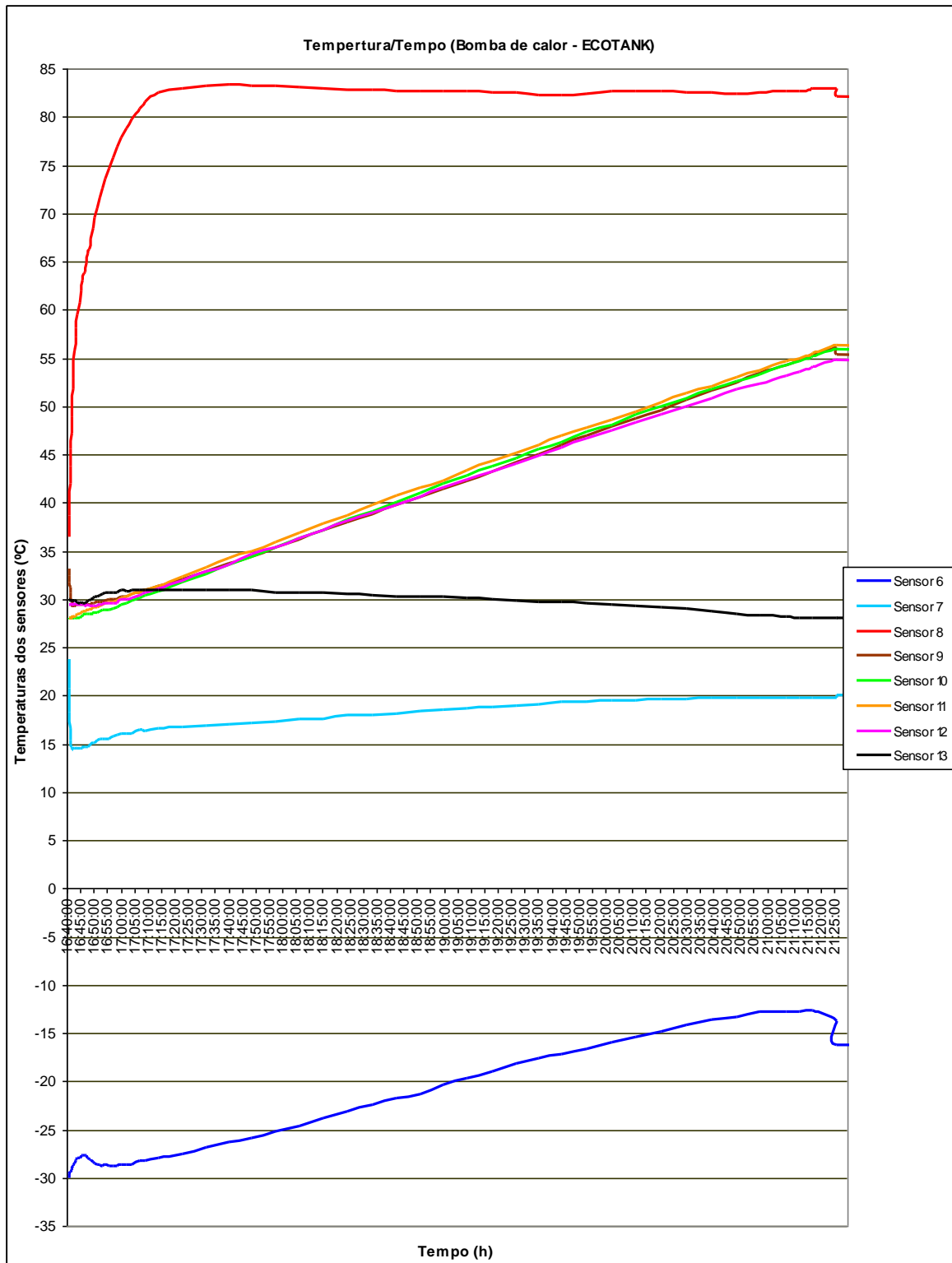


Gráfico 1: Variação de temperatura em função do tempo dos sensores inseridos na bomba de calor ECOTANK

• Determinação das propriedades da água e do gás frigorígeno R-134a

Considerações para determinação das propriedades da água e do gás frigorígeno R-134a:

- ⇒ Perda de carga nas condutas desprezível.
- ⇒ Tubagens de ligação adiabáticas pela eficiência do isolamento térmico (não há trocas de calor com o exterior).
- ⇒ Evaporação e sobreaquecimento isobáricos ($p=\text{const.}$) no evaporador.
- ⇒ Compressor adiabático (o real não é).
- ⇒ Condensação e subarrefecimento isobáricos ($p=\text{const.}$) no condensador.
- ⇒ Expansão na válvula realizada a entalpia constante ($h=\text{const.}$), sem trocas de calor ou de trabalho.
- ⇒ Água líquida incompressível no acumulador sanitário.
- ⇒ O ar contido na sala onde está instalada a bomba de calor não efectua trocas de calor nem de trabalho com as paredes que o envolvem.
- ⇒ O ar contido na sala onde está instalada a bomba de calor só troca energia com o evaporador da bomba de calor, sendo essa transferência de energia apenas sob forma calor e não de trabalho.
- ⇒ O ar contido na sala onde está instalada a bomba de calor constitui um sistema fechado.
- ⇒ Não existem variações de energia cinética e potencial entre a entrada e a saída dos elementos analisados.

Propriedades da água líquida:

Considerando a água líquida incompressível no estado de líquido saturado, pode-se determinar a entalpia e entropia da água líquida através da tabela A-4 do anexo C (Ref. 12), para \bar{T}_i e \bar{T}_f (temperatura média inicial e final da água no acumulador sanitário de 300 litros, respectivamente).

Assim, obtém-se,

	h	s
$\bar{T}_i = 28,4\text{ }^\circ\text{C}$	$h_{H_2O_i} = 119,10\text{ kJ/kg}$	$s_{H_2O_i} = 0,4147\text{ kJ/kgK}$
$\bar{T}_f = 54,9\text{ }^\circ\text{C}$	$h_{H_2O_f} = 229,81\text{ kJ/kg}$	$s_{H_2O_f} = 0,7666\text{ kJ/kgK}$

Tabela 3: Entalpia e entropia da água líquida

$m_{H_2O} \Rightarrow$ Massa de água no acumulador de 300 litros \cong 300kg da mesma substância.

Como,

$t_{cond} \Rightarrow$ Tempo de funcionamento do condensador da bomba de calor =
 $t_f - t_i = 21h17\text{ min }10s - 16h40\text{ min }50s = 4h36\text{ min }20s = 16580\text{ s} = 4,606\text{ h}$ (Anexo A)

Então,

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{t} \quad (5.1)$$

$$\Leftrightarrow \dot{m}_{H_2O} = \frac{300}{4,606} = 65,13\text{ kg/h}$$

Propriedades do gás frigorigénio R-134a:

No anexo B das características técnicas do compressor Danfoss SC15G é possível verificar que o fluido refrigerante R-134a é um óleo sintético AB46 e que no quadro de especificações gerais a carga de óleo é de 0,6litros \cong 0,6kg da mesma substância \cong 600g. Além disso, na placa de características inserida sobre a superfície da bomba de calor ECOTANK, está a indicação do fabricante de que a carga de R-134a foi de 600g.

Para além disso, como o refrigerante R-134a opera em circuito fechado e rígido, significa que o seu volume total é constante, mas o volume específico varia em cada processo do ciclo.

Analisando o ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal (Figura 49), verifica-se que no evaporador e no condensador o refrigerante muda de fase, vaporização de 6 para 7 e condensação de 8 para 9. Então pode-se concluir que o refrigerante preenche totalmente o circuito fechado no qual circula, pois a fase vapor irá preencher o volume não ocupado pela fase líquida.

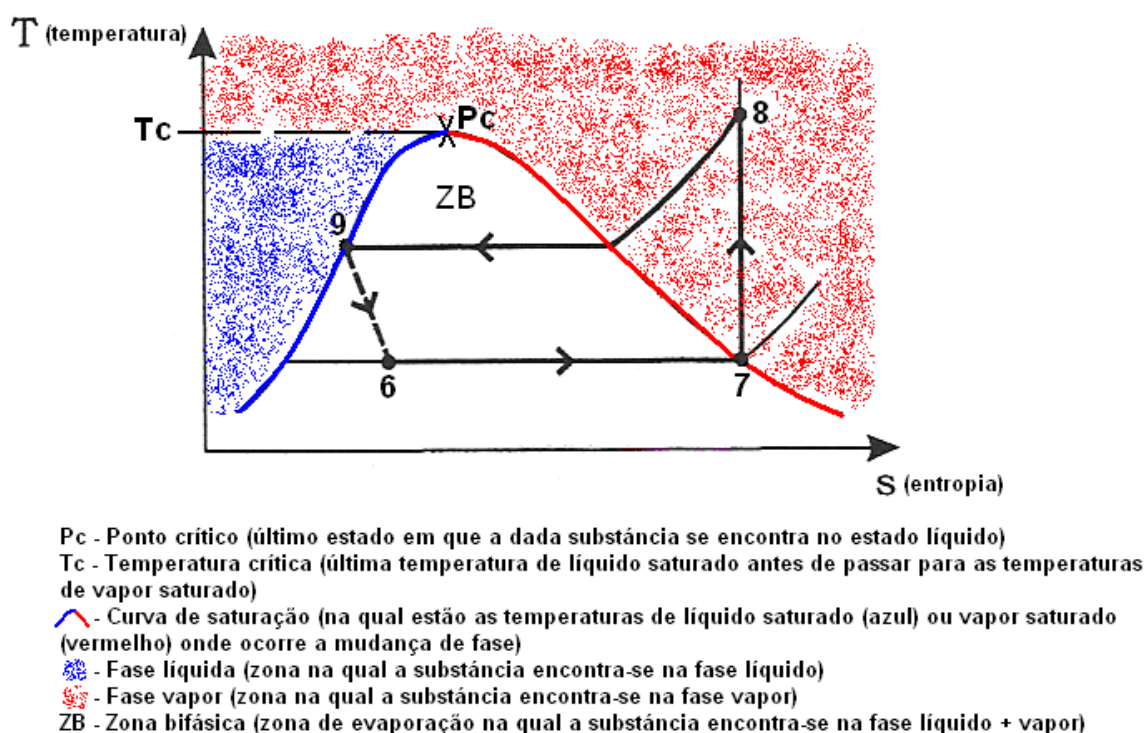


Figura 49: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal (Ref. 10)

Como os valores de entalpia e entropia do refrigerante R-134a variam conforme o estado termodinâmico do refrigerante, os pontos 6,7,8 e 9 do ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal (Figura 49), podem deslocar-se conforme os novos valores de temperatura e pressão referentes ao ensaio efectuado.

Sendo assim, primeiramente é necessário determinar a pressão do refrigerante R-134a em função dos valores de temperatura registados, e consequentemente, as respectivas entalpias e entropias (Tabela 4).

As pressões obtêm-se por interpolação da tabela dos valores de pressão em função da temperatura do anexo D, tendo em conta que os processos que ocorrem no evaporador e no condensador são isobáricos. Logo, a pressão à saída do evaporador (estado 7) será igual à da entrada (estado 6) e a pressão à entrada do condensador (estado 8) será igual à da saída (estado 9).

Depois são utilizadas as tabelas do anexo C (Ref. 12), para determinar por interpolação, as respectivas entalpia e entropia do refrigerante R-134a no seu respectivo estado, para as pressões determinadas e temperaturas registadas.

Olhando para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal (Figura 49), verifica-se que o estado 7 está sobre a curva de saturação, num ponto de vapor saturado. No entanto, analisando a tabela A-12 ou A-13 anexo C (Ref. 12), verifica-se por interpolação que para a pressão de 0,083 MPa, a temperatura de saturação é de -30,95 °C. Isto significa que para os 16,8 °C de temperatura registados no estado 7, este já não se encontra na fase de vapor saturado, mas sim de vapor sobreaquecido, visto que do estado 6 para o 7 há evaporação (do estado bifásico para vapor). Logo, do ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal (Figura 49), para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal obtido no ensaio (Figura 50), vai haver um deslocamento do estado 7 para o estado 7a (do estado 7 de saturação para o estado 7a sobreaquecido).

Este deslocamento irá implicar o deslocamento do estado 8 para o estado 8a, visto que o ciclo opera à entropia constante do estado 7 para o 8. Sendo assim, o estado 8a continua na fase de vapor sobreaquecido (Figura 50).

Quanto ao estado 9, no ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal (Figura 49), está sobre a curva de saturação, num ponto de líquido saturado.

No entanto, analisando a tabela A-12 do anexo C (Ref. 12), verifica-se por interpolação que para a pressão de 0,8071 MPa, a temperatura de saturação é de 31,63 °C. Isto significa que para os 35,8 °C de temperatura registados no estado 9, este já não se encontra na fase de líquido saturado, mas sim de líquido subarrefecido, visto que do estado 8 para o 9 há condensação (estado vapor para líquido). Logo, do ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal (Figura 49), para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal obtido no ensaio

(Figura 50), vai haver um deslocamento do estado 9 para o estado 9a (do estado 9 de saturação para o estado 9a subarrefecido).

Como não foi possível encontrar tabelas do refrigerante R-134a para o estado de líquido subarrefecido, para o estado 9a consideram-se os valores da tabela A-11 do anexo C (Ref. 12) para líquido saturado à mesma temperatura.

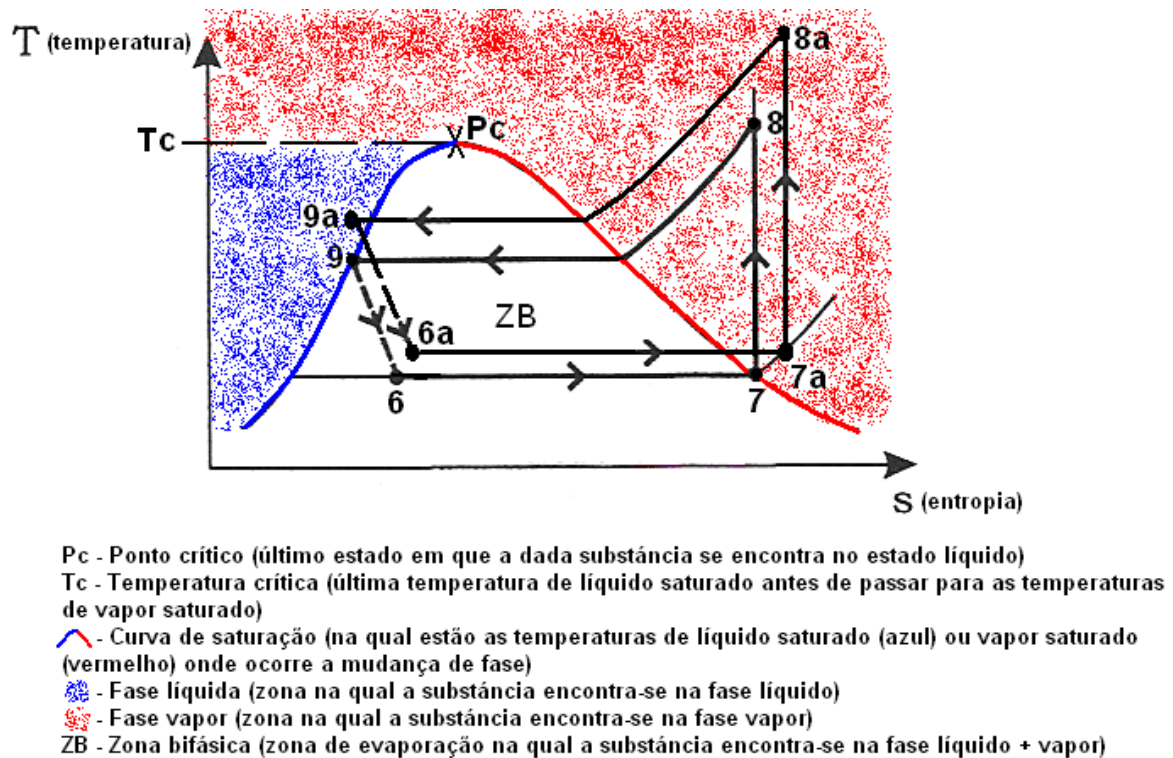


Figura 50: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal obtido no ensaio

O deslocamento do estado 9 para 9a irá implicar o deslocamento do estado 6 para o estado 6a, à partida sempre na zona bifásica (Figura 50). De qualquer modo, determina-se de seguida o título do estado 6a para confirmar:

Na tabela de líquido saturado A-11 do anexo C (Ref. 12), é possível determinar a entalpia da zona bifásica para a respectiva temperatura, mas não a entropia.

Como no diagrama p,h (pressão, entalpia) do ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal (Quadro 2), observa-se que a expansão que ocorre na válvula realiza-se a entalpia constante ($h = \text{const.}$), a entalpia à saída da válvula

de expansão (estado 6a) será a mesma que à entrada (estado 9a). Assim é possível determinar o título e a entropia do refrigerante no estado 6a.

$$h_{6a} = h_f + X_{6a}(h_g - h_f) \quad (5.2)$$

Para $\bar{T}_6 = -24,6^\circ\text{C}$ tem-se,

$h_f = 18,55 \text{ kJ/kg} \Rightarrow$ Entalpia do refrigerante R-134a no estado de líquido saturado

$h_g = 232,48 \text{ kJ/kg} \Rightarrow$ Entalpia do refrigerante R-134a no estado de vapor saturado

$$h_{6a} = h_{9a} = 99,96 \text{ kJ/kg (a)}$$

$X_6 \Rightarrow$ Título do refrigerante R-134a no estado de líquido + vapor

$$\Leftrightarrow 99,96 = 18,55 + X_{6a}(232,48 - 18,55) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow X_{6a} = 0,38 \quad [c.q.d.]$$

Como seria de esperar, o título calculado indica que o estado 6 é de líquido + vapor, pois:

Se $X = 0 \Rightarrow$ Estado líquido saturado

Se $X = 1 \Rightarrow$ Estado vapor saturado

Se $0 < X < 1 \Rightarrow$ Estado líquido + vapor (zona bifásica)

$$s_{6a} = s_f + X_{6a}(s_g - s_f) \quad (5.3)$$

Para $\bar{T}_6 = -24,6^\circ\text{C}$ tem-se,

$s_f = 0,0768 \text{ kJ/kgK} \Rightarrow$ Entropia do refrigerante R-134a no estado de líquido saturado

$s_g = 0,9376 \text{ kJ/kgK} \Rightarrow$ Entropia do refrigerante R-134a no estado de vapor saturado

$$\Leftrightarrow s_{6a} = 0,0768 + 0,38 \times (0,9376 - 0,0768) = 0,4039 \text{ kJ/kgK (a)}$$

Por fim, apresenta-se a seguinte tabela resumo das propriedades do refrigerante R-134a, para os novos estados obtidos no ensaio:

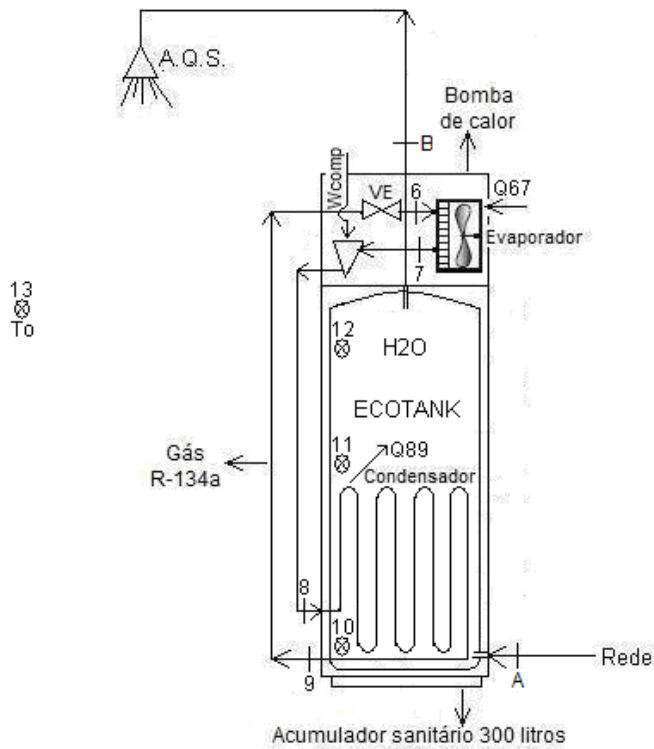
	\bar{T}	p	h	s
Estado 6a	-24,6 °C	0,83 bar = 0,083 MPa = 83 kPa	99,96 kJ/kg (a)	0,4039 kJ/kgK (a)
Estado 7a	16,8 °C	0,83 bar = 0,083 MPa = 83 kPa	267,66 kJ/kg (b) (A-13 anexo C)	1,0921 kJ/kgK (b) (A-13 anexo C)
Estado 8a	71 °C	8,071 bar = 0,8071 MPa = 807,1 kPa	306,44 kJ/kg (c) (A-13 anexo C)	1,0366 kJ/kgK (c) (A-13 anexo C)
Estado 9a	35,8 °C	8,071 bar = 0,8071 MPa = 807,1 kPa	99,96 kJ/kg (d) (A-11 anexo C)	0,3669 kJ/kgK (d) (A-11 anexo C)
Estado morto	29,9 °C (303 K)	101,325 kPa	303,21 kJ/kg	1,7120 kJ/kgK

Tabela 4: Propriedades do refrigerante R-134a

$$\begin{aligned} h_{(p=0,06MPa)} &= [(16,8 - 10)/(20 - 10)] \times (270,89 - 262,41) + 262,41 = 268,18 \text{ kJ/kg} \\ h_{(p=0,1MPa)} &= [(16,8 - 10)/(20 - 10)] \times (270,02 - 261,43) + 261,43 = 267,27 \text{ kJ/kg} \\ s_{(p=0,06MPa)} &= [(16,8 - 10)/(20 - 10)] \times (1,1267 - 1,0973) + 1,0973 = 1,1173 \text{ kJ/kgK} \\ \text{(b)} \quad s_{(p=0,1MPa)} &= [(16,8 - 10)/(20 - 10)] \times (1,0829 - 1,0531) + 1,0531 = 1,0734 \text{ kJ/kgK} \\ h_{7a} = h_{(p=0,083MPa)} &= [(0,083 - 0,06)/(0,1 - 0,06)] \times (267,27 - 268,18) + 268,18 = 267,66 \text{ kJ/kg} \\ s_{7a} = s_{(p=0,083MPa)} &= [(0,083 - 0,06)/(0,1 - 0,06)] \times (1,0734 - 1,1173) + 1,1173 = 1,0921 \text{ kJ/kgK} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & h_{(p=0.8MPa)} = [(71 - 70)/(80 - 70)] \times (316 - 305,5) + 305,5 = 306,55 \text{ kJ/kg} \\
 & h_{(p=0.9MPa)} = [(71 - 70)/(80 - 70)] \times (314,62 - 303,94) + 303,94 = 305,01 \text{ kJ/kg} \\
 & s_{(p=0.8MPa)} = [(71 - 70)/(80 - 70)] \times (1,0647 - 1,0345) + 1,0345 = 1,0375 \text{ kJ/kgK} \\
 \text{(c)} \quad & s_{(p=0.9MPa)} = [(71 - 70)/(80 - 70)] \times (1,0521 - 1,0214) + 1,0214 = 1,0245 \text{ kJ/kgK} \\
 & h_{8a} = h_{(p=0.807MPa)} = [(0,8071 - 0,8)/(0,9 - 0,8)] \times (305,01 - 306,55) + 306,55 = 306,44 \text{ kJ/kg} \\
 & s_{8a} = s_{(p=0.807MPa)} = [(0,8071 - 0,8)/(0,9 - 0,8)] \times (1,0245 - 1,0375) + 1,0375 = 1,0366 \text{ kJ/kgK} \\
 \\
 \text{(d)} \quad & h_{9a} = [(35,8 - 34)/(36 - 34)] \times (100,25 - 97,31) + 97,31 = 99,96 \text{ kJ/kg} \\
 & s_{9a} = [(35,8 - 34)/(36 - 34)] \times (0,3678 - 0,3584) + 0,3584 = 0,3669 \text{ kJ/kgK}
 \end{aligned}$$

A figura 51 representa a instalação da bomba de calor ECOTANK, com indicação de cada componente e dos sensores de temperatura, assim como a localização dos pontos referentes aos estados referenciados anteriormente, com especificação dos processos realizados entre eles:



W_{comp} : trabalho do compressor (tem a função de fazer circular o fluido elevando a pressão)

VE: Válvula de expansão onde ocorre a expansão do fluido (diminuição de pressão e de temperatura)

6 → 7 : Aquecimento isobárico ($p_6 = p_7$), com mudança de fase (vaporização)

7 → 8 : Compressão isentrópica ($s_7 = s_8$)

8 → 9 : Arrefecimento isobárico ($p_8 = p_9$), com mudança de fase (condensação)

9 → 6 : Expansão isentálpica ($h_9 = h_6$)

Figura 51: Instalação da bomba de calor ECOTANK (Ref. 7)

5.3 Análise de cada componente da bomba de calor

5.3.1 Análise do compressor

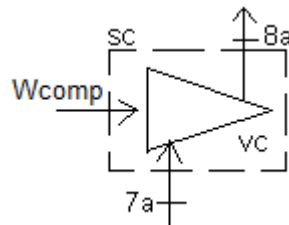


Figura 52: Compressor da bomba de calor

a) Balanço de energia no compressor

Aplicando a 1ª lei da termodinâmica para sistemas abertos com uma entrada e uma saída de massa, em que ocorre transferência de massa através da sua fronteira (superfície de controlo), por unidade de tempo, e regime permanente ($\dot{E}_{VC}=0$), tem-se,

$$\dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{SC} = \dot{E}_{VC} + \dot{m}_s \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s - \dot{m}_e \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e \Leftrightarrow (5.1)$$

Em muitas aplicações de engenharia pode-se considerar que os processos decorrem em condições de regime permanente. Nestes casos a acumulação de energia no sistema é nula ($\dot{E}_{VC}=0$), e a primeira lei pode escrever-se,

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{SC} = \dot{m}_s \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s - \dot{m}_e \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e \Leftrightarrow (5.2)$$

Para os estados de entrada e saída do compressor tem-se,

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{comp} - \dot{W}_{comp} = \dot{m}_{8a} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{8a} - \dot{m}_{7a} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{7a} \Leftrightarrow (5.3)$$

Regime permanente, então pelo p. c. m.: $\dot{m}_{7a} = \dot{m}_{8a} = \dot{m}_{R-134a}$

Variação de energia cinética nula: $V_{7a} \cong V_{8a} \Rightarrow V_{8a} - V_{7a} \cong 0$

Variação de energia potencial nula: $z_{7a} \cong z_{8a} \Rightarrow z_{8a} - z_{7a} \cong 0$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{comp} - \dot{W}_{comp} = \dot{m}_{R-134a} \times (h_{8a} - h_{7a}) \Leftrightarrow (5.4)$$

$\dot{Q}_{comp} = 0 \Rightarrow$ Considerando que o compressor é adiabático (o real não é).

$$\Leftrightarrow -\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{R-134a} \times (h_{8a} - h_{7a}) \Leftrightarrow (5.5)$$

Como é considerado regime permanente, o caudal mássico do refrigerante (\dot{m}_{R-134a}) que circula na instalação da bomba de calor é constante.

Como não foi possível medir o caudal mássico, nem encontrá-lo nos dados do fabricante, este será determinado pela equação (5.5), após obtenção da potência fornecida ao compressor da bomba de calor.

A energia “não gratuita” sob forma de trabalho consumida da rede eléctrica pelo compressor e pelo ventilador do evaporador ($W_{comp+vent}$) foi obtida no ensaio através de um contador tradicional. Este indicou 2,85kWh quando a bomba de calor desligou, após a água do acumulador ter atingido 55°C mais os cinco minutos de funcionamento complementares estabelecidos no controlador, totalizando as 4h36min20s. Então, a energia sob forma de trabalho fornecida ao compressor e ventilador durante o tempo de funcionamento da bomba de calor é,

$$W_{comp+vent} = 2,85 \text{ kWh}$$

Logo, o compressor e ventilador da bomba de calor consomem 2085W de energia sob forma de trabalho da rede eléctrica, para aquecer os 300 litros de água durante as 4h36min20s de funcionamento.

Como a potência é a energia ou trabalho por unidade de tempo,

$$P = \frac{W}{t} \Leftrightarrow P_{comp+vent} = \dot{W}_{comp+vent} = \frac{W_{comp+vent}}{t_{comp+vent}} \Leftrightarrow (5.6)$$

Em que,

$t_{comp+vent} \Rightarrow$ Tempo de funcionamento da ventoinha e do compressor =
 $t_f - t_i = 21h17\text{ min }10s - 16h40\text{ min }50s = 4h36\text{ min }20s = 4,606\text{ h}$ (Anexo A)

Então,

$$\Leftrightarrow \dot{W}_{comp+vent} = \frac{2,85\text{ kW.h}}{4,606\text{ h}} = 0,619\text{ kW}$$

Logo, a potência calorífica sob forma de trabalho absorvida pela ventoinha e compressor da bomba de calor por cada hora de funcionamento é de 0,619kW = 619W.

Admitindo que este valor tem um acréscimo de potência resultante do consumo do ventilador, menor que 5% quando comparado com o do compressor, a potência absorvida pelo compressor é,

$$\dot{W}_{comp} = 0,619 - (0,05 \times 0,619) = 0,5881\text{ kW}$$

Por sua vez, a energia sob forma de trabalho consumida pelo compressor é,

$$P = \frac{W}{t} \Leftrightarrow W = P \times t \Leftrightarrow W_{comp} = \dot{W}_{comp} \times t_{comp} \Leftrightarrow (5.5)$$

$$\Leftrightarrow W_{comp} = 0,5881 \times 4,606 = 2,71 \text{ kWh}$$

A potência sob forma de trabalho do compressor é negativa porque é absorvida pelo compressor da rede eléctrica, logo,

$$\dot{W}_{comp} = -0,5881 \text{ kW}$$

Substituindo a potência absorvida pelo compressor na equação (5.5), é possível determinar o caudal mássico do refrigerante R-134a.

$$\Leftrightarrow -\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{R-134a} \times (h_{8a} - h_{7a}) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow -(-0,5881) = \dot{m}_{R-134a} \times (306,44 - 267,66) \Leftrightarrow \dot{m}_{R-134a} = 0,01517 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{R-134a} = 0,01517 \text{ kg/s} \times 3600 \text{ s} = 54,61 \text{ kg/h}$$

Como considera-se regime permanente, pode-se dizer que este é o caudal mássico em qualquer secção da instalação da bomba de calor.

b) Balanço de entropia no compressor

Aplicando a 2ª lei da termodinâmica para sistemas abertos, com uma entrada e uma saída de massa, a temperatura constante no compressor, por unidade de tempo e regime permanente, a equação de balanço de entropia é,

$$\boxed{(\dot{S}_{ger})_{VC} = \dot{m}_s s_s - \dot{m}_e s_e - \frac{\dot{Q}_{VC}}{T}} \Leftrightarrow (5.6)$$

$$\Leftrightarrow (\dot{S}_{ger})_{comp} = \dot{m}_{8a}s_{8a} - \dot{m}_{7a}s_{7a} - \frac{\dot{Q}_{comp}}{T} \Leftrightarrow (5.7)$$

$\dot{Q}_{comp} = 0 \Rightarrow$ Compressor adiabático (não há troca de calor através do volume de controlo)

Regime permanente, então pelo p. c. m.: $\dot{m}_{7a} = \dot{m}_{8a} = \dot{m}_{R-134a}$

$$\Leftrightarrow (\dot{S}_{ger})_{comp} = \dot{m}_{R-134a} \times (s_{8a} - s_{7a}) \Leftrightarrow (5.8)$$

$$\Leftrightarrow (\dot{S}_{ger})_{comp} = 54,61 \times (1,0366 - 1,0921) = -3,0309 \text{ kJ/hK}$$

A taxa de geração de entropia no compressor não pode ser inferior a zero. Observando os valores da entropia específica do refrigerante R-134a no compressor, verifica-se que a entropia à saída é menor do que à entrada. Tal só é possível se o compressor perder calor para o ambiente. Este resultado vem mostrar que o compressor não é adiabático e que a taxa de saída de entropia associada à transferência de calor é superior à taxa de geração de entropia.

Como a temperatura média entre a saída do evaporador (7a) e a entrada do condensador (8a) é aproximadamente a temperatura do compressor $((16,8+71)/2=43,9^\circ\text{C})$ e é superior aos $29,9^\circ\text{C}$ do ar ambiente, percebe-se porque é que o compressor perde calor para o ar ambiente, isto é, não é adiabático.

Uma vez que não é possível calcular o valor da taxa de transferência de calor no compressor, não se justifica proceder ao seu balanço exergético.

c) Eficiência exergética no compressor

As bombas e os compressores são dispositivos que requerem trabalho para o seu funcionamento, como representado na figura 25. Em condições de regime permanente, fornece-se trabalho ($W_{7a8a} = W_{comp}$) e obtém-se/recupera-se

um acréscimo da exergia da corrente de fluido à saída ($\psi_s - \psi_e$). Assim, desprezando as variações das energias cinética e potencial, a eficiência exergética do compressor é dada por,

$$(\eta_{exerg})_{comp} = \frac{\psi_s - \psi_e}{|w|} = \frac{\psi_{8a} - \psi_{7a}}{|w_{comp}|} \Leftrightarrow (5.9)$$

Da equação (5.3) do balanço de energia em a) temos que,

$$-\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{R-134a}(h_{8a} - h_{7a}) \Leftrightarrow$$

Multiplicando ambos os membros pelo tempo,

$$\Leftrightarrow -W_{comp} = m_{R-134a}(h_{8a} - h_{7a}) \Leftrightarrow (5.10)$$

Dividindo ambos os membros pela massa de refrigerante R-134a,

$$\Leftrightarrow -w_{comp} = (h_{8a} - h_{7a}) (5.11)$$

Logo,

$$\Leftrightarrow (\eta_{exerg})_{comp} = \frac{\psi_{8a} - \psi_{7a}}{|(h_{8a} - h_{7a})|} \Leftrightarrow (5.12)$$

A exergia ou trabalho útil máximo para escoamento de um fluido em regime permanente a entrar e a sair num volume de controlo em que T_0 é propriedade da corrente de fluido no estado morto é,

$$W_{útil,máx} = \psi_e - \psi_s = (h_e - h_s) - T_0(s_e - s_s) (5.13)$$

$$\Leftrightarrow \psi_{7a} - \psi_{8a} = (h_{7a} - h_{8a}) - T_0(s_{7a} - s_{8a}) (5.14)$$

$$\Leftrightarrow \psi_{8a} - \psi_{7a} = (h_{8a} - h_{7a}) - T_0 (s_{8a} - s_{7a}) \quad (5.15)$$

$$\Leftrightarrow \psi_{8a} - \psi_{7a} = (306,44 - 267,66) - 303 \times (1,0366 - 1,0921) = 55,5965 \text{ kJ/kg}$$

Então, da equação (5.12) tem-se,

$$\Leftrightarrow (\eta_{\text{exerg}})_{\text{comp}} = \frac{\psi_{8a} - \psi_{7a}}{(h_{8a} - h_{7a})} = \frac{55,5965}{(306,44 - 267,66)} = 1,43$$

A eficiência exergética não pode ser superior a 1. Este valor vem mais uma vez confirmar que o compressor não é adiabático, o que interfere no valor real de W_{comp} .

Calculando a eficiência exergética do compressor tendo em conta a energia total “não gratuita” fornecida sob forma de trabalho, registada no contador tradicional instalado, que é,

$$(W_{\text{comp}})_{\text{eléc.}} = 2,71 \text{ kWh}$$

e por sua vez a potência sob forma de trabalho por segundo, tem-se,

$$(\dot{W}_{\text{comp}})_{\text{eléc.}} = 0,59 \text{ kW}$$

Como $1\text{W}=1\text{J/s}$ e $1\text{kW} = 1\text{kJ/s}$, tem-se,

$$(\dot{W}_{\text{comp}})_{\text{eléc.}} = 0,59 \text{ kJ/s}$$

Para,

$t_{\text{cond}} \Rightarrow$ Tempo de funcionamento do condensador da bomba de calor =
 $t_f - t_i = 21\text{h}17 \text{ min } 10\text{s} - 16\text{h}40 \text{ min } 50\text{s} = 4\text{h}36 \text{ min } 20\text{s} = 16580 \text{ s} = 4,606 \text{ h}$ (Anexo A):

$$0,59 \text{ kJ} \rightarrow 1 \text{ s}$$

$$\left(\dot{W}_{comp}\right)_{el\acute{e}ct.} \rightarrow 16580 \text{ s}$$

Logo,

$$\left(\dot{W}_{comp}\right)_{el\acute{e}ct.} = 0,59 \times 16580 = 9782,20 \text{ kJ/h}$$

Atendendo a que o conteúdo exergético da energia eléctrica é igual à própria energia, da equação (5.9), a eficiência exergética é,

$$\Leftrightarrow \left(\eta_{exerg}\right)_{comp} = \frac{\psi_s - \psi_e}{|w|} = \frac{\psi_{8a} - \psi_{7a}}{\left|\left(\dot{w}_{comp}\right)_{el\acute{e}ct.}\right|} = \frac{\dot{m}_{R-134a} (\psi_{8a} - \psi_{7a})}{\left|\left(\dot{W}_{comp}\right)_{el\acute{e}ct.}\right|} = \frac{54,61 \times 55,5965}{9782,20} = 0,31 \times 100 = 31\%$$

Este valor indica que 31% da exergia contida na energia eléctrica fornecida ao compressor é transferida para a corrente de refrigerante R-134a.

5.3.2 Análise do condensador

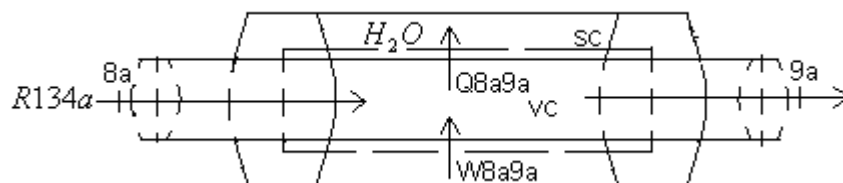


Figura 53: Condensador da bomba de calor como volume de controlo (VC) e sistema aberto, com uma entrada (8a) e uma saída (9a) de massa

a) Balanço de energia no condensador

Aplicando a 1ª lei da termodinâmica para sistemas abertos com apenas uma entrada e uma saída de massa em que ocorre transferência de massa através da sua fronteira (superfície de controlo - SC), por unidade de tempo e regime permanente ($\dot{E}_{VC} = 0$), temos,

$$\dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{SC} = \dot{E}_{VC} + \dot{m}_s \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s - \dot{m}_e \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e \Leftrightarrow \quad (5.16)$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{cond} - \dot{W}_{cond} = \dot{m}_s \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s - \dot{m}_e \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e \Leftrightarrow \quad (5.17)$$

$\dot{W}_{8a9a} = \dot{W}_{cond} = 0 \Rightarrow$ Nulo porque não há transferência de energia sob forma de trabalho através da superfície de controlo.

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{9a} \left(h_{9a} + \frac{V_{9a}^2}{2} + gz_{9a} \right) - \left(\dot{m}_{8a} \left(h_{8a} + \frac{V_{8a}^2}{2} + gz_{8a} \right) \right) \Leftrightarrow \quad (5.18)$$

Regime permanente, então pelo p. c. m.: $\dot{m}_{8a} = \dot{m}_{9a} = \dot{m}_{R-134a}$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{R-134a} \left[(h_{9a} - h_{8a}) + \left(\frac{V_{9a}^2 - V_{8a}^2}{2} \right) + g(z_{9a} - z_{8a}) \right] \Leftrightarrow \quad (5.19)$$

Varição de energia cinética nula: $V_{8a} \cong V_{9a} \Rightarrow V_{9a} - V_{8a} \cong 0$

Varição de energia potencial nula: $z_{8a} \cong z_{9a} \Rightarrow z_{9a} - z_{8a} \cong 0$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{R-134a} (h_{9a} - h_{8a}) \Leftrightarrow \quad (5.20)$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{cond} = 54,61 \times (99,96 - 306,44) = -11275,87 \text{ kJ/h} \Leftrightarrow$$

Como $1W=1J/s$ e $1kW = 1kJ/s$, para,

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{cond} = \frac{-11275,87}{3600} = -3,132 \text{ kJ} / s = -3,132 \text{ kW}$$

$\dot{Q}_{8a9a} = \dot{Q}_{cond} \Rightarrow$ Negativo porque o fluido refrigerante (R-134a) perde calor, isto é, ocorre transferência de calor do condensador para a água do acumulador. Os registos da diminuição de temperatura da entrada (8a) para a saída (9a) do condensador confirmam este facto.

Como a energia é a potência vezes o tempo,

$$E = P \times t \Leftrightarrow Q = \dot{Q} \times t \quad (5.21)$$

Então,

$$Q_{cond} = \dot{Q}_{cond} \times t_{cond} \Leftrightarrow \quad (5.22)$$

$$\Leftrightarrow Q_{cond} = -3,132 \times 4,606 = -14,43 \text{ kWh}$$

$Q_{8a9a} = Q_{cond} \Rightarrow$ Negativo porque o fluido refrigerante (R-134a) perde calor, isto é, ocorre transferência de calor do condensador para a água do acumulador.

O coeficiente de performance/funcionamento (COP) é utilizado para determinar o rendimento de um ciclo de refrigeração, contabilizando perdas e ganhos da instalação frigorífica.

Por outro lado, a eficiência energética ($\eta_{energ.}$) determina o rendimento da instalação global com os meios fornecedores ou dissipadores de energia, contabilizando perdas e ganhos da instalação frigorífica e da envolvente, conforme se poderá verificar no ponto 5.5 da análise geral da instalação.

Sendo assim, o COP é a eficiência térmica que é definida como sendo a razão entre a potência útil ganha e a potência fornecida, por unidade de tempo.

Então,

$$COP = \frac{\text{energia recuperada / obtida}}{\text{energia fornecida}} \quad (5.23)$$

Logo,

$$COP = \frac{\text{Calor cedido pelo condensador } (Q_{cond})}{\text{Trabalho fornecido pelo compressor e ventilador } (W_{comp+vent})} \Leftrightarrow \quad (5.24)$$

Em que,

Calor cedido pelo condensador (Q_{cond}) = *Calor extraído do meio ambiente* (Q_{evap}) + *Trabalho fornecido pelo compressor e ventilador do evaporador* ($W_{comp+vent}$)

Substituindo na equação anterior temos,

$$\Leftrightarrow COP = \frac{Q_{cond}}{W_{comp+vent}} = \frac{Q_{evap} + W_{comp+vent}}{W_{comp+vent}} = 1 + \frac{Q_{evap}}{W_{comp+vent}} > 1 \quad (5.25)$$

Quando a temperatura do ar exterior diminui, a temperatura de evaporação do fluido termodinâmico baixa e a diferença de temperatura entre o condensador e o evaporador aumenta, o que provoca uma diminuição do coeficiente de performance (COP) e da potência calorífica.

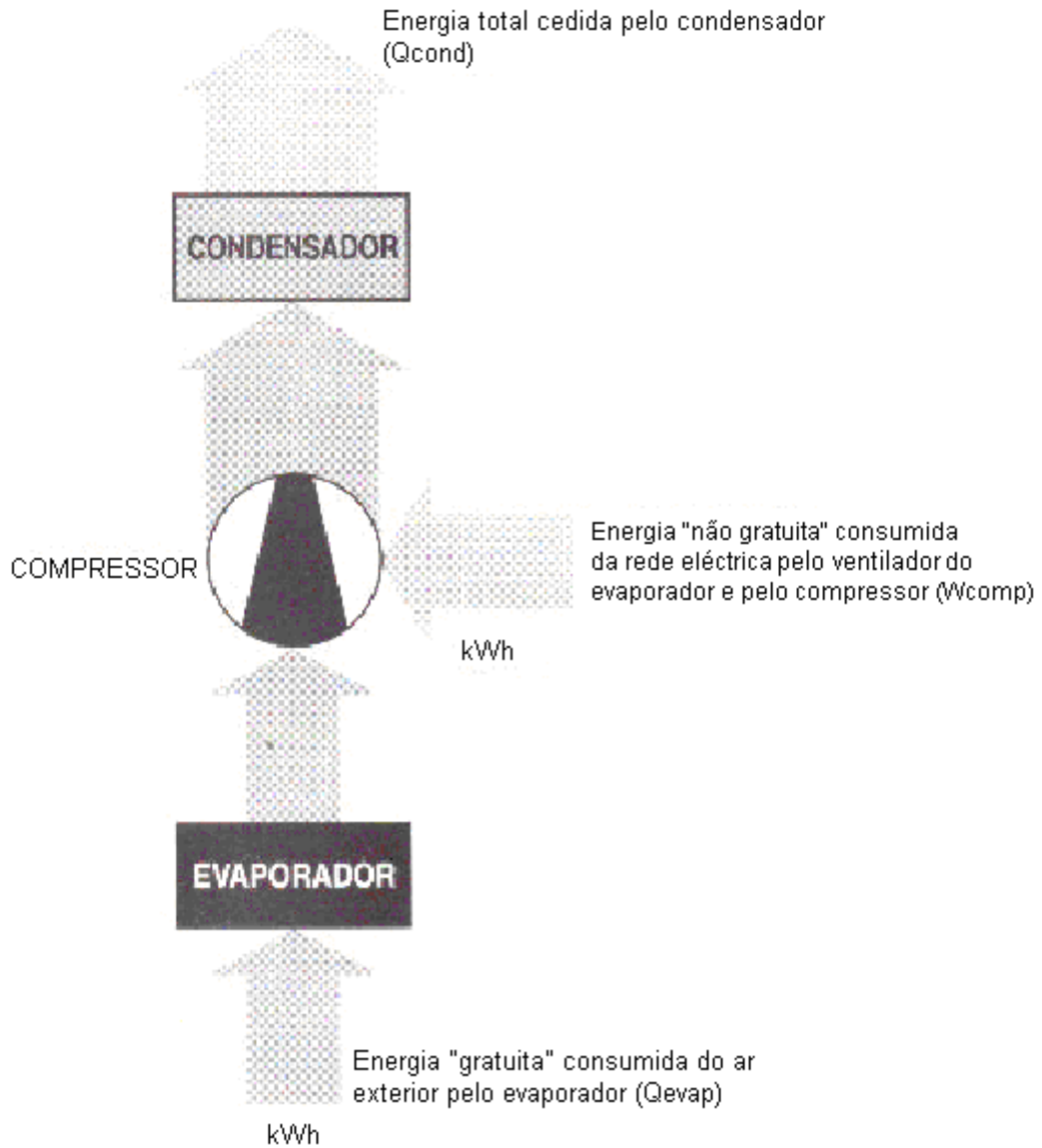


Figura 54: COP de uma bomba de calor (Ref. 2)

Da equação (5.24), para o COP da bomba de calor tem-se,

$$COP = \frac{Q_{cond}}{W_{comp+vent}} = \frac{14,43 \text{ kWh}}{2,85 \text{ kWh}} = 5,06 \cong 500\%$$

(ou)

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp+vent}} = \frac{3,132 \text{ kW}}{0,619 \text{ kW}} = 5,06 \cong 500\%$$

Este resultado significa que o ciclo frigorífico da bomba de calor ECOTANK consegue produzir cerca de 5 vezes mais do que aquilo que consome ($0,619\text{kW} \times 5,06 \cong 3,132\text{kW}$ por cada hora de funcionamento ou $2,85\text{kW.h} \times 5,06 = 14,43\text{kW.h}$ durante o tempo total de funcionamento).

b) Balanço de energia no condensador efectuado pelo fabricante

Após conversa com o fabricante da bomba de calor ECOTANK, ficou-se a saber que o método de determinação da energia e potência fornecida à água do acumulador é através da equação de quantidade de calor/energia absorvido por um corpo para passar de uma temperatura inicial (T_i) para outra final (T_f) é,

$$Q = m \times C_p \times \Delta T \quad (5.26)$$

Então a quantidade de calor/energia absorvida pela água do acumulador para passar da temperatura média inicial ($\bar{T}_i = 28,4^\circ\text{C} + 273,15 = 301,6\text{ K}$) para a temperatura média final ($\bar{T}_f = 54,9^\circ\text{C} + 273,15 = 328,1\text{ K}$) é,

$$Q_{H_2O} = m_{H_2O} \times C_{p_{H_2O}} \times (\bar{T}_f - \bar{T}_i) \Leftrightarrow \quad (5.27)$$

Em que,

$(\bar{T}_f - \bar{T}_i) \Rightarrow$ Diferencial de temperatura média entre o início e o final do aquecimento dos 300 litros de água no acumulador = $328,1 - 301,6 = 26,5\text{K}$

$C_{p_{H_2O}} \Rightarrow$ Calor específico da água para o diferencial de temperatura média ($(\bar{T}_f - \bar{T}_i) = 54,9 - 28,4 = 26,5^\circ\text{C}$), por interpolação dos valores da tabela de propriedades de líquidos, sólidos e alimentos vulgares A-3 (anexo C), tem-se,

$$C_{p_{H_2O}} = 4,18 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} = 4,18 \text{ kJ/kgK}$$

$m_{H_2O} \Rightarrow$ Massa de água no acumulador de 300 litros \cong 300kg da mesma substância.

Como a água do acumulador aquece devido à quantidade de calor/energia fornecido pelo condensador da bomba de calor, pode-se dizer que a quantidade de calor/energia absorvida pela água do acumulador (Q_{H_2O}) durante o tempo de funcionamento da bomba de calor, é a mesma que a fornecida pelo condensador da bomba de calor, então,

$$\Leftrightarrow Q_{H_2O} = Q_{89} = Q_{cond} = m_{H_2O} \times C_{p_{H_2O}} \times (\bar{T}_f - \bar{T}_i) \Leftrightarrow \quad (5.28)$$

Logo,

$$\Leftrightarrow Q_{cond} = 300 \times 4,18 \times 26,5 = 33231 \text{ kJ}$$

Como a potência é a energia ou trabalho por unidade de tempo,

$$P = \frac{E}{t} \quad (5.29)$$

Em que,

$t_{cond} \Rightarrow$ Tempo de funcionamento do condensador da bomba de calor =
 $t_f - t_i = 21h17 \text{ min } 10s - 16h40 \text{ min } 50s = 4h36 \text{ min } 20s = 16580 \text{ s} = 4,606 \text{ h}$ (Anexo A)

Então,

$$P_{cond} = \dot{Q}_{cond} = \frac{Q_{cond}}{t_{cond}} \Leftrightarrow \quad (5.30)$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{cond} = \frac{33321}{16580} = 2,01 \text{ kJ/s} \Leftrightarrow$$

Como $1\text{W}=1\text{J/s}$, então $1\text{kW}=1\text{kJ/s}$, logo,

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{cond} = 2,01 \text{ kW} = 2010 \text{ W}$$

Então a potência calorífica fornecida pelo condensador aos 300 litros de água do acumulador por cada hora de funcionamento é de 2010W.

Logo, a bomba de calor dissipa $2010\text{W} \times 4,606\text{h} = 9258\text{W.h} = 9,258\text{kWh}$ de calor/energia calorífica através do condensador, para aquecer os 300 litros de água durante as 4h36min20s de funcionamento, isto é,

$$\Leftrightarrow Q_{cond} = 9,258 \text{ kWh}$$

Em relação à potência calorífica de 2010W, verifica-se que é aproximada à de 1705 W indicada na placa de características da bomba de calor. Verifica-se um melhoramento da potência, talvez devido ao facto de no dia dos registos de temperaturas estar um dia muito quente ($\bar{T}_0 = 29,9^\circ\text{C}$), provavelmente mais quente do que no dia de registos do fabricante. Se tal, justifica haver um melhoramento das prestações da máquina e conseqüentemente do COP.

Porém, comparando os valores de energia e potência calorífica debitadas pelo condensador calculados em a) com os calculados em b) (pelo fabricante), verifica-se uma diferença significativa de $3,132 - 2,01 = 1,122\text{kW} = 1122\text{W}$ de potência e de $14,43 - 9,258 = 5,172 \text{ kWh}$ de energia. Esta diferença é devida ao facto do fabricante considerar a potência e energia absorvida pela água do acumulador igual às transferidas pelo condensador, sem ter em conta as propriedades do refrigerante R134-a para as temperaturas e pressões registadas. Como as prestações do refrigerante R-134a são superiores às da água, é normal obter-se uma potência e energia superiores às calculadas pelo fabricante.

Sendo assim, posteriormente serão assumidos os valores de potência e energia calculados em a).

Após obter a potência e energia calorífica dissipadas pelo condensador, o fabricante utilizou o mesmo método de determinação do coeficiente de performance/funcionamento (COP) adoptado em a).

Então, para o rendimento energético ou COP da bomba de calor, o fabricante obteve:

$$COP = \frac{Q_{cond}}{W_{comp+vent}} = \frac{9,258 \text{ kW.h}}{2,85 \text{ kW.h}} = 3,25 \cong 325\%$$

(ou)

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp+vent}} = \frac{2,01 \text{ kW}}{0,619 \text{ kW}} = 3,25 \cong 325\%$$

Este resultado significa que a bomba de calor ECOTANK consegue produzir cerca de 3,2 vezes mais do que aquilo que consome ($0,62\text{kW} \times 3,2419 \cong 2,01\text{kW}$ por cada hora de funcionamento ou $2,85\text{kW.h} \times 3,2484 = 9,258\text{kW.h}$ durante o tempo total de funcionamento). Este valor está próximo do valor de COP=3,1 indicado na placa de características da bomba de calor.

Como era de esperar, este valor é bastante inferior ao obtido em a), pelas mesmas razões enunciadas anteriormente.

c) Balanço de entropia no condensador

Aplicando a 2ª lei da termodinâmica para sistemas abertos, com uma entrada e uma saída de massa, a equação de balanço de entropia no condensador é,

$$\left(\frac{d\dot{S}_{ger}}{dt} \right)_{VC} = \frac{dm_s}{dt} s_s - \frac{dm_e}{dt} s_e - \frac{dQ}{dt} \times \frac{1}{T} \quad (5.31)$$

$$d\dot{Q} = \dot{m} \left(C_p \frac{dT}{T} + R \frac{dp}{p} \right) \Leftrightarrow \quad (5.36)$$

Como no condensador o processo é isobárico ($p = \text{const}$), então,

$$R \frac{dp}{p} = 0$$

Logo,

$$d\dot{Q} = \dot{m} C_p \frac{dT}{T} \quad (5.37)$$

Substituindo na equação (5.35) tem-se,

$$\Leftrightarrow (\dot{S}_{ger})_{cond} = \dot{m}_{R-134a} (s_{9a} - s_{8a}) - \frac{Q_{8a'9a}}{T_{9a}} - \int_{T_{8a}}^{T_{8a'}} \frac{\dot{m}_{R-134a} C_{pR-134a}}{T} \frac{dT}{T} \Leftrightarrow \quad (5.38)$$

Como considera-se \dot{m}_{R-134a} e $C_{pR-134a}$ constantes na gama de temperaturas medidas, vem,

$$\Leftrightarrow (\dot{S}_{ger})_{cond} = \dot{m}_{R-134a} (s_{9a} - s_{8a}) - \frac{Q_{8a'9a}}{T_{9a}} - \dot{m}_{R-134a} \times \int_{T_{8a}}^{T_{8a'}} C_{pR-134a} \times \frac{dT}{T^2} \Leftrightarrow \quad (5.39)$$

Da equação (5.20) tem-se que,

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{8a'9a} = \dot{m}_{R-134a} (h_{9a} - h_{8a})$$

Então,

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{8a'9a} = \dot{m}_{R-134a} (h_{9a} - h_{8a'}) \quad (5.40)$$

Logo, substituindo na equação (5.39), tem-se,

$$\Leftrightarrow (\dot{S}_{ger})_{cond} = \dot{m}_{R-134a} (s_{9a} - s_{8a}) - \frac{\dot{m}_{R-134a} (h_{9a} - h_{8a'})}{T_{9a}} - \dot{m}_{R-134a} \times C_{pR-134a} \int_{T_{8a}}^{T_{8a'}} \frac{dT}{T^2} \Leftrightarrow \quad (5.41)$$

$$\Leftrightarrow (\dot{S}_{ger})_{cond} = \dot{m}_{R-134a} (s_{9a} - s_{8a}) - \frac{\dot{m}_{R-134a} (h_{9a} - h_{8a'})}{T_{9a}} - \dot{m}_{R-134a} \times \left[-\frac{2}{T} \right]_{T_{8a}}^{T_{8a'}} \Leftrightarrow \quad (5.42)$$

$$\Leftrightarrow (\dot{S}_{ger})_{cond} = \dot{m}_{R-134a} (s_{9a} - s_{8a}) - \frac{\dot{m}_{R-134a} (h_{9a} - h_{8a'})}{T_{9a}} - \dot{m}_{R-134a} \times \left(\frac{-2}{T_{8a'}} - \frac{-2}{T_{8a}} \right) \Leftrightarrow \quad (5.43)$$

Na figura 53 pode-se visualizar que o ponto 8a' está sobre a curva de vapor saturado. Logo, através da tabela de refrigerante R-134a saturado A-11 do anexo C, para vapor saturado e $T_{8a'} = T_{9a} = 35,8^\circ C + 273,15 = 308,95 K$, tem-se:

$$h_{8a'} = \frac{35,8 - 34}{36 - 34} \times (266,40 - 265,45) + 265,45 = 266,31 \text{ kJ/kg}$$

Como considera-se $C_{pR-134a}$ constante na gama de temperaturas medidas, pode-se dizer que desde a temperatura média entre T_{8a} e $T_{8a'} = T_{9a}$ de $\frac{T_{8a} - T_{8a'}}{2} = \frac{71 + 35,8}{2} = 53,4^\circ C$ até a temperatura de por exemplo $T_{7a} = 16,8^\circ C$, $C_{pR-134a}$ é o mesmo.

Logo, da tabela A-3 do anexo C, para $T = 25^\circ C$ tem-se,

$$C_{pR-134a} = 1,42 \text{ kJ/kgK}$$

Substituindo na equação (5.43) vem,

$$\Leftrightarrow (\dot{S}_{ger})_{cond} = 54,61 \times (0,3669 - 1,0366) - \frac{54,61(99,96 - 266,3)}{308,95} - 54,61 \times \left(\frac{-2}{308,95} - \frac{-2}{344,15} \right) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow (\dot{S}_{ger})_{cond} = -7,1684 \text{ kJ/hK}$$

A taxa de irreversibilidade é,

$$\boxed{(\dot{i})_{cond} = T_0 (\dot{S}_{ger})_{cond} \Leftrightarrow} \quad (5.44)$$

$$\Leftrightarrow (\dot{i})_{cond} = 303 \times (-7,1684) = -2172 \text{ kJ/h}$$

d) Balanço de exergia no condensador

Exergia ou trabalho útil máximo para escoamento de um fluido em regime permanente a entrar e a sair num volume de controlo em que T_0 é propriedade da corrente de fluido no estado morto,

$$\boxed{W_{\text{útil,máx}} = \psi_e - \psi_s = (h_e - h_s) - T_0(s_e - s_s) \Leftrightarrow} \quad (5.45)$$

Para entrada 8a e saída 9a:

$$\psi_{8a} - \psi_{9a} = (h_{8a} - h_{9a}) - T_0(s_{8a} - s_{9a}) \Leftrightarrow \quad (5.46)$$

$$\Leftrightarrow \psi_{8a} - \psi_{9a} = (306,44 - 99,96) - 303 \times (1,0366 - 0,3669) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow W_{\text{útil,máx}} = \psi_{8a} - \psi_{9a} = 3,5609 \text{ kJ/kg}$$

A exergia do refrigerante R-134a diminui porque as suas condições aproximam-se das do estado morto.

Como a exergia é o trabalho útil máximo produzido a partir da energia disponível, significa que o condensador produz 3,5609 kJ de trabalho por cada quilograma de refrigerante R-134a.

Equação de balanço de exergia para sistemas abertos com uma entrada e uma saída de massa, em condições de regime permanente e por unidade de tempo,

$$\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{SC, \text{útil}} + \dot{m}_e \left(\psi + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e - \dot{m}_s \left(\psi + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s - T_0 \dot{S}_{ger} = 0 \Leftrightarrow \quad (5.47)$$

$\dot{W}_{SC, \text{útil}} = \dot{W}_{cond} = 0 \Rightarrow$ Nulo porque não há transferência de energia sob forma de trabalho através da superfície de controlo.

$$\Leftrightarrow \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{cond} + \dot{m}_{8a} \left(\psi_{8a} + \frac{V_{8a}^2}{2} + gz_{8a} \right) - \left[\dot{m}_{9a} \left(\psi_{9a} + \frac{V_{9a}^2}{2} + gz_{9a} \right) - T_0 (\dot{S}_{ger})_{cond} \right] = 0 \Leftrightarrow \quad (5.48)$$

Regime permanente, então pelo p. c. m.: $\dot{m}_{8a} = \dot{m}_{9a} = \dot{m}_{R-134a}$

$$\Leftrightarrow \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{cond} + \dot{m}_{R-134a} \left((\psi_{8a} - \psi_{9a}) + \left(\frac{V_{8a}^2 - V_{9a}^2}{2} \right) + g(z_{8a} - z_{9a}) \right) - T_0 (\dot{S}_{ger})_{cond} = 0 \Leftrightarrow \quad (5.49)$$

Varição de energia cinética nula: $V_{8a} \cong V_{9a} \Rightarrow V_{8a} - V_{9a} \cong 0$

Varição de energia potencial nula: $z_{8a} \cong z_{9a} \Rightarrow z_{8a} - z_{9a} \cong 0$

$$\Leftrightarrow \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{cond} + \dot{m}_{R-134a} (\psi_{8a} - \psi_{9a}) = T_0 (\dot{S}_{ger})_{cond} \Leftrightarrow \quad (5.50)$$

Como,

$$T_0(\dot{S}_{ger})_{cond} = (\dot{I})_{cond},$$

Para,

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{33231 \text{ kJ}}{4,606 \text{ h}} = 7215 \text{ kJ/h}$$

e

$$\bar{T} = \frac{T_{8a} - T_{9a}}{2} = \frac{71 + 35,8}{2} = 53,4 \text{ } ^\circ\text{C} + 273,15 = 326,55 \text{ K}$$

vem,

$$\Leftrightarrow (\dot{I})_{cond} = \left(1 - \frac{303}{326,55}\right) \times (7215) + 54,61 \times 3,5609 = -715 \text{ kJ/h}$$

d) Eficiência exergetica no condensador

De um modo geral, todos os tipos de eficiência são expressos na seguinte forma,

$$\eta = \frac{\text{o que se recupera / obtém}}{\text{o que se fornece}} \quad (5.51)$$

A eficiência exergetica ou eficiência termodinâmica ou eficiência à segunda lei, pode definir-se como,

$$\eta_{exerg} = \frac{\text{exergia recuperada / obtida}}{\text{exergia fornecida}} \quad (5.52)$$

Numa bomba de calor pretende-se fornecer calor a um corpo a temperatura elevada, como apresentado na figura 56.

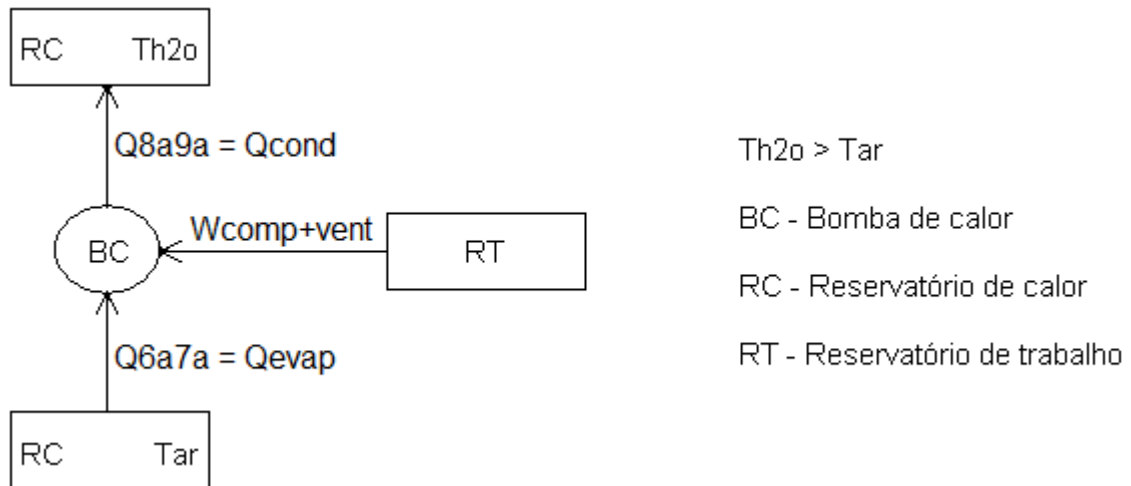


Figura 56: Bomba de calor (Ref. 5)

Como obtém-se calor/energia do condensador ($Q_{8a9a} = Q_{cond}$) e fornece-se trabalho ($W_{comp+vent}$), a eficiência exérgica no condensador é,

$$(\eta_{exerg})_{cond} = \frac{\text{exergia contida em } Q_{cond}}{\text{exergia contida em } W} = \frac{\left(1 - \frac{\bar{T}_0}{\bar{T}_{H_2O}}\right) \times |Q_{cond}|}{|W_{comp+vent}|} \Leftrightarrow (5.53)$$

Em que,

$$\bar{T}_{H_2O} = \frac{\bar{T}_i + \bar{T}_f}{2} = \frac{28,4 + 54,9}{2} = 41,65 \text{ } ^\circ\text{C} + 275,13 = 314,8 \text{ K}$$

$$(\eta_{exerg})_{cond} = \frac{\left(1 - \frac{303}{314,8}\right) \times |14,13|}{|2,85|} = 0,1858 = 18,6 \%$$

Este resultado indica que da totalidade da exergia cedida pela corrente de R-134a, apenas 18,6% é absorvida pela corrente de água. Da restante exergia, uma parte é destruída no condensador e a restante transfere-se para o ambiente associada à transferência de calor.

5.3.3 Análise do evaporador

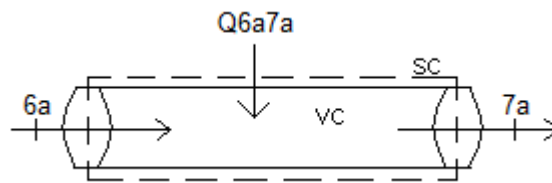


Figura 57: Evaporador da bomba de calor

a) Balanço de energia no evaporador

Aplicando a 1ª lei da termodinâmica para sistemas abertos com uma entrada e uma saída de massa, em que ocorre transferência de massa através da sua fronteira (superfície de controlo), por unidade de tempo e regime permanente, temos,

$$\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{sc} = \dot{E}_{vc} + \dot{m}_s \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s - \dot{m}_e \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e \quad (5.54)$$

$\dot{E}_{vc} = 0 \Rightarrow$ Acumulação de energia no sistema é nula (os processos decorrem em regime permanente)

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{6a7a} - \dot{W}_{6a7a} = 0 + \dot{m}_{7a} \left(h_{7a} + \frac{V_{7a}^2}{2} + gz_{7a} \right) - \dot{m}_{6a} \left(h_{6a} + \frac{V_{6a}^2}{2} + gz_{6a} \right) \Leftrightarrow \quad (5.55)$$

$\dot{W}_{6a7a} = \dot{W}_{evap} = 0 \Rightarrow$ Nulo porque não há transferência de energia sob forma de trabalho através da superfície de controlo

Regime permanente, então pelo princípio da conservação de massa (p. c. m.) $\dot{m} = const : \dot{m}_{6a} = \dot{m}_{7a} = \dot{m}_{R134a}$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{evap} - 0 = \dot{m}_{R134a} \left((h_{7a} - h_{6a}) + \left(\frac{V_{7a}^2 - V_{6a}^2}{2} \right) + g(z_{7a} - z_{6a}) \right) \Leftrightarrow (5.56)$$

Varição de energia cinética nula ($V_{6a} \cong V_{7a} \Rightarrow V_{7a} - V_{6a} \cong 0$)

Varição de energia potencial nula ($z_{6a} \cong z_{7a} \Rightarrow z_{7a} - z_{6a} \cong 0$)

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{R-134a} (h_{7a} - h_{6a}) \Leftrightarrow (5.57)$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{evap} = 54,61 \times (267,66 - 99,96) = 9158,097 \text{ kJ/h} = \frac{9158,097 \text{ kJ}}{3600 \text{ s}} = 2,544 \text{ kW} = 2544 \text{ W}$$

O sinal positivo indica que o refrigerante R-134a que passa no evaporador recebe 2,544kW de potência calorífica do ar ambiente, por cada hora de funcionamento da bomba de calor.

Este resultado seria de esperar porque anteriormente obteve-se 3,132kW de potência calorífica debitada pelo condensador e 0,619kW absorvida pelo compressor e ventilador do evaporador, por cada hora de funcionamento. Como a potência calorífica debitada pelo condensador é praticamente o somatório das potências caloríficas absorvidas no evaporador e compressor, o evaporador teria que absorver aproximadamente $3,132 - 0,619 = 2,513$ kW de potência calorífica do ar ambiente.

Além disso como nos registos de temperaturas efectuados, a temperatura média à entrada do evaporador é inferior à temperatura média à saída, significa que o refrigerante R-134a aquece no evaporador. Também o facto da temperatura

do ar ambiente ser superior à da temperatura média na superfície do evaporador ($\bar{T}_0 = 29,9^\circ C > \bar{T}_{se_{Evap\ meio}} = \frac{-24,6 + 16,8}{2} = -3,9^\circ C$) justifica este resultado.

Como a energia é a potência vezes o tempo,

$$E = P \times t \Leftrightarrow E_{evap} = Q_{evap} = \dot{Q}_{evap} \times t_{evap} \Leftrightarrow$$

Em que,

$t_{evap} \Rightarrow$ Tempo de funcionamento do evaporador =
 $t_f - t_i = 21h17\text{ min }10s - 16h40\text{ min }50s = 4h36\text{ min }20s = 4,606\text{ h}$ (Anexo A)

Então,

$$\Leftrightarrow Q_{evap} = 2,544\text{ kW} \times 4,606\text{ h} = 11,717\text{ kWh}$$

Logo, no evaporador, o refrigerante R-134a absorve 11,717kWh de calor/energia, durante o tempo total de funcionamento da bomba de calor.

Este resultado seria de esperar porque anteriormente obteve-se 14,43kWh de calor/energia debitada pelo condensador e 2,85kWh absorvida pelo compressor, durante o tempo total de funcionamento da bomba de calor. Como o calor/energia debitada pelo condensador é praticamente o somatório do calor/energia absorvida no evaporador e compressor, o evaporador teria que absorver aproximadamente $14,43 - 2,85 = 11,58\text{kWh}$ de potência calorífica do ar ambiente.

b) Balanço de entropia no evaporador

Aplicando a 2ª lei da termodinâmica para sistemas abertos, com uma entrada e uma saída de massa, a temperatura constante (aquecimento isotérmico

($T_6 = T_7$) no evaporador), por unidade de tempo e regime permanente, a equação de balanço de entropia é,

$$\boxed{(\dot{S}_{ger})_{VC} = \dot{m}_s s_s - \dot{m}_e s_e - \frac{\dot{Q}_{VC}}{\bar{T}}} \Leftrightarrow \quad (5.58)$$

\bar{T} - Valor médio da temperatura da superfície exterior do condensador

$$(\bar{T} = \frac{\bar{T} s_{e_{Evap\ Ent}} + \bar{T} s_{e_{Evap\ Saída}}}{2} = \frac{-24,6 + 16,8}{2} = 20,7 \text{ } ^\circ\text{C} + 273,15 = 269,25 \text{ K})$$

$$\Leftrightarrow (\dot{S}_{ger})_{evap} = \dot{m}_{7a} s_{7a} - \dot{m}_{6a} s_{6a} - \frac{\dot{Q}_{evap}}{\bar{T}} \Leftrightarrow \quad (5.59)$$

Regime permanente, então pelo p. c. m.: $\dot{m}_{6a} = \dot{m}_{7a} = \dot{m}_{R-134a}$

$$\Leftrightarrow (\dot{S}_{ger})_{evap} = \dot{m}_{R-134a} (s_{7a} - s_{6a}) - \frac{\dot{Q}_{evap}}{\bar{T}} \Leftrightarrow \quad (5.60)$$

Como,

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{evap} = 2,544 \text{ kW} = 2,544 \text{ kJ/s} = 2,544 \times 3600 = 9158,4 \text{ kJ/h}$$

Vem,

$$\Leftrightarrow (\dot{S}_{ger})_{evap} = 54,61 \times (1,0921 - 0,4039) - \left(\frac{9158,4}{269,25} \right) = 3,5681 \text{ kJ/hK}$$

A taxa de irreversibilidade é,

$$(\dot{i})_{evap} = \bar{T}_0 (\dot{S}_{ger})_{evap} \Leftrightarrow \quad (5.61)$$

$$\Leftrightarrow (\dot{i})_{evap} = 303 \times (3,5681) = 1081,13 \text{ kJ/h}$$

Os valores da taxa de geração de entropia e da taxa de irreversibilidade superiores a zero indicam que os processos que ocorrem no evaporador são irreversíveis e implicam destruição de exergia.

c) Balanço de exergia no evaporador

Exergia ou trabalho útil máximo para escoamento de um fluido em regime permanente a entrar e a sair num volume de controlo em que T_0 é propriedade da corrente de fluido no estado morto,

$$\boxed{W_{\text{útil,máx}} = \psi_e - \psi_s = (h_e - h_s) - T_0(s_e - s_s) \Leftrightarrow} \quad (5.62)$$

$$\Leftrightarrow \psi_{6a} - \psi_{7a} = (h_{6a} - h_{7a}) - \bar{T}_0(s_{6a} - s_{7a}) \Leftrightarrow \quad (5.63)$$

$$\Leftrightarrow \psi_{6a} - \psi_{7a} = (99,96 - 267,66) - 303 \times (0,4039 - 1,0921) = 40,8246 \text{ kJ/kg}$$

Apesar de receber energia sob a forma de calor, a corrente de refrigerante R-134a vê o seu conteúdo exergético baixar como resultado do facto das suas condições se aproximarem das do estado morto.

Equação de balanço de exergia para sistemas abertos em condições de regime permanente,

$$\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q_{VC} - W_{SC,\text{Útil}} + \sum_e m_e \left(\psi + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e - \sum_s m_s \left(\psi + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s - T_0 S_{ger} = 0 \Leftrightarrow \quad (5.64)$$

Por unidade de tempo,

$$\Leftrightarrow \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{SC, \dot{U}il} + \sum_e \dot{m}_e \left(\psi + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e - \sum_s \dot{m}_s \left(\psi + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s - T_0 \dot{S}_{ger} = 0 \Leftrightarrow \quad (5.65)$$

$\dot{W}_{SC, \dot{U}il} = 0 \Rightarrow$ Nulo porque não há transferência de energia sob forma de trabalho através da superfície de controlo

$$\Leftrightarrow \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{evap} + \dot{m}_{6a} \left(\psi_{6a} + \frac{V_{6a}^2}{2} + gz_{6a} \right) - \dot{m}_{7a} \left(\psi_{7a} + \frac{V_{7a}^2}{2} + gz_{7a} \right) - T_0 (\dot{S}_{ger})_{evap} = 0 \Leftrightarrow \quad (5.66)$$

Regime permanente, então pelo p. c. m.: $\dot{m}_{6a} = \dot{m}_{7a} = \dot{m}_{R-134a}$

$$\Leftrightarrow \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{evap} + \dot{m}_{R-134a} \left((\psi_{6a} - \psi_{7a}) + \left(\frac{V_{6a}^2 - V_{7a}^2}{2} \right) + g(z_{6a} - z_{7a}) \right) - T_0 (\dot{S}_{ger})_{evap} = 0 \Leftrightarrow \quad (5.67)$$

Varição de energia cinética nula ($V_{6a} \cong V_{7a} \Rightarrow V_{6a} - V_{7a} \cong 0$)

Varição de energia potencial nula ($z_{6a} \cong z_{7a} \Rightarrow z_{6a} - z_{7a} \cong 0$)

$$\Leftrightarrow \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{evap} + \dot{m}_{R-134a} (\psi_{6a} - \psi_{7a}) - T_0 (\dot{S}_{ger})_{evap} = 0 \Leftrightarrow \quad (5.68)$$

$$\Leftrightarrow T_0 (\dot{S}_{ger})_{evap} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{evap} + \dot{m}_{R-134a} (\psi_{6a} - \psi_{7a}) \Leftrightarrow \quad (5.69)$$

Como $T_0 (\dot{S}_{ger})_{evap} = (\dot{i})_{evap}$,

$$\Leftrightarrow (\dot{i})_{evap} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{evap} + \dot{m}_{R-134a} (\psi_{6a} - \psi_{7a}) \Leftrightarrow \quad (5.70)$$

$$\Leftrightarrow (\dot{i})_{evap} = \left(1 - \frac{303}{269,25}\right) \times 9158,4 + 54,61 \times 40,8246 = 1081,44 \text{ kJ/h} \quad [c.q.d.]$$

Como seria de esperar, este resultado obtido por intermédio do balanço de exergia confirma o valor de taxa de irreversibilidade calculado anteriormente.

d) Eficiência exergética no evaporador

$$\eta_{exerg} = \frac{\text{exergia recuperada / obtida}}{\text{exergia fornecida}} \Leftrightarrow$$

Tal como num permutador de calor, o objectivo de um evaporador é efectuar a transferência de calor entre dois fluidos.

A transferência de calor no evaporador ocorre a uma temperatura inferior à do ambiente, isto é,

$$\bar{T} = \frac{\bar{T}se_{Evap\ Ent} + \bar{T}se_{Evap\ Saída}}{2} = \frac{-24,6 + 16,8}{2} = 20,7^\circ C + 273,15 = 269,25\ K < \bar{T}_0 = 303\ K$$

Sendo assim, a corrente de fluido quente (ar) fornece calor ($\dot{Q}_{6a7a} = \dot{Q}_{evap}$) e a corrente de fluido frio (refrigerante R-134a) recupera exergia ($\dot{m}_{R-134a} \times (\psi_e - \psi_s)$).

Assim, desprezando as variações das energias cinética e potencial, a eficiência exergética do evaporador é dada por,

$$\Leftrightarrow (\eta_{exerg})_{evap} = \frac{\dot{m}_{R-134a} \times (\psi_e - \psi_s)}{|\dot{Q}|} \Leftrightarrow \quad (5.71)$$

$$\Leftrightarrow (\eta_{exerg})_{evap} = \frac{\dot{m}_{R-134a} \times (\psi_{6a} - \psi_{7a})}{|\dot{Q}_{evap}|} \Leftrightarrow \quad (5.72)$$

$$\Leftrightarrow (\eta_{exerg})_{evap} = \frac{54,61 \times 40,8246}{|9158,4|} = 0,2434 \times 100 = 24,34\ %$$

O resultado indica que da totalidade de exergia cedida pelo refrigerante R-134a, apenas 24,34% é absorvida pelo ar ambiente. A restante exergia é destruída no evaporador.

5.3.4 Análise da válvula de expansão

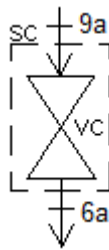


Figura 58: Válvula de expansão da bomba de calor

a) Balanço de energia

Aplicando a 1ª lei da termodinâmica para sistemas abertos com uma entrada e uma saída de massa, em que ocorre transferência de massa através da sua fronteira (superfície de controlo), por unidade de tempo e regime permanente ($\dot{E}_{VC} = 0$), temos,

$$\dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{SC} = \dot{E}_{VC} + \dot{m}_s \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s - \dot{m}_e \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e \Leftrightarrow \quad (5.73)$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{válv} - \dot{W}_{válv} = \dot{m}_{6a} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{6a} - \dot{m}_{9a} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{9a} \Leftrightarrow \quad (5.74)$$

$\dot{Q}_{válv} = 0 \Rightarrow$ Válvula de expansão adiabática (não há troca de calor através do volume de controlo)

$\dot{W}_{válv} = 0 \Rightarrow$ Nulo porque não há transferência de energia sob forma de trabalho através da superfície de controlo

Regime permanente, então pelo p. c. m.: $\dot{m}_{6a} = \dot{m}_{9a} = \dot{m}_{R-134a}$

Varição de energia cinética nula ($V_{6a} \cong V_{9a} \Rightarrow V_{6a} - V_{9a} \cong 0$)

Varição de energia potencial nula ($z_{6a} \cong z_{9a} \Rightarrow z_{6a} - z_{9a} \cong 0$)

$$\Leftrightarrow 0 = \dot{m}_{R-134a} (h_{6a} - h_{9a}) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow h_{6a} = h_{9a} \quad [c.q.d.]$$

Este resultado já era de esperar, pois na obtenção das propriedades do refrigerante R-134a, já tinha sido considerado o processo de expansão isentálpico ($h_{6a} = h_{9a}$).

b) Balanço de entropia

Aplicando a 2ª lei da termodinâmica para sistemas abertos, com uma entrada e uma saída de massa, a temperatura constante no compressor, por unidade de tempo e regime permanente, a equação de balanço de entropia é,

$$\boxed{(\dot{S}_{ger})_{VC} = \dot{m}_s s_s - \dot{m}_e s_e - \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} \Leftrightarrow} \quad (5.75)$$

$$\Leftrightarrow (\dot{S}_{ger})_{válv} = \dot{m}_{6a} s_{6a} - \dot{m}_{9a} s_{9a} - \frac{\dot{Q}_{válv}}{T} \Leftrightarrow \quad (5.76)$$

$\dot{Q}_{válv} = 0 \Rightarrow$ Válvula adiabática (não há troca de calor através do volume de controlo)

Regime permanente, então pelo p. c. m.: $\dot{m}_{6a} = \dot{m}_{9a} = \dot{m}_{R-134a}$

$$\Leftrightarrow (\dot{S}_{ger})_{válv} = \dot{m}_{R-134a} (s_{6a} - s_{9a}) \Leftrightarrow (5.77)$$

$$\Leftrightarrow (\dot{S}_{ger})_{válv} = 54,61 \times (0,4039 - 0,3669) = 2,02057 \text{ kJ/hK}$$

A taxa de irreversibilidade é,

$$(\dot{i})_{válv} = \bar{T}_0 (\dot{S}_{ger})_{válv} \Leftrightarrow (5.78)$$

$$\Leftrightarrow (\dot{i})_{válv} = 303 \times 2,02057 = 612,233 \text{ kJ/h}$$

Os valores da taxa de geração de entropia e da taxa de irreversibilidade superiores a zero indicam que os processos de transferência de calor que ocorrem na válvula de expansão são irreversíveis.

c) Balanço de exergia

Exergia ou trabalho útil máximo para escoamento de um fluido em regime permanente a entrar e a sair num volume de controlo em que T_0 é propriedade da corrente de fluido no estado morto,

$$W_{útil,máx} = \psi_e - \psi_s = (h_e - h_s) - T_0 (s_e - s_s) \Leftrightarrow (5.79)$$

$$\Leftrightarrow \psi_{9a} - \psi_{6a} = (h_{9a} - h_{6a}) - \bar{T}_0 (s_{9a} - s_{6a}) \Leftrightarrow (5.80)$$

$$\Leftrightarrow \psi_{9a} - \psi_{6a} = (99,96 - 99,96) - 303 \times (0,3669 - 0,4039) = 11,211 \text{ kJ/kg}$$

A exergia da corrente de refrigerante R-134a diminui devido à existência de irreversibilidades internas associadas ao processo de expansão do fluido refrigerante.

Equação de balanço de exergia para sistemas abertos em condições de regime permanente e por unidade de tempo,

$$\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{SC, \dot{U}_{til}} + \sum_e \dot{m}_e \left(\psi + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e - \sum_s \dot{m}_s \left(\psi + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s - T_0 \dot{S}_{ger} = 0 \Leftrightarrow \quad (5.81)$$

$\dot{W}_{SC, \dot{U}_{til}} = 0 \Rightarrow$ Nulo porque não há transferência de energia sob forma de trabalho através da superfície de controlo

$\dot{Q}_{vc} = 0 \Rightarrow$ Compressor adiabático (não há troca de calor através do volume de controlo)

$$\Leftrightarrow \dot{m}_{9a} \left(\psi_{9a} + \frac{V_{9a}^2}{2} + gz_{9a} \right) - \dot{m}_{6a} \left(\psi_{6a} + \frac{V_{6a}^2}{2} + gz_{6a} \right) - \bar{T}_0 (\dot{S}_{ger})_{válv} = 0 \Leftrightarrow \quad (5.82)$$

Regime permanente, então pelo p. c. m.: $\dot{m}_{6a} = \dot{m}_{9a} = \dot{m}_{R-134a}$

$$\Leftrightarrow \dot{m}_{R-134a} \left((\psi_{9a} - \psi_{6a}) + \left(\frac{V_{9a}^2 - V_{6a}^2}{2} \right) + g(z_{9a} - z_{6a}) \right) - \bar{T}_0 (\dot{S}_{ger})_{válv} = 0 \Leftrightarrow \quad (5.83)$$

Varição de energia cinética nula ($V_{6a} \cong V_{9a} \Rightarrow V_{9a} - V_{6a} \cong 0$)

Varição de energia potencial nula ($z_{6a} \cong z_{9a} \Rightarrow z_{9a} - z_{6a} \cong 0$)

$$\Leftrightarrow \dot{m}_{R-134a} (\psi_{9a} - \psi_{6a}) = \bar{T}_0 (\dot{S}_{ger})_{válv.} \Leftrightarrow \quad (5.84)$$

Como $T_0(\dot{S}_{ger})_{válv.} = (\dot{I})_{válv.}$,

$$\Leftrightarrow (\dot{I})_{válv.} = \dot{m}_{R-134a}(\psi_{9a} - \psi_{6a}) = 54,61 \times 11,211 = 612,233 \text{ kJ/h} \quad [c.q.d.]$$

Assim, confirma-se o valor de $(\dot{I})_{válv.}$ calculado anteriormente.

d) Eficiência exergetica

A válvula de expansão é um dispositivo em que ocorre a expansão de um fluido sem existirem transferências de calor ou de trabalho, como representado na figura 55. Sendo assim, fornece-se exergia da corrente de fluido à entrada e obtém-se/recupera-se exergia da corrente de fluido à saída. Então a eficiência exergetica da válvula de expansão é dada por,

$$\eta_{exerg} = \frac{\text{exergia recuperada / obtida}}{\text{exergia fornecida}}$$

$$(\eta_{exerg})_{válv.} = \frac{\psi_s}{\psi_e} = \frac{\psi_{6a}}{\psi_{9a}} \Leftrightarrow (5.85)$$

Em que a exergia ou trabalho útil máximo, para escoamento de um fluido em regime permanente a entrar e a sair num volume de controlo, em que h_0, T_0 e s_0 são propriedades da corrente de fluido no estado morto, é,

$$W_{útil,máx} = \psi = (h - T_0 \times s) - (h_0 - T_0 \times s_0) = h - h_0 - T_0 \times s + T_0 \times s_0 = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (5.86)$$

Para a entrada (estado 9a):

$$\psi_{9a} = (h_{9a} - h_0) - \bar{T}_0(s_{9a} - s_0) = (99,96 - 303,21) - 303 \times (0,3669 - 1,7120) = 204,3153 \text{ kJ/kg}$$

Para a saída (estado 6a):

$$\psi_{6a} = (h_{6a} - h_0) - \bar{T}_0 (s_{6a} - s_0) = (99,96 - 303,21) - 303 \times (0,4039 - 1,7120) = 193,1043 \text{ kJ/kg}$$

Logo, da equação (5.87) vem,

$$\Leftrightarrow (\eta_{exerg})_{Válv.} = \frac{\psi_{6a}}{\psi_{9a}} = \frac{204,3153}{193,1043} = 1 \times 100 = 100\%$$

Este resultado indica que 100% da exergia contida na corrente de refrigerante R-134a à entrada da válvula de expansão permanece na corrente à saída.

Comparando os resultados obtidos na análise dos quatro elementos, verifica-se que existe uma relação entre os valores da eficiência exergética e da taxa de irreversibilidade. Assim, a válvula de expansão, que apresenta a menor taxa de irreversibilidade, é a que tem uma eficiência exergética superior. O inverso ocorre para o condensador, onde o valor da taxa de irreversibilidade é superior ao dos outros elementos e o valor da eficiência exergética é inferior.

5.4 Análise geral da instalação

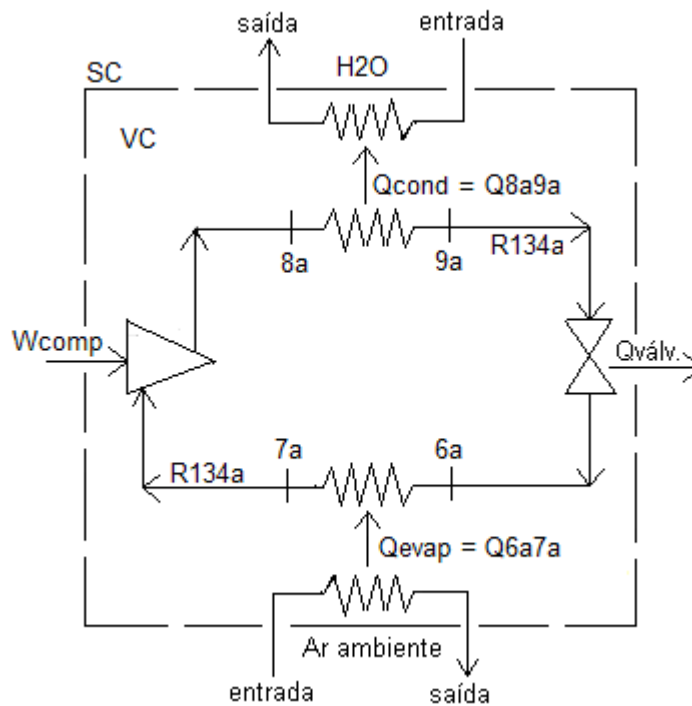


Figura 59: Esquema geral da instalação

a) Balanço de energia

Aplicando a 1ª lei da termodinâmica para sistemas abertos com mais que uma entrada ou saída de massa, em que ocorre transferência de massa através da sua fronteira (superfície de controlo), por unidade de tempo e regime permanente, em que a acumulação de energia no sistema é nula ($\dot{E}_{VC} = 0$), temos,

$$\dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{SC} = \dot{E}_{VC} + \sum_s \dot{m}_s \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s - \sum_e \dot{m}_e \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e \Leftrightarrow (5.87)$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{Válv.} - \dot{W}_{comp} = \dot{m}_{arf} \left(h_{arf} + \frac{V_{arf}^2}{2} + gz_{arf} \right) + \dot{m}_{H_2O_f} \left(h_{H_2O_f} + \frac{V_{H_2O_f}^2}{2} + gz_{H_2O_f} \right) - \left[\dot{m}_{ari} \left(h_{ari} + \frac{V_{ari}^2}{2} + gz_{ari} \right) + \dot{m}_{H_2O_i} \left(h_{H_2O_i} + \frac{V_{H_2O_i}^2}{2} + gz_{H_2O_i} \right) \right] \Leftrightarrow (5.88)$$

$$\text{Sistema fechado: } \begin{cases} \dot{m}_{ari} = \dot{m}_{arf} = \dot{m}_{ar} \\ \dot{m}_{H_2O_i} = \dot{m}_{H_2O_f} = \dot{m}_{H_2O} \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{Válv.} - \dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ar} \left[(h_{arf} - h_{ari}) + \left(\frac{V_{arf}^2 - V_{ari}^2}{2} \right) + g(z_{arf} - z_{ari}) \right] + \dot{m}_{H_2O} \left[(h_{H_2O_f} - h_{H_2O_i}) + \left(\frac{V_{H_2O_f}^2 - V_{H_2O_i}^2}{2} \right) + g(z_{H_2O_f} - z_{H_2O_i}) \right] \Leftrightarrow (5.89)$$

Desprezando as energias cinética e potencial:

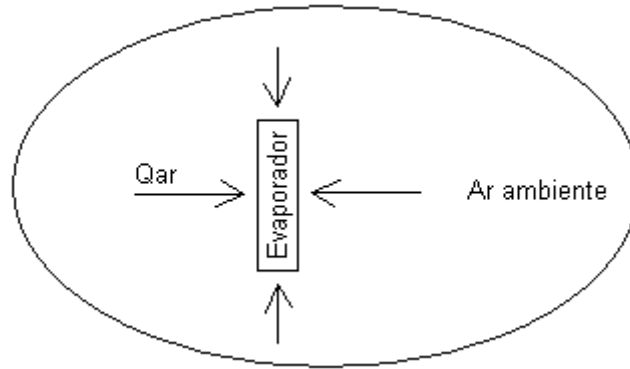
$$\begin{cases} V_{arf} - V_{ari} = 0; z_{arf} - z_{ari} = 0 \\ V_{H_2O_f} - V_{H_2O_i} = 0; z_{H_2O_f} - z_{H_2O_i} = 0 \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{Válv.} - \dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ar} (h_{arf} - h_{ari}) + \dot{m}_{H_2O} (h_{H_2O_f} - h_{H_2O_i}) \Leftrightarrow (5.90)$$

Anteriormente foi considerado que o ar contido na sala onde está instalada a bomba de calor não efectua trocas de calor nem de trabalho com as paredes que o envolvem. Também foi considerado que esse mesmo ar só troca energia com o evaporador da bomba de calor, sendo apenas sob forma de calor e não de trabalho. Por fim, que esse ar constitui um sistema fechado.

Sendo assim, a fronteira do ar contido na sala (superfície de controlo) é impermeável às trocas de massa, o que implica que a sua massa permanece fixa.

Então, o conteúdo energético do ar apenas pode variar por intermédio de trocas de calor.



Aplicando a primeira lei da termodinâmica para um sistema fechado, durante um processo entre o estado inicial e final:

$$Q_{ar} - W_{ar} = E_f - E_i \Leftrightarrow (5.91)$$

Como,

$$E = U + E_c + E_p \quad (5.92)$$

E desprezando as energias cinética e potencial,

$$E = U \quad (5.93)$$

Então,

$$\Leftrightarrow Q_{ar} - W_{ar} = U_f - U_i \Leftrightarrow (5.94)$$

Como,

$$U = m \times u \quad (5.95)$$

Então,

$$\Leftrightarrow Q_{ar} - W_{ar} = m_f \times u_f - m_i \times u_i \Leftrightarrow (5.96)$$

Como a massa de um sistema fechado permanece fixa,

$$m_i = m_f = m_{ar}$$

Então,

$$\Leftrightarrow Q_{ar} - W_{ar} = m_{ar} \times (u_f - u_i) \Leftrightarrow (5.97)$$

Por unidade de tempo,

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{ar} - \dot{W}_{ar} = \dot{m}_{ar} \times (u_f - u_i) \Leftrightarrow (5.98)$$

$\dot{Q}_{ar} \Rightarrow$ Negativo porque o sistema perde calor, isto é, o ar ambiente perde/transfere potência sob forma de calor para o refrigerante R-134a que passa no evaporador. Os registos da diminuição de temperatura do ar ambiente confirmam este facto.

$\dot{W}_{ar} = 0 \Rightarrow$ Nulo porque não há transferência de energia sob forma de trabalho através da superfície de controlo.

$$\Leftrightarrow -\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar} \times (u_f - u_i) \Leftrightarrow (5.99)$$

Como o refrigerante R-134a aquece devido à quantidade de calor/energia fornecido pelo ar ambiente, pode-se dizer que a quantidade de calor/energia absorvido pelo refrigerante R-134a (Q_{evap}) durante o tempo de funcionamento da bomba de calor, é a mesma que a fornecida pelo ar ambiente (Q_{ar}) ao evaporador da bomba de calor, então,

$$\Leftrightarrow -\dot{Q}_{ar} = -\dot{Q}_{67} = -\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ar} \times (u_f - u_i) \Leftrightarrow (5.100)$$

Do anexo A tem-se que ($T_i = 29,9 + 273,15 = 303,05 \text{ K}$) e ($T_f = 28 + 273,15 = 301,15 \text{ K}$) são as temperaturas inicial e final, respectivamente, do ar ambiente no local da bomba de calor.

Então, por interpolação da tabela de gás perfeito do ar A-17 (anexo C), obtém-se h_i e h_f :

$$\text{Para } T_i = 303,05 \text{ }^\circ\text{K} \Rightarrow h_i = 303,26 \text{ kJ/kg} \Rightarrow u_i = 216,27 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Para } T_f = 301,15 \text{ }^\circ\text{K} \Rightarrow h_f = 301,35 \text{ kJ/kg} \Rightarrow u_f = 214,9 \text{ kJ/kg}$$

Como,

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{Q}_{evap} = 2,544 \text{ kW} = 2,544 \text{ kJ/s} = 2,544 \text{ kJ} \times 3600 \text{ s} = 9158,4 \text{ kJ/h}$$

Logo,

$$\Leftrightarrow -9158,4 = \dot{m}_{ar} \times (214,9 - 216,27) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \dot{m}_{ar} = 6685 \text{ kg/h}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{Válv.} - \dot{W}_{comp} = -3,132 + 2,544 + 0 - (-0,619) = 0,031 \text{ kW} = 0,031 \text{ kJ/s} = 111,6 \text{ kJ/h} \\ \dot{m}_{ar}(h_{arf} - h_{ari}) + \dot{m}_{H_2O}(h_{H_2O_f} - h_{H_2O_i}) = 6685 \times (301,35 - 303,26) + 65,13 \times 110,77 = 188 \text{ kJ/h} \end{cases}$$

A comparação dos resultados obtidos revela a existência de uma diferença de valores significativa. Talvez seja por neste balanço energético não ter sido contabilizado o calor perdido no compressor. e por ter-se considerado que o ar ambiente apenas transferia calor para o evaporador, enquanto que na realidade não é verdade.

b) Eficiência energética

A eficiência energética ou eficiência à primeira lei, pode definir-se como,

$$\eta_{energ} = \frac{\text{energia recuperada / obtida}}{\text{energia fornecida}}$$

Analisando o esquema geral da instalação da bomba de calor verifica-se que desta recupera-se/obtem-se a energia calorífica produzida pelo condensador e é-lhe fornecida energia eléctrica sob forma de trabalho através do compressor. Então,

$$(\eta_{energ})_{BC} = \frac{|\dot{Q}_{89}|}{|(\dot{W}_{comp})_{el\acute{e}ct\ ou\ n\tilde{a}o}|} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{(\dot{W}_{comp})_{el\acute{e}ct.}} \Leftrightarrow (5.101)$$

Na análise do condensador obteve-se $\dot{Q}_{cond} = 3,132\ kWh$

No contador tradicional registou-se que $\dot{W}_{comp+vent} = 2,85\ kWh$.

$$\Leftrightarrow (\eta_{energ})_{BC} = \frac{3,132}{2,85} = 1,1 = 110\%$$

Este resultado indica que por cada unidade de energia eléctrica fornecida, a bomba de calor transfere 1,1 unidades de energia sob a forma de calor para a água do acumulador de 300 litros.

c) Eficiência exergética

Conforme se pode observar na figura 53 da análise feita ao condensador, com a bomba de calor pretende-se fornecer calor aos 300 litros de água do acumulador sanitário.

Como da bomba de calor obtém-se calor/energia do condensador ($Q_{89} = Q_{cond}$) e é-lhe fornecido trabalho (W_{comp}), a eficiência exergética da bomba de calor é a mesma que foi obtida na análise particular do condensador. Isto é,

$$(\eta_{exerg})_{BC} = \frac{\text{exergia contida em } Q_{89}}{\text{exergia contida em } (W_{comp})_{el\acute{e}ct.}} = \frac{\left(1 - \frac{\bar{T}_0}{\bar{T}_{H_2O}}\right) \times |Q_{cond}|}{|(W_{comp})_{el\acute{e}ct.}|} \Leftrightarrow$$

Em que,

$$\bar{T}_{H_2O} = \frac{\bar{T}_i + \bar{T}_f}{2} = \frac{28,4 + 54,9}{2} = 41,65 \text{ } ^\circ\text{C} + 275,13 = 314,8 \text{ K}$$

$$(\eta_{exerg})_{cond} = \frac{\left(1 - \frac{303}{314,8}\right) \times |14,43|}{|2,85|} = 0,19 = 19 \%$$

Como se pode observar, 19% da exergia contida na energia eléctrica fornecida ao compressor e ventilador da bomba de calor é aproveitada pela água do acumulador. Apesar de se transferir uma quantidade de energia para a água superior à energia eléctrica fornecida, o seu conteúdo exergético é pequeno, uma vez que a transferência de calor ocorre a uma temperatura muito próxima da do estado morto.

5.5 Discussão dos resultados obtidos com a bomba de calor

Com os resultados obtidos, pode-se concluir que a bomba de calor ECOTANK utilizada tem boas prestações.

No que diz respeito ao ciclo frigorífico de R-134a, verificou-se que este consegue produzir cinco vezes mais do que consome ($COP = 5$). Este resultado é superior ao calculado pelo fabricante ($COP = 3,2$), pelo facto deste considerar a potência e energia absorvida pela água do acumulador igual às transferidas pelo refrigerante, sem ter em conta as propriedades do R134-a para as temperaturas e pressões registadas. Como as prestações do refrigerante R-134a são superiores às da água, é normal obter-se um COP superior ao calculado pelo fabricante.

Também foi possível verificar que durante as 4h36min20s, o condensador conseguiu fornecer 14,43 kWh à água do acumulador, elevando a sua temperatura dos 28 aos 55°C (sensor 11). Dessa energia, apenas 2,85 kWh fornecidos ao compressor e ventilador não foram gratuitos. Os restantes 11,58 kWh captados no evaporador foram gratuitos (daí o COP de 5).

Ainda foi possível verificar que 31% da exergia (trabalho útil máximo produzido a partir da energia disponível) contida na energia eléctrica fornecida ao compressor é transferida para a corrente de refrigerante R-134a.

Para o condensador, da totalidade da exergia cedida pela corrente de R-134a, apenas 18,6% é absorvida pela corrente de água. Da restante exergia, uma parte é destruída no condensador e a restante transfere-se para o ambiente associada à transferência de calor.

No evaporador, apenas 24,34% da exergia cedida pelo refrigerante é absorvida pelo ar ambiente. A restante exergia é destruída no evaporador.

Por fim, 100% da exergia contida na corrente de refrigerante R-134^a à entrada da válvula de expansão permanece na corrente à saída.

Para a análise geral da instalação, verificou-se que por cada unidade de energia eléctrica fornecida, a bomba de calor transfere 1,1 unidades de energia sob a forma de calor para a água do acumulador de 300 litros. Também 19% da exergia contida na energia eléctrica fornecida ao compressor e ventilador da bomba de calor é aproveitada pela água do acumulador.

6 Cálculos para o sistema solar

6.1 Análise da instalação solar

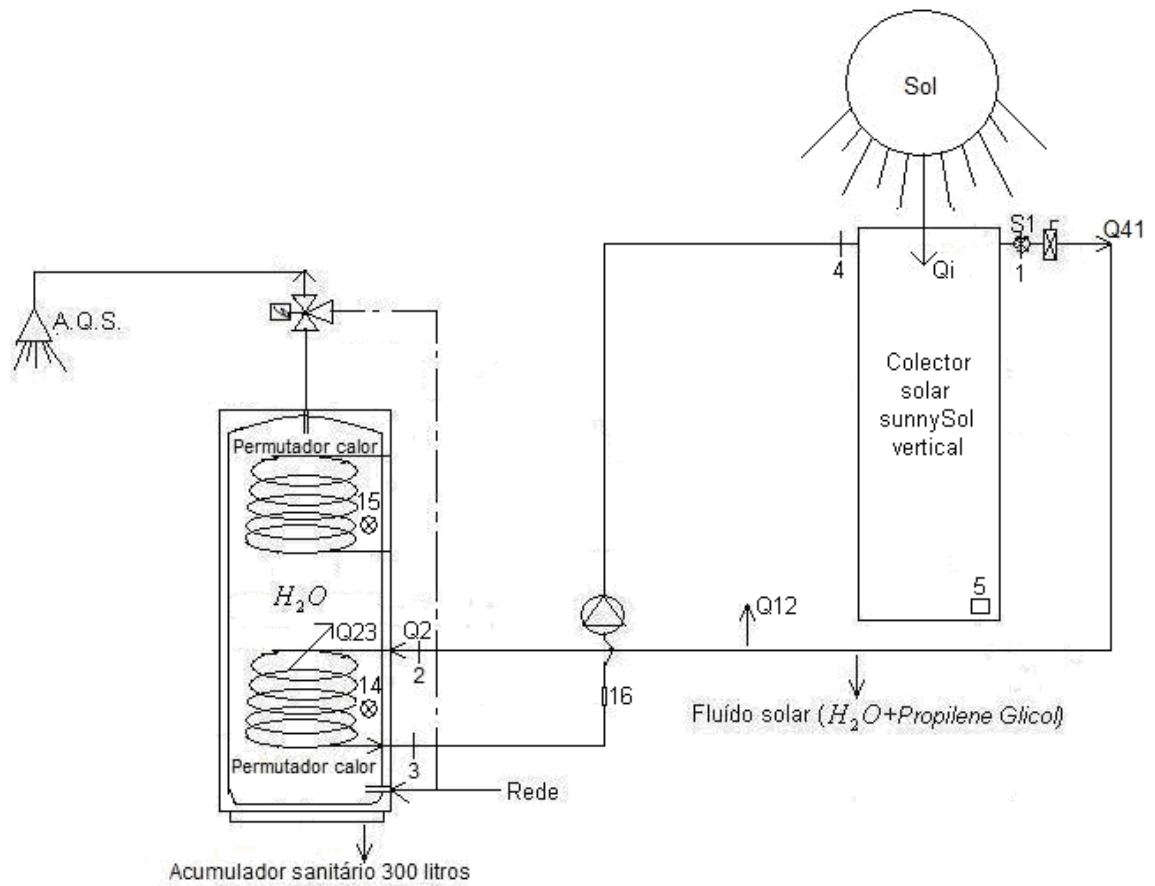


Figura 60: Instalação solar (Ref. 7)

6.2 Registo das grandezas medidas

Para poder elaborar os cálculos do sistema solar, foi necessário efectuar algumas medições para substituir nas respectivas fórmulas. Para tal, usaram-se os sensores de temperaturas 1, 2, 3, 4, 13, 14 e 15, de radiação solar global 5 e o medidor electrónico de caudal 16, inseridos na instalação conforme representado em 6.1, que registaram os valores apresentados no anexo E.

As medições destes foram efectuadas pelo próprio controlador solar digital Gasokol 1611, que também efectua o cálculo da potência (kW) e energia (kWh) captada pelo painel solar.

O controlador solar efectuou registos durante cerca de 7h10min. Porém, contabilizaram-se apenas os registos de 4h55min40s (conforme anexo E), por no restante tempo correspondente ao início e final do dia, a radiação solar incidente sobre o painel ser baixa.

Após o controlador efectuar o registo e cálculo de dados, este permite visualizá-los no próprio visor, ou então numericamente e em gráfico, uma vez ligado a um computador com o programa Winsol instalado.

Como o controlador permite o registo contínuo diário de dados, optou-se por converter os valores do programa Winsol para Excel, para calcular as respectivas médias e elaborar o gráfico (anexo E).

As médias calculadas podem ser visualizadas na tabela 5.

Designação	Valores
\bar{T}_1 - Temperatura média da água com propylene glicol à saída do colector solar	51,1 °C
\bar{T}_2 - Temperatura média da água com propylene glicol à entrada da serpentina do acumulador	50,5 °C
\bar{T}_3 - Temperatura média da água com propylene glicol à saída da serpentina do acumulador	48 °C
\bar{T}_4 - Temperatura média da água com propylene glicol à entrada do colector solar	44,5 °C
\bar{I}_g - Radiação solar global média incidente sobre o colector solar plano por unidade de área (sensor 5)	486,5 W/m ²
\bar{T}_{14} - Temperatura média da água na parte inferior do acumulador sanitário	49,8 °C
\bar{T}_{15} - Temperatura média da água na parte superior do acumulador sanitário	52,2 °C
\dot{m}_{H_2O+PG} - Caudal mássico médio de água com propylene glicol no circuito solar (sensor 16)	55,5 kg/h
$\dot{Q}_u = \dot{Q}_{41}$ - Potência útil captada pelo colector solar plano	0,42 kW
$Q_u = Q_{41}$ - Energia útil captada pelo colector solar plano	2,24 kWh
t - Tempo de registos contabilizado (4h55min40s)	4,93 h
A_{col} - Área de abertura transparente do colector solar plano	2,015 m ²
\bar{T}_{15} - Temperatura média da água no meio do acumulador sanitário	52,2 °C

Tabela 5: Valores médios das grandezas medidas

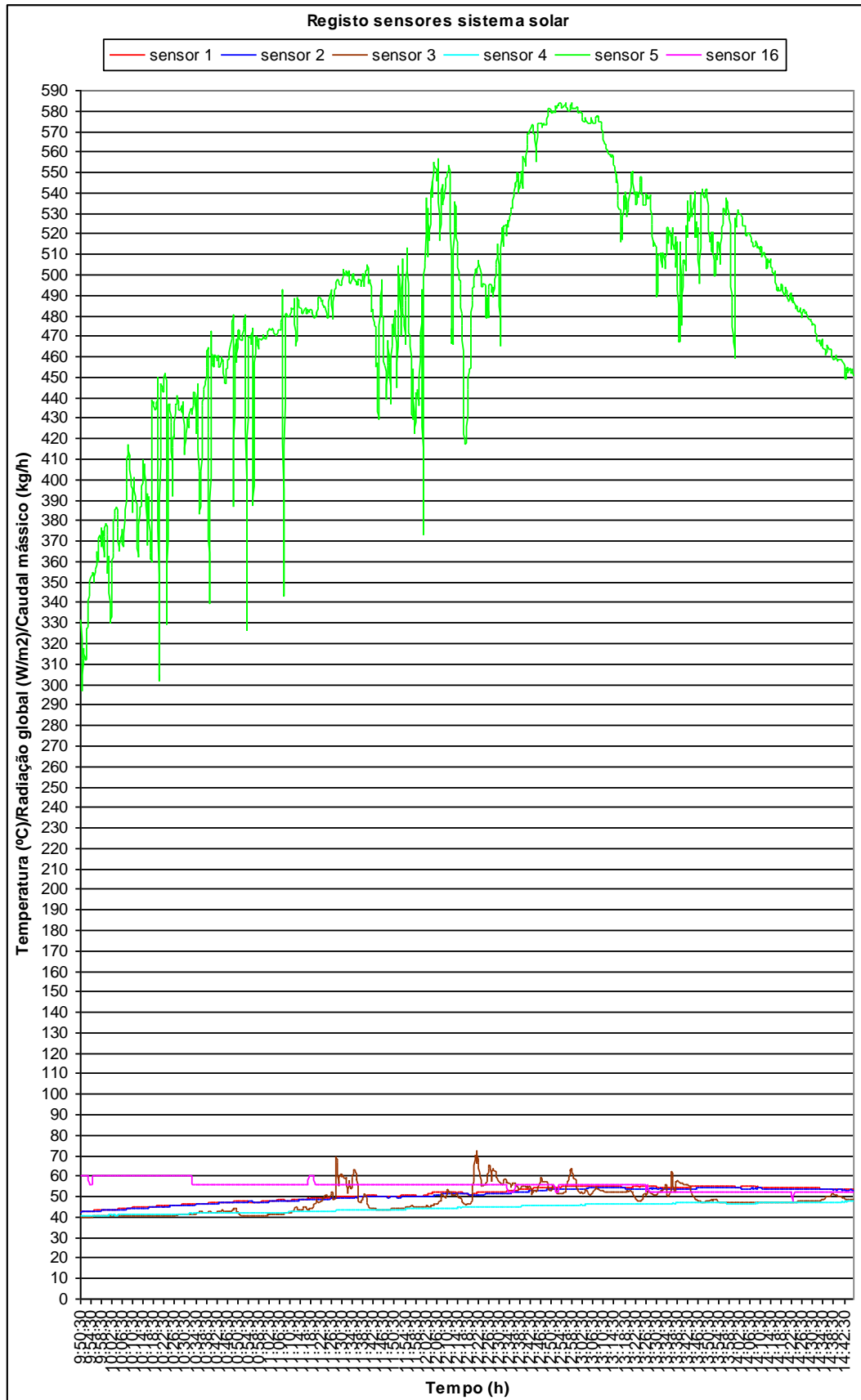


Gráfico 2: Variação de temperatura e radiação solar em função do tempo dos sensores inseridos no sistema solar

6.3 Propriedades da água líquida com propylene glicol

Como considera-se o calor específico médio ($C_{p_{med}}$) constante na gama de temperaturas medidas, para \bar{T} entre \bar{T}_1 e \bar{T}_4 , isto é,

$$\bar{T} = \frac{\bar{T}_1 + \bar{T}_4}{2} = \frac{51,1 + 44,5}{2} = 47,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

e por interpolação da tabela 6, para 10% de mistura água com propylene glicol,

T °C \ %Vol.	0%	10%	20%	30%	50%
20 °C	4186 J/(kg °C)	4105 J/(kg °C)	4030 J/(kg °C)	3913 J/(kg °C)	3566 J/(kg °C)
40 °C		4108 J/(kg °C)	4039 J/(kg °C)	3934 J/(kg °C)	3633 J/(kg °C)
60 °C		4126 J/(kg °C)	4072 J/(kg °C)	3976 J/(kg °C)	3704 J/(kg °C)

Tabela 6: Calor específico da misturada água com propylene glicol para uma determinada temperatura e percentagem de mistura (Ref. 3)

obtém-se,

$$C_{p_{med}} = \frac{47,8 - 40}{60 - 40} \times (4126 - 4108) + 4108 = 4115,02 \text{ J/kg}^\circ\text{C} = 4,115 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

6.4 Análise do colector solar

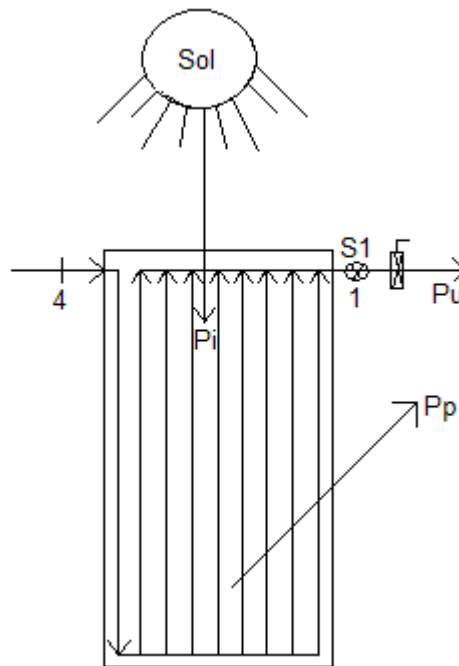


Figura 61: Colector solar plano vertical sunnySol da Gasokol (Ref. 7)

6.4.1 Balanço de energia no colector solar

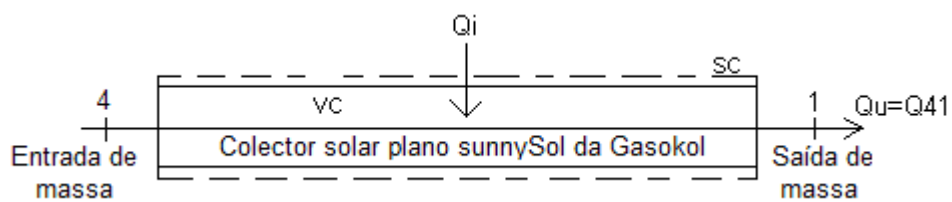


Figura 62: Volume de controlo do colector solar

O colector solar é uma máquina térmica submetida a condições de trabalho muito diversas, já que a radiação solar oscila ao longo do dia e de um dia para o outro, em função da nebulosidade e da época do ano.

Para poder efectuar um estudo simples do comportamento do colector é necessário supor condições estacionárias, isto é, valores constantes para todos os parâmetros que intervêm.

Consideremos um colector imóvel, recebendo a radiação solar uniformemente repartida e de forma constante, pelo qual circula o fluido térmico com um caudal determinado.

Balanço energético de um colector solar:

$$\boxed{P_i = P_u + P_p} \quad (6.1)$$

Em que,

$P_i \Rightarrow$ Potência incidente total (sobre a placa de absorção do colector solar)

$P_u \Rightarrow$ Potência útil recolhida pelo fluido térmico

$P_p \Rightarrow$ Potência perdida por dissipação para o exterior

Como a quantidade de calor/energia (Q) absorvido por um corpo (neste caso H₂O + propylene glicol) para passar de uma temperatura inicial (T_i) para outra final (T_f) é,

$$\boxed{Q = m \times C_p \times \Delta T} \quad (6.2)$$

Por unidade de tempo,

$$\Leftrightarrow \dot{Q} = \dot{m} \times C_p \times (T_f - T_i) \Leftrightarrow \quad (6.3)$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_u = \dot{Q}_{41} = \dot{Q}_{col} = \dot{m}_{H_2O+PG} \times C_{p_{H_2O+PG}} \times (T_1 - T_4) \Leftrightarrow$$

Em que,

$C_p \Rightarrow$ Calor específico do corpo (neste caso H₂O + propylene glicol)

$\dot{m} \Rightarrow$ Caudal mássico do corpo

$\Delta T \Rightarrow$ Diferencial de temperatura entre o início e final do aquecimento do corpo (entrada e saída do colector solar)

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_u = 55,5 \times 4,115 \times (51,1 - 44,5) = 1507 \text{ kJ/h} = \frac{1507}{3600} = 0,42 \text{ kJ/s}$$

Como $1 \text{ kJ/s} = 1 \text{ kW}$,

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_u = 0,42 \text{ kW}$$

Este resultado confirma o valor de potência útil calculado pelo controlador solar e apresentado na tabela 5.

Sendo assim, pode-se dizer que por cada hora de funcionamento, o colector solar consegue transferir 420 W de calor disponível na radiação solar incidente, para a mistura de água com propylene glicol que circula nele.

Como a energia é a potência acumulada durante o tempo total de funcionamento, que neste caso corresponde às 4,93 horas de registos efectuados no sistema solar (tabela 5), tem-se,

$$Q_u = \dot{Q}_u \times t \Leftrightarrow (6.4)$$

$$\Leftrightarrow Q_u = 0,42 \times 4,93 = 2,1 \text{ kWh}$$

Este resultado confirma o valor de energia útil calculado pelo controlador solar e apresentado na tabela 5.

Sendo assim, pode-se dizer que durante as 4,93 horas, o colector solar consegue transferir cerca de 2100 W de calor disponível na radiação solar incidente, para a mistura de água com propylene glicol que circula nele.

A eficiência térmica de um colector solar plano é definida como sendo a razão entre a potência útil ganha pelo colector solar e a potência incidente, fornecida através da radiação solar sobre o colector, por unidade de tempo.

Então,

$$\Leftrightarrow \eta_{energ.col.} = \frac{\text{energia contida em } P_u}{\text{energia contida em } P_i} \quad (6.5)$$

$$\Leftrightarrow \eta_{energ.col.} = \frac{Q_u}{Q_i} \Leftrightarrow \quad (6.6)$$

Como,

$$\dot{Q}_i = A_{col} \times I_g \Leftrightarrow \quad (6.7)$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_i = 2,015 \times 486,5 = 980 \text{ W} = 0,98 \text{ kW}$$

Este resultado indica que por cada hora de funcionamento, incide 980 W de potência calorífica sobre a área de absorção do painel solar.

Multiplicando pelo tempo de registos efectuados,

$$Q_i = \dot{Q}_i \times t \Leftrightarrow \quad (6.8)$$

$$\Leftrightarrow Q_i = 0,98 \times 4,93 = 4,83 \text{ kWh}$$

Este resultado indica que durante as 4,93 horas de registos efectuados, incide 4830 W de energia calorífica sobre a área de absorção do painel solar.

Então, da equação (6.6) tem-se:

$$\Leftrightarrow \eta_{energ.col.} = \frac{Q_u}{Q_i} = \frac{2,1}{4,83} = 0,44 \times 100 = 44\%$$

Este resultado indica que o painel solar consegue transferir 44% da energia disponível pelo sol, para a mistura de água com propylene glicol que circula nele.

Se o painel solar não tivesse 70° de inclinação devido a limitações de espaço disponível para a sua colocação, este valor seria superior.

Pois, as recomendações de inclinação dos painéis solares são as seguintes (Ref. 8):

- 35° para uma utilização anual
- 25° para uma utilização de Verão
- 55° para uma utilização de Inverno

Sendo assim, como o ensaio foi efectuado no mês de Junho, o painel solar teria maior rendimento se estivesse com um inclinação de 25°. Pois como no Verão o sol tem uma cota superior à do Inverno, é lógico inclinar pouco o painel solar, de modo a que a radiação solar incida perpendicularmente sobre a área de absorção do painel solar, aumentando assim o seu rendimento.

6.5 Balanço de energia na serpentina do termoacumulador

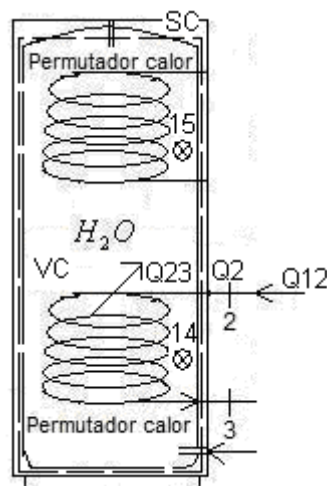


Figura 63: Volume de controlo do termoacumulador

Como a quantidade de calor/energia (Q_{23}) absorvido pela mistura de água com propylene glicol, para passar da temperatura inicial (T_2) para a final (T_3) é,

$$Q_{23} = m_{H_2O+PG} \times C_{p_{H_2O+PG}} \times \Delta T \Leftrightarrow (6.9)$$

Por unidade de tempo,

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{23} = \dot{m}_{H_2O+PG} \times C_{p_{H_2O+PG}} \times (T_3 - T_2) \Leftrightarrow (6.10)$$

Em que,

$C_{p_{H_2O+PG}}$ \Rightarrow Calor específico do corpo

\dot{m}_{H_2O+PG} \Rightarrow Caudal mássico do corpo

ΔT \Rightarrow Diferencial de temperatura entre o início e final do aquecimento do corpo (entrada e saída da serpentina do termoacumulador)

Tem-se,

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{23} = 55,5 \times 4,115 \times (48 - 50,5) = -570,96 \text{ kJ/h} = \frac{-570,96}{3600} = 0,1586 \text{ kJ/s}$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{23} = 0,1586 \text{ kW}$$

O sinal negativo indica que por cada hora de funcionamento, a serpentina do termoacumulador perde cerca 158,6 W de calor para a água contida no termoacumulador.

Como a energia é a potência acumulada durante o tempo total de registos efectuados no sistema solar, tem-se,

$$Q_{23} = \dot{Q}_{23} \times t \Leftrightarrow (6.11)$$

$$\Leftrightarrow Q_{23} = 0,1586 \times 4,93 = 0,782 \text{ kWh}$$

O sinal negativo indica que durante as 4,93 horas, a serpentina do termoacumulador perde cerca 782 W de calor para a água contida no termoacumulador.

Será considerado como período diurno (exposição do painel às radiações solares), a média dos períodos diurnos dos meses do ano representados na tabela 7.

LATITUDE = 39 ° (0.68068 radianos) LONGITUDE = 9.15 ° (long. W são >0 / e E são <0) PI 3.1416											
DATA	DIA /1	r a d	COR. D T-SOL	T H	.Legal °-TSV Min	DECLIN	ALT 12 TSV	Ws rad	PERIOD DIURNO Hora	CONST SOLAR W/m2	
JAN	1	1	0.017	1.0342	0	39.87	-23.06	27.94	0.345	9.31	1399
	17	17	0.292	1.0331	0	46.37	-20.88	30.12	0.309	9.60	1398
FEV	1	32	0.550	1.0297	0	50.14	-17.31	33.69	0.252	10.05	1393
	15	46	0.791	1.0247	0	51.01	-12.93	38.07	0.186	10.57	1386
MAR	1	60	1.032	1.0181	0	49.42	-7.86	43.14	0.112	11.14	1377
	16	75	1.290	1.0100	1	45.66	-2.01	48.99	0.028	11.78	1366
ABR	1	91	1.565	1.0007	1	40.66	4.29	55.29	-0.061	12.46	1354
	15	105	1.806	0.9928	1	36.65	9.54	60.54	-0.136	13.04	1343
MAI	1	121	2.081	0.9844	1	33.64	14.89	65.89	-0.215	13.66	1332
	15	135	2.322	0.9781	1	32.91	18.73	69.73	-0.275	14.13	1323
JUN	1	152	2.615	0.9721	1	34.33	21.98	72.98	-0.327	14.54	1315
	11	162	2.787	0.9696	1	36.03	23.06	74.06	-0.345	14.69	1312
JUL	1	182	3.131	0.9672	1	40.01	23.16	74.16	-0.346	14.70	1309
	17	198	3.406	0.9678	1	42.34	21.30	72.30	-0.316	14.45	1309
AGO	1	213	3.664	0.9706	1	42.76	18.15	69.15	-0.265	14.05	1313
	16	228	3.922	0.9752	1	41.01	13.89	64.89	-0.200	13.54	1319
SET	1	244	4.197	0.9821	1	36.89	8.44	59.44	-0.120	12.92	1329
	16	259	4.455	0.9898	1	31.66	2.80	53.80	-0.040	12.30	1339
OUT	1	274	4.713	0.9982	0	26.28	-3.05	47.95	0.043	11.67	1351
	16	289	4.972	1.0068	0	22.08	-8.77	42.23	0.125	11.04	1362
NOV	1	305	5.247	1.0155	0	20.20	-14.34	36.66	0.207	10.41	1374
	15	319	5.488	1.0223	0	21.36	-18.42	32.58	0.270	9.91	1383
DEZ	1	335	5.763	1.0285	0	25.81	-21.76	29.24	0.323	9.49	1392
	11	345	5.935	1.0314	0	29.90	-22.97	28.03	0.343	9.32	1395

Tabela 7: Valores da decalagem, declinação, altura solar e duração período diurno (Ref. 3)

Então,

$$P.d. = \frac{9,31+10,05+11,14+12,46+13,66+14,54+14,7+14,05+12,92+11,67+10,41+9,49}{12} = 12 h$$

Logo,

$$0,782 \text{ kWh} \rightarrow 4,93 \text{ h}$$

$$Q_{23} \text{ kWh} \rightarrow 12 \text{ h}$$

$$Q_{23 \text{ diário}} = 1,9 \text{ kWh}$$

A serpentina do termoacumulador fornece diariamente cerca de 1,9 kWh de energia calorífica à água do termoacumulador.

Logo anualmente, a serpentina do termoacumulador fornece cerca de 1,9 kWh x 365 dias = 694 kWh.

A eficiência energética de um sistema é a razão entre a energia recuperada/obtida e a fornecida.

$$\Leftrightarrow \eta_{\text{energ. serp.}} = \frac{\text{energia obtida da serpentina do termoacumulador}}{\text{energia fornecida à serpentina do termoacumulador}} \quad (6.12)$$

$$\Leftrightarrow \eta_{\text{energ. serp.}} = \frac{Q_{23}}{Q_2} \Leftrightarrow \quad (6.13)$$

A quantidade de energia fornecida à serpentina do termoacumulador (Q_2) é a diferença entre a energia fornecida pelo painel solar e as perdas de energia que possam existir no traçado da tubagem, desde o painel até à entrada da serpentina. Então,

$$Q_2 = Q_{41} - Q_{12} \Leftrightarrow \quad (6.14)$$

A quantidade de calor/energia (Q_{12}) absorvido pela mistura de água com propylene glicol, para passar da temperatura inicial (T_1) para a final (T_2) é,

$$Q_{12} = m_{H_2O+PG} \times C_{p_{H_2O+PG}} \times \Delta T \Leftrightarrow \quad (6.15)$$

Por unidade de tempo,

$$\dot{Q}_{12} = \dot{m}_{H_2O+PG} \times C_{p_{H_2O+PG}} \times (T_2 - T_1) \Leftrightarrow (6.16)$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{12} = 55,5 \times 4,115 \times (50,5 - 51,1) = -137 \text{ kJ/h} = \frac{-137}{3600} = -0,038 \text{ kJ/s}$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{12} = -0,038 \text{ kW}$$

O sinal negativo indica que por cada hora de funcionamento, a mistura de água com propylene glicol perde cerca de 38 W de potência calorífica, desde a saída do painel solar até à entrada da serpentina do termoacumulador.

Isto deve-se ao facto do traçado da tubagem não estar isolado. Daí a recomendação de isolar bem a instalação, dada pelos fabricantes e especialistas em solar.

Como a energia é a potência acumulada durante o tempo total de registos efectuados no sistema solar, tem-se,

$$Q_{12} = \dot{Q}_{12} \times t \Leftrightarrow (6.17)$$

$$\Leftrightarrow Q_{12} = -0,038 \times 4,93 = -0,19 \text{ kWh}$$

O sinal negativo indica que durante as 4,93 horas de registos, a mistura de água com propylene glicol perde cerca de 190 W de energia calorífica, desde a saída do painel solar até à entrada da serpentina do termoacumulador.

A quantidade de energia fornecida à serpentina do termoacumulador (Q_2) é,

$$Q_2 = Q_{41} - Q_{12} = 2,1 - 0,19 = 1,91 \text{ kW}$$

O resultado indica que durante as 4,93 horas de registos, estão disponíveis cerca de 1910 W de energia calorífica à entrada da serpentina do termoacumulador.

Sendo assim, da equação (6.13) tem-se,

$$\Leftrightarrow \eta_{energ\ serp.} = \frac{Q_{23}}{Q_2} = \frac{0,782}{1,91} = 0,41 \times 100 = 41\%$$

O resultado indica que 41% da energia contida na mistura de água com propylene glicol é transferida para a água do termoacumulador através da serpentina.

Se no ensaio efectuado houvesse consumo de água quente do termoacumulador, a temperatura da água no seu interior seria inferior, devido à entrada de água da rede mais fria que vem preencher o espaço libertado pela água consumida. Assim haveria um aumento de permuta de calor e o rendimento energético na serpentina do termoacumulador seria superior.

Como a água no termoacumulador esteve sempre com temperatura alta durante os registos efectuados (próxima da temperatura da mistura que circulava dentro da serpentina), a energia captada pelo painel solar e fornecida à serpentina do termoacumulador, não teve por onde dissipar.

6.6 Balanço de energia global no sistema solar

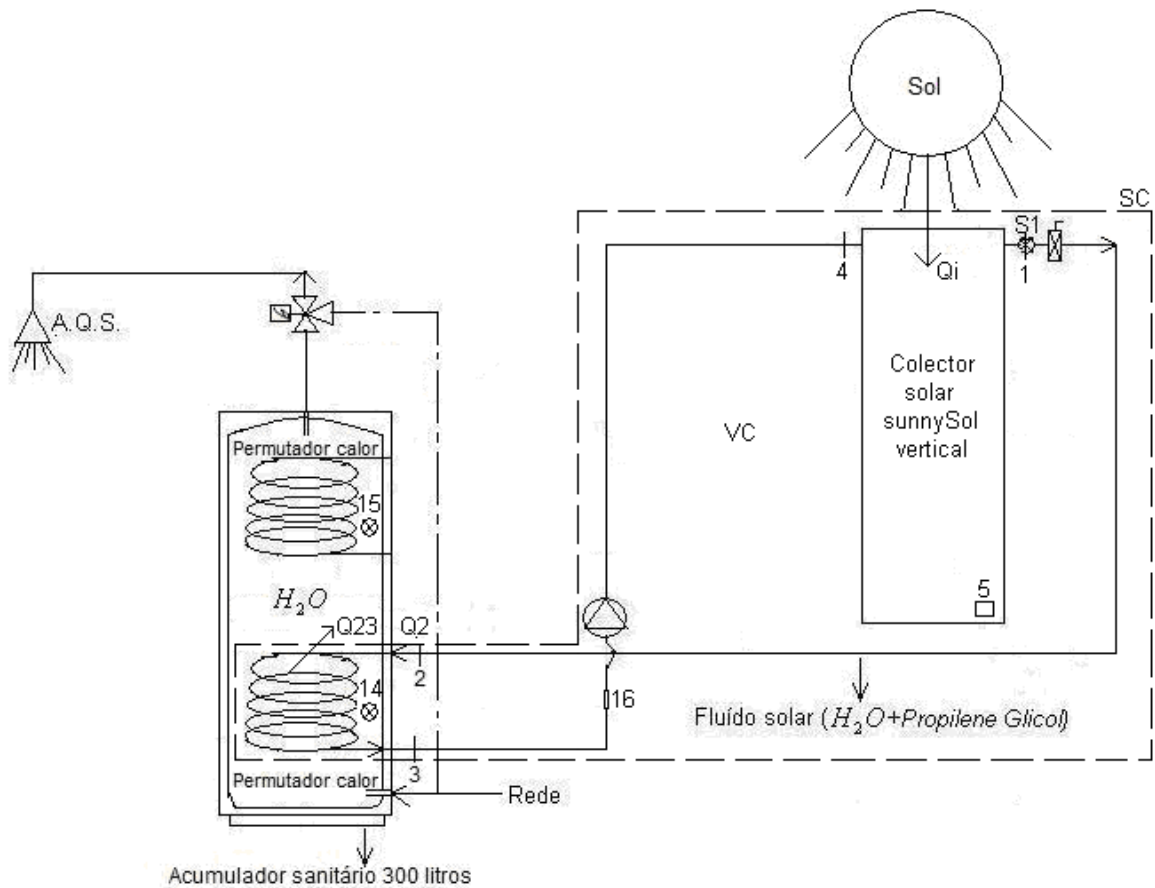


Figura 64: Volume de controlo do sistema solar

Como a eficiência energética de um sistema é a razão entre a energia obtida e a fornecida, a eficiência energética do sistema solar é,

$$\Leftrightarrow \eta_{\text{energ solar}} = \frac{\text{energia obtida da serpentina do termoacumulador}}{\text{energia fornecida ao painel solar}} \quad (6.18)$$

$$\Leftrightarrow \eta_{\text{energ solar}} = \frac{Q_{23}}{Q_i} \Leftrightarrow \quad (6.19)$$

Será calculado o rendimento global anual do sistema solar, de modo a poder comparar o software de simulação SolTerm. Para tal, é necessário calcular as energias obtidas e fornecidas anuais.

Em 6.5 obteve-se $Q_{23} = 694 \text{ kWh}$ anualmente.

Em 6.4.1 obteve-se $Q_i = 4,83 \text{ kWh}$ durante o tempo de registos efectuados.

Então diariamente tem-se,

$$4,83 \text{ kWh} \rightarrow 4,93 \text{ h}$$

$$Q_i \text{ kWh} \rightarrow 12 \text{ h}$$

$$Q_i \text{ diário} = 11,76 \text{ kWh}$$

Logo anualmente, obtém-se $11,76 \text{ kWh} \times 365 \text{ dias} = 4292 \text{ kWh}$.

Da equação (6.19) tem-se,

$$\eta_{\text{energ solar anual}} = \frac{Q_{23}}{Q_i} = \frac{694}{4292} = 0,16 \times 100 = 16\%$$

Este resultado indica que nas condições do ensaio, 16% da energia incidente sobre a área de absorção do painel solar é transferida para a água do termoacumulador.

Como referenciado anteriormente, o rendimento global da instalação solar poderia ser superior, se a inclinação do painel solar fosse bastante inferior, de modo a haver menos desperdício da energia incidente. Pois como se pode observar, a energia incidente é bastante superior à obtida do sistema.

Também se no ensaio efectuado houvesse consumo do termoacumulador, a temperatura da água no seu interior seria inferior, o que faria aumentar a permuta de calor. Assim haveria mais proveito da energia fornecida pela radiação solar.

Por fim, se o traçado da tubagem no interior do edifício estivesse isolado como recomendado, faria com que o rendimento global anual do sistema solar fosse superior.

6.7 Comparação com o software de simulação SolTerm 5.0

Para comparar os valores obtidos nos cálculos do sistema solar, utilizou-se o software SolTerm 5.0.

Este software é o mais indicado para este trabalho, pois foi imposto pelo RCCTE na contabilização da energia captada pelos colectores solares térmicos.

Trata-se de um programa de análise do desempenho de sistemas solares térmicos e fotovoltaicos, encontrando-se ajustado às condições climáticas e técnicas de Portugal.

Na base de dados do programa estão incluídos os dados meteorológicos de referência para 308 concelhos do país, bem como, características de diversos componentes do sistema.

A qualquer momento podem ser introduzidos novos elementos e/ou alteradas as características dos existentes. (Ref. 13)

Para este trabalho, primeiramente foi seleccionado Vila Nova de Gaia como local da instalação. Aí, é imediatamente elaborado o gráfico da irradiação solar horizontal e da temperatura ambiente para o clima de referência.

Depois foi seleccionado o painel solar sunnySol da Gasokol. No caso de um painel não constar na lista de selecção, pode-se adicioná-lo introduzindo as características solicitadas.

Depois foram introduzidos os diâmetros e comprimentos interior e exterior da tubagem, assim como a espessura do isolamento.

Também foram definidas as características de consumo.

Foram introduzidas a inclinação do painel solar em relação à horizontal, assim como o azimute.

Por fim, foi seleccionado o acumulador skyMantel 300 litros da Gasokol. No caso de um acumulador não constar na lista de selecção, pode-se também adicioná-lo introduzindo as características solicitadas.

Finalmente procedeu-se à análise energética e obteve-se o relatório energético do anexo F, do qual se retirou a seguinte tabela de balanço energético mensal e anual:

Localização, posição e envolvente do sistema						

Concelho de Vila Nova de Gaia						
Coordenadas nominais: 41,1°N, 8,6°W						
TRY para RCCTE/STE e SOLTERM (fonte: INETI - versão 2004)						
Obstruções do horizonte: 3° (por defeito)						
Orientação do painel: inclinação 70° - azimute 0°						

Balanço energético mensal e anual						

	Rad.Horiz.	Rad.Inclin.	Desperdiçado	Fornecido	Carga	Apoio
	kWh/m ²	kWh/m ²	kWh	kWh	kWh	kWh
Janeiro	52	92	,	38	324	287
Fevereiro	69	105	,	49	293	244
Março	105	117	,	49	324	276
Abril	144	126	,	58	303	246
Maio	173	124	,	51	314	263
Junho	185	119	,	50	303	254
Julho	205	138	,	69	314	245
Agosto	184	149	,	87	314	226
Setembro	129	133	,	76	303	228
Outubro	95	132	,	75	314	238
Novembro	62	108	,	55	314	259
Dezembro	49	94	,	40	324	285

Anual	1452	1436	,	695	3745	3050

Fracção solar: 18,6%						
Rendimento global anual do sistema: 24% Produtividade: 344 kWh/[m ² colector]						
N.B. 'Fornecido' é designado 'E solar' nos Regulamentos Energéticos (DLs 78,79,80/06)						

Mestrado 2007/08 01-12-2008 19:43:						

Tabela 8: Balanço energético mensal e anual (Ref. 14)

A interpretação dos parâmetros da análise de desempenho do SolTerm 5.0 é a seguinte (Ref. 4):

Rad.Horiz. – energia da radiação solar global na horizontal (kWh/m²)

Rad.Inclin. – energia da radiação solar global no plano dos colectores (kWh/m²)

Desperdiçado – energia acumulada em excesso, dissipada (kWh)

Fornecido – energia fornecida ao consumo pelo sistema solar (kWh).

Carga – energia pedida pelo consumidor (kWh)

Apoio – energia fornecida pelo sistema de apoio (kWh)

Na tabela 7 pode-se observar que:

➤ O “E solar” ou “Fornecido” anualmente ao consumo pelo sistema solar do SolTerm (695 kWh) confirma o valor de energia transferida anualmente pela serpentina do termoacumulador à água de consumo $Q_{23} = 694 \text{ kWh}$, calculado em 6.4.3.

➤ Segundo o RCCTE, a “Carga” pedida pelo consumidor do SolTerm (3745 kWh) calcula-se do seguinte modo (Ref. 13):

$$Q_a = \frac{M_{AQS} \times 4187 \times \Delta T \times n_d}{3\,600\,000} \Leftrightarrow (6.20)$$

Em que,

$Q_a \Rightarrow$ Energia útil dispensada com sistema convencional de preparação de A.Q.S. (Água Quente Sanitária) (kWh/ano).

$M_{AQS} \Rightarrow$ Consumo médio diário de referência de A.Q.S. (litros).

4187 \Rightarrow Calor específico da água.

ΔT \Rightarrow Aumento de temperatura necessário para preparar as A.Q.S.

n_d \Rightarrow Número anual de dias de consumo.

Como,

$$M_{AQS} = 300 \text{ litros} .$$

$\Delta T = 29,4 \text{ }^\circ\text{C}$ (visto que o aumento de temperatura registado no sensor 14 que fica junto da serpentina do termoacumulador, detectou como temperatura mais baixa $41,8^\circ\text{C}$ e mais alta $71,2^\circ\text{C}$ (estes valores estão sombreados com a cor laranja na coluna do sensor 14 do anexo E)).

Da equação (6.20) tem-se,

$$Q_a = \frac{300 \times 4187 \times (71,2 - 41,8) \times 365}{3\,600\,000} = 3744 \text{ kWh}$$

Assim confirma-se o valor da “Carga” do SolTerm. Isto é, com um sistema convencional de preparação de A.Q.S., anualmente são necessários cerca de 3744 kWh, para elevar a temperatura dos 300 litros de água de $29,4^\circ\text{C}$.

➤ O “Apoio” fornecido ao sistema solar para preparar as A.Q.S., quando este não é auto-suficiente é de 3050 kWh. Tanto com o “Fornecido” do SolTerm (695 kWh), como com o $Q_{23} = 694 \text{ kWh}$, calculado em 6.4.3, obtém-se a mesma contribuição do apoio. Isto é,

$$\text{Apoio} = \text{Carga} - \text{Fornecido} = 3745 - 695 = 3050 \text{ kWh}$$

Ou

$$\text{Apoio} = Q_a - Q_{23} = 3744 - 694 = 3050 \text{ kWh}$$

➤ A “Produtividade” é,

$$\text{Produtividade} = \frac{\text{Fornecido ou } Q_{23}}{\text{Área de painel solar}} \Leftrightarrow (6.21)$$

Logo,

$$\text{Produtividade} = \frac{\text{Fornecido}}{\text{Área de painel solar}} = \frac{695}{2,015} = 344 \text{ kWh/m}^2 \text{ colector}$$

$$\text{Produtividade} = \frac{Q_{23}}{\text{Área de painel solar}} = \frac{694}{2,015} = 344 \text{ kWh/m}^2 \text{ colector}$$

Este resultado indica que anualmente, e nas condições do ensaio, o sistema solar produz 344 kWh de energia calorífica, com um painel solar sunnySol da Gasokol.

➤ O rendimento global anual do sistema de 24% do SolTerm difere um pouco dos 16% obtidos em 6.4.4, dado ao facto de nos cálculos efectuados contabilizar-se 12 horas diárias de radiação solar global no plano dos colectores e no SolTerm apenas 8,1 horas, como se pode verificar de seguida:

$$4,83 \text{ kWh} \rightarrow 4,93 \text{ h}$$

$$Q_i \text{ kWh} \rightarrow 8,1 \text{ h}$$

$$Q_{i \text{ diário}} = 7,935 \text{ kWh}$$

Logo, o SolTerm calculou $7,935 \text{ kWh} \times 365 \text{ dias} = 2896 \text{ kWh}$ de energia incidente sobre o painel solar anualmente.

Por área de painel solar tem-se,

$$Q_{i \text{ anual}} = \frac{2896}{2,015} = 1437 \text{ kWh/m}^2$$

Este valor aproxima-se da energia da radiação solar global no plano dos colectores (Rad.Inclin. = 1436 kWh/m²), calculada pelo SolTerm.

Então, o rendimento global anual do sistema solar calculado pelo SolTerm passa a ser,

$$\eta_{\text{energ solar anual}} = \frac{695}{2896} = 0,24 \times 100 = 24\%$$

Deve ser tomado em conta o rendimento global anual do sistema solar obtido no SolTerm, visto que a determinação das horas diárias de radiação solar global no plano dos colectores usada pelo simulador é mais rigorosa.

Então, 24% da energia incidente sobre a área de absorção do painel solar é transferida para a água do termoacumulador.

6.8 Discussão dos resultados obtidos no sistema solar

Com os resultados obtidos, pode-se concluir que o painel solar sunnySol da Gasokol tem boas prestações. Pois, apesar deste estar pouco inclinado para a época do ano em que foi feito o ensaio, prejudicando assim a incidência dos raios solares, consegue fornecer quase metade da energia que lhe é incidente para a mistura de água com propylene glicol que circula nele.

Quanto à serpentina do termoacumulador, também se pode dizer que tem uma boa capacidade de permuta. Pois, conseguiu transferir 41% da energia disponível no fluido solar para a água do termoacumulador, apesar de durante o ensaio não ter havido consumo de A.Q.S., apenas estratificação da água dentro

do termoacumulador (água quente sobe e fria desce), e esta estar com uma temperatura média aproximada à do fluido solar. Esta teria conseguido transferir ainda mais energia se houvesse saída de água quente para o consumo com reposição de água fria. Pois assim haveria um aumento no diferencial de temperatura entre a água do termoacumulador e a mistura do circuito solar, fazendo com que o regresso do fluido, desde a parte inferior da serpentina até à entrada do painel solar, fosse menor. Isto também iria originar um aumento do diferencial de temperatura entre a entrada e saída do painel solar, proporcionando um aumento do rendimento do colector.

Também foi possível verificar que a falta de isolamento no traçado da tubagem proporciona algumas perdas de calor para o ambiente, reduzindo as prestações do sistema solar.

Se todos estes pormenores fossem corrigidos, faria com que houvesse um aumento significativo no rendimento global anual do sistema solar.

7 Conclusão

O crescimento económico e da população mundial tem levado ao significativo aumento do consumo de energia e por consequência as emissões para a atmosfera de gases efeito estufa têm aumentado significativamente com as consequências evidentes no aquecimento global e nas alterações climáticas.

Com o fim anunciado do petróleo, e do gás natural (e com toda a incerteza associada ao seu preço e disponibilidade em zonas conturbadas do mundo), deve-se conseguir das fontes renováveis uma parte dessa energia.

A partir dos resultados obtidos e dos restantes elementos desta tese, pode-se concluir que os sistemas solares térmicos e as bombas de calor são óptimos investimentos no que diz respeito à poupança energética e redução da emissão de gases de efeito-estufa provocada pelas fontes térmicas convencionais.

Os sistemas solares térmicos podem proporcionar uma redução significativa na factura de aquecimento de água sanitária, de forma amiga do ambiente.

No entanto, este trabalho ilustra bem o facto de que todas as normas e boas regras de instalação devem ser cumpridas, tanto por parte dos especialistas em solar como dos fabricantes, de modo a obter o máximo de proveito destes sistemas. O não cumprimento destas regras pode penalizar severamente o rendimento global do sistema solar, assim como dos seus componentes.

Dado que nos dias de menor radiação o sistema solar não consegue colmatar todas as necessidades de preparação de A.Q.S., é necessário escolher um equipamento de apoio, tendo também em conta a poupança energética e redução da emissão de gases de efeito-estufa.

Como se pôde verificar neste trabalho, tanto pelos resultados obtidos e como pelos restantes elementos da tese, a fonte térmica de apoio mais económica (Fig. 7) e mais ecológica (Fig. 8) é a bomba de calor.

Sendo assim, a melhor solução para a preparação de A.Q.S., passa por um sistema solar térmico certificado, com termoacumulador de dupla serpentina. O solar, totalmente gratuito desde que haja radiação solar disponível, interliga na serpentina inferior de modo a tirar-se o máximo proveito deste. A bomba de calor muito eficiente (disponíveis com COP de 5 no mercado) interliga na serpentina

superior. Para além de ser muito económica, a bomba de calor só trabalha nos dias de pouca radiação (cerca de 1400 a 1700 kWh/m².ano de radiação global disponível em Portugal), e muitas das vezes, só para repor o que o solar não conseguiu satisfazer.

Referências bibliográficas:

1. **Pereira, C.** – Energias Renováveis, a Opção Inadiável, SPES, Sociedade Portuguesa de Energia Solar, Lisboa, 1998.
2. **Rey Martínez, F. J., Velasco Gómez, E., Pérez Cano, I., Rincón Cubero, L., Herrero Martín, R., Varela Díez, F.** – Bombas de Calor y Energías Renovables en Edificios, Thomson Editores Spain, Cátedra de Termotecnia, Dpto. Ingeniería Energética y Fluidomecánica, ETS Ingenieros Industriales, Universidad de Valladolid, 2005.
3. **Cruz Costa, J., Perez Lebeña, E.** – Manual do curso de instaladores de equipamentos solares térmicos (Conversão Térmica da Energia Solar), DER/INETI, Departamento de Energias Renováveis/Instituto Nacional de Engenharia, Tecnologia e Inovação, IP e SPES, Sociedade Portuguesa de Energia Solar, Lisboa, 2006.
4. **Aguiar, R.** – Manual de instalação e utilização do software SolTerm, versão 1.5, INETI, Instituto Nacional de Engenharia, Tecnologia e Inovação, IP, Lisboa, 2007.
5. **Pires, L. C.** – Análise exergética de sistemas e processos – Aplicação a uma instalação de refrigeração por compressão de vapor, Universidade da Beira Interior, Covilhã, 2002.
6. **Strapasson Betinardi, A.** – A energia térmica e o paradoxo da eficiência energética – Desafios para um Novo Modelo de Planeamento Energético, Universidade de São Paulo, Programa interunidades de pós-graduação em Energia, Instituto de Electrotécnica e Energia / Instituto de Física Escola Politécnica / Faculdade de Economia, Administração e Contabilidade, São Paulo, 2004.

7. **Vilarinho, A., Vilarinho, P.** – Catálogo de Energia Solar, CIRELIUS, Gás, Aquecimento e Energia Solar, Avintes, 2008.
8. **Vilarinho, A., Vilarinho, P.** – Manual do projectista solar térmico, CIRELIUS, Gás, Aquecimento e Energia Solar, Avintes, 2008.
9. **Airmat – Energia Aerotérmica Super Inverter** – Manual de características técnicas, Airmat, França, 2008.
10. **Formulário teórico de Termodinâmica Aplicada** – Disciplina de Termodinâmica Aplicada I, Universidade da Beira Interior, Covilhã, 2002.
11. **Gonçalves L. C. C.** – Energia, Entropia, Exergia – Conceitos úteis em Engenharia, Universidade da Beira Interior, Covilhã, 2002.
12. **Yumus A. Çengel, Michael A. Boles** – Termodinâmica 3ª Edição, Editora McGraw-Hill de Portugal, Lda., 1998.
13. **Vaquero P.** – Módulo RCCTE – Formação de Projectistas, FEUP – Faculdade de Engenharia do Porto, 2007.
14. **Aguiar R., Carvalho M.** – Software SolTerm versão 5.0, INETI, Instituto Nacional de Engenharia, Tecnologia e Inovação, IP, Lisboa, 2007.

ANEXO A

Registo e gráfico dos sensores da bomba de calor

Tempo (h)	sensor 6 (°C)	sensor 7 (°C)	sensor 8 (°C)	sensor 9 (°C)	sensor 10 (°C)	sensor 11 (°C)	sensor 12 (°C)	sensor 13 (°C)
15:05:00	30.2	31.0	33.2	32.9	37.0	46.7	47.0	29.6
15:08:00	30.0	30.9	32.1	31.8	34.4	45.7	46.9	30.1
15:08:10	30.1	30.9	32.0	31.7	34.4	45.6	46.9	29.9
15:08:20	30.1	30.9	32.0	31.7	34.4	45.6	46.9	30.1
15:08:30	30.1	30.9	32.0	31.7	34.3	45.6	46.9	30.1
15:08:40	30.1	30.9	31.9	31.6	34.1	45.5	46.9	30.1
15:08:50	30.1	30.9	31.9	31.6	34.0	45.4	47.0	30.1
15:09:00	30.1	30.9	31.8	31.5	33.9	45.4	46.9	30.1
15:09:20	30.1	30.9	31.8	31.5	33.7	45.3	46.9	30.1
15:09:30	30.0	30.9	31.7	31.4	33.7	45.2	47.0	30.2
15:09:40	30.0	30.9	31.6	31.4	33.5	45.1	46.9	30.2
15:09:50	30.0	30.9	31.6	31.3	33.4	45.1	46.9	30.2
15:10:00	30.0	30.9	31.5	31.3	33.4	45.0	46.9	30.2
15:10:10	30.0	30.9	31.5	31.2	33.2	44.9	47.0	30.2
15:10:40	30.0	30.8	31.4	31.1	32.9	44.8	46.9	30.1
15:11:20	30.0	30.8	31.2	30.9	32.4	44.4	46.9	30.1
15:11:30	29.9	30.9	31.1	30.8	32.3	44.4	46.9	30.1
15:11:40	29.9	30.8	31.1	30.9	32.1	44.3	46.9	30.1
15:12:20	29.9	30.8	31.0	30.7	31.7	43.9	46.9	30.1
15:12:50	29.9	30.8	30.9	30.6	31.3	43.6	46.9	30.1
15:13:00	29.9	30.8	30.7	30.6	31.3	43.6	46.9	30.0
15:13:10	29.9	30.8	30.7	30.5	31.2	43.5	46.9	29.9
15:13:30	29.9	30.8	30.7	30.4	31.0	43.3	46.9	29.9
15:14:00	29.9	30.8	30.6	30.3	30.8	43.0	46.8	29.8
15:14:10	29.8	30.8	30.5	30.2	30.7	42.9	46.8	29.8
15:14:20	29.8	30.8	30.5	30.2	30.6	42.8	46.8	29.7
15:14:50	29.8	30.8	30.5	30.2	30.5	42.6	46.8	29.7
15:15:10	29.9	30.8	30.4	30.1	30.4	42.4	46.8	29.8
15:15:40	29.8	30.8	30.2	30.1	30.3	42.2	46.8	29.7
15:16:30	29.8	30.8	30.1	29.9	29.9	41.7	46.8	29.7
15:17:40	29.9	30.8	30.0	29.7	29.7	40.9	46.8	29.7
15:18:20	29.8	30.7	29.9	29.7	29.6	40.4	46.7	29.7
15:18:50	29.8	30.8	29.8	29.6	29.5	40.1	46.7	29.7
15:19:20	29.8	30.8	29.7	29.6	29.4	39.7	46.6	29.7
15:19:40	29.8	30.8	29.7	29.5	29.4	39.4	46.6	29.7
15:19:50	29.8	30.8	29.7	29.5	29.3	39.3	46.5	29.7
15:20:00	29.8	30.7	29.6	29.4	29.3	39.2	46.5	29.7
15:20:10	29.7	30.7	29.6	29.5	29.3	39.0	46.5	29.7
15:20:20	29.8	30.8	29.6	29.4	29.2	38.8	46.5	29.8
15:20:30	29.7	30.8	29.6	29.4	29.2	38.7	46.5	29.8
15:20:40	29.8	30.7	29.6	29.4	29.2	38.6	46.5	29.7
15:20:50	29.7	30.8	29.6	29.3	29.2	38.5	46.4	29.8
15:21:00	29.7	30.8	29.6	29.4	29.1	38.3	46.4	29.8
15:21:10	29.7	30.7	29.5	29.3	29.1	38.2	46.4	29.8
15:21:30	29.7	30.7	29.5	29.3	29.0	37.9	46.3	29.8
15:21:50	29.8	30.7	29.5	29.3	29.0	37.7	46.3	29.7
15:22:00	29.8	30.7	29.5	29.3	29.0	37.5	46.3	29.7

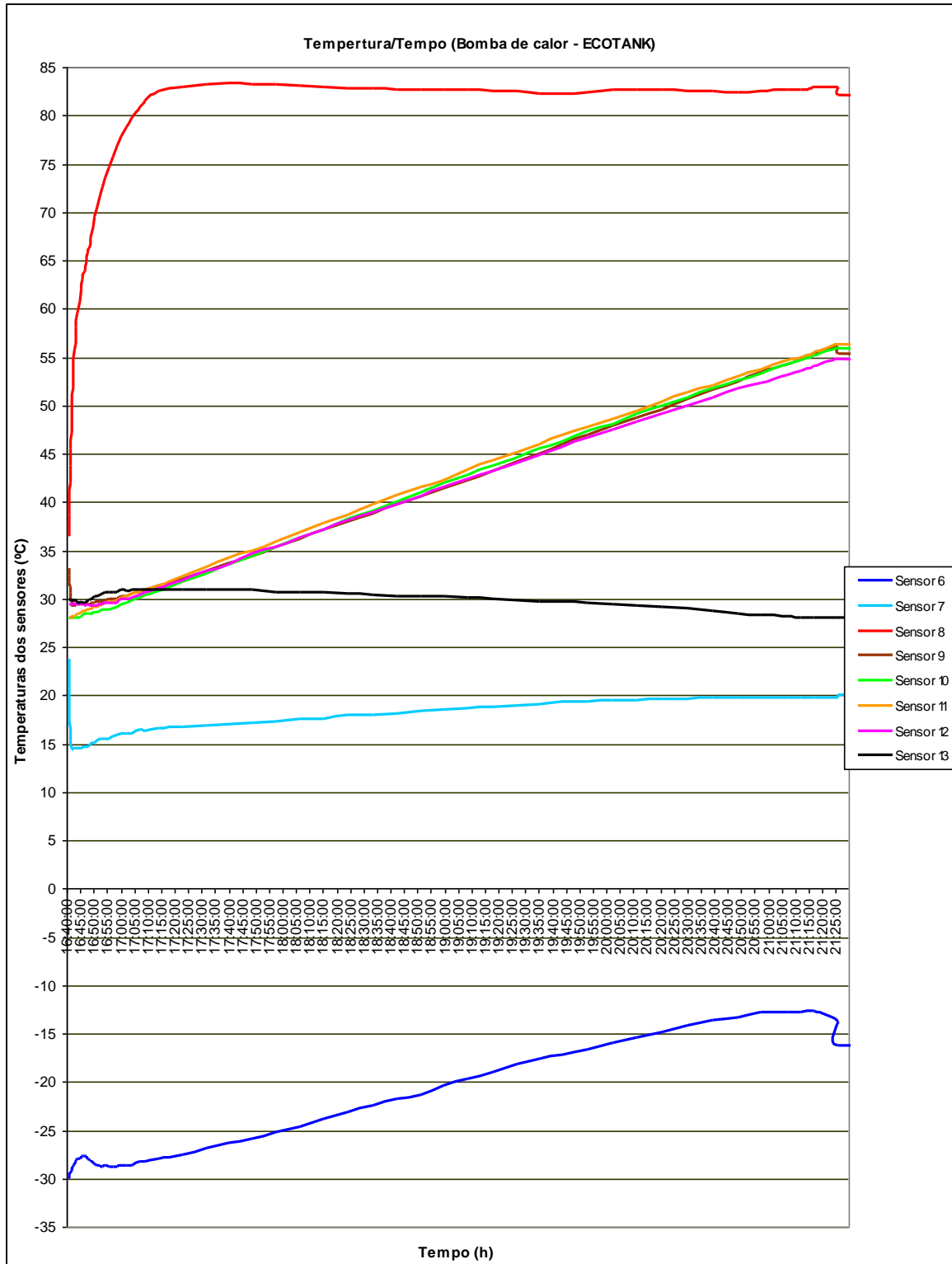
15:22:10	29.7	30.8	29.5	29.2	29.0	37.3	46.3	29.8
15:22:20	29.8	30.7	29.4	29.2	29.0	37.2	46.2	29.8
15:22:30	29.8	30.7	29.5	29.2	28.9	37.1	46.2	29.7
15:22:40	29.7	30.7	29.4	29.2	28.9	36.9	46.2	29.8
15:22:50	29.8	30.7	29.4	29.2	28.9	36.7	46.2	29.8
15:23:00	29.8	30.8	29.3	29.2	28.9	36.6	46.1	29.8
15:23:10	29.7	30.7	29.4	29.2	28.9	36.5	46.0	29.9
15:23:20	29.8	30.7	29.4	29.2	28.9	36.3	46.0	29.9
15:23:30	29.7	30.7	29.3	29.2	28.9	36.2	45.9	30.0
15:24:00	29.7	30.7	29.3	29.2	28.9	35.7	45.8	30.0
15:24:40	29.7	30.7	29.2	29.1	28.8	35.2	45.6	30.1
15:25:10	29.7	30.7	29.2	29.0	28.7	34.7	45.4	30.1
15:25:30	29.7	30.7	29.1	29.1	28.7	34.5	45.3	30.1
15:25:50	29.7	30.7	29.1	29.0	28.7	34.2	45.2	30.1
15:26:00	29.7	30.7	29.1	29.0	28.7	34.1	45.2	30.1
15:26:10	29.7	30.7	29.1	29.0	28.6	34.0	45.1	30.1
15:26:20	29.7	30.7	29.1	29.0	28.6	33.8	45.1	30.1
15:26:30	29.7	30.7	29.1	29.0	28.6	33.7	45.0	30.1
15:27:10	29.7	30.7	29.0	28.9	28.6	33.2	44.7	30.1
15:27:50	29.7	30.7	29.0	28.9	28.5	32.7	44.4	30.2
15:28:10	29.7	30.7	29.0	28.9	28.4	32.4	44.2	30.0
15:28:20	29.7	30.7	29.0	28.8	28.5	32.3	44.1	30.0
15:29:10	29.7	30.6	29.0	28.8	28.4	31.7	43.7	29.9
15:29:30	29.7	30.7	29.0	28.8	28.4	31.5	43.6	29.8
15:30:40	29.7	30.6	29.0	28.8	28.4	30.9	43.0	29.7
15:31:50	29.7	30.6	28.9	28.7	28.4	30.4	42.4	29.7
15:32:00	29.7	30.6	28.9	28.8	28.4	30.3	42.3	29.7
15:33:20	29.7	30.6	28.8	28.7	28.3	29.8	41.6	29.7
15:43:00	29.6	30.5	28.5	28.5	27.9	28.2	33.6	30.2
15:43:10	29.6	30.5	28.5	28.4	27.9	28.2	33.6	30.2
15:43:20	29.6	30.5	28.5	28.5	27.9	28.2	33.4	30.2
15:43:30	29.6	30.5	28.5	28.5	27.9	28.2	33.3	30.2
15:43:50	29.7	30.5	28.5	28.5	27.9	28.2	33.1	30.2
15:44:00	29.6	30.5	28.5	28.5	27.9	28.2	32.9	30.2
15:44:10	29.6	30.5	28.5	28.5	27.9	28.2	32.8	30.2
15:44:20	29.6	30.5	28.5	28.5	27.9	28.2	32.7	30.2
15:44:30	29.6	30.5	28.4	28.5	27.9	28.2	32.6	30.2
15:44:40	29.6	30.5	28.5	28.5	27.9	28.2	32.4	30.2
15:44:50	29.6	30.5	28.5	28.5	27.9	28.2	32.4	30.2
15:45:00	29.6	30.4	28.5	28.5	27.9	28.2	32.2	30.2
15:45:10	29.6	30.5	28.5	28.4	27.9	28.2	32.1	30.2
15:45:20	29.6	30.5	28.5	28.5	27.9	28.2	32.1	30.2
15:45:30	29.6	30.5	28.5	28.5	27.9	28.1	31.9	30.2
15:45:50	29.6	30.5	28.5	28.4	27.9	28.1	31.7	30.2
15:47:20	29.6	30.4	28.4	28.4	27.9	28.1	31.0	30.2
15:48:10	29.6	30.4	28.4	28.4	27.9	28.1	30.6	30.1
15:49:00	29.6	30.4	28.4	28.4	27.8	28.0	30.3	30.1
15:49:40	29.5	30.4	28.4	28.4	27.8	28.0	30.1	30.1
15:50:20	29.5	30.4	28.4	28.4	27.8	28.0	30.1	30.1
15:50:50	29.5	30.4	28.4	28.4	27.8	28.0	30.1	30.1
15:51:20	29.5	30.4	28.4	28.4	27.8	28.0	30.0	30.1
15:52:00	29.6	30.4	28.4	28.5	27.8	27.9	29.9	30.1
15:53:00	29.5	30.4	28.4	28.5	27.8	27.9	29.9	29.9

15:54:30	29.5	30.3	28.4	28.4	27.9	28.0	29.8	29.9
15:57:30	29.5	30.3	28.4	28.5	27.8	28.0	29.6	29.9
15:58:10	29.5	30.3	28.4	28.5	27.9	28.1	29.6	29.8
15:58:20	29.5	30.3	28.4	28.5	27.9	28.0	29.6	29.9
15:58:40	29.4	30.3	28.4	28.4	27.9	28.0	29.6	29.8
16:10:00	29.4	30.4	28.5	28.6	27.8	28.0	29.5	29.9
16:15:20	29.4	30.6	28.5	28.6	27.8	28.0	29.5	29.8
16:21:00	29.3	30.8	28.5	28.5	27.8	28.0	29.5	30.0
16:25:20	29.3	30.8	28.5	28.4	27.9	28.0	29.5	29.9
16:29:20	29.3	30.8	28.5	28.3	27.9	28.0	29.4	29.9
16:31:40	29.4	30.8	28.5	28.3	27.8	28.0	29.5	30.0
16:36:10	29.4	30.8	28.5	28.4	27.8	28.0	29.4	30.2
16:40:20	29.3	30.6	30.0	29.4	27.9	28.0	29.4	30.1
16:40:30	28.6	30.5	31.9	31.0	27.8	28.0	29.4	30.0
16:40:40	25.9	30.2	34.3	32.7	27.9	28.1	29.5	30.0
16:40:50	23,7	30	36,4	33,2	27,9	28	29,4	29,9
16:41:00	20,7	29,9	38,6	32,5	28	28,1	29,4	29,9
16:41:10	18,3	29,6	40,3	31,8	28	28,1	29,4	29,8
16:41:20	16,6	29,5	42	31,2	28,1	28,1	29,4	29,8
16:41:30	15,4	29,3	43,8	30,6	28,1	28,1	29,4	29,9
16:41:40	14,9	29,3	45,5	30,2	28,1	28,1	29,5	29,8
16:41:50	14,6	29,2	47,2	29,8	28	28,1	29,4	29,8
16:42:00	14,5	29	48,8	29,6	28,1	28,1	29,4	29,8
16:42:10	14,4	29	50,4	29,4	28,1	28,1	29,4	29,8
16:42:20	14,4	28,8	51,7	29,3	28,1	28,2	29,4	29,8
16:42:30	14,5	28,6	52,8	29,3	28,1	28,2	29,5	29,8
16:42:40	14,5	28,6	54	29,3	28,1	28,2	29,5	29,8
16:43:00	14,5	28,5	55,7	29,3	28,1	28,2	29,4	29,8
16:43:20	14,5	28,3	57,1	29,3	28,1	28,2	29,5	29,7
16:43:40	14,5	28,1	58,1	29,4	28,1	28,3	29,4	29,7
16:44:10	14,5	28	59,5	29,4	28,1	28,4	29,4	29,7
16:44:50	14,5	27,9	60,7	29,4	28,1	28,5	29,4	29,6
16:45:30	14,5	27,7	61,9	29,4	28,2	28,6	29,4	29,7
16:46:10	14,5	27,7	63,1	29,4	28,3	28,7	29,4	29,6
16:46:30	14,6	27,7	63,7	29,4	28,3	28,7	29,4	29,5
16:46:40	14,6	27,7	63,9	29,4	28,4	28,7	29,4	29,5
16:47:10	14,7	27,7	64,8	29,5	28,4	28,7	29,3	29,7
16:47:50	14,7	28	65,8	29,5	28,4	28,8	29,4	29,8
16:48:10	14,8	28,1	66,3	29,4	28,4	28,9	29,3	29,8
16:48:40	14,9	28,1	67	29,5	28,4	29	29,3	29,9
16:48:50	15	28,2	67,3	29,5	28,4	28,9	29,3	29,9
16:49:40	15,1	28,4	68,4	29,6	28,5	29,1	29,3	30,1
16:50:30	15,1	28,5	69,5	29,6	28,6	29,1	29,3	30,2
16:51:20	15,3	28,7	70,5	29,7	28,6	29,2	29,3	30,3
16:52:20	15,5	28,6	71,6	29,7	28,7	29,3	29,4	30,4
16:53:30	15,5	28,8	72,6	29,7	28,8	29,4	29,4	30,5
16:54:30	15,5	28,7	73,6	29,8	28,9	29,6	29,5	30,6
16:55:50	15,5	28,8	74,7	29,9	28,9	29,7	29,6	30,7
16:57:10	15,7	28,8	75,8	29,9	29	29,7	29,6	30,7
16:58:40	15,9	28,8	76,8	30	29,2	29,8	29,6	30,7
17:00:20	16	28,6	77,8	30,2	29,4	30,1	29,9	30,9
17:02:10	16	28,6	78,8	30,3	29,5	30,2	30	30,8
17:04:20	16,1	28,6	79,8	30,5	29,8	30,5	30,1	30,9

17:07:20	16,4	28,3	80,8	30,7	30,1	30,7	30,4	30,9
17:08:10	16,4	28,3	81,1	30,8	30,2	30,9	30,5	30,9
17:09:20	16,3	28,2	81,5	30,9	30,4	30,9	30,6	31
17:14:10	16,6	27,9	82,5	31,3	30,8	31,4	31,1	31
17:22:50	16,7	27,5	83	32,1	31,8	32,3	31,9	30,9
17:31:40	16,9	26,9	83,2	32,9	32,6	33,3	32,8	30,9
17:40:20	17	26,3	83,3	33,7	33,6	34,2	33,6	30,9
17:48:50	17,2	25,9	83,2	34,4	34,4	35	34,6	30,9
17:57:30	17,3	25,2	83,2	35,3	35,4	35,9	35,3	30,7
18:06:10	17,5	24,7	83,1	36,2	36,3	36,8	36,3	30,7
18:15:20	17,6	23,8	83	37,1	37,2	37,8	37,1	30,6
18:24:20	17,9	23,1	82,8	37,9	38,2	38,7	38,1	30,5
18:33:30	18	22,4	82,8	38,8	39,1	39,7	38,9	30,4
18:42:40	18,1	21,8	82,6	39,7	40	40,7	39,8	30,3
18:51:10	18,4	21,3	82,7	40,6	41	41,5	40,6	30,2
18:59:50	18,5	20,4	82,6	41,4	41,9	42,3	41,6	30,2
19:08:50	18,6	19,7	82,6	42,3	42,8	43,3	42,4	30,1
19:17:50	18,8	19	82,5	43,2	43,7	44,3	43,2	29,9
19:26:50	19	18,2	82,5	44,2	44,6	45,1	44,1	29,8
19:35:30	19,1	17,6	82,2	45	45,6	45,9	44,9	29,7
19:43:40	19,3	17,2	82,3	45,9	46,3	46,9	45,7	29,7
19:53:10	19,4	16,7	82,4	46,9	47,3	47,7	46,6	29,6
20:02:40	19,5	16	82,6	47,9	48,1	48,6	47,5	29,4
20:11:20	19,5	15,4	82,6	48,7	49,1	49,4	48,3	29,3
20:20:40	19,6	14,8	82,6	49,6	49,9	50,4	49,2	29,2
20:30:10	19,6	14,2	82,5	50,6	50,8	51,3	50	29
20:39:20	19,7	13,6	82,5	51,6	51,7	52,1	50,8	28,7
20:49:00	19,7	13,3	82,4	52,4	52,6	53	51,7	28,5
20:57:00	19,8	12,8	82,5	53,4	53,3	53,7	52,3	28,3
21:07:00	19,8	12,8	82,6	54,3	54,3	54,6	53,2	28,2
21:12:10	19,8	12,7	82,7	54,8	54,7	55	53,6	28,1
21:16:40	19,8	12,6	82,8	55,3	55,1	55,4	54	28
21:17:10	19,8	12,7	82,9	55,4	55,2	55,5	54,1	28
21:25:40	19,8	13,7	82,9	56	55,9	56,3	54,8	28,1
21:25:50	20	16,2	82,1	55,3	55,9	56,3	54,8	28,1
21:26:00	20,4	18,3	80,9	54,0	56,0	56,3	54,8	28,0
21:26:10	21,1	20,4	79,3	52,6	56,0	56,3	54,8	28,1
21:26:20	21,9	22,1	77,8	51,4	55,9	56,4	54,8	28,1
21:26:30	23,1	23,5	76,0	50,2	56,0	56,4	54,8	28,1
21:26:40	24,2	25,1	74,4	49,1	56,0	56,4	54,8	28,1
21:26:50	25,5	26,4	72,9	48,2	55,9	56,4	54,8	28,1
21:27:00	27,0	27,9	71,3	47,2	55,9	56,4	54,8	28,1
21:27:10	28,3	29,2	70,0	46,3	55,9	56,4	54,8	28,1
21:27:20	29,6	31,2	68,6	45,3	55,9	56,4	54,9	28,1
21:27:30	30,6	32,8	67,5	44,8	55,9	56,4	54,9	28,1
21:27:40	31,4	34,7	66,4	44,4	55,9	56,4	54,9	28,2
21:27:50	32,1	35,7	65,4	44,1	55,9	56,4	54,9	28,2
21:28:00	32,4	36,4	64,4	44,0	55,9	56,4	54,9	28,2
21:28:10	32,7	36,7	63,1	43,8	55,9	56,4	54,9	28,2
21:28:20	32,9	36,9	62,0	43,8	55,9	56,4	54,9	28,2
21:28:30	33,1	36,8	60,8	43,7	55,8	56,4	54,9	28,2
21:28:50	33,2	36,6	58,9	43,8	55,9	56,4	54,9	28,2
21:29:10	33,2	36,4	57,4	43,8	55,9	56,4	54,9	28,2

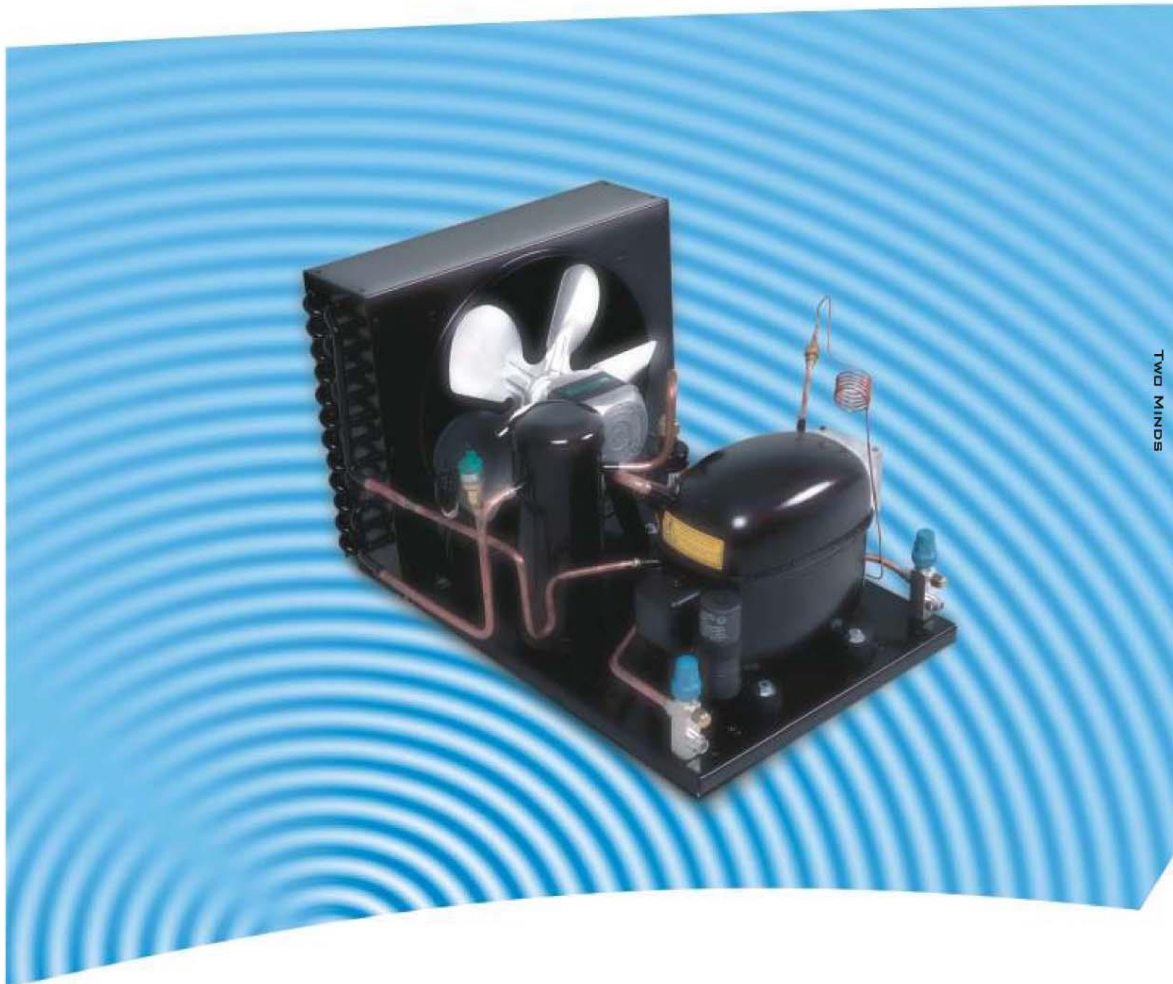
21:29:30	33.1	36.0	56.1	44.1	55.9	56.4	54.9	28.3
21:29:50	32.9	35.8	54.8	44.1	55.9	56.4	54.9	28.3
Média: (das 16:40:50 às 21:25:50)	16,8	24,6	71,0	35,8	35,0	35,5	35,4	29,9

Nota: Os valores da tabela coloridos de azul e limitados pelas linhas vermelhas, incluindo as duas linhas coloridas de laranja obtidas por interpolação, correspondem ao tempo de funcionamento da bomba de calor. A média foi calculada para esses valores, sendo a média dos valores registados pelos sensores correspondentes ao tempo de funcionamento da bomba de calor.



ANEXO B

Danfoss

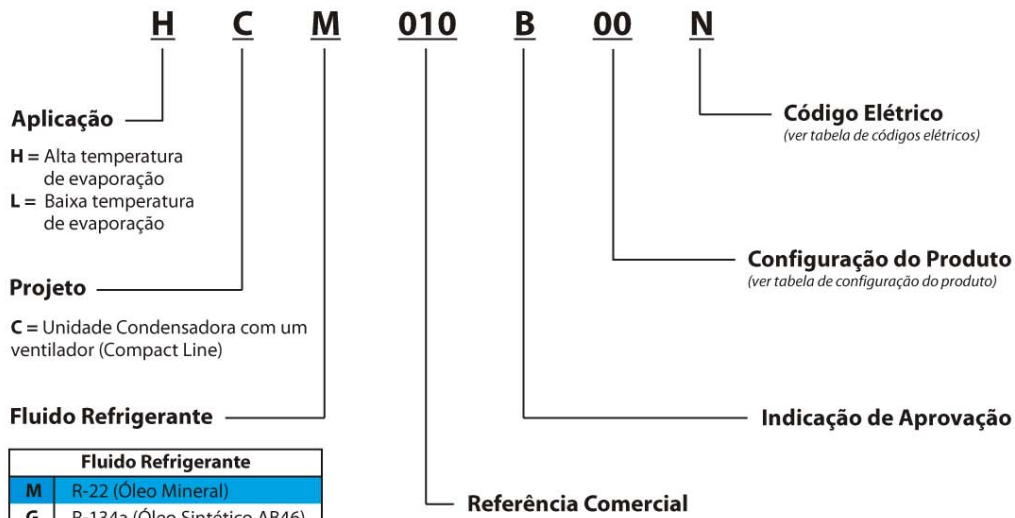


Seleção e Aplicação de Unidades Condensadoras Fracionárias Herméticas - 60Hz

R-22 R-134a

REFRIGERAÇÃO E
AR CONDICIONADO

Designação de Modelos



Código Elétrico	
B	Compressor 110V/1F/60Hz Ventilador 110V/1F/60Hz
N	Compressor 230V/1F/60Hz Ventilador 230V/1F/60Hz

Configuração do Produto

Esta informação é dada através de uma opção de código de dois dígitos que define as variações construtivas aplicadas aos modelos de série.

As principais variações construtivas aplicáveis aos produtos de série estão listadas abaixo. Outras opções podem ser desenvolvidas mediante

solicitação ao Departamento de Vendas da Danfoss.

Código	Pressostato		Tanque de líquido	Caixa elétrica padrão	Filtro secador	Válvula de serviço	
	Alta	Baixa				Sucção	Decarga
00							
20	X	X	X	X	X	X	X
25			X	X		X	X

Importante! Caixa Elétrica Padrão contém apenas bornes de ligação.
Observação: Os modelos HCG002 e HCG003 disponíveis apenas na opção 00.

Especificações Gerais

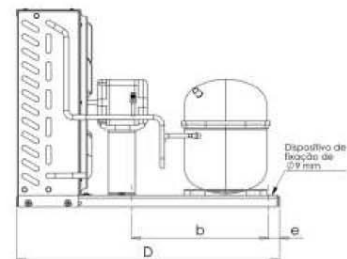
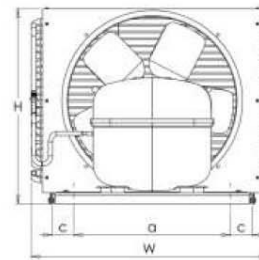
R-134a / R-22

Modelo	Código elétrico	Referência comercial	Peso (Kg)	Compressor				Condensador tipo	Ventilador			Conexões		Tanque de líquido volume interno (litros)
				Modelo	Código	Volume desl. (m³/h)	Carga de óleo (litros)		Qtde (Nb)	Ø (mm)	Vazão de ar (m³/h)	Sucção (pol.)	Líquido (pol.)	
R-134a														
HCG 002	B	1/5	16,5	NF5.5FX	105G562300	1,3	0,32	A1	1	200	400	5/16"	1/4"	---
	N		17,0	NF6.1MF	105G666000	1,3	0,32							
HCG 003	B	1/4	17,2	NF7FX	105G572300	1,6	0,32	B1	1	200	381	5/16"	1/4"	---
	N		17,2	NF7FX	105G674300	1,6	0,32							
HCG 004	B	1/3	17,9	NF10FX	105G594100	2,2	0,32	C1	1	254	920	5/16"	5/16"	1,20
	N		18,4	NF10FX	105G684600	2,2	0,32							
HCG 005	B	1/3+	20,9	SC12G	104G725000	2,8	0,60	D1	1	254	875	3/8"	5/16"	1,20
	N		20,9	SC12G	104G824500	2,8	0,55							
HCG 006	B	1/2	20,9	SC15G	104G755000	3,3	0,60	D1	1	254	875	3/8"	5/16"	1,58
	N		21,4	SC15G	104G852600	3,3	0,55							
HCG 008	B	5/8	23,4	SC18G	104G780000	3,8	0,60	F1	1	300	1600	3/8"	3/8"	1,58
	N		23,4	SC18G	104G882300	3,8	0,55							
HCG 009	N	3/4	14,0	SC21G	104G812400	4,5	0,55	G1	1	300	1524	3/8"	3/8"	1,58
R-22														
HCM 004	B	1/3	18,5	SC10CL	104L150300	2,2	0,60	D1	1	254	875	3/8"	5/16"	1,20
	N		18,5	SC10MLX	104L250600	2,2	0,60							
HCM 006	B	1/2	22,2	SC12MLX	104L160600	2,8	0,60	D1	1	254	875	3/8"	5/16"	1,20
	N		22,2	SC12MLX	104L260600	2,8	0,60							
HCM 008	B	5/8	26,2	SC15MLX.2	104L180600	3,3	0,60	F1	1	300	1600	3/8"	5/16"	1,58
	N		26,2	SC15MLX.2	104L280300	3,3	0,60							
HCM 009	N	3/4	41,0	T6220	191U198400	3,8	0,58	F1	1	300	1600	3/8"	3/8"	1,58
HCM 010	N	7/8	43,0	T6222	191U198700	4,4	0,58	G1	1	300	1524	3/8"	3/8"	2,06
HCM 012	N	1	45,0	J9226	191U198501	4,7	0,89	G1	1	300	1524	3/8"	3/8"	2,06
HCM 015	N	1 1/4	47,0	J9232	191U198800	5,7	0,89	C5	1	300	1740	3/8"	3/8"	3,10

Dados dimensionais

Modelo	Dimensões Gerais (mm)			Fixação (mm)			
	W	D	H	a	b	c	e
R-134a							
HCG 002	348	397	235	170	175	10	10
HCG 003	348	397	235	170	175	10	10
HCG 004	382	450	284	220	280	50	20
HCG 005	382	450	284	220	280	50	20
HCG 006	382	450	284	220	280	50	20
HCG 008	436	550	360	290	335	40	20
HCG 009	436	550	360	290	355	40	20

Modelo	Dimensões Gerais (mm)			Fixação (mm)			
	W	D	H	a	b	c	e
R-22							
HCM 004	382	450	284	220	280	50	20
HCM 006	382	450	284	220	280	50	20
HCM 008	436	550	360	290	335	40	20
HCM 009	436	550	360	290	335	40	20
HCM 010	436	550	360	290	355	40	20
HCM 012	436	550	360	290	355	40	20
HCM 015	700	500	442	660	300	20	25



Dados de Capacidade

R-134a / R-22

Modelo	TE	+10°C		+5°C		0°C		-5°C		-10°C		-15°C		-20°C		-30°C	
	TA	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.
R-134a																	
HCG 002	32	745	0,3	620	0,3	509	0,3	415	0,4	333	0,4	264	0,3	202	0,2	--	--
	35	710	0,3	592	0,3	485	0,3	393	0,4	314	0,4	247	0,3	190	0,2	--	--
	38	--	--	563	0,3	460	0,4	372	0,4	295	0,4	230	0,3	165	0,3	--	--
	43	--	--	--	--	418	0,4	336	0,5	264	0,4	203	0,4	141	0,3	--	--
HCG 003	32	875	0,4	728	0,4	599	0,4	489	0,4	394	0,4	313	0,3	246	0,2	--	--
	35	833	0,4	695	0,4	570	0,4	463	0,5	372	0,4	292	0,3	231	0,2	--	--
	38	--	--	661	0,4	541	0,5	438	0,5	349	0,5	272	0,4	200	0,3	--	--
	43	--	--	--	--	492	0,5	396	0,5	313	0,5	240	0,4	171	0,4	--	--
HCG 004	32	973	0,5	810	0,5	666	0,5	540	0,5	432	0,4	349	0,4	262	0,3	--	--
	35	926	0,5	773	0,5	634	0,5	512	0,5	407	0,4	327	0,4	246	0,3	--	--
	38	--	--	736	0,5	601	0,5	484	0,6	383	0,4	304	0,4	226	0,3	--	--
	43	--	--	--	--	547	0,6	438	0,6	342	0,5	268	0,4	193	0,4	--	--
HCG 005	32	1422	0,6	1185	0,5	956	0,5	768	0,4	593	0,3	441	0,4	315	0,3	--	--
	35	1355	0,6	1131	0,6	910	0,5	728	0,4	560	0,4	413	0,4	296	0,3	--	--
	38	--	--	1076	0,6	863	0,6	688	0,4	526	0,4	384	0,4	242	0,3	--	--
	43	--	--	--	--	786	0,6	623	0,5	471	0,4	338	0,4	206	0,4	--	--
HCG 006	32	1644	0,8	1373	0,7	1115	0,7	906	0,5	711	0,4	538	0,4	396	0,3	--	--
	35	1566	0,8	1310	0,7	1060	0,7	858	0,5	671	0,4	504	0,4	372	0,3	--	--
	38	--	--	1246	0,7	1006	0,8	811	0,5	631	0,5	469	0,4	307	0,4	--	--
	43	--	--	--	--	916	0,8	734	0,6	564	0,5	413	0,4	262	0,4	--	--
HCG 008	32	1987	0,8	1607	0,7	1286	0,6	1016	0,5	792	0,4	608	0,4	459	0,4	--	--
	35	1892	0,9	1534	0,7	1223	0,6	963	0,5	747	0,5	569	0,4	432	0,4	--	--
	38	--	--	1459	0,8	1161	0,7	910	0,5	702	0,5	530	0,4	357	0,4	--	--
	43	--	--	--	--	1056	0,7	823	0,6	628	0,5	466	0,4	304	0,4	--	--
HCG 009	32	--	--	--	--	--	--	1342	0,6	1076	0,6	850	0,5	659	0,5	366	0,4
	35	--	--	--	--	--	--	1272	0,6	1015	0,6	795	0,5	619	0,5	347	0,4
	38	--	--	--	--	--	--	1203	0,6	954	0,6	740	0,5	569	0,5	310	0,4
	43	--	--	--	--	--	--	1088	0,7	853	0,6	651	0,6	487	0,5	252	0,4
R-22																	
HCM 004	32	1088	0,8	1348	0,7	1118	0,7	908	0,7	706	0,6	525	0,5	401	0,4	--	--
	35	1036	0,9	1286	0,8	1064	0,7	861	0,6	666	0,6	491	0,5	377	0,4	--	--
	38	--	--	1224	0,8	1010	0,9	814	0,9	626	0,8	457	0,7	288	0,6	--	--
	43	--	--	--	--	919	0,9	736	0,9	560	0,8	402	0,7	244	0,6	--	--
HCM 006	32	1862	1,0	1580	1,0	1316	0,9	1073	0,8	840	0,7	629	0,6	486	0,5	--	--
	35	1773	1,0	1508	1,0	1252	0,9	1017	0,8	792	0,7	588	0,6	457	0,5	--	--
	38	--	--	1434	1,0	1188	0,9	961	0,9	745	0,8	548	0,7	351	0,6	--	--
	43	--	--	--	--	1081	0,9	870	0,9	666	0,8	482	0,7	298	0,6	--	--
HCM 008	32	2267	1,1	1911	1,1	1585	1,0	1288	0,9	1015	0,8	764	0,7	606	0,6	--	--
	35	2159	1,2	1823	1,1	1508	1,0	1221	0,9	958	0,8	715	0,7	570	0,6	--	--
	38	--	--	1735	1,2	1431	1,1	1154	1,0	900	0,9	666	0,8	432	0,7	--	--
	43	--	--	--	--	1302	1,1	1044	1,0	805	0,9	586	0,8	367	0,7	--	--
HCM 009	32	2754	1,2	2330	1,1	1962	1,0	1626	0,9	1318	0,8	1066	0,7	816	0,6	--	--
	35	--	--	2223	1,1	1867	1,1	1541	0,9	1243	0,8	997	0,7	735	0,6	--	--
	38	--	--	2116	1,2	1772	1,1	1456	1,0	1168	0,8	928	0,7	688	0,6	--	--
	43	--	--	--	--	1613	1,1	1317	1,0	1045	0,9	817	0,7	589	0,7	--	--
HCM 010	32	3331	1,3	2808	1,1	2183	1,1	1825	0,9	1533	0,8	1187	0,7	873	0,7	--	--
	35	3178	1,3	2679	1,1	2078	1,1	1730	1,0	1446	0,9	1110	0,7	786	0,7	--	--
	38	--	--	2550	1,2	1972	1,1	1634	1,0	1359	0,9	1033	0,8	736	0,7	--	--
	43	--	--	--	--	1795	1,1	1478	1,0	1216	0,9	910	0,8	630	0,7	--	--
HCM 012	32	3565	1,4	3017	1,2	2533	1,2	2108	1,0	1669	0,9	1255	0,8	904	0,7	--	--
	35	3408	1,5	2878	1,2	2410	1,3	1998	1,0	1574	0,9	1174	0,8	846	0,7	--	--
	38	--	--	2739	1,2	2287	1,3	1888	1,1	1479	0,9	1093	0,8	787	0,7	--	--
	43	--	--	--	--	2082	1,3	1708	1,1	1323	0,9	962	0,9	693	0,8	--	--
HCM 015	32	4053	1,6	3388	1,4	2776	1,3	2222	1,1	1730	1,1	1301	0,9	936	0,8	--	--
	35	3853	1,6	3216	1,4	2632	1,4	2104	1,2	1635	1,1	1229	0,9	884	0,8	--	--
	38	--	--	3045	1,5	2488	1,4	1985	1,2	1541	1,1	1156	0,9	832	0,8	--	--
	43	--	--	--	--	2247	1,5	1791	1,2	1387	1,1	1038	0,9	747	0,9	--	--

LEGENDA

C.R. = Capacidade de Refrigeração (Kcal/h)
P.C. = Potência de Consumo (Kw)

T.E. = Temperatura de Evaporação
T.A. = Temperatura Ambiente

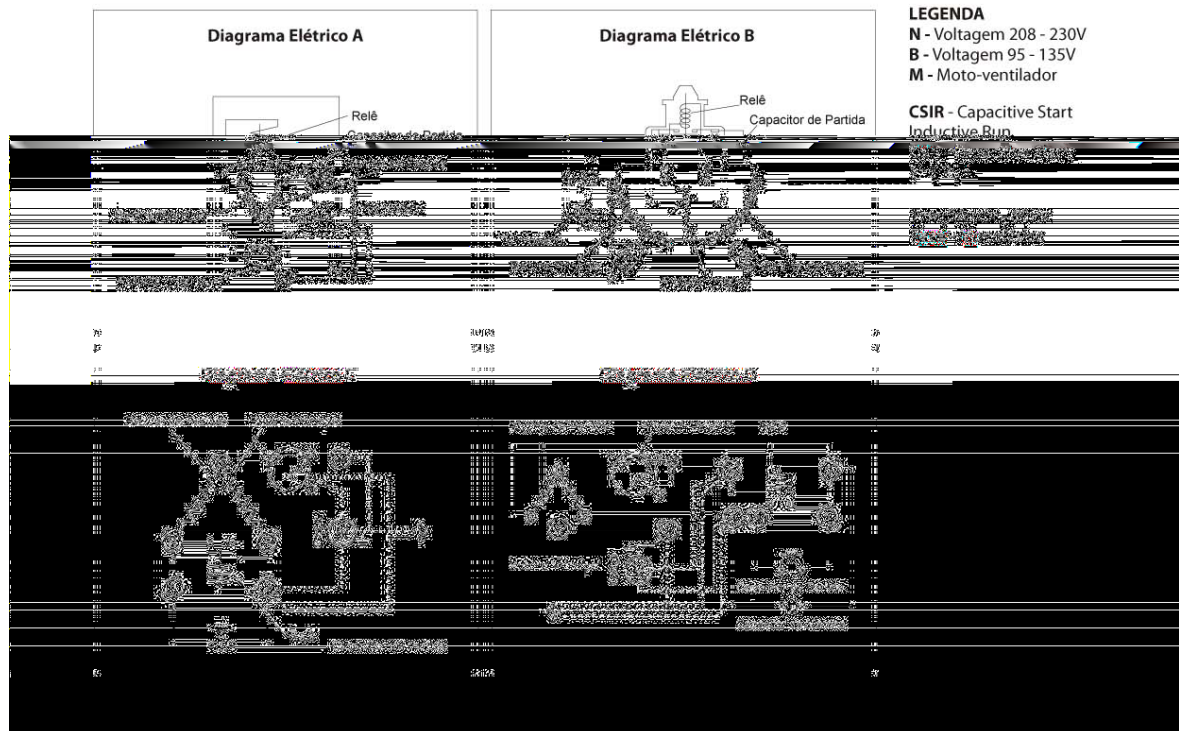
CONDIÇÕES NOMINAIS

Superaquecimento 18K
Sub-resfriamento 3K

Dados Eléctricos

R-134a / R-22

Modelo	Código eléctrico	Compressor		Diagrama eléctrico	Diagrama eléctrico	Capacitor de marcha 440V (µF)	Capacitor de partida 380V (µF)	Corrente nominal RLA (A)	Corrente de rotor bloqueado LRA (A)	Ventilador	
		Modelo	Código							(A)	Out put (W)
R-134a											
HCG 002	B	NF5.5FX	105G562300	A	CSIR	--	280	3,5	22,2	0,74	16
	N	NF6.1MF	105G666000							0,36	
HCG 003	B	NF7FX	105G572300	A	CSIR	--	280	4,5	28,0	0,74	16
	N	NF7FX	105G674300							0,36	
HCG 004	B	NF10FX	105G594100	A	CSIR	--	320	5,4	30,0	0,74	16
	N	NF10FX	105G684600							0,36	
HCG 005	B	SC12G	104G725000	B	CSIR	--	240	6,7	42,0	0,74	16
	N	SC12G	104G824500							0,36	
HCG 006	B	SC15G	104G755000	B	CSIR	--	240	7,8	42,0	0,74	16
	N	SC15G	104G852600							0,36	
HCG 008	B	SC18G	104G780000	D	CSR	--	410	10,1	53,0	1,35	34
	N	SC18G	104G882300							0,65	
HCG 009	N	SC21G	104G812400	D	CSR	10	80	4,0	21,8	0,65	34
R-22											
HCM 004	B	SC10CL	104L150300	C	CSIR	--	240	6,2	41,9	0,74	16
	N	SC10MLX	104L250600							0,36	
HCM 006	B	SC12MLX	104L160600	C	CSIR	--	410	8,5	53,0	0,74	16
	N	SC12MLX	104L260600							0,36	
HCM 008	B	SC15MLX	104L180600	D	CSR	23,5	410	11,9	64,0	1,35	34
	N	SC15MLX.2	104L280300							0,36	
HCM 009	N	T6220	191U19840	D	CSR	20	24	5,6	30,0	0,65	34
HCM 010	N	T6222	191U19870	D	CSR	15	48	5,8	34,0	0,65	34
HCM 012	N	J9226	191U19850	D	CSR	20	98	6,9	34,0	0,65	34
HCM 015	N	J9232	191U19880	D	CSR	20	98	6,7	42,5	1,10	170





Detalhes das Unidades



Válvula de Serviço

As unidades condensadoras completas são montadas com válvulas de serviço tipo base na sucção e descarga para facilitar a instalação e a manutenção.



Pressostato tipo Cartucho

É adequado para instalações frigoríficas e de ar condicionado com refrigerantes HFC e HCFC. Vem ajustado de fábrica com valores de fechamento e de abertura, podendo ser montado diretamente no circuito de refrigeração.



Pressostato

O pressostato de baixa tipo KP1 Danfoss possui sistema de regulação manual para estabelecer o limite adequado de atuação. São pressostatos extremamente robustos e seguros.



Filtro Secador

O filtro secador Danfoss DML é dimensionado sob medida, para evitar a elevada queda de pressão na linha de líquido. O filtro DML é mundialmente reconhecido pela alta capacidade de retenção de umidade, contaminantes ácidos e sólidos.

A Danfoss reserva o direito de alterar seus produtos sem prévio aviso. Isto também se aplica aos produtos que já estão sob pedido, desde que tais modificações possam ser feitas sem alterações subsequentes necessárias em especificações já acordadas. Todas as marcas registradas deste material são propriedade das respectivas empresas. O nome Danfoss e o logotipo Danfoss são marcas registradas da Danfoss A/S. Todos os direitos reservados.

DANFOSS DO BRASIL INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA.

Rua Nelson Francisco, 26 - CEP 02712-100 - São Paulo - SP

São Paulo: (11) 2135-5400 - Fax: (11) 2135-5455

Porto Alegre: (51) 3328-3783 - Fax: (51) 3328-3654

SAC 0800 701 0054 - www.danfoss.com.br - sac@danfoss.com



ANEXO C

Tabelas de propriedades do livro “Termodinâmica 3ª Edição” – Yunus A. Çengel, Michael A. Boles – Editora McGraw-Hill de Portugal, Lda., 1998. (Ref. 12)

Página 902:

TABELA A-3

Propriedades de líquidos, sólidos e alimentos vulgares

(a) Líquidos

Substância	Ebulição a 1 atm		Congelamento		Propriedades de líquidos		
	Ponto de ebulição normal, °C	Calor latente de vaporização, h_{fg} kJ/kg	Ponto de congelamento °C	Calor latente de fusão, h_f kJ/kg	Temperatura, °C	Massa volúmica, ρ kg/m ³	Calor específico, c_p kJ/(kg · °C)
Amoníaco	-33,3	1357	-77,7	322,4	-33,3	682	4,43
					-20	665	4,52
					0	639	4,60
					25	602	4,80
Árgon	-185,9	161,6	-189,3	28	-185,6	1394	1,14
Benzeno	80,2	394	5,5	126	20	879	1,72
Salmoura (20% de massa de cloreto de sódio)	103,9	—	-17,4	—	20	1150	3,11
<i>n</i> -Butano	-0,5	385,2	-138,5	80,3	-0,5	601	2,31
Dióxido de carbono	-78,4*	230,5 (a 0° C)	-56,6	—	0	298	0,59
Etanol	78,2	838,3	-114,2	109	25	783,8	2,46
Glicol etileno	198,1	800,1	-10,8	181,1	20	1109	2,84
Álcool etílico	78,6	855	-156	108	20	789	2,84
Glicerina	179,9	974	18,9	200,6	20	1261	2,32
Hélio	-268,9	22,8	—	—	-268,9	146,2	22,8
Hidrogénio	-252,8	445,7	-259,2	59,5	-252,8	70,7	10,0
Isobutano	-11,7	367,1	-160	105,7	-11,7	593,8	2,28
Petróleo	204–293	251	-24,9	—	20	820	2,00
Mercurio	356,7	294,7	-38,9	11,4	25	13560	0,139
Metano	-161,5	510,4	-182,2	58,4	-161,5	423	3,49
					-100	301	5,79
Metanol	64,5	1100	-97,7	99,2	25	787	2,55
Azoto	-195,8	198,6	-210	25,3	-195,8	8098	2,06
					-160	596	2,97
Octano	124,8	306,3	-57,5	180,7	20	703	2,10
Óleo (leve)					25	910	1,80
Oxigénio	-183	212,7	-218,8	13,7	-183	1141	1,71
Petróleo bruto	—	230–384			20	640	2,0
Octano	-42,1	427,8	-187,7	80,0	-42,1	581	2,25
					0	529	2,53
					50	449	3,13
Frigorigénio-134a	-26,1	216,8	-96,6	—	-50	1443	1,23
					-26,1	1374	1,27
					0	1294	1,34
					25	1206	1,42
Água	100	2257	0,0	333,7	0	1000	4,23
					25	997	4,18
					50	988	4,18
					75	975	4,19
					100	958	4,22

*Temperatura de sublimação. (A pressões inferiores ao valor do ponto triplo de 518 kPa, o dióxido de carbono existe como um sólido ou como um gás. A temperatura do ponto de congelamento de dióxido de carbono é igual ao valor do ponto triplo de -56,5° C.)

Página 904:

TABELA A-4
Água saturada — Tabela de temperatura

H₂O

Temp., T °C	Pressão de sat., P _{sat} , kPa	Volume específico, m ³ /kg		Energia interna, kJ/kg			Entalpia, kJ/kg			Entropia, kJ/(kg · K)		
		Líquido sat., v _f	Vapor sat., v _g	Líquido sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Líquido sat., h _f	Evap., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Líquido sat., s _f	Evap., s _{fg}	Vapor sat., s _g
0,01	0,6113	0,001000	206,14	0,0	2375,3	2375,3	0,01	2501,3	2501,4	0,000	9,1562	9,1562
5	0,8721	0,001000	147,12	20,97	2361,3	2382,3	20,98	2489,6	2510,6	0,0761	8,9496	9,0257
10	1,2276	0,001000	106,38	42,00	2347,2	2389,2	42,01	2477,7	2519,8	0,1510	8,7498	8,9008
15	1,7051	0,001001	77,93	62,99	2333,1	2396,1	62,99	2465,9	2528,9	0,2245	8,5569	8,7814
20	2,339	0,001002	57,79	83,95	2319,0	2402,9	83,96	2454,1	2538,1	0,2966	8,3706	8,6672
25	3,169	0,001003	43,36	104,88	2304,9	2409,8	104,89	2442,3	2547,2	0,3674	8,1905	8,5580
30	4,246	0,001004	32,89	125,78	2290,8	2416,6	125,79	2430,5	2556,3	0,4369	8,0164	8,4533
35	5,628	0,001006	25,22	146,67	2276,7	2423,4	146,68	2418,6	2565,3	0,5053	7,8478	8,3531
40	7,384	0,001008	19,52	167,56	2262,6	2430,1	167,57	2406,7	2574,3	0,5725	7,6845	8,2570
45	9,593	0,001010	15,26	188,44	2248,4	2436,8	188,45	2394,8	2583,2	0,6387	7,5261	8,1648
50	12,349	0,001012	12,03	209,32	2234,2	2443,5	209,33	2382,7	2592,1	0,7038	7,3725	8,0763
55	15,758	0,001015	9,568	230,21	2219,9	2450,1	230,23	2370,7	2600,9	0,7679	7,2234	7,9913
60	19,940	0,001017	7,671	251,11	2205,5	2456,6	251,13	2358,5	2609,6	0,8312	7,0784	7,9096
65	25,03	0,001020	6,197	272,02	2191,1	2463,1	272,06	2346,2	2618,3	0,8935	6,9375	7,8310
70	31,19	0,001023	5,042	292,95	2176,6	2469,6	292,98	2333,8	2626,8	0,9549	6,8004	7,7553
75	38,58	0,001026	4,131	313,90	2162,0	2475,9	313,93	2321,4	2635,3	1,0155	6,6669	7,6824
80	47,39	0,001029	3,407	334,86	2147,4	2482,2	334,91	2308,8	2643,7	1,0753	6,5369	7,6122
85	57,83	0,001033	2,828	355,84	2132,6	2488,4	355,90	2296,0	2651,9	1,1343	6,4102	7,5445
90	70,14	0,001036	2,361	376,85	2117,7	2494,5	376,92	2283,2	2660,1	1,1925	6,2866	7,4791
95	84,55	0,001040	1,982	397,88	2102,7	2500,6	397,96	2270,2	2668,1	1,2500	6,1659	7,4159
Pressão de sat., MPa												
100	0,10135	0,001044	1,6729	418,94	2087,6	2506,5	419,04	2257,0	2676,1	1,3069	6,0480	7,3549
105	0,12082	0,001048	1,4194	440,02	2072,3	2512,4	440,15	2243,7	2683,8	1,3630	5,9328	7,2958
110	0,14327	0,001052	1,2102	461,14	2057,0	2518,1	461,30	2230,2	2691,5	1,4185	5,8202	7,2387
115	0,16906	0,001056	1,0366	482,30	2041,4	2523,7	482,48	2216,5	2699,0	1,4734	5,7100	7,1833
120	0,19853	0,001060	0,8919	503,50	2025,8	2529,3	503,71	2202,6	2706,3	1,5276	5,6020	7,1296
125	0,2321	0,001065	0,7706	524,74	2009,9	2534,6	524,99	2188,5	2713,5	1,5813	5,4962	7,0775
130	0,2701	0,001070	0,6685	546,02	1993,9	2539,9	546,31	2174,2	2720,5	1,6344	5,3925	7,0269
135	0,3130	0,001075	0,5822	567,35	1977,7	2545,0	567,69	2159,6	2727,3	1,6870	5,2907	6,9777
140	0,3613	0,001080	0,5089	588,74	1961,3	2550,0	589,13	2144,7	2733,9	1,7391	5,1908	6,9299
145	0,4154	0,001085	0,4463	610,18	1944,7	2554,9	610,63	2129,6	2740,3	1,7907	5,0926	6,8833
150	0,4758	0,001091	0,3928	631,68	1927,9	2559,5	632,20	2114,3	2746,5	1,8418	4,9960	6,8379
155	0,5431	0,001096	0,3468	653,24	1910,8	2564,1	653,84	2098,6	2752,4	1,8925	4,9010	6,7935
160	0,6178	0,001102	0,3071	674,87	1893,5	2568,4	675,55	2082,6	2758,1	1,9427	4,8075	6,7502
165	0,7005	0,001108	0,2727	696,56	1876,0	2572,5	697,34	2066,2	2763,5	1,9925	4,7153	6,7078
170	0,7917	0,001114	0,2428	718,33	1858,1	2576,5	719,21	2049,5	2768,7	2,0419	4,6244	6,6663
175	0,8920	0,001121	0,2168	740,17	1840,0	2580,2	741,17	2032,4	2773,6	2,0909	4,5347	6,6256
180	1,0021	0,001127	0,19405	762,09	1821,6	2583,7	763,22	2015,0	2778,2	2,1396	4,4461	6,5857
185	1,1227	0,001134	0,17409	784,10	1802,9	2587,0	785,37	1997,1	2782,4	2,1879	4,3586	6,5465
190	1,2544	0,001141	0,15654	806,19	1783,8	2590,0	807,62	1978,8	2786,4	2,2359	4,2720	6,5079
195	1,3978	0,001149	0,14105	828,37	1764,4	2592,8	829,98	1960,0	2790,0	2,2835	4,1863	6,4698

TABELA A-11
Frigorigénio 134a saturado — Tabela de temperatura

T° C	Pressão P_{sat} MPa	Volume específico, m ³ /kg		Energia interna, kJ/kg		Entalpia, kJ/kg			Entropia, kJ/(kg · K)	
		Líquido sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Vapor sat., u_g	Líquido sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líquido sat., s_f	Vapor sat., s_g
		-40	0,05164	0,0007055	0,3569	-0,04	204,45	0,00	222,88	222,88
-36	0,06332	0,0007113	0,2947	4,68	206,73	4,73	220,67	225,40	0,0201	0,9506
-32	0,07704	0,0007172	0,2451	9,47	209,01	9,52	218,37	227,90	0,0401	0,9456
-28	0,09305	0,0007233	0,2052	14,31	211,29	14,37	216,01	230,38	0,0600	0,9411
-26	0,10199	0,0007265	0,1882	16,75	212,43	16,82	214,80	231,62	0,0699	0,9390
-24	0,11160	0,0007296	0,1728	19,21	213,57	19,29	213,57	232,85	0,0798	0,9370
-22	0,12192	0,0007328	0,1590	21,68	214,70	21,77	212,32	234,08	0,0897	0,9351
-20	0,13299	0,0007361	0,1464	24,17	215,84	24,26	211,05	235,31	0,0996	0,9332
-18	0,14483	0,0007395	0,1350	26,67	216,97	26,77	209,76	236,53	0,1094	0,9315
-16	0,15748	0,0007428	0,1247	29,18	218,10	29,30	208,45	237,74	0,1192	0,9298
-12	0,18540	0,0007498	0,1068	34,25	220,36	34,39	205,77	240,15	0,1388	0,9267
-8	0,21704	0,0007569	0,0919	39,38	222,60	39,54	203,00	242,54	0,1583	0,9239
-4	0,25274	0,0007644	0,0794	44,56	224,84	44,75	200,15	244,90	0,1777	0,9213
0	0,29282	0,0007721	0,0689	49,79	227,06	50,02	197,21	247,23	0,1970	0,9190
4	0,33765	0,0007801	0,0600	55,08	229,27	55,35	194,19	249,53	0,2162	0,9169
8	0,38756	0,0007884	0,0525	60,43	231,46	60,73	191,07	251,80	0,2354	0,9150
12	0,44294	0,0007971	0,0460	65,83	233,63	66,18	187,85	254,03	0,2545	0,9132
16	0,50416	0,0008062	0,0405	71,29	235,78	71,69	184,52	256,22	0,2735	0,9116
20	0,57160	0,0008157	0,0358	76,80	237,91	77,26	181,09	258,35	0,2924	0,9102
24	0,64566	0,0008257	0,0317	82,37	240,01	82,90	177,55	260,45	0,3113	0,9089
26	0,68530	0,0008309	0,0298	85,18	241,05	85,75	175,73	261,48	0,3208	0,9082
28	0,72675	0,0008362	0,0281	88,00	242,08	88,61	173,89	262,50	0,3302	0,9076
30	0,77006	0,0008417	0,0265	90,84	243,10	91,49	172,00	263,50	0,3396	0,9070
32	0,81528	0,0008473	0,0250	93,70	244,12	94,39	170,09	264,48	0,3490	0,9064
34	0,86247	0,0008530	0,0236	96,58	245,12	97,31	168,14	265,45	0,3584	0,9058
36	0,91168	0,0008590	0,0223	99,47	246,11	100,25	166,15	266,40	0,3678	0,9053
38	0,96298	0,0008651	0,0210	102,38	247,09	103,21	164,12	267,33	0,3772	0,9047
40	1,0164	0,0008714	0,0199	105,30	248,06	106,19	162,05	268,24	0,3866	0,9041
42	1,0720	0,0008780	0,0188	108,25	249,02	109,19	159,94	269,14	0,3960	0,9035
44	1,1299	0,0008847	0,0177	111,22	249,96	112,22	157,79	270,01	0,4054	0,9030
48	1,2526	0,0008989	0,0159	117,22	251,79	118,35	153,33	271,68	0,4243	0,9017
52	1,3851	0,0009142	0,0142	123,31	253,55	124,58	148,66	273,24	0,4432	0,9004
56	1,5278	0,0009308	0,0127	129,51	255,23	130,93	143,75	274,68	0,4622	0,8990
60	1,6813	0,0009488	0,0114	135,82	256,81	137,42	138,57	275,99	0,4814	0,8973
70	2,1162	0,0010027	0,0086	152,22	260,15	154,34	124,08	278,43	0,5302	0,8918
80	2,6324	0,0010766	0,0064	169,88	262,14	172,71	106,41	279,12	0,5814	0,8827
90	3,2435	0,0011949	0,0046	189,82	261,34	193,69	82,63	276,32	0,6380	0,8655
100	3,9742	0,0015443	0,0027	218,60	248,49	224,74	34,40	259,13	0,7196	0,8117

Fonte das Tabelas A-8 a A-10: M. J. Moran and H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 2nd ed. (New York: John Wiley & Sons, 1992), pp. 710-15. Originalmente baseado nas equações de D. P. Wilson and R. S. Basu, "Thermodynamic Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid-Refrigerant-134a," *ASHRAE Trans.* 94, Pt. 2 (1988), pp. 2095-118. Utilizado com autorização.

TABELA A-12
Frigorígeno 134a saturado — Tabela de pressão

T° C	Pressão P_{sat} MPa	Volume específico, m³/kg		Energia interna, kJ/kg		Entalpia, kJ/kg			Entropia, kJ/(kg · K)	
		Líquido sat.,	Vapor sat.,	Liq. sat.,	Vapor sat.,	Líquido sat.,	Evap.,	Vapor sat.,	Líquido sat.,	Vapor sat.,
		v_f	v_g	u_f	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_g
0,06	-37,07	0,0007097	0,3100	3,41	206,12	3,46	221,27	224,72	0,0147	0,9520
0,08	-31,21	0,0007184	0,2366	10,41	209,46	10,47	217,92	228,39	0,0440	0,9447
0,10	-26,43	0,0007258	0,1917	16,22	212,18	16,29	215,06	231,35	0,0678	0,9395
0,12	-22,36	0,0007323	0,1614	21,23	214,50	21,32	212,54	233,86	0,0879	0,9354
0,14	-18,80	0,0007381	0,1395	25,66	216,52	25,77	210,27	236,04	0,1055	0,9322
0,16	-15,62	0,0007435	0,1229	29,66	218,32	29,78	208,18	237,97	0,1211	0,9295
0,18	-12,73	0,0007485	0,1098	33,31	219,94	33,45	206,26	239,71	0,1352	0,9273
0,20	-10,09	0,0007532	0,0993	36,69	221,43	36,84	204,46	241,30	0,1481	0,9253
0,24	-5,37	0,0007618	0,0834	42,77	224,07	42,95	201,14	244,09	0,1710	0,9222
0,28	-1,23	0,0007697	0,0719	48,18	226,38	48,39	198,13	246,52	0,1911	0,9197
0,32	2,48	0,0007770	0,0632	53,06	228,43	53,31	195,35	248,66	0,2089	0,9177
0,36	5,84	0,0007839	0,0564	57,54	230,28	57,82	192,76	250,58	0,2251	0,9160
0,4	8,93	0,0007904	0,0509	61,69	231,97	62,00	190,32	252,32	0,2399	0,9145
0,5	15,74	0,0008056	0,0409	70,93	235,64	71,33	184,74	256,07	0,2723	0,9117
0,6	21,58	0,0008196	0,0341	78,99	238,74	79,48	179,71	259,19	0,2999	0,9097
0,7	26,72	0,0008328	0,0292	86,19	241,42	86,78	175,07	261,85	0,3242	0,9080
0,8	31,33	0,0008454	0,0255	92,75	243,78	93,42	170,73	264,15	0,3459	0,9066
0,9	35,53	0,0008576	0,0226	98,79	245,88	99,56	166,62	266,18	0,3656	0,9054
1,0	39,39	0,0008695	0,0202	104,42	247,77	105,29	162,68	267,97	0,3838	0,9043
1,2	46,32	0,0008928	0,0166	114,69	251,03	115,76	155,23	270,99	0,4164	0,9023
1,4	52,43	0,0009159	0,0140	123,98	253,74	125,26	148,14	273,40	0,4453	0,9003
1,6	57,92	0,0009392	0,0121	132,52	256,00	134,02	141,31	275,33	0,4714	0,8982
1,8	62,91	0,0009631	0,0105	140,49	257,88	142,22	134,60	276,83	0,4954	0,8959
2,0	67,49	0,0009878	0,0093	148,02	259,41	149,99	127,95	277,94	0,5178	0,8934
2,5	77,59	0,0010562	0,0069	165,48	261,84	168,12	111,06	279,17	0,5687	0,8854
3,0	86,22	0,0011416	0,0053	181,88	262,16	185,30	92,71	278,01	0,6156	0,8735

R 134a

TABELA A-13

Frigorifénio 134a sobreaquecido

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)
P = 0,06 MPa (T_{sat} = -37,07° C)*				P = 0,10 MPa (T_{sat} = -26,43° C)				P = 0,14 MPa (T_{sat} = -18,80° C)				
Sat.	0,31003	206,12	224,72	0,9520	0,19170	212,18	231,35	0,9395	0,13945	216,52	236,04	0,9322
-20	0,33536	217,86	237,98	1,0062	0,19770	216,77	236,54	0,9602				
-10	0,34992	224,97	245,96	1,0371	0,20686	224,01	244,70	0,9918	0,14549	223,03	243,40	0,9606
0	0,36433	232,24	254,10	1,0675	0,21587	231,41	252,99	1,0227	0,15219	230,55	251,86	0,9922
10	0,37861	239,69	262,41	1,0973	0,22473	238,96	261,43	1,0531	0,15875	238,21	260,43	1,0230
20	0,39279	247,32	270,89	1,1267	0,23349	246,67	270,02	1,0829	0,16520	246,01	269,13	1,0532
30	0,40688	255,12	279,53	1,1557	0,24216	254,54	278,76	1,1122	0,17155	253,96	277,97	1,0828
40	0,42091	263,10	288,35	1,1844	0,25076	262,58	287,66	1,1411	0,17783	262,06	286,96	1,1120
50	0,43487	271,25	297,34	1,2126	0,25930	270,79	296,72	1,1696	0,18404	270,32	296,09	1,1407
60	0,44879	279,58	306,51	1,2405	0,26779	279,16	305,94	1,1977	0,19020	278,74	305,37	1,1690
70	0,46266	288,08	315,84	1,2681	0,27623	287,70	315,32	1,2254	0,19633	287,32	314,80	1,1969
80	0,47650	296,75	325,34	1,2954	0,28464	296,40	324,87	1,2528	0,20241	296,06	324,39	1,2244
90	0,49031	305,58	335,00	1,3224	0,29302	305,27	334,57	1,2799	0,20846	304,95	334,14	1,2516
100									0,21449	314,01	344,04	1,2785
P = 0,18 MPa (T_{sat} = -12,73° C)				P = 0,20 MPa (T_{sat} = -10,09° C)				P = 0,24 MPa (T_{sat} = -5,37° C)				
Sat.	0,10983	219,94	239,71	0,9273	0,09933	221,43	241,30	0,9253	0,08343	224,07	244,09	0,9222
-10	0,11135	222,02	242,06	0,9362	0,09938	221,50	241,38	0,9256				
0	0,11678	229,67	250,69	0,9684	0,10438	229,23	250,10	0,9582	0,08574	228,31	248,89	0,9399
10	0,12207	237,44	259,41	0,9998	0,10922	237,05	258,89	0,9898	0,08993	236,26	257,84	0,9721
20	0,12723	245,33	268,23	1,0304	0,11394	244,99	267,78	1,0206	0,09339	244,30	266,85	1,0034
30	0,13230	253,36	277,17	1,0604	0,11856	253,06	276,77	1,0508	0,09794	252,45	275,95	1,0339
40	0,13730	261,53	286,24	1,0898	0,12311	261,26	285,88	1,0804	0,10181	260,72	285,16	1,0637
50	0,14222	269,85	295,45	1,1187	0,12758	269,61	295,12	1,1094	0,10562	269,12	294,47	1,0930
60	0,14710	278,31	304,79	1,1472	0,13201	278,10	304,50	1,1380	0,10937	277,67	303,91	1,1218
70	0,15193	286,93	314,28	1,1753	0,13639	286,74	314,02	1,1661	0,11307	286,35	313,49	1,1501
80	0,15672	295,71	323,92	1,2030	0,14073	295,53	323,68	1,1939	0,11674	295,18	323,19	1,1780
90	0,16148	304,63	333,70	1,2303	0,14504	304,47	333,48	1,2212	0,12037	304,15	333,04	1,2055
100	0,16622	313,72	343,63	1,2573	0,14932	313,57	343,43	1,2483	0,12398	313,27	343,03	1,2326
P = 0,28 MPa (T_{sat} = -1,23° C)				P = 0,32 MPa (T_{sat} = 2,48° C)				P = 0,40 MPa (T_{sat} = 8,93° C)				
Sat.	0,07193	226,38	246,52	0,9197	0,06322	228,43	248,66	0,9177	0,05089	231,97	252,32	0,9145
0	0,07240	227,37	247,64	0,9238								
10	0,07613	235,44	256,76	0,9566	0,06576	234,61	255,65	0,9427	0,05119	232,87	253,35	0,9182
20	0,07972	243,59	265,91	0,9883	0,06901	242,87	264,95	0,9749	0,05397	241,37	262,96	0,9515
30	0,08320	251,83	275,12	1,0192	0,07214	251,19	274,28	1,0062	0,05662	249,89	272,54	0,9837
40	0,08660	260,17	284,42	1,0494	0,07518	259,61	283,67	1,0367	0,05917	258,47	282,14	1,0148
50	0,08992	268,64	293,81	1,0789	0,07815	268,14	293,15	1,0665	0,06164	267,13	291,79	1,0452
60	0,09319	277,23	303,32	1,1079	0,08106	276,79	302,72	1,0957	0,06405	275,89	301,51	1,0748
70	0,09641	285,96	312,95	1,1364	0,08392	285,56	312,41	1,1243	0,06641	284,75	311,32	1,1038
80	0,09960	294,82	322,71	1,1644	0,08674	294,46	322,22	1,1525	0,06873	293,73	321,23	1,1322
90	0,10275	303,83	332,60	1,1920	0,08953	303,50	332,15	1,1802	0,07102	302,84	331,25	1,1602
100	0,10587	312,98	342,62	1,2193	0,09229	312,68	342,21	1,1076	0,07327	312,07	341,38	1,1878
110	0,10897	322,27	352,78	1,2461	0,09503	322,00	352,40	1,2345	0,07550	321,44	351,64	1,2149
120	0,11205	331,71	363,08	1,2727	0,09774	331,45	362,73	1,2611	0,07771	330,94	362,03	1,2417
130									0,07991	340,58	372,54	1,2681
140									0,08208	350,35	383,18	1,2941

R-134a

TABELA A-13
Frigorigénio 134a sobreaquecido (conclusão)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
P = 0,50 MPa (T_{sat} = 15,74° C)				P = 0,60 MPa (T_{sat} = 21,58° C)				P = 0,70 MPa (T_{sat} = 26,72° C)				
Sat.	0,04086	253,64	256,07	0,9117	0,03408	238,74	259,19	0,9097	0,02918	241,42	261,85	0,9080
20	0,04188	239,40	260,34	0,9264	0,03581	246,41	267,89	0,9388	0,02979	244,51	265,37	0,9197
30	0,04416	248,20	270,28	0,9597	0,03774	255,45	278,09	0,9719	0,03157	253,83	275,93	0,9539
40	0,04633	256,99	280,16	0,9918	0,03958	264,48	288,23	1,0037	0,03324	263,08	286,35	0,9867
50	0,04842	265,83	290,04	1,0229	0,04134	273,54	298,35	1,0346	0,03482	272,31	296,69	1,0182
60	0,05043	274,73	299,95	1,0531	0,04304	282,66	308,48	1,0645	0,03634	281,57	307,01	1,0487
70	0,05240	283,72	309,92	1,0825	0,04469	291,86	318,67	1,0938	0,03781	290,88	317,35	1,0784
80	0,05432	292,80	319,96	1,1114	0,04631	301,14	328,93	1,1225	0,03924	300,27	327,74	1,1074
90	0,05620	302,00	330,10	1,1397	0,04790	310,53	339,27	1,1505	0,04064	309,74	338,19	1,1358
100	0,05805	311,31	340,33	1,1675	0,04946	320,03	349,70	1,1781	0,04201	319,31	348,71	1,1637
110	0,05988	320,74	350,68	1,1949	0,05099	329,64	360,24	1,2053	0,04335	328,98	359,33	1,1910
120	0,06168	330,30	361,14	1,2218	0,05251	339,38	370,88	1,2320	0,04468	338,76	370,04	1,2179
130	0,06347	339,98	371,72	1,2484	0,05402	349,23	381,64	1,2584	0,04599	348,66	380,86	1,2444
140	0,06524	349,79	382,42	1,2746	0,05550	359,21	392,52	1,2844	0,04729	358,68	391,79	1,2706
150					0,05698	369,32	403,51	1,3100	0,04857	368,82	402,82	1,2963
160												
P = 0,80 MPa (T_{sat} = 31,33° C)				P = 0,90 MPa (T_{sat} = 35,53° C)				P = 1,00 MPa (T_{sat} = 39,39° C)				
Sat.	0,02547	243,78	264,15	0,9066	0,02255	245,88	266,18	0,9054	0,02020	247,77	267,97	0,9043
40	0,02691	252,13	273,66	0,9374	0,02325	250,32	271,25	0,9217	0,02029	248,39	268,68	0,9066
50	0,02846	261,62	284,39	0,9711	0,02472	260,09	282,34	0,9566	0,02171	258,48	280,19	0,9428
60	0,02992	271,04	294,98	1,0034	0,02609	269,72	293,21	0,9897	0,02301	268,35	291,36	0,9768
70	0,03131	280,45	305,50	1,0345	0,02738	279,30	303,94	1,0214	0,02423	278,11	302,34	1,0093
80	0,03264	289,89	316,00	1,0647	0,02861	288,87	314,62	1,0521	0,02538	287,82	313,20	1,0405
90	0,03393	299,37	326,52	1,0940	0,02980	298,46	325,28	1,0819	0,02649	297,53	324,01	1,0707
100	0,03519	308,93	337,08	1,1227	0,03095	308,11	335,96	1,1109	0,02755	307,27	334,82	1,1000
110	0,03642	318,57	347,71	1,1508	0,03207	317,82	346,68	1,1392	0,02858	317,06	345,65	1,1286
120	0,03762	328,31	358,40	1,1784	0,03316	327,62	357,47	1,1670	0,02959	326,93	356,52	1,1567
130	0,03881	338,14	369,19	1,2055	0,03423	337,52	368,33	1,1943	0,03058	336,88	367,46	1,1841
140	0,03997	348,09	380,07	1,2321	0,03529	347,51	379,27	1,2211	0,03154	346,92	378,46	1,2111
150	0,04113	358,15	391,05	1,2584	0,03633	357,61	390,31	1,2475	0,03250	357,06	389,56	1,2376
160	0,04227	368,32	402,14	1,2843	0,03736	367,82	401,44	1,2735	0,03344	367,31	400,74	1,2638
170	0,04340	378,61	413,33	1,3098	0,03838	378,14	412,68	1,2992	0,03436	377,66	412,02	1,2895
180	0,04452	389,02	424,63	1,3351	0,03939	388,57	424,02	1,3245	0,03528	388,12	423,40	1,3149
P = 1,20 MPa (T_{sat} = 46,32° C)				P = 1,40 MPa (T_{sat} = 52,43° C)				P = 1,60 MPa (T_{sat} = 57,92° C)				
Sat.	0,01663	251,03	270,99	0,9023	0,01405	253,74	273,40	0,9003	0,01208	256,00	275,33	0,8982
50	0,01712	254,98	275,52	0,9164	0,01495	262,17	283,10	0,9297	0,01233	258,48	278,20	0,9069
60	0,01835	265,42	287,44	0,9527	0,01603	272,87	295,31	0,9658	0,01340	269,89	291,33	0,9457
70	0,01947	275,59	298,96	0,9868	0,01701	283,29	307,10	0,9997	0,01435	280,78	303,74	0,9813
80	0,02051	285,62	310,24	1,0192	0,01792	293,55	318,63	1,0319	0,01521	291,39	315,72	1,0148
90	0,02150	295,59	321,39	1,0503	0,01878	303,73	330,02	1,0628	0,01601	301,84	327,46	1,0467
100	0,02244	305,54	332,47	1,0804	0,01960	313,88	341,32	1,0927	0,01677	312,20	339,04	1,0773
110	0,02335	315,50	343,52	1,1096	0,02039	324,05	352,59	1,1218	0,01750	322,53	350,53	1,1069
120	0,02423	325,51	354,58	1,1381	0,02115	334,25	363,86	1,1501	0,01820	332,87	361,99	1,1357
130	0,02508	335,58	365,68	1,1660	0,02189	344,50	375,15	1,1777	0,01887	343,24	373,44	1,1638
140	0,02592	345,73	376,83	1,1933	0,02262	354,82	386,49	1,2048	0,01953	353,66	384,91	1,1912
150	0,02674	355,95	388,04	1,2201	0,02333	365,22	397,89	1,2315	0,02017	364,15	396,43	1,2181
160	0,02754	366,27	399,33	1,2465	0,02403	375,71	409,36	1,2576	0,02080	374,71	407,99	1,2445
170	0,02834	376,69	410,70	1,2724	0,02472	386,29	420,90	1,2834	0,02142	385,35	419,62	1,2704
180	0,02912	387,21	422,16	1,2980	0,02541	396,96	432,53	1,3088	0,02203	396,08	431,33	1,2960
190					0,02608	407,73	444,24	1,3338	0,02263	406,90	443,11	1,3212
200												

TABELA A-17

Propriedades de gás perfeito do ar

<i>T</i>	<i>h</i>	<i>P_r</i>	<i>u</i>	<i>v_r</i>	<i>s°</i>	<i>T</i>	<i>h</i>	<i>P_r</i>	<i>u</i>	<i>v_r</i>	<i>s°</i>
K	kJ/kg		kJ/kg		kJ/(kg · K)	K	kJ/kg		kJ/kg		kJ/(kg · K)
200	199,97	0,3363	142,56	1707,0	1,29559	580	586,04	14,38	419,55	115,7	2,37348
210	209,97	0,3987	149,69	1512,0	1,34444	590	596,52	15,31	427,15	110,6	2,39140
220	219,97	0,4690	156,82	1346,0	1,39105	600	607,02	16,28	434,78	105,8	2,40902
230	230,02	0,5477	164,00	1205,0	1,43557	610	617,53	17,30	442,42	101,2	2,42644
240	240,02	0,6355	171,13	1084,0	1,47824	620	628,07	18,36	450,09	96,92	2,44356
250	250,05	0,7329	178,28	979,0	1,51917	630	638,63	19,84	457,78	92,84	2,46048
260	260,09	0,8405	185,45	887,8	1,55848	640	649,22	20,64	465,50	88,99	2,47716
270	270,11	0,9590	192,60	808,0	1,59634	650	659,84	21,86	473,25	85,34	2,49364
280	280,13	1,0889	199,75	738,0	1,63279	660	670,47	23,13	481,01	81,89	2,50985
285	285,14	1,1584	203,33	706,1	1,65055	670	681,14	24,46	488,81	78,61	2,52589
290	290,16	1,2311	206,91	676,1	1,66802	680	691,82	25,85	496,62	75,50	2,54175
295	295,17	1,3068	210,49	647,9	1,68515	690	702,52	27,29	504,45	72,56	2,55731
300	300,19	1,3860	214,07	621,2	1,70203	700	713,27	28,80	512,33	69,76	2,57277
305	305,22	1,4686	217,67	596,0	1,71865	710	724,04	30,38	520,23	67,07	2,58810
310	310,24	1,5546	221,25	572,3	1,73498	720	734,82	32,02	528,14	64,53	2,60319
315	315,27	1,6442	224,85	549,8	1,75106	730	745,62	33,72	536,07	62,13	2,61803
320	320,29	1,7375	228,42	528,6	1,76690	740	756,44	35,50	544,02	59,82	2,63280
325	325,31	1,8345	232,02	508,4	1,78249	750	767,29	37,35	551,99	57,63	2,64737
330	330,34	1,9352	235,61	489,4	1,79783	760	778,18	39,27	560,01	55,54	2,66176
340	340,42	2,149	242,82	454,1	1,82790	780	800,03	43,35	576,12	51,64	2,69013
350	350,49	2,379	250,02	422,2	1,85708	800	821,95	47,75	592,30	48,08	2,71787
360	360,58	2,626	257,24	393,4	1,88543	820	843,98	52,59	608,59	44,84	2,74504
370	370,67	2,892	264,46	367,2	1,91313	840	866,08	57,60	624,95	41,85	2,77170
380	380,77	3,176	271,69	343,4	1,94001	860	888,27	63,09	641,40	39,12	2,79783
390	390,88	3,481	278,93	321,5	1,96633	880	910,56	68,98	657,95	36,61	2,82344
400	400,98	3,806	286,16	301,6	1,99194	900	932,93	75,29	674,58	34,31	2,84856
410	411,12	4,153	293,43	283,3	2,01699	920	955,38	82,05	691,28	32,18	2,87324
420	421,26	4,522	300,69	266,6	2,04142	940	977,92	89,28	708,08	30,22	2,89748
430	431,43	4,915	307,99	251,1	2,06533	960	1000,55	97,00	725,02	28,40	2,92128
440	441,61	5,332	315,30	236,8	2,08870	980	1023,25	105,2	741,98	26,73	2,94468
450	451,80	5,775	322,62	223,6	2,11161	1000	1046,04	114,0	758,94	25,17	2,96770
460	462,02	6,245	329,97	211,4	2,13407	1020	1068,89	123,4	776,10	23,72	2,99034
470	472,24	6,742	337,32	200,1	2,15604	1040	1091,85	133,3	793,36	22,29	3,01260
480	482,49	7,268	344,70	189,5	2,17760	1060	1114,86	143,9	810,62	21,14	3,03449
490	492,74	7,824	352,08	179,7	2,19876	1080	1137,89	155,2	827,88	19,98	3,05608
500	503,02	8,411	359,49	170,6	2,21952	1100	1161,07	167,1	845,33	18,896	3,07732
510	513,32	9,031	366,92	162,1	2,23993	1120	1184,28	179,7	862,79	17,886	3,09825
520	523,63	9,684	374,36	154,1	2,25997	1140	1207,57	193,1	880,35	16,946	3,11883
530	533,98	10,37	381,84	146,7	2,27967	1160	1230,92	207,2	897,91	16,064	3,13916
540	544,35	11,10	389,34	139,7	2,29906	1180	1254,34	222,2	915,57	15,241	3,15916
550	555,74	11,86	396,86	133,1	2,31809	1200	1277,79	238,0	933,33	14,470	3,17888
560	565,17	12,66	404,42	127,0	2,33685	1220	1301,31	254,7	951,09	13,747	3,19834
570	575,59	13,50	411,97	121,2	2,35531	1240	1324,93	272,3	968,95	13,069	3,21751

AR

ANEXO D

Tabela de pressões - temperatura

Para os Principais Gases

A Tabela seguinte mostra a relação de pressão e temperatura dos nossos produtos.

Tabela de pressões de vapor (bars manométricos) MEFOREX

	R12	R134a	DI36	R413A (Isceon49)	R417A (Isc.159) P.Burb.	R417A (Isc.159) P.Rocío	R22	R502	R407C P.Burb.	R407 P.Rocío	Meforex DI44	R404A (M55)	R403B (Isceon69L)	R507 (M57)	R410A
-50°	-	-	-	-	-0,31	-0,46	-0,36	-0,18	-0,26	-0,50	-0,18	-0,14	0,04	-0,12	0,12
-48°	-	-	-	-	-0,24	-0,40	-0,29	-0,10	-0,19	-0,44	-0,10	-0,05	0,14	-0,03	0,23
-46°	-	-	-	-	-0,16	-0,35	-0,21	-0,01	-0,10	-0,38	-0,01	0,04	0,24	0,07	0,36
-44°	-	-	-	-	-0,08	-0,28	-0,13	0,08	-0,01	-0,31	0,09	0,14	0,35	0,17	0,49
-42°	-	-	-	-	0,00	-0,21	-0,04	0,18	0,09	-0,23	0,20	0,25	0,47	0,28	0,63
-40°	-0,36	-0,49	-0,23	-0,19	0,09	-0,13	0,05	0,29	0,19	-0,15	0,31	0,37	0,60	0,40	0,79
-38°	-0,30	-0,43	-0,15	-0,11	0,19	-0,05	0,15	0,41	0,31	-0,06	0,43	0,50	0,74	0,53	0,95
-36°	-0,24	-0,37	-0,07	-0,03	0,31	0,04	0,26	0,54	0,43	0,03	0,56	0,63	0,89	0,67	1,13
-34°	-0,17	-0,30	0,02	0,05	0,41	0,14	0,38	0,67	0,56	0,13	0,70	0,78	1,04	0,82	1,32
-32°	-0,09	-0,23	0,11	0,14	0,53	0,24	0,51	0,82	0,70	0,25	0,85	0,93	1,21	0,98	1,52
-30°	-0,01	-0,16	0,21	0,24	0,66	0,35	0,63	0,97	0,85	0,36	1,01	1,10	1,38	1,15	1,74
-28°	0,08	-0,07	0,32	0,35	0,79	0,47	0,78	1,13	1,01	0,49	1,18	1,27	1,57	1,33	1,96
-26°	0,17	0,02	0,43	0,46	0,94	0,60	0,93	1,31	1,18	0,63	1,36	1,46	1,77	1,52	2,21
-24°	0,27	0,11	0,55	0,58	1,09	0,74	1,09	1,49	1,36	0,78	1,55	1,66	1,88	1,66	2,47
-22°	0,37	0,22	0,68	0,71	1,25	0,88	1,26	1,68	1,56	0,94	1,75	1,87	2,20	1,87	2,74
-20°	0,49	0,33	0,82	0,85	1,43	1,07	1,45	1,89	1,75	1,11	1,97	2,09	2,43	2,16	3,03
-18°	0,61	0,45	0,96	0,99	1,61	1,20	1,64	2,11	1,98	1,29	2,19	2,33	2,68	2,41	3,34
-16°	0,73	0,57	1,12	1,14	1,81	1,38	1,85	2,34	2,21	1,48	2,43	2,58	2,94	2,66	3,66
-14°	0,86	0,71	1,28	1,31	2,01	1,56	2,07	2,58	2,46	1,68	2,69	2,84	3,22	2,93	4,01
-12°	1,01	0,85	1,46	1,48	2,22	1,76	2,31	2,84	2,71	1,90	2,96	3,12	3,51	3,22	4,37
-10°	1,16	1,01	1,64	1,66	2,45	1,97	2,54	3,11	2,99	2,13	3,24	3,41	3,81	3,52	4,75
-8°	1,31	1,17	1,83	1,85	2,69	2,19	2,80	3,39	3,28	2,38	3,54	3,72	4,12	3,83	5,15
-6°	1,48	1,34	2,04	2,05	2,95	2,43	3,07	3,69	3,58	2,64	3,85	4,04	4,47	4,16	5,58

-4°	1,66	1,53	2,25	2,27	3,21	2,68	3,36	4,00	3,90	2,91	4,18	4,39	4,82	4,51	6,02
-2°	1,84	1,72	2,48	2,49	3,49	2,94	3,66	4,33	4,24	3,20	4,53	4,74	5,19	4,88	6,49
0°	2,04	1,93	2,72	2,73	3,79	3,21	3,97	4,68	4,60	3,51	4,89	5,12	5,58	5,26	6,98
2°	2,24	2,15	2,97	2,97	4,09	3,50	4,31	5,04	4,97	3,84	5,27	5,52	5,98	5,67	7,49
4°	2,46	2,38	3,23	3,24	4,42	3,81	4,66	5,42	5,36	4,18	5,67	5,93	6,41	6,09	8,03
6°	2,68	2,62	3,51	3,51	4,76	4,13	5,02	5,81	5,77	4,54	6,09	6,36	6,85	6,53	8,61
8°	2,92	2,88	3,80	3,81	5,11	4,47	5,40	6,22	6,20	4,92	6,53	6,82	7,31	6,99	9,18
10°	3,17	3,15	4,11	4,11	5,48	4,82	5,80	6,66	6,66	5,32	6,99	7,29	7,80	7,48	9,81
12°	3,43	3,43	4,42	4,41	5,87	5,19	6,22	7,11	7,13	5,74	7,46	7,78	8,31	7,98	10,44
14°	3,70	3,73	4,76	4,74	6,28	5,58	6,66	7,58	7,62	6,18	7,96	8,30	8,82	8,51	11,12
16°	3,99	4,04	5,10	5,09	6,71	5,99	7,12	8,07	8,14	6,65	8,48	8,84	9,37	9,06	11,82
18°	4,28	4,37	5,47	5,45	7,14	6,42	7,60	8,58	8,67	7,13	9,02	9,40	9,94	9,63	12,55
20°	4,59	4,72	5,85	5,83	7,60	6,86	8,10	9,11	9,24	7,64	9,59	9,98	10,53	10,23	13,31
22°	4,92	5,08	6,24	6,22	8,08	7,33	8,62	9,66	9,82	8,17	10,18	10,59	11,14	10,85	14,11
24°	5,26	5,46	6,66	6,63	8,58	7,81	9,16	10,24	10,43	8,73	10,79	11,23	11,78	11,50	14,92
26°	5,61	5,85	7,09	7,06	9,11	8,32	9,72	10,84	11,06	9,31	11,43	11,88	12,44	12,17	15,78
28°	5,98	6,27	7,53	7,51	9,65	8,84	10,31	11,46	11,72	9,92	12,09	12,57	13,13	12,87	16,67
30°	6,36	6,70	8,00	7,97	10,21	9,39	10,92	12,10	12,41	10,56	12,77	13,28	13,84	13,59	17,59
32°	6,75	7,15	8,48	8,45	10,79	9,96	11,55	12,77	13,12	11,23	13,48	14,03	14,58	14,34	18,55
34°	7,17	7,63	8,98	8,95	11,41	10,56	12,21	13,46	13,86	11,92	14,22	14,78	15,35	15,12	19,55
36°	7,60	8,12	9,51	9,47	12,02	11,17	12,89	14,18	14,63	12,64	14,99	15,58	16,14	15,93	20,58
38°	8,04	8,63	10,05	10,02	12,68	12,81	13,60	14,92	15,43	13,39	15,78	16,40	16,96	16,77	21,65
40°	8,51	9,16	10,61	10,58	13,35	12,48	14,33	15,69	16,26	14,18	16,61	17,25	17,81	17,64	22,76
42°	8,99	9,72	11,19	11,16	14,05	13,16	15,09	16,48	17,11	15,00	17,46	18,13	18,68	18,54	23,91
44°	9,49	10,30	11,79	11,77	14,77	13,88	15,88	17,31	18,01	15,84	18,34	19,05	19,59	19,47	25,09
46°	10,00	10,91	12,42	12,39	15,52	14,62	16,70	18,16	18,92	16,73	19,25	19,99	20,52	20,43	26,32
48°	10,54	11,53	13,06	13,04	16,31	15,38	17,54	19,03	19,87	17,65	20,19	20,97	21,49	21,43	27,58
50°	11,09	12,18	13,73	13,71	17,11	16,17	18,42	19,94	20,85	18,60	21,16	21,98	22,48	22,46	28,89
52°	11,67	12,85	14,42	14,41	17,93	16,98	19,32	20,88	21,87	19,59	22,16	23,02	23,51	23,52	30,25

54°	12,2 6	13,55	15,1 4	15,12	18,78	17,83	20,2 6	21,8 4	22,92	20,62	23,21	24,09	24,56	24,62	31,65
56°	12,8 8	14,28	15,8 7	15,87	19,66	18,69	21,2 3	22,8 4	24,01	21,69	24,27	25,21	25,65	25,75	33,09
58°	13,5 1	15,03	16,5 4	16,63	20,57	19,59	22,2 3	23,8 7	25,13	22,79	25,37	26,35	26,77	26,92	34,58
60°	14,1 7	15,82	17,4 2	17,43	21,51	20,51	23,2 6	24,9 2	26,28	23,94	26,50	27,53	27,93	28,12	36,11

Nota: Na coluna a vermelho pode-se observar a pressão do gás utilizado na bomba de calor em função das temperaturas registadas e verificar que coincidem com a escala de pressão em função da temperatura, representada na fotografia do manómetro seguinte.

Fotografia de manómetro de gás com a pressão em função da temperatura para vários tipos de gás.



ANEXO E

Registo e gráfico dos sensores do sistema solar

tempo(h)	sens1 (°C)	sens2 (°C)	sens3 (°C)	sens4 (°C)	sens5 (W/m2)	sens14 (°C)	sens15 (°C)	sens16 (kg/h)	kW1	kWh1
9:50:30	42,7	42,4	40	40,6	332	41,8	44,2	60	0,14	1,3
9:50:50	42,7	42,5	40	40,6	313	41,8	44,3	60	0,13	1,3
9:51:10	42,7	42,5	40	40,7	297	41,8	44,3	60	0,13	1,3
9:51:30	42,7	42,5	40	40,6	315	41,8	44,3	60	0,13	1,3
9:51:50	42,7	42,6	40,1	40,7	318	41,9	44,4	60	0,13	1,3
9:52:10	42,7	42,7	40	40,7	312	41,8	44,5	60	0,13	1,3
9:52:30	42,6	42,7	40,1	40,7	312	41,9	44,5	60	0,13	1,3
9:52:50	42,7	42,7	40,1	40,7	326	41,9	44,5	60	0,13	1,3
9:53:10	42,7	42,7	40,1	40,7	328	41,9	44,5	60	0,13	1,3
9:53:30	42,7	42,7	40,1	40,7	339	41,9	44,5	60	0,13	1,3
9:53:50	42,7	42,7	40,1	40,7	343	41,9	44,5	56	0,13	1,3
9:54:10	42,7	42,7	40,2	40,7	348	42	44,5	56	0,13	1,3
9:54:30	42,8	42,7	40,2	40,8	353	42	44,5	56	0,13	1,3
9:54:50	42,8	42,7	40,2	40,8	354	42	44,5	56	0,13	1,3
9:55:10	43	42,7	40,2	40,8	355	42	44,5	60	0,15	1,3
9:55:30	43,1	42,7	40,3	40,8	354	42,1	44,5	60	0,16	1,3
9:55:50	43,1	42,7	40,3	40,8	350	42,1	44,5	60	0,15	1,3
9:56:10	43,2	42,7	40,3	40,8	356	42,1	44,5	60	0,15	1,3
9:56:30	43,2	42,7	40,3	40,8	360	42,1	44,5	60	0,16	1,3
9:56:50	43,3	42,9	40,3	40,8	365	42,1	44,7	60	0,16	1,3
9:57:10	43,2	42,9	40,3	40,8	360	42,1	44,7	60	0,16	1,3
9:57:30	43,4	43	40,3	40,8	369	42,1	44,8	60	0,17	1,3
9:57:50	43,4	43,1	40,3	40,8	373	42,1	44,9	60	0,16	1,3
9:58:10	43,5	43,1	40,3	40,9	367	42,1	44,9	60	0,17	1,3
9:58:30	43,5	43,2	40,4	40,9	377	42,2	45,0	60	0,17	1,3
9:58:50	43,6	43,2	40,4	40,9	372	42,2	45,0	60	0,18	1,3
9:59:10	43,6	43,2	40,4	40,9	375	42,2	45,0	60	0,18	1,3
9:59:30	43,6	43,2	40,3	40,9	362	42,1	45,0	60	0,18	1,4
9:59:50	43,6	43,3	40,4	40,9	372	42,2	45,1	60	0,18	1,4
10:00:10	43,7	43,4	40,4	41	379	42,2	45,2	60	0,18	1,4
10:00:30	43,7	43,4	40,3	41	373	42,1	45,2	60	0,18	1,4
10:00:50	43,7	43,4	40,4	41	354	42,2	45,2	60	0,18	1,4
10:01:10	43,7	43,5	40,4	41	363	42,2	45,3	60	0,18	1,4
10:01:30	43,7	43,5	40,5	41	361	42,3	45,3	60	0,18	1,4
10:01:50	43,7	43,5	40,6	41,1	331	42,4	45,3	60	0,18	1,4
10:02:10	43,7	43,6	40,5	41,1	341	42,3	45,4	60	0,18	1,4
10:02:30	43,7	43,6	40,5	41	357	42,3	45,4	60	0,18	1,4
10:02:50	43,7	43,7	40,5	41,1	364	42,3	45,5	60	0,17	1,4
10:03:10	43,7	43,7	40,7	41,1	378	42,5	45,5	60	0,18	1,4
10:03:30	43,7	43,7	40,6	41,1	381	42,4	45,5	60	0,18	1,4
10:03:50	43,7	43,7	40,7	41,1	383	42,5	45,5	60	0,18	1,4
10:04:10	43,8	43,7	40,6	41	387	42,4	45,5	60	0,18	1,4
10:04:30	43,9	43,7	40,6	41,1	383	42,4	45,5	60	0,19	1,4
10:04:50	44	43,7	40,6	41,1	377	42,4	45,5	60	0,2	1,4
10:05:10	44	43,7	40,7	41,2	365	42,5	45,5	60	0,2	1,4
10:05:30	44	43,7	40,7	41,1	367	42,5	45,5	60	0,2	1,4
10:05:50	44,1	43,7	40,7	41,1	370	42,5	45,5	60	0,2	1,4

10:06:10	44,1	43,7	40,7	41,2	376	42,5	45,5	60	0,2	1,4
10:06:30	44,2	43,8	40,7	41,2	371	42,5	45,6	60	0,2	1,4
10:06:50	44,2	43,8	40,7	41,2	367	42,5	45,6	60	0,21	1,4
10:07:10	44,2	43,8	40,7	41,2	369	42,5	45,6	60	0,2	1,4
10:07:30	44,2	43,9	40,7	41,2	381	42,5	45,7	60	0,2	1,4
10:07:50	44,2	43,9	40,7	41,2	398	42,5	45,7	60	0,2	1,4
10:08:10	44,3	44	40,7	41,2	406	42,5	45,8	60	0,2	1,4
10:08:30	44,3	44	40,7	41,2	414	42,5	45,8	60	0,21	1,4
10:08:50	44,4	44,1	40,7	41,2	417	42,5	45,9	60	0,21	1,4
10:09:10	44,4	44,1	40,8	41,2	411	42,6	45,9	60	0,22	1,4
10:09:30	44,5	44	40,8	41,2	412	42,6	45,8	60	0,22	1,4
10:09:50	44,5	44,1	40,8	41,3	397	42,6	45,9	60	0,22	1,4
10:10:10	44,7	44,1	40,8	41,2	395	42,6	45,9	60	0,23	1,4
10:10:30	44,8	44,2	40,8	41,3	384	42,6	46,0	60	0,24	1,4
10:10:50	44,8	44,2	40,8	41,2	401	42,6	46,0	60	0,24	1,4
10:11:10	44,8	44,3	40,8	41,3	399	42,6	46,1	60	0,24	1,4
10:11:30	44,8	44,4	40,8	41,2	390	42,6	46,2	60	0,24	1,4
10:11:50	44,8	44,4	40,9	41,3	386	42,7	46,2	60	0,24	1,4
10:12:10	44,8	44,4	40,9	41,3	374	42,7	46,2	60	0,24	1,4
10:12:30	44,8	44,5	40,8	41,4	362	42,6	46,3	60	0,23	1,4
10:12:50	44,8	44,5	40,9	41,4	369	42,7	46,3	60	0,24	1,4
10:13:10	44,7	44,5	40,9	41,3	387	42,7	46,3	60	0,24	1,4
10:13:30	44,8	44,6	41	41,3	387	42,8	46,4	60	0,23	1,4
10:13:50	44,8	44,6	40,9	41,4	395	42,7	46,4	60	0,22	1,4
10:14:10	44,8	44,6	40,8	41,4	400	42,6	46,4	60	0,22	1,4
10:14:30	44,8	44,6	40,7	41,4	410	42,5	46,4	60	0,23	1,4
10:14:50	44,8	44,6	40,5	41,4	400	42,3	46,4	60	0,23	1,4
10:15:10	44,9	44,6	40,4	41,4	408	42,2	46,4	60	0,23	1,4
10:15:30	44,9	44,6	40,3	41,4	395	42,1	46,4	60	0,23	1,4
10:15:50	44,9	44,6	40,3	41,4	368	42,1	46,4	60	0,24	1,4
10:16:10	45	44,6	40,3	41,4	393	42,1	46,4	60	0,24	1,4
10:16:30	45	44,6	40,3	41,4	379	42,1	46,4	60	0,24	1,4
10:16:50	45	44,7	40,3	41,3	392	42,1	46,5	60	0,25	1,4
10:17:10	44,9	44,8	40,3	41,4	364	42,1	46,6	60	0,24	1,4
10:17:30	45	44,8	40,3	41,4	361	42,1	46,6	60	0,24	1,4
10:17:50	45	44,8	40,4	41,3	439	42,2	46,6	60	0,24	1,4
10:18:10	45	44,8	40,3	41,4	437	42,1	46,6	60	0,24	1,4
10:18:30	45	44,9	40,4	41,4	438	42,2	46,7	60	0,24	1,4
10:18:50	45,1	44,9	40,4	41,3	434	42,2	46,7	60	0,26	1,4
10:19:10	45,3	44,9	40,5	41,3	436	42,3	46,7	60	0,26	1,4
10:19:30	45,4	44,9	40,5	41,4	437	42,3	46,7	60	0,27	1,4
10:19:50	45,4	44,9	40,5	41,3	439	42,3	46,7	60	0,28	1,4
10:20:10	45,5	44,9	40,5	41,4	449	42,3	46,7	60	0,28	1,4
10:20:30	45,5	44,9	40,6	41,4	305	42,4	46,7	60	0,29	1,4
10:20:50	45,6	45	40,6	41,4	329	42,4	46,8	60	0,28	1,4
10:21:10	45,5	45	40,6	41,4	447	42,4	46,8	60	0,27	1,4
10:21:30	45,3	45,1	40,7	41,4	445	42,5	46,9	60	0,27	1,4
10:21:50	45,2	45,2	40,7	41,4	445	42,5	47,0	60	0,26	1,4
10:22:10	45,3	45,2	40,7	41,4	443	42,5	47,0	60	0,26	1,4
10:22:30	45,3	45,3	40,7	41,5	446	42,5	47,1	60	0,26	1,4
10:22:50	45,4	45,3	40,7	41,5	452	42,5	47,1	60	0,27	1,4
10:23:10	45,5	45,3	40,7	41,5	440	42,5	47,1	60	0,27	1,4
10:23:30	45,6	45,3	40,7	41,5	330	42,5	47,1	60	0,28	1,4

10:23:50	45,8	45,2	40,7	41,5	403	42,5	47,0	60	0,29	1,4
10:24:10	45,7	45,2	40,8	41,6	437	42,6	47,0	60	0,29	1,4
10:24:30	45,7	45,3	40,8	41,5	437	42,6	47,1	60	0,28	1,4
10:24:50	45,6	45,3	40,8	41,5	437	42,6	47,1	60	0,28	1,4
10:25:10	45,6	45,4	40,9	41,5	428	42,7	47,2	60	0,28	1,4
10:25:30	45,7	45,4	40,8	41,5	392	42,6	47,2	60	0,28	1,4
10:25:50	45,8	45,4	40,9	41,5	416	42,7	47,2	60	0,28	1,4
10:26:10	45,9	45,5	41	41,6	422	42,8	47,3	60	0,29	1,4
10:26:30	45,8	45,5	40,9	41,6	420	42,7	47,3	60	0,29	1,4
10:26:50	45,9	45,5	40,9	41,5	436	42,7	47,3	60	0,29	1,4
10:27:10	45,8	45,5	41,1	41,6	437	42,9	47,3	60	0,29	1,5
10:27:30	45,8	45,6	41	41,6	441	42,8	47,4	60	0,29	1,5
10:27:50	45,9	45,6	41,1	41,6	437	42,9	47,4	60	0,28	1,5
10:28:10	45,9	45,6	41,2	41,7	434	43	47,4	60	0,29	1,5
10:28:30	46	45,6	41,2	41,7	434	43	47,4	60	0,3	1,5
10:28:50	46	45,7	41,2	41,6	436	43	47,5	60	0,3	1,5
10:29:10	46,1	45,7	41,2	41,6	436	43	47,5	60	0,31	1,5
10:29:30	46,1	45,7	41,3	41,7	432	43,1	47,5	60	0,3	1,5
10:29:50	46,2	45,7	41,4	41,7	438	43,2	47,5	60	0,3	1,5
10:30:10	46,2	45,8	41,4	41,7	422	43,2	47,6	60	0,31	1,5
10:30:30	46,2	45,8	41,4	41,7	412	43,2	47,6	60	0,3	1,5
10:30:50	46,2	45,9	41,4	41,7	422	43,2	47,7	60	0,3	1,5
10:31:10	46,2	45,9	41,4	41,7	430	43,2	47,7	60	0,3	1,5
10:31:30	46,2	45,9	41,4	41,7	429	43,2	47,7	60	0,3	1,5
10:31:50	46,3	45,9	41,4	41,7	425	43,2	47,7	60	0,3	1,5
10:32:10	46,2	45,9	41,4	41,8	429	43,2	47,7	60	0,3	1,5
10:32:30	46,2	46	41,5	41,8	435	43,3	47,8	60	0,29	1,5
10:32:50	46,2	46	41,5	41,8	433	43,3	47,8	60	0,3	1,5
10:33:10	46,4	46	41,5	41,7	432	43,3	47,8	56	0,31	1,5
10:33:30	46,4	46	41,5	41,8	436	43,3	47,8	56	0,3	1,5
10:33:50	46,4	46	41,7	41,8	442	43,5	47,8	56	0,31	1,5
10:34:10	46,4	46	41,7	41,8	443	43,5	47,8	56	0,3	1,5
10:34:30	46,4	46,1	41,7	41,8	422	43,5	47,9	56	0,31	1,5
10:34:50	46,4	46,1	41,8	41,8	428	43,6	47,9	56	0,31	1,5
10:35:10	46,4	46,1	42	41,8	447	43,8	47,9	56	0,31	1,5
10:35:30	46,4	46,1	42	41,8	425	43,8	47,9	56	0,31	1,5
10:35:50	46,5	46,2	42,2	41,9	404	44	48,0	56	0,31	1,5
10:36:10	46,5	46,3	42,3	41,9	383	44,1	48,1	56	0,31	1,5
10:36:30	46,5	46,2	42,5	41,9	389	44,3	48,0	56	0,31	1,5
10:36:50	46,4	46,3	42,3	41,9	432	44,1	48,1	56	0,3	1,5
10:37:10	46,4	46,3	42,2	42	436	44	48,1	56	0,3	1,5
10:37:30	46,4	46,3	42,2	42	440	44	48,1	56	0,29	1,5
10:37:50	46,4	46,4	42,2	42	444	44	48,2	56	0,29	1,5
10:38:10	46,4	46,4	42,2	42	446	44	48,2	56	0,3	1,5
10:38:30	46,5	46,4	42,2	42	455	44	48,2	56	0,3	1,5
10:38:50	46,7	46,3	42,2	41,9	460	44	48,1	56	0,32	1,5
10:39:10	46,8	46,3	42,3	42	464	44,1	48,1	56	0,32	1,5
10:39:30	46,9	46,3	42,5	42	423	44,3	48,1	56	0,32	1,5
10:39:50	46,9	46,3	42,6	42,1	340	44,4	48,1	56	0,32	1,5
10:40:10	46,9	46,4	42,5	42	472	44,3	48,2	56	0,32	1,5
10:40:30	46,9	46,4	42,3	42,1	462	44,1	48,2	56	0,32	1,5
10:40:50	46,9	46,4	42,2	42,1	461	44	48,2	56	0,32	1,5
10:41:10	46,9	46,4	42,2	42,1	457	44	48,2	56	0,32	1,5

10:41:30	46,9	46,6	42,2	42,1	455	44	48,4	56	0,32	1,5
10:41:50	47	46,6	42,2	42,1	460	44	48,4	56	0,32	1,5
10:42:10	47,1	46,7	42,2	42,1	461	44	48,5	56	0,32	1,5
10:42:30	47,1	46,7	42,3	42,1	458	44,1	48,5	56	0,33	1,5
10:42:50	47,2	46,7	42,4	42,1	459	44,2	48,5	56	0,34	1,5
10:43:10	47,3	46,7	42,5	42,2	461	44,3	48,5	56	0,34	1,5
10:43:30	47,4	46,8	42,6	42,2	456	44,4	48,6	56	0,35	1,5
10:43:50	47,4	46,9	42,7	42,2	455	44,5	48,7	56	0,35	1,5
10:44:10	47,4	46,9	42,9	42,2	460	44,7	48,7	56	0,35	1,5
10:44:30	47,4	46,9	43,2	42,2	459	45	48,7	56	0,35	1,5
10:44:50	47,4	46,9	43,2	42,2	459	45	48,7	56	0,35	1,5
10:45:10	47,4	47	43,1	42,2	457	44,9	48,8	56	0,35	1,5
10:45:30	47,4	47	42,8	42,2	447	44,6	48,8	56	0,35	1,5
10:45:50	47,4	47	42,6	42,2	449	44,4	48,8	56	0,35	1,5
10:46:10	47,4	47,1	42,5	42,2	454	44,3	48,9	56	0,34	1,5
10:46:30	47,4	47,1	42,5	42,2	454	44,3	48,9	56	0,34	1,5
10:46:50	47,4	47,1	42,6	42,2	458	44,4	48,9	56	0,34	1,5
10:47:10	47,3	47,1	42,7	42,2	459	44,5	48,9	56	0,33	1,6
10:47:30	47,4	47,2	42,8	42,2	462	44,6	49,0	56	0,34	1,6
10:47:50	47,4	47,2	42,9	42,2	466	44,7	49,0	56	0,34	1,6
10:48:10	47,4	47,2	43	42,2	469	44,8	49,0	56	0,34	1,6
10:48:30	47,4	47,2	43,2	42,2	471	45	49,0	56	0,35	1,6
10:48:50	47,5	47,2	43,4	42,3	480	45,2	49,0	56	0,35	1,6
10:49:10	47,6	47,2	43,7	42,3	387	45,5	49,0	56	0,36	1,6
10:49:30	47,7	47,2	44,1	42,2	463	45,9	49,0	56	0,37	1,6
10:49:50	47,7	47,2	43,7	42,3	469	45,5	49,0	56	0,36	1,6
10:50:10	47,6	47,2	42,8	42,3	457	44,6	49,0	56	0,35	1,6
10:50:30	47,7	47,3	41,9	42,3	467	43,7	49,1	56	0,35	1,6
10:50:50	47,6	47,3	42,5	42,3	473	44,3	49,1	56	0,35	1,6
10:51:10	47,6	47,4	41,4	42,4	473	43,2	49,2	56	0,35	1,6
10:51:30	47,7	47,4	41,2	42,3	470	43	49,2	56	0,35	1,6
10:51:50	47,8	47,4	40,9	42,2	468	42,7	49,2	56	0,37	1,6
10:52:10	47,8	47,4	40,7	42,2	469	42,5	49,2	56	0,36	1,6
10:52:30	47,9	47,4	40,6	42,2	469	42,4	49,2	56	0,37	1,6
10:52:50	47,9	47,4	40,6	42,1	473	42,4	49,2	56	0,38	1,6
10:53:10	48	47,4	40,6	42	475	42,4	49,2	56	0,39	1,6
10:53:30	48	47,4	40,6	42	480	42,4	49,2	56	0,4	1,6
10:53:50	48	47,4	40,7	41,9	329	42,5	49,2	56	0,4	1,6
10:54:10	48	47,5	40,7	41,9	396	42,5	49,3	56	0,4	1,6
10:54:30	47,9	47,5	40,7	41,9	439	42,5	49,3	56	0,39	1,6
10:54:50	47,5	47,6	40,7	41,9	469	42,5	49,4	56	0,37	1,6
10:55:10	47,4	47,6	40,7	41,9	470	42,5	49,4	56	0,36	1,6
10:55:30	47,3	47,8	40,7	41,9	467	42,5	49,6	56	0,36	1,6
10:55:50	47,3	47,7	40,7	42	466	42,5	49,5	56	0,35	1,6
10:56:10	47,4	47,6	40,7	41,9	473	42,5	49,4	56	0,37	1,6
10:56:30	47,4	47,5	40,8	41,9	389	42,6	49,3	56	0,36	1,6
10:56:50	47,5	47,4	40,8	42	402	42,6	49,2	56	0,37	1,6
10:57:10	47,4	47,4	40,7	41,9	440	42,5	49,2	56	0,37	1,6
10:57:30	47,4	47,4	40,8	42	470	42,6	49,2	56	0,36	1,6
10:57:50	47,3	47,4	40,8	42	467	42,6	49,2	56	0,36	1,6
10:58:10	47,3	47,3	40,8	42	468	42,6	49,1	56	0,35	1,6
10:58:30	47,4	47,3	40,9	41,9	464	42,7	49,1	56	0,36	1,6
10:58:50	47,4	47,3	40,9	42,1	469	42,7	49,1	56	0,36	1,6

10:59:10	47,5	47,3	40,9	42,1	469	42,7	49,1	56	0,36	1,6
10:59:30	47,6	47,3	40,8	42,1	468	42,6	49,1	56	0,37	1,6
10:59:50	47,7	47,2	40,9	42,1	469	42,7	49,0	56	0,37	1,6
11:00:10	47,6	47,2	40,9	42,1	469	42,7	49,0	56	0,37	1,6
11:00:30	47,8	47,3	40,9	42,1	471	42,7	49,1	56	0,38	1,6
11:00:50	47,8	47,4	41	42,1	469	42,8	49,2	56	0,38	1,6
11:01:10	47,8	47,3	41	42,1	469	42,8	49,1	56	0,38	1,6
11:01:30	47,9	47,4	41	42,1	469	42,8	49,2	56	0,38	1,6
11:01:50	47,9	47,4	41	42,2	470	42,8	49,2	56	0,38	1,6
11:02:10	47,9	47,4	41	42,2	471	42,8	49,2	56	0,38	1,6
11:02:30	47,9	47,5	41,1	42,2	473	42,9	49,3	56	0,39	1,6
11:02:50	48	47,6	41,1	42,2	474	42,9	49,4	56	0,39	1,6
11:03:10	48	47,6	41,1	42,2	473	42,9	49,4	56	0,39	1,6
11:03:30	48	47,6	41,2	42,2	474	43	49,4	56	0,39	1,6
11:03:50	48,1	47,7	41,1	42,2	474	42,9	49,5	56	0,4	1,6
11:04:10	48,1	47,7	41,2	42,2	473	43	49,5	56	0,39	1,7
11:04:30	48,1	47,8	41,2	42,2	472	43	49,6	56	0,39	1,7
11:04:50	48,2	47,8	41,2	42,2	471	43	49,6	56	0,39	1,7
11:05:10	48,2	47,8	41,3	42,2	470	43,1	49,6	56	0,39	1,7
11:05:30	48,3	47,9	41,3	42,3	471	43,1	49,7	56	0,39	1,7
11:05:50	48,2	47,9	41,3	42,3	472	43,1	49,7	56	0,38	1,7
11:06:10	48,2	47,9	41,4	42,3	473	43,2	49,7	56	0,38	1,7
11:06:30	48,3	47,9	41,4	42,3	473	43,2	49,7	56	0,39	1,7
11:06:50	48,2	47,9	41,4	42,4	474	43,2	49,7	56	0,39	1,7
11:07:10	48,3	47,9	41,5	42,3	477	43,3	49,7	56	0,39	1,7
11:07:30	48,3	47,9	41,5	42,3	479	43,3	49,7	56	0,39	1,7
11:07:50	48,3	48	41,7	42,4	491	43,5	49,8	56	0,39	1,7
11:08:10	48,4	48	41,6	42,4	344	43,4	49,8	56	0,4	1,7
11:08:30	48,4	48	41,7	42,4	351	43,5	49,8	56	0,39	1,7
11:08:50	48,2	48,1	41,8	42,4	481	43,6	49,9	56	0,38	1,7
11:09:10	48	48,1	41,8	42,4	481	43,6	49,9	56	0,36	1,7
11:09:30	47,9	48,1	41,9	42,4	480	43,7	49,9	56	0,36	1,7
11:09:50	47,9	48,1	42,1	42,4	480	43,9	49,9	56	0,36	1,7
11:10:10	48,1	48,1	42,1	42,5	480	43,9	49,9	56	0,37	1,7
11:10:30	48,1	48,1	42,2	42,5	480	44	49,9	56	0,37	1,7
11:10:50	48,2	48	42,2	42,5	484	44	49,8	56	0,38	1,7
11:11:10	48,4	47,9	42,3	42,5	483	44,1	49,7	56	0,4	1,7
11:11:30	48,4	47,9	42,6	42,5	483	44,4	49,7	56	0,39	1,7
11:11:50	48,5	47,9	42,7	42,5	483	44,5	49,7	56	0,4	1,7
11:12:10	48,6	47,9	43,2	42,6	484	45	49,7	56	0,41	1,7
11:12:30	48,6	47,9	44,2	42,6	488	46	49,7	56	0,4	1,7
11:12:50	48,7	48	44,7	42,6	465	46,5	49,8	56	0,4	1,7
11:13:10	48,8	48,1	44,9	42,6	475	46,7	49,9	56	0,41	1,7
11:13:30	48,7	48,1	43,7	42,6	489	45,5	49,9	56	0,41	1,7
11:13:50	48,6	48,1	43,4	42,7	487	45,2	49,9	56	0,4	1,7
11:14:10	48,6	48,2	43,2	42,6	484	45	50,0	56	0,4	1,7
11:14:30	48,7	48,3	43,2	42,6	484	45	50,1	56	0,41	1,7
11:14:50	48,8	48,3	43,3	42,7	483	45,1	50,1	56	0,41	1,7
11:15:10	48,8	48,3	43,4	42,7	481	45,2	50,1	56	0,41	1,7
11:15:30	48,9	48,4	43,7	42,7	481	45,5	50,2	56	0,41	1,7
11:15:50	48,9	48,4	44,3	42,7	482	46,1	50,2	56	0,41	1,7
11:16:10	48,9	48,3	44,9	42,7	483	46,7	50,1	56	0,42	1,7
11:16:30	48,9	48,4	44,3	42,7	484	46,1	50,2	56	0,42	1,7

11:16:50	48,9	48,4	44,2	42,7	482	46	50,2	56	0,41	1,7
11:17:10	48,9	48,4	43,6	42,7	481	45,4	50,2	56	0,41	1,7
11:17:30	48,9	48,5	43,4	42,7	483	45,2	50,3	56	0,42	1,7
11:17:50	49	48,5	43,6	42,7	482	45,4	50,3	60	0,42	1,7
11:18:10	48,9	48,5	43,9	42,7	482	45,7	50,3	60	0,42	1,7
11:18:30	49	48,6	44,1	42,7	483	45,9	50,4	60	0,43	1,7
11:18:50	49	48,5	44,3	42,7	481	46,1	50,3	60	0,42	1,7
11:19:10	49	48,6	44,4	42,7	482	46,2	50,4	60	0,42	1,7
11:19:30	49	48,6	45	42,7	480	46,8	50,4	60	0,43	1,7
11:19:50	49,1	48,7	46,3	42,8	479	48,1	50,5	60	0,43	1,8
11:20:10	49,1	48,7	46,5	42,8	479	48,3	50,5	56	0,42	1,8
11:20:30	49,1	48,7	47	42,8	482	48,8	50,5	56	0,42	1,8
11:20:50	49,1	48,8	48,4	42,8	480	50,2	50,6	56	0,42	1,8
11:21:10	49,1	48,8	47,1	42,8	485	48,9	50,6	56	0,42	1,8
11:21:30	49,1	48,8	47,1	42,8	489	48,9	50,6	56	0,43	1,8
11:21:50	49,1	48,8	47,4	42,9	489	49,2	50,6	56	0,43	1,8
11:22:10	49,2	48,8	47,6	42,8	488	49,4	50,6	56	0,43	1,8
11:22:30	49,2	48,8	47,8	42,9	487	49,6	50,6	56	0,42	1,8
11:22:50	49,2	48,8	48,2	42,8	488	50	50,6	56	0,43	1,8
11:23:10	49,3	48,9	48,9	42,8	488	50,7	50,7	56	0,43	1,8
11:23:30	49,4	48,9	49,3	42,9	484	51,1	50,7	56	0,43	1,8
11:23:50	49,4	48,9	49,7	43	485	51,5	50,7	56	0,43	1,8
11:24:10	49,4	48,9	50,7	42,9	484	52,5	50,7	56	0,43	1,8
11:24:30	49,4	48,9	50,3	43	479	52,1	50,7	56	0,43	1,8
11:24:50	49,4	48,9	49,9	42,9	479	51,7	50,7	56	0,43	1,8
11:25:10	49,4	48,9	49,8	43	479	51,6	50,7	56	0,43	1,8
11:25:30	49,4	48,9	49,8	43	484	51,6	50,7	56	0,43	1,8
11:25:50	49,4	48,9	49,9	43	490	51,7	50,7	56	0,43	1,8
11:26:10	49,4	49	50,5	43,1	493	52,3	50,8	56	0,43	1,8
11:26:30	49,4	49	51,3	43,1	493	53,1	50,8	56	0,42	1,8
11:26:50	49,5	49	52	43	478	53,8	50,8	56	0,42	1,8
11:27:10	49,5	49	49,5	43,1	481	51,3	50,8	56	0,42	1,8
11:27:30	49,5	49,1	48,9	43,1	493	50,7	50,9	56	0,43	1,8
11:27:50	49,6	49,1	50,4	43,1	494	52,2	50,9	56	0,44	1,8
11:28:10	49,6	49,1	69,4	43,2	495	71,2	50,9	56	0,43	1,8
11:28:30	49,7	49,1	67,4	43,2	498	69,2	50,9	56	0,43	1,8
11:28:50	49,7	49,1	66,8	43,2	498	68,6	50,9	56	0,44	1,8
11:29:10	49,8	49,1	55,3	43,2	497	57,1	50,9	56	0,44	1,8
11:29:30	49,9	49,1	57,4	43,2	496	59,2	50,9	56	0,45	1,8
11:29:50	49,9	49,2	60,8	43,2	495	62,6	51,0	56	0,45	1,8
11:30:10	49,9	49,2	60,1	43,2	495	61,9	51,0	56	0,45	1,8
11:30:30	49,9	49,2	59,8	43,2	496	61,6	51,0	56	0,45	1,8
11:30:50	50	49,3	60	43,2	499	61,8	51,1	56	0,45	1,8
11:31:10	50	49,4	59,2	43,2	503	61	51,2	56	0,44	1,8
11:31:30	50	49,4	58,5	43,2	500	60,3	51,2	56	0,45	1,8
11:31:50	50,1	49,4	58,7	43,2	501	60,5	51,2	56	0,45	1,8
11:32:10	50,1	49,4	59,6	43,3	502	61,4	51,2	56	0,45	1,8
11:32:30	50,1	49,4	52,4	43,2	501	54,2	51,2	56	0,45	1,8
11:32:50	50,1	49,4	51,7	43,2	499	53,5	51,2	56	0,45	1,8
11:33:10	50,1	49,4	56,7	43,2	502	58,5	51,2	56	0,45	1,8
11:33:30	50,2	49,5	57,8	43,2	498	59,6	51,3	56	0,45	1,8
11:33:50	50,3	49,5	53,4	43,3	496	55,2	51,3	56	0,46	1,9
11:34:10	50,3	49,5	56,8	43,3	500	58,6	51,3	56	0,46	1,9

11:34:30	50,3	49,5	59,6	43,3	499	61,4	51,3	56	0,45	1,9
11:34:50	50,2	49,5	60,7	43,3	501	62,5	51,3	56	0,45	1,9
11:35:10	50,2	49,6	62,5	43,3	498	64,3	51,4	56	0,46	1,9
11:35:30	50,3	49,7	62,9	43,4	498	64,7	51,5	56	0,45	1,9
11:35:50	50,3	49,8	58,4	43,4	495	60,2	51,6	56	0,45	1,9
11:36:10	50,3	49,6	58,7	43,5	497	60,5	51,4	56	0,45	1,9
11:36:30	50,3	49,7	55,9	43,4	495	57,7	51,5	56	0,45	1,9
11:36:50	50,3	49,8	49,4	43,4	497	51,2	51,6	56	0,45	1,9
11:37:10	50,3	49,8	47,4	43,4	498	49,2	51,6	56	0,45	1,9
11:37:30	50,3	49,8	46,9	43,4	496	48,7	51,6	56	0,45	1,9
11:37:50	50,3	49,8	47,4	43,5	494	49,2	51,6	56	0,45	1,9
11:38:10	50,4	49,8	48,3	43,5	498	50,1	51,6	56	0,45	1,9
11:38:30	50,3	49,8	48,8	43,5	501	50,6	51,6	56	0,45	1,9
11:38:50	50,4	49,8	49,8	43,5	500	51,6	51,6	56	0,45	1,9
11:39:10	50,4	49,8	51,3	43,5	494	53,1	51,6	56	0,46	1,9
11:39:30	50,4	49,8	51	43,5	502	52,8	51,6	56	0,45	1,9
11:39:50	50,4	49,9	49,4	43,5	502	51,2	51,7	56	0,45	1,9
11:40:10	50,4	49,8	47	43,5	505	48,8	51,6	56	0,46	1,9
11:40:30	50,5	49,9	45,9	43,5	504	47,7	51,7	56	0,45	1,9
11:40:50	50,5	49,9	45,2	43,5	496	47	51,7	56	0,46	1,9
11:41:10	50,6	49,9	44,5	43,5	498	46,3	51,7	56	0,46	1,9
11:41:30	50,6	49,9	44,4	43,5	490	46,2	51,7	56	0,46	1,9
11:41:50	50,7	49,9	44,4	43,6	482	46,2	51,7	56	0,46	1,9
11:42:10	50,6	49,9	44,3	43,6	483	46,1	51,7	56	0,46	1,9
11:42:30	50,6	50	44,2	43,6	482	46	51,8	56	0,46	1,9
11:42:50	50,6	50	44,1	43,6	475	45,9	51,8	56	0,46	1,9
11:43:10	50,5	50	43,9	43,6	474	45,7	51,8	56	0,45	1,9
11:43:30	50,5	50	43,9	43,6	455	45,7	51,8	56	0,45	1,9
11:43:50	50,4	50,1	43,8	43,7	457	45,6	51,9	56	0,45	1,9
11:44:10	50,4	50	43,8	43,7	442	45,6	51,8	56	0,44	1,9
11:44:30	50,4	50,1	43,7	43,6	430	45,5	51,9	56	0,44	1,9
11:44:50	50,2	50	43,7	43,7	463	45,5	51,8	56	0,43	1,9
11:45:10	50,2	50	43,7	43,7	485	45,5	51,8	56	0,43	1,9
11:45:30	50,1	50	43,7	43,7	498	45,5	51,8	56	0,42	1,9
11:45:50	50,1	49,9	43,8	43,7	480	45,6	51,7	56	0,42	1,9
11:46:10	50,1	49,9	43,8	43,7	480	45,6	51,7	56	0,42	1,9
11:46:30	50,2	49,9	43,8	43,7	461	45,6	51,7	56	0,42	1,9
11:46:50	50,4	49,8	43,8	43,7	456	45,6	51,6	56	0,43	2
11:47:10	50,4	49,8	43,8	43,7	450	45,6	51,6	56	0,43	2
11:47:30	50,4	49,8	43,8	43,7	439	45,6	51,6	56	0,43	2
11:47:50	50,4	49,7	43,8	43,7	456	45,6	51,5	56	0,43	2
11:48:10	50,2	49,7	43,8	43,7	468	45,6	51,5	56	0,42	2
11:48:30	50,2	49,7	43,9	43,7	457	45,7	51,5	56	0,42	2
11:48:50	50,2	49,8	43,9	43,8	437	45,7	51,6	56	0,41	2
11:49:10	50,2	49,8	44	43,7	454	45,8	51,6	56	0,43	2
11:49:30	50,2	49,9	44	43,7	465	45,8	51,7	56	0,42	2
11:49:50	50,2	49,8	44,1	43,8	476	45,9	51,6	56	0,42	2
11:50:10	50,2	49,8	44,1	43,8	473	45,9	51,6	56	0,42	2
11:50:30	50,2	49,8	44,1	43,7	470	45,9	51,6	56	0,42	2
11:50:50	50,3	49,8	44,2	43,8	482	46	51,6	56	0,43	2
11:51:10	50,3	49,8	44,2	43,8	449	46	51,6	56	0,43	2
11:51:30	50,4	49,7	44,2	43,9	445	46	51,5	56	0,43	2
11:51:50	50,4	49,7	44,3	43,8	473	46,1	51,5	56	0,44	2

11:52:10	50,4	49,7	44,3	43,8	504	46,1	51,5	56	0,43	2
11:52:30	50,4	49,7	44,3	43,8	494	46,1	51,5	56	0,43	2
11:52:50	50,5	49,7	44,4	43,9	470	46,2	51,5	56	0,44	2
11:53:10	50,6	49,8	44,4	43,9	474	46,2	51,6	56	0,44	2
11:53:30	50,6	49,8	44,4	43,9	508	46,2	51,6	56	0,45	2
11:53:50	50,7	49,9	44,3	43,9	484	46,1	51,7	56	0,45	2
11:54:10	50,7	49,9	44,4	43,9	479	46,2	51,7	56	0,45	2
11:54:30	50,8	49,9	44,4	43,9	466	46,2	51,7	56	0,45	2
11:54:50	50,8	49,9	44,6	43,9	488	46,4	51,7	56	0,45	2
11:55:10	50,9	50	44,7	44	506	46,5	51,8	56	0,45	2
11:55:30	50,8	50	44,7	44	512	46,5	51,8	56	0,45	2
11:55:50	50,9	50	44,7	44,1	490	46,5	51,8	56	0,45	2
11:56:10	50,9	50,1	44,9	44	474	46,7	51,9	56	0,46	2
11:56:30	50,9	50,1	45	44	469	46,8	51,9	56	0,46	2
11:56:50	50,9	50,1	45,4	44,1	450	47,2	51,9	56	0,45	2
11:57:10	50,9	50,2	45,4	44	438	47,2	52,0	56	0,46	2
11:57:30	50,8	50,2	45,4	44,1	430	47,2	52,0	56	0,45	2
11:57:50	50,6	50,2	45,3	44,1	454	47,1	52,0	56	0,44	2
11:58:10	50,5	50,3	45,1	44,2	422	46,9	52,1	56	0,42	2
11:58:30	50,4	50,3	44,9	44,2	438	46,7	52,1	56	0,41	2
11:58:50	50,4	50,3	44,9	44,2	443	46,7	52,1	56	0,41	2
11:59:10	50,3	50,3	44,9	44,1	441	46,7	52,1	56	0,4	2
11:59:30	50,3	50,2	44,9	44,2	444	46,7	52,0	56	0,4	2
11:59:50	50,2	50,2	44,9	44,2	437	46,7	52,0	56	0,4	2
12:00:10	50,3	50,1	44,9	44,2	436	46,7	51,9	56	0,4	2
12:00:30	50,3	50,1	44,9	44,2	466	46,7	51,9	56	0,4	2
12:00:50	50,2	50	44,9	44,2	485	46,7	51,8	56	0,4	2
12:01:10	50,4	49,9	44,9	44,2	492	46,7	51,7	56	0,4	2,1
12:01:30	50,4	49,9	44,9	44,2	373	46,7	51,7	56	0,41	2,1
12:01:50	50,5	49,9	44,9	44,2	490	46,7	51,7	56	0,41	2,1
12:02:10	50,6	49,8	45,1	44,2	506	46,9	51,6	56	0,42	2,1
12:02:30	50,6	49,8	45,1	44,3	522	46,9	51,6	56	0,42	2,1
12:02:50	50,8	49,9	45,2	44,3	538	47	51,7	56	0,42	2,1
12:03:10	50,9	49,9	45,4	44,2	509	47,2	51,7	56	0,43	2,1
12:03:30	51,1	49,9	45,3	44,3	533	47,1	51,7	56	0,44	2,1
12:03:50	51,2	49,9	45,3	44,2	517	47,1	51,7	56	0,45	2,1
12:04:10	51,4	49,9	45,3	44,2	534	47,1	51,7	56	0,46	2,1
12:04:30	51,5	50	45,3	44,3	535	47,1	51,8	56	0,47	2,1
12:04:50	51,7	50,1	45,4	44,3	546	47,2	51,9	56	0,48	2,1
12:05:10	51,7	50,2	45,5	44,3	538	47,3	52,0	56	0,48	2,1
12:05:30	51,9	50,3	45,5	44,4	554	47,3	52,1	56	0,49	2,1
12:05:50	52	50,4	45,8	44,4	555	47,6	52,2	56	0,5	2,1
12:06:10	52,1	50,6	46,1	44,4	552	47,9	52,4	56	0,5	2,1
12:06:30	52,1	50,7	46,1	44,4	550	47,9	52,5	56	0,51	2,1
12:06:50	52,2	50,8	46,2	44,4	546	48	52,6	56	0,52	2,1
12:07:10	52,3	50,9	46,5	44,4	551	48,3	52,7	56	0,52	2,1
12:07:30	52,3	50,9	47,2	44,4	556	49	52,7	56	0,52	2,1
12:07:50	52,4	51	47,8	44,4	517	49,6	52,8	56	0,52	2,1
12:08:10	52,4	51,1	48,8	44,4	538	50,6	52,9	56	0,53	2,1
12:08:30	52,3	51,3	51,2	44,4	538	53	53,1	56	0,53	2,1
12:08:50	52,3	51,3	51,1	44,4	544	52,9	53,1	56	0,53	2,1
12:09:10	52,3	51,4	50,5	44,4	534	52,3	53,2	56	0,52	2,1
12:09:30	52,2	51,4	49,9	44,4	539	51,7	53,2	56	0,52	2,1

12:09:50	52,2	51,5	49,5	44,5	543	51,3	53,3	56	0,52	2,1
12:10:10	52,3	51,5	49,2	44,5	546	51	53,3	56	0,52	2,1
12:10:30	52,3	51,5	50,9	44,5	548	52,7	53,3	56	0,52	2,1
12:10:50	52,3	51,5	53,8	44,5	549	55,6	53,3	56	0,52	2,1
12:11:10	52,3	51,4	53,2	44,5	551	55	53,2	56	0,51	2,1
12:11:30	52,4	51,5	52	44,5	554	53,8	53,3	56	0,52	2,1
12:11:50	52,4	51,4	52,4	44,5	551	54,2	53,2	56	0,52	2,1
12:12:10	52,4	51,5	52,3	44,5	467	54,1	53,3	56	0,52	2,1
12:12:30	52,4	51,5	51,5	44,5	474	53,3	53,3	56	0,52	2,1
12:12:50	52,3	51,5	50,8	44,6	466	52,6	53,3	56	0,51	2,1
12:13:10	52,2	51,6	50,5	44,5	486	52,3	53,4	56	0,5	2,1
12:13:30	51,9	51,6	50,6	44,6	535	52,4	53,4	56	0,48	2,1
12:13:50	51,8	51,6	50,9	44,6	529	52,7	53,4	56	0,48	2,2
12:14:10	51,7	51,5	51,2	44,6	523	53	53,3	56	0,46	2,2
12:14:30	51,8	51,5	51,2	44,6	514	53	53,3	56	0,48	2,2
12:14:50	51,9	51,5	50,1	44,6	509	51,9	53,3	56	0,47	2,2
12:15:10	51,9	51,4	49,3	44,7	499	51,1	53,2	56	0,47	2,2
12:15:30	51,9	51,4	49,4	44,7	496	51,2	53,2	56	0,48	2,2
12:15:50	52	51,3	50	44,6	487	51,8	53,1	56	0,47	2,2
12:16:10	52	51,3	48,7	44,8	481	50,5	53,1	56	0,47	2,2
12:16:30	51,9	51,2	47,4	44,7	475	49,2	53,0	56	0,47	2,2
12:16:50	51,8	51,2	46,9	44,7	458	48,7	53,0	56	0,46	2,2
12:17:10	51,8	51,3	46,4	44,7	432	48,2	53,1	56	0,46	2,2
12:17:30	51,8	51,3	46,2	44,8	417	48	53,1	56	0,45	2,2
12:17:50	51,5	51,3	46	44,7	420	47,8	53,1	56	0,43	2,2
12:18:10	51,4	51,3	46,2	44,8	422	48	53,1	56	0,42	2,2
12:18:30	51,2	51,2	46,3	44,8	431	48,1	53,0	56	0,4	2,2
12:18:50	51,1	51,2	46,3	44,8	444	48,1	53,0	56	0,39	2,2
12:19:10	51	51,1	46,4	44,8	454	48,2	52,9	56	0,39	2,2
12:19:30	50,9	51,1	46,8	44,8	454	48,6	52,9	56	0,38	2,2
12:19:50	50,9	51	47,1	44,8	474	48,9	52,8	56	0,39	2,2
12:20:10	51	50,9	47,9	44,9	488	49,7	52,7	56	0,39	2,2
12:20:30	51,1	50,8	52,1	44,9	493	53,9	52,6	56	0,4	2,2
12:20:50	51,2	50,8	57,2	44,9	494	59	52,6	56	0,4	2,2
12:21:10	51,4	50,7	59,4	44,9	494	61,2	52,5	56	0,41	2,2
12:21:30	51,5	50,5	70,2	44,9	503	72	52,3	56	0,42	2,2
12:21:50	51,7	50,5	66,3	44,9	503	68,1	52,3	56	0,43	2,2
12:22:10	51,8	50,5	72,6	44,9	501	74,4	52,3	56	0,44	2,2
12:22:30	51,9	50,6	66,5	44,9	505	68,3	52,4	56	0,45	2,2
12:22:50	51,9	50,6	65,2	44,9	507	67	52,4	56	0,45	2,2
12:23:10	52	50,8	61,5	44,9	504	63,3	52,6	56	0,45	2,2
12:23:30	52,1	50,8	55,4	44,9	498	57,2	52,6	56	0,45	2,2
12:23:50	52,1	50,9	55,2	44,9	494	57	52,7	56	0,46	2,2
12:24:10	52,1	51	55,6	44,9	494	57,4	52,8	56	0,46	2,2
12:24:30	52,1	51,1	55,1	44,9	495	56,9	52,9	56	0,45	2,2
12:24:50	52,1	51,1	55,7	44,9	496	57,5	52,9	56	0,46	2,2
12:25:10	52,1	51,2	55,9	44,9	495	57,7	53,0	56	0,45	2,2
12:25:30	52,1	51,3	56	44,9	479	57,8	53,1	56	0,45	2,2
12:25:50	52,1	51,3	57,5	44,9	479	59,3	53,1	56	0,45	2,2
12:26:10	52	51,3	60	45	489	61,8	53,1	56	0,44	2,2
12:26:30	51,9	51,4	61,7	44,9	479	63,5	53,2	56	0,44	2,2
12:26:50	52	51,3	63,5	44,9	493	65,3	53,1	56	0,44	2,2
12:27:10	52	51,4	65	44,9	496	66,8	53,2	56	0,45	2,2

12:27:30	52	51,4	57,5	45	494	59,3	53,2	56	0,45	2,3
12:27:50	51,9	51,4	60,4	45	491	62,2	53,2	56	0,44	2,3
12:28:10	52,1	51,4	63,7	45	494	65,5	53,2	56	0,45	2,3
12:28:30	52,1	51,3	63,1	45,1	489	64,9	53,1	56	0,45	2,3
12:28:50	52,1	51,3	62,2	45,1	496	64	53,1	56	0,45	2,3
12:29:10	52,1	51,4	62,1	45	504	63,9	53,2	56	0,45	2,3
12:29:30	52,2	51,4	60,8	45,1	505	62,6	53,2	56	0,45	2,3
12:29:50	52,2	51,4	59	45	509	60,8	53,2	56	0,45	2,3
12:30:10	52,3	51,3	58,3	45,1	515	60,1	53,1	56	0,46	2,3
12:30:30	52,4	51,4	57,3	45,1	499	59,1	53,2	56	0,46	2,3
12:30:50	52,4	51,4	56,7	45	465	58,5	53,2	56	0,46	2,3
12:31:10	52,4	51,4	56,5	45,1	499	58,3	53,2	56	0,46	2,3
12:31:30	52,4	51,4	55,6	45,1	523	57,4	53,2	56	0,46	2,3
12:31:50	52,4	51,4	56,1	45,1	523	57,9	53,2	56	0,47	2,3
12:32:10	52,4	51,5	56,8	45,1	514	58,6	53,3	56	0,46	2,3
12:32:30	52,4	51,6	57,1	45,1	523	58,9	53,4	56	0,46	2,3
12:32:50	52,5	51,6	58,5	45,1	524	60,3	53,4	56	0,46	2,3
12:33:10	52,6	51,6	56,6	45,1	525	58,4	53,4	56	0,47	2,3
12:33:30	52,7	51,6	57,6	45,1	519	59,4	53,4	56	0,48	2,3
12:33:50	52,7	51,6	56,6	45,1	527	58,4	53,4	52	0,48	2,3
12:34:10	52,8	51,7	56,4	45,2	523	58,2	53,5	52	0,48	2,3
12:34:30	52,9	51,7	56,5	45,3	528	58,3	53,5	52	0,47	2,3
12:34:50	52,9	51,8	54,9	45,2	531	56,7	53,6	52	0,48	2,3
12:35:10	52,9	51,8	54,6	45,2	532	56,4	53,6	52	0,48	2,3
12:35:30	52,9	51,9	55,8	45,2	533	57,6	53,7	52	0,48	2,3
12:35:50	53	51,9	55,9	45,3	533	57,7	53,7	52	0,48	2,3
12:36:10	53,1	51,9	56,5	45,3	541	58,3	53,7	52	0,49	2,3
12:36:30	53	52	56,2	45,3	545	58	53,8	56	0,49	2,3
12:36:50	53,1	52,1	55,4	45,3	543	57,2	53,9	56	0,5	2,3
12:37:10	53,2	52,1	55,5	45,3	547	57,3	53,9	56	0,5	2,3
12:37:30	53,3	52,1	55,6	45,3	550	57,4	53,9	56	0,5	2,3
12:37:50	53,3	52,2	54,6	45,3	549	56,4	54,0	56	0,51	2,3
12:38:10	53,4	52,2	53,9	45,3	540	55,7	54,0	56	0,51	2,3
12:38:30	53,4	52,2	53,8	45,3	544	55,6	54,0	56	0,51	2,3
12:38:50	53,4	52,3	54,5	45,3	550	56,3	54,1	56	0,51	2,3
12:39:10	53,4	52,3	55	45,4	551	56,8	54,1	56	0,51	2,3
12:39:30	53,4	52,4	54,9	45,4	542	56,7	54,2	56	0,51	2,3
12:39:50	53,5	52,4	55,2	45,4	558	57	54,2	56	0,51	2,3
12:40:10	53,4	52,4	55,5	45,4	556	57,3	54,2	56	0,51	2,3
12:40:30	53,5	52,4	55,2	45,4	554	57	54,2	56	0,52	2,3
12:40:50	53,5	52,5	54,5	45,4	553	56,3	54,3	56	0,52	2,4
12:41:10	53,6	52,5	55,3	45,4	564	57,1	54,3	56	0,52	2,4
12:41:30	53,7	52,6	54,8	45,4	568	56,6	54,4	56	0,52	2,4
12:41:50	53,8	52,5	54,1	45,4	569	55,9	54,3	56	0,53	2,4
12:42:10	53,8	52,6	55	45,4	569	56,8	54,4	56	0,53	2,4
12:42:30	53,9	52,7	55,1	45,4	571	56,9	54,5	56	0,54	2,4
12:42:50	53,9	52,7	51,8	45,4	573	53,6	54,5	56	0,54	2,4
12:43:10	54	52,7	51,1	45,4	573	52,9	54,5	56	0,54	2,4
12:43:30	54	52,8	52,3	45,5	573	54,1	54,6	56	0,54	2,4
12:43:50	54,1	52,9	52,4	45,5	569	54,2	54,7	56	0,55	2,4
12:44:10	54,1	52,9	52,8	45,5	569	54,6	54,7	56	0,55	2,4
12:44:30	54,1	52,9	52,6	45,5	555	54,4	54,7	56	0,55	2,4
12:44:50	54,2	52,9	53	45,5	556	54,8	54,7	56	0,55	2,4

12:45:10	54,2	53	53,3	45,5	571	55,1	54,8	56	0,55	2,4
12:45:30	54,1	53,1	53,7	45,5	574	55,5	54,9	56	0,55	2,4
12:45:50	54,1	53,1	55,6	45,5	574	57,4	54,9	56	0,55	2,4
12:46:10	54,1	53,2	57,1	45,6	574	58,9	55,0	56	0,54	2,4
12:46:30	54,2	53,2	59,7	45,5	574	61,5	55,0	56	0,55	2,4
12:46:50	54,2	53,2	59	45,6	574	60,8	55,0	56	0,55	2,4
12:47:10	54,2	53,2	58,3	45,6	572	60,1	55,0	56	0,55	2,4
12:47:30	54,3	53,2	57,5	45,6	574	59,3	55,0	56	0,55	2,4
12:47:50	54,3	53,3	57,5	45,6	574	59,3	55,1	56	0,55	2,4
12:48:10	54,4	53,3	57,3	45,6	573	59,1	55,1	56	0,55	2,4
12:48:30	54,4	53,3	57,4	45,6	574	59,2	55,1	56	0,56	2,4
12:48:50	54,4	53,3	57	45,7	574	58,8	55,1	56	0,55	2,4
12:49:10	54,4	53,4	56,8	45,7	579	58,6	55,2	56	0,55	2,4
12:49:30	54,4	53,4	54,4	45,7	581	56,2	55,2	56	0,55	2,4
12:49:50	54,4	53,4	53,3	45,6	581	55,1	55,2	56	0,55	2,4
12:50:10	54,5	53,4	52,8	45,7	579	54,6	55,2	56	0,56	2,4
12:50:30	54,5	53,4	52,8	45,7	579	54,6	55,2	56	0,56	2,4
12:50:50	54,5	53,4	53,9	45,8	579	55,7	55,2	56	0,55	2,4
12:51:10	54,5	53,4	56	45,7	579	57,8	55,2	56	0,56	2,4
12:51:30	54,6	53,4	55,5	45,7	580	57,3	55,2	56	0,56	2,4
12:51:50	54,6	53,5	54,7	45,8	579	56,5	55,3	52	0,55	2,5
12:52:10	54,6	53,5	53,4	45,7	583	55,2	55,3	52	0,55	2,5
12:52:30	54,6	53,5	52,8	45,8	581	54,6	55,3	52	0,55	2,5
12:52:50	54,7	53,6	52	45,7	583	53,8	55,4	52	0,56	2,5
12:53:10	54,7	53,5	51,5	45,7	583	53,3	55,3	52	0,55	2,5
12:53:30	54,8	53,6	51,4	45,8	583	53,2	55,4	56	0,57	2,5
12:53:50	54,7	53,6	51,4	45,8	584	53,2	55,4	56	0,57	2,5
12:54:10	54,7	53,7	51,4	45,8	582	53,2	55,5	56	0,56	2,5
12:54:30	54,8	53,7	51,4	45,8	581	53,2	55,5	56	0,57	2,5
12:54:50	54,8	53,7	51,3	45,8	582	53,1	55,5	56	0,57	2,5
12:55:10	54,8	53,7	51,5	45,8	582	53,3	55,5	56	0,57	2,5
12:55:30	54,8	53,7	51,9	45,8	583	53,7	55,5	56	0,57	2,5
12:55:50	54,8	53,8	53,1	45,9	584	54,9	55,6	56	0,57	2,5
12:56:10	54,8	53,8	55,1	45,9	583	56,9	55,6	56	0,56	2,5
12:56:30	54,8	53,8	56	45,9	581	57,8	55,6	56	0,57	2,5
12:56:50	54,8	53,8	56,9	45,9	581	58,7	55,6	56	0,57	2,5
12:57:10	54,8	53,8	58,1	45,9	580	59,9	55,6	56	0,57	2,5
12:57:30	54,8	53,8	63,3	45,9	581	65,1	55,6	56	0,57	2,5
12:57:50	54,9	53,8	62,1	45,9	581	63,9	55,6	56	0,57	2,5
12:58:10	54,8	53,9	63,9	45,9	584	65,7	55,7	56	0,57	2,5
12:58:30	54,9	53,9	61,9	45,9	582	63,7	55,7	56	0,57	2,5
12:58:50	54,9	53,9	60,9	45,9	581	62,7	55,7	56	0,57	2,5
12:59:10	54,9	53,9	58,9	45,9	581	60,7	55,7	56	0,57	2,5
12:59:30	54,9	53,9	59	45,9	581	60,8	55,7	56	0,57	2,5
12:59:50	54,9	53,9	57,2	45,9	581	59	55,7	56	0,57	2,5
13:00:10	54,9	53,9	56	45,9	582	57,8	55,7	56	0,57	2,5
13:00:30	54,9	53,9	53,8	46	582	55,6	55,7	56	0,56	2,5
13:00:50	54,9	53,9	53,5	46	579	55,3	55,7	56	0,57	2,5
13:01:10	54,9	53,9	52,5	46	579	54,3	55,7	56	0,57	2,5
13:01:30	54,9	53,9	51,8	45,9	580	53,6	55,7	56	0,57	2,5
13:01:50	55	54	51,9	46,1	579	53,7	55,8	56	0,57	2,5
13:02:10	54,9	53,9	51,9	46	579	53,7	55,7	56	0,57	2,5
13:02:30	54,9	54	51,6	46	577	53,4	55,8	56	0,57	2,6

13:02:50	54,9	53,9	51,8	46	575	53,6	55,7	56	0,57	2,6
13:03:10	55	53,9	52,5	46	575	54,3	55,7	56	0,57	2,6
13:03:30	54,9	54	53,4	46	577	55,2	55,8	56	0,56	2,6
13:03:50	55	54	53,3	46,1	575	55,1	55,8	56	0,56	2,6
13:04:10	55	54,1	52,9	46,1	575	54,7	55,9	56	0,56	2,6
13:04:30	54,9	54	51,9	46,1	574	53,7	55,8	56	0,56	2,6
13:04:50	54,9	54,1	51,3	46,1	574	53,1	55,9	56	0,56	2,6
13:05:10	54,9	54,1	51	46,1	574	52,8	55,9	56	0,56	2,6
13:05:30	54,9	54,1	50,9	46,1	574	52,7	55,9	56	0,56	2,6
13:05:50	54,9	54,1	51,2	46,1	577	53	55,9	56	0,56	2,6
13:06:10	55	54,1	51,8	46,2	575	53,6	55,9	56	0,56	2,6
13:06:30	55	54,1	52,1	46,2	574	53,9	55,9	56	0,56	2,6
13:06:50	55	54,1	52,7	46,2	574	54,5	55,9	56	0,56	2,6
13:07:10	55	54,1	53,7	46,2	574	55,5	55,9	56	0,56	2,6
13:07:30	55,1	54,1	53,8	46,2	576	55,6	55,9	56	0,56	2,6
13:07:50	55	54,1	54,1	46,2	578	55,9	55,9	56	0,56	2,6
13:08:10	55	54,1	53,9	46,3	577	55,7	55,9	56	0,55	2,6
13:08:30	55,1	54,2	53,5	46,2	578	55,3	56,0	56	0,56	2,6
13:08:50	55,1	54,2	53,4	46,2	575	55,2	56,0	56	0,56	2,6
13:09:10	55,1	54,2	52,9	46,3	575	54,7	56,0	56	0,56	2,6
13:09:30	55,1	54,2	52,9	46,3	575	54,7	56,0	56	0,56	2,6
13:09:50	55,1	54,2	52,9	46,3	573	54,7	56,0	56	0,56	2,6
13:10:10	55,2	54,2	52,8	46,3	570	54,6	56,0	56	0,56	2,6
13:10:30	55,2	54,2	52,7	46,3	569	54,5	56,0	56	0,56	2,6
13:10:50	55,2	54,3	52,5	46,3	564	54,3	56,1	56	0,57	2,6
13:11:10	55,2	54,3	52,4	46,3	564	54,2	56,1	56	0,57	2,6
13:11:30	55,2	54,3	52,3	46,3	563	54,1	56,1	56	0,56	2,6
13:11:50	55,1	54,3	52,3	46,3	560	54,1	56,1	56	0,56	2,6
13:12:10	55,1	54,3	52,1	46,3	561	53,9	56,1	56	0,56	2,6
13:12:30	55,1	54,4	52,1	46,3	559	53,9	56,2	56	0,56	2,6
13:12:50	55,1	54,3	52,1	46,3	559	53,9	56,1	56	0,56	2,7
13:13:10	55	54,3	52,2	46,3	559	54	56,1	56	0,55	2,7
13:13:30	55	54,3	52,1	46,3	557	53,9	56,1	56	0,55	2,7
13:13:50	55	54,3	52,2	46,2	559	54	56,1	56	0,56	2,7
13:14:10	55	54,3	52,2	46,3	558	54	56,1	56	0,55	2,7
13:14:30	55,1	54,3	52,1	46,2	554	53,9	56,1	56	0,55	2,7
13:14:50	54,9	54,2	52	46,3	553	53,8	56,0	56	0,55	2,7
13:15:10	54,9	54,3	52,1	46,2	545	53,9	56,1	56	0,55	2,7
13:15:30	54,9	54,2	52,2	46,3	549	54	56,0	56	0,55	2,7
13:15:50	54,9	54,3	52,3	46,3	544	54,1	56,1	56	0,55	2,7
13:16:10	54,9	54,2	52,1	46,3	536	53,9	56,0	56	0,55	2,7
13:16:30	54,9	54,2	52,1	46,3	532	53,9	56,0	56	0,54	2,7
13:16:50	54,8	54,2	52,2	46,3	532	54	56,0	56	0,54	2,7
13:17:10	54,8	54,2	52,3	46,3	516	54,1	56,0	56	0,53	2,7
13:17:30	54,7	54,1	52,1	46,3	523	53,9	55,9	56	0,53	2,7
13:17:50	54,6	54,2	52,3	46,4	518	54,1	56,0	56	0,52	2,7
13:18:10	54,5	54,1	52,3	46,4	538	54,1	55,9	56	0,51	2,7
13:18:30	54,4	54	52,1	46,3	532	53,9	55,8	56	0,51	2,7
13:18:50	54,4	54	52,1	46,4	541	53,9	55,8	56	0,51	2,7
13:19:10	54,4	53,9	52,5	46,4	535	54,3	55,7	56	0,51	2,7
13:19:30	54,5	53,9	52,5	46,4	528	54,3	55,7	56	0,52	2,7
13:19:50	54,5	53,9	52,7	46,4	532	54,5	55,7	56	0,51	2,7
13:20:10	54,5	53,9	52,5	46,4	533	54,3	55,7	56	0,52	2,7

13:20:30	54,5	53,9	52,8	46,4	539	54,6	55,7	56	0,51	2,7
13:20:50	54,6	53,8	52,8	46,4	546	54,6	55,6	56	0,52	2,7
13:21:10	54,6	53,8	52,6	46,4	550	54,4	55,6	56	0,52	2,7
13:21:30	54,6	53,8	52,1	46,4	550	53,9	55,6	56	0,52	2,7
13:21:50	54,7	53,8	52,3	46,4	551	54,1	55,6	56	0,53	2,7
13:22:10	54,8	53,8	49,9	46,4	539	51,7	55,6	56	0,53	2,7
13:22:30	54,9	53,8	49	46,4	541	50,8	55,6	56	0,54	2,7
13:22:50	54,9	53,8	48,8	46,4	534	50,6	55,6	56	0,53	2,7
13:23:10	54,9	53,8	48,4	46,4	535	50,2	55,6	56	0,53	2,7
13:23:30	54,8	53,9	47,8	46,4	541	49,6	55,7	56	0,53	2,7
13:23:50	54,8	53,9	47,9	46,5	538	49,7	55,7	56	0,53	2,7
13:24:10	54,7	53,9	48	46,4	545	49,8	55,7	56	0,53	2,7
13:24:30	54,8	53,9	48,1	46,5	548	49,9	55,7	56	0,53	2,8
13:24:50	54,8	54	48,2	46,5	548	50	55,8	56	0,53	2,8
13:25:10	54,8	53,9	48,4	46,4	539	50,2	55,7	56	0,53	2,8
13:25:30	54,9	54	48,9	46,5	539	50,7	55,8	56	0,53	2,8
13:25:50	54,9	54	50,4	46,5	535	52,2	55,8	56	0,53	2,8
13:26:10	54,9	53,9	51,5	46,5	534	53,3	55,7	56	0,54	2,8
13:26:30	54,9	54	50,9	46,5	534	52,7	55,8	56	0,53	2,8
13:26:50	54,9	54	50,2	46,5	540	52	55,8	52	0,53	2,8
13:27:10	54,9	54	51,6	46,6	537	53,4	55,8	56	0,52	2,8
13:27:30	54,9	54	53,2	46,5	539	55	55,8	56	0,53	2,8
13:27:50	54,9	54	52,5	46,5	537	54,3	55,8	52	0,52	2,8
13:28:10	54,9	54,1	51,9	46,5	539	53,7	55,9	52	0,52	2,8
13:28:30	54,9	54	51,8	46,6	535	53,6	55,8	52	0,52	2,8
13:28:50	54,9	54,1	51,3	46,5	529	53,1	55,9	52	0,51	2,8
13:29:10	54,9	54,1	51,3	46,6	525	53,1	55,9	52	0,52	2,8
13:29:30	54,9	54	51	46,6	514	52,8	55,8	52	0,51	2,8
13:29:50	54,9	54,1	50,9	46,6	517	52,7	55,9	52	0,51	2,8
13:30:10	54,8	54	50,9	46,6	515	52,7	55,8	52	0,51	2,8
13:30:30	54,7	54,1	50,9	46,6	514	52,7	55,9	52	0,5	2,8
13:30:50	54,6	54	50,9	46,5	489	52,7	55,8	52	0,5	2,8
13:31:10	54,6	54	51,7	46,6	491	53,5	55,8	52	0,49	2,8
13:31:30	54,5	54	51,9	46,6	509	53,7	55,8	52	0,5	2,8
13:31:50	54,4	54	52	46,7	510	53,8	55,8	52	0,48	2,8
13:32:10	54,4	54,1	51,9	46,7	509	53,7	55,9	52	0,48	2,8
13:32:30	54,4	53,9	52,3	46,7	511	54,1	55,7	52	0,48	2,8
13:32:50	54,4	54	52,7	46,7	504	54,5	55,8	52	0,48	2,8
13:33:10	54,4	53,9	53,2	46,7	511	55	55,7	52	0,48	2,8
13:33:30	54,4	53,9	53,7	46,7	510	55,5	55,7	52	0,47	2,8
13:33:50	54,4	53,9	54,4	46,7	503	56,2	55,7	52	0,48	2,8
13:34:10	54,4	53,8	55,3	46,7	508	57,1	55,6	52	0,48	2,8
13:34:30	54,4	53,8	55,9	46,7	510	57,7	55,6	52	0,48	2,8
13:34:50	54,4	53,8	51,5	46,7	523	53,3	55,6	52	0,47	2,8
13:35:10	54,4	53,7	49,9	46,7	523	51,7	55,5	52	0,48	2,8
13:35:30	54,4	53,7	50	46,8	515	51,8	55,5	52	0,48	2,8
13:35:50	54,5	53,7	51,3	46,7	522	53,1	55,5	52	0,48	2,8
13:36:10	54,6	53,8	54,5	46,8	514	56,3	55,6	52	0,48	2,8
13:36:30	54,5	53,7	62,6	46,8	512	64,4	55,5	52	0,48	2,9
13:36:50	54,5	53,7	61,8	46,8	523	63,6	55,5	52	0,48	2,9
13:37:10	54,6	53,7	58,7	46,9	519	60,5	55,5	52	0,48	2,9
13:37:30	54,6	53,7	52	46,8	512	53,8	55,5	52	0,48	2,9
13:37:50	54,7	53,8	53,4	46,9	519	55,2	55,6	52	0,49	2,9

13:38:10	54,6	53,8	56,6	46,9	504	58,4	55,6	52	0,48	2,9
13:38:30	54,6	53,8	57,5	46,9	510	59,3	55,6	52	0,48	2,9
13:38:50	54,6	53,8	58,2	46,9	515	60	55,6	52	0,48	2,9
13:39:10	54,7	53,8	57,1	46,9	469	58,9	55,6	52	0,48	2,9
13:39:30	54,6	53,9	56,8	46,9	467	58,6	55,7	52	0,47	2,9
13:39:50	54,6	53,9	56,7	46,9	515	58,5	55,7	52	0,48	2,9
13:40:10	54,5	53,9	56,4	46,9	491	58,2	55,7	52	0,46	2,9
13:40:30	54,5	53,9	56,7	46,9	475	58,5	55,7	52	0,46	2,9
13:40:50	54,4	53,9	56,4	46,9	505	58,2	55,7	52	0,46	2,9
13:41:10	54,4	53,9	56,1	46,9	507	57,9	55,7	52	0,46	2,9
13:41:30	54,4	53,9	55,9	46,9	507	57,7	55,7	52	0,46	2,9
13:41:50	54,4	53,9	55,9	46,9	503	57,7	55,7	52	0,46	2,9
13:42:10	54,4	53,8	55,9	46,9	523	57,7	55,6	52	0,46	2,9
13:42:30	54,5	53,8	55,9	46,9	518	57,7	55,6	52	0,46	2,9
13:42:50	54,5	53,7	56	46,9	536	57,8	55,5	52	0,47	2,9
13:43:10	54,7	53,7	55,5	46,9	526	57,3	55,5	52	0,47	2,9
13:43:30	54,7	53,8	55,2	46,9	534	57	55,6	52	0,48	2,9
13:43:50	54,7	53,8	54,6	46,9	539	56,4	55,6	52	0,48	2,9
13:44:10	54,8	53,8	51,6	46,9	528	53,4	55,6	52	0,48	2,9
13:44:30	54,9	53,8	50,9	46,9	532	52,7	55,6	52	0,49	2,9
13:44:50	54,9	53,8	49,8	46,9	533	51,6	55,6	52	0,49	2,9
13:45:10	55	53,8	49,1	46,9	540	50,9	55,6	52	0,49	2,9
13:45:30	55,1	53,9	48,7	46,9	518	50,5	55,7	52	0,5	2,9
13:45:50	55,1	53,9	48,5	46,9	526	50,3	55,7	52	0,5	2,9
13:46:10	55,1	53,9	48,5	46,9	518	50,3	55,7	52	0,5	2,9
13:46:30	55,1	54,1	48,1	46,9	521	49,9	55,9	52	0,5	2,9
13:46:50	55,1	54,1	47,9	46,9	523	49,7	55,9	52	0,5	2,9
13:47:10	55,1	54,1	47,7	46,9	496	49,5	55,9	52	0,5	2,9
13:47:30	55	54,1	47,6	46,9	535	49,4	55,9	52	0,49	2,9
13:47:50	55,1	54,2	47,5	47	538	49,3	56,0	52	0,49	2,9
13:48:10	55,1	54,2	47,5	46,9	540	49,3	56,0	52	0,49	2,9
13:48:30	55	54,3	47,5	47,1	542	49,3	56,1	52	0,49	2,9
13:48:50	55,2	54,3	47,5	47	538	49,3	56,1	52	0,5	3
13:49:10	55,2	54,3	47,5	47	538	49,3	56,1	52	0,5	3
13:49:30	55,1	54,3	47,6	47	541	49,4	56,1	52	0,5	3
13:49:50	55,3	54,3	47,8	47	542	49,6	56,1	52	0,51	3
13:50:10	55,2	54,3	47,8	47,1	541	49,6	56,1	52	0,5	3
13:50:30	55,3	54,3	47,8	47,1	534	49,6	56,1	52	0,5	3
13:50:50	55,3	54,4	47,9	47,1	529	49,7	56,2	52	0,5	3
13:51:10	55,3	54,4	47,9	47,1	516	49,7	56,2	52	0,5	3
13:51:30	55,2	54,4	48,3	47,1	521	50,1	56,2	52	0,5	3
13:51:50	55,2	54,4	48,3	47	514	50,1	56,2	52	0,5	3
13:52:10	55,2	54,4	48,2	47,1	511	50	56,2	52	0,49	3
13:52:30	55,1	54,4	48,2	47,1	521	50	56,2	52	0,49	3
13:52:50	55,1	54,5	48,4	47,1	499	50,2	56,3	52	0,48	3
13:53:10	55,1	54,4	48,4	47,1	500	50,2	56,2	52	0,47	3
13:53:30	55	54,4	48,4	47,1	510	50,2	56,2	52	0,47	3
13:53:50	54,9	54,4	48,3	47,1	507	50,1	56,2	52	0,47	3
13:54:10	54,9	54,4	47,7	47,1	515	49,5	56,2	52	0,46	3
13:54:30	54,9	54,4	47,5	47,2	516	49,3	56,2	52	0,46	3
13:54:50	54,9	54,3	47,1	47,1	505	48,9	56,1	52	0,46	3
13:55:10	54,9	54,4	47	47,1	509	48,8	56,2	52	0,46	3
13:55:30	54,9	54,3	46,9	47,1	520	48,7	56,1	52	0,47	3

13:55:50	54,9	54,3	46,9	47	522	48,7	56,1	52	0,47	3
13:56:10	54,9	54,2	47,1	47	525	48,9	56,0	52	0,48	3
13:56:30	55	54,2	47,2	46,9	533	49	56,0	52	0,48	3
13:56:50	55	54,2	47,2	46,9	532	49	56,0	52	0,49	3
13:57:10	55,1	54,2	47,4	46,8	529	49,2	56,0	52	0,5	3
13:57:30	55,1	54,3	47,3	46,8	538	49,1	56,1	52	0,49	3
13:57:50	55,1	54,3	47,2	46,8	535	49	56,1	52	0,5	3
13:58:10	55,1	54,2	47,2	46,8	534	49	56,0	52	0,5	3
13:58:30	55,2	54,3	47,2	46,7	530	49	56,1	52	0,51	3
13:58:50	55,2	54,3	47,3	46,7	518	49,1	56,1	52	0,51	3
13:59:10	55,3	54,3	47,3	46,7	502	49,1	56,1	52	0,52	3
13:59:30	55,2	54,3	47,4	46,7	487	49,2	56,1	52	0,51	3
13:59:50	55	54,3	47,4	46,7	478	49,2	56,1	52	0,5	3
14:00:10	54,9	54,4	47,4	46,6	470	49,2	56,2	52	0,5	3
14:00:30	54,7	54,4	47,4	46,6	460	49,2	56,2	52	0,49	3
14:00:50	54,5	54,4	47,4	46,6	527	49,2	56,2	52	0,47	3
14:01:10	54,4	54,4	47,4	46,6	523	49,2	56,2	52	0,47	3
14:01:30	54,3	54,4	47,4	46,5	525	49,2	56,2	52	0,46	3,1
14:01:50	54,4	54,3	47,4	46,6	532	49,2	56,1	52	0,46	3,1
14:02:10	54,4	54,3	47,4	46,6	531	49,2	56,1	52	0,46	3,1
14:02:30	54,4	54,1	47,4	46,6	530	49,2	55,9	52	0,47	3,1
14:02:50	54,5	54	47,4	46,6	530	49,2	55,8	52	0,48	3,1
14:03:10	54,6	53,9	47,4	46,6	529	49,2	55,7	52	0,48	3,1
14:03:30	54,8	53,9	47,4	46,6	528	49,2	55,7	52	0,49	3,1
14:03:50	54,8	53,9	47,3	46,6	524	49,1	55,7	52	0,49	3,1
14:04:10	54,8	53,9	47,4	46,6	524	49,2	55,7	52	0,49	3,1
14:04:30	54,9	53,8	47,4	46,7	523	49,2	55,6	52	0,49	3,1
14:04:50	54,8	53,9	47,4	46,7	520	49,2	55,7	52	0,49	3,1
14:05:10	54,9	53,9	47,3	46,7	519	49,1	55,7	52	0,49	3,1
14:05:30	54,9	53,9	47,3	46,7	520	49,1	55,7	52	0,49	3,1
14:05:50	54,8	53,9	47,3	46,7	520	49,1	55,7	52	0,49	3,1
14:06:10	54,8	54	47,3	46,7	520	49,1	55,8	52	0,49	3,1
14:06:30	54,8	54	47,3	46,8	520	49,1	55,8	52	0,48	3,1
14:06:50	54,8	54	47,3	46,7	518	49,1	55,8	52	0,48	3,1
14:07:10	54,8	54,1	47,3	46,7	516	49,1	55,9	52	0,48	3,1
14:07:30	54,8	54,2	47,3	46,8	516	49,1	56,0	52	0,47	3,1
14:07:50	54,8	54,1	47,2	46,8	514	49	55,9	52	0,47	3,1
14:08:10	54,8	54	47,2	46,8	514	49	55,8	52	0,47	3,1
14:08:30	54,8	54,1	47,2	46,8	515	49	55,9	52	0,47	3,1
14:08:50	54,7	54	47,2	46,8	517	49	55,8	52	0,47	3,1
14:09:10	54,8	54	47,2	46,9	515	49	55,8	52	0,47	3,1
14:09:30	54,8	54	47,1	46,8	513	48,9	55,8	52	0,46	3,1
14:09:50	54,7	54,1	47,2	46,9	514	49	55,9	52	0,46	3,1
14:10:10	54,7	54,1	47,2	46,9	511	49	55,9	52	0,46	3,1
14:10:30	54,7	54,1	47,1	46,9	512	48,9	55,9	52	0,47	3,1
14:10:50	54,7	54,1	47,1	46,9	514	48,9	55,9	52	0,47	3,1
14:11:10	54,7	54	47,1	46,9	509	48,9	55,8	52	0,47	3,1
14:11:30	54,7	54	47,1	46,9	511	48,9	55,8	52	0,47	3,1
14:11:50	54,6	54	47,1	46,9	511	48,9	55,8	52	0,46	3,1
14:12:10	54,7	54	47,1	46,9	510	48,9	55,8	52	0,46	3,1
14:12:30	54,6	54	47,1	46,9	508	48,9	55,8	52	0,46	3,1
14:12:50	54,6	54	47,1	46,9	503	48,9	55,8	52	0,46	3,1
14:13:10	54,6	54	47,1	46,9	504	48,9	55,8	52	0,46	3,1

14:13:30	54,6	54	47,1	46,9	508	48,9	55,8	52	0,46	3,1
14:13:50	54,5	53,9	47,1	46,9	506	48,9	55,7	52	0,45	3,1
14:14:10	54,5	54	47,1	46,9	508	48,9	55,8	52	0,45	3,1
14:14:30	54,5	53,9	47,1	46,9	504	48,9	55,7	52	0,46	3,2
14:14:50	54,5	53,9	47,1	46,9	504	48,9	55,7	52	0,46	3,2
14:15:10	54,4	53,9	47,1	46,9	503	48,9	55,7	52	0,45	3,2
14:15:30	54,4	53,9	47,1	46,9	500	48,9	55,7	52	0,45	3,2
14:15:50	54,5	53,9	47,1	46,9	502	48,9	55,7	52	0,45	3,2
14:16:10	54,5	53,9	47	46,9	498	48,8	55,7	52	0,45	3,2
14:16:30	54,5	53,9	47,1	46,9	495	48,9	55,7	52	0,45	3,2
14:16:50	54,4	53,9	47,1	46,9	494	48,9	55,7	52	0,45	3,2
14:17:10	54,4	53,9	47,1	46,9	492	48,9	55,7	52	0,45	3,2
14:17:30	54,4	53,9	47,1	46,9	494	48,9	55,7	52	0,45	3,2
14:17:50	54,4	53,8	47,1	46,9	492	48,9	55,6	52	0,45	3,2
14:18:10	54,4	53,9	47,1	46,9	494	48,9	55,7	52	0,44	3,2
14:18:30	54,4	53,8	47,1	46,9	496	48,9	55,6	52	0,44	3,2
14:18:50	54,4	53,8	47,1	46,9	495	48,9	55,6	52	0,44	3,2
14:19:10	54,3	53,8	47,2	47	494	49	55,6	52	0,44	3,2
14:19:30	54,4	53,8	47,1	47,1	490	48,9	55,6	52	0,44	3,2
14:19:50	54,3	53,7	47,2	47	493	49	55,5	52	0,44	3,2
14:20:10	54,4	53,8	47,2	47,1	494	49	55,6	52	0,44	3,2
14:20:30	54,3	53,7	47,3	47	492	49,1	55,5	52	0,43	3,2
14:20:50	54,3	53,7	47,3	47,1	492	49,1	55,5	52	0,43	3,2
14:21:10	54,4	53,7	47,3	47	487	49,1	55,5	52	0,43	3,2
14:21:30	54,3	53,7	47,4	47	490	49,2	55,5	52	0,43	3,2
14:21:50	54,3	53,6	47,3	47	489	49,1	55,4	52	0,43	3,2
14:22:10	54,3	53,6	47,3	47	491	49,1	55,4	52	0,43	3,2
14:22:30	54,3	53,6	47,4	47	490	49,2	55,4	52	0,43	3,2
14:22:50	54,4	53,5	47,4	47,1	486	49,2	55,3	48	0,42	3,2
14:23:10	54,3	53,7	47,4	47,1	489	49,2	55,5	48	0,42	3,2
14:23:30	54,3	53,6	47,4	47,1	486	49,2	55,4	52	0,43	3,2
14:23:50	54,3	53,6	47,5	47,1	483	49,3	55,4	52	0,42	3,2
14:24:10	54,3	53,6	47,5	47,1	484	49,3	55,4	52	0,42	3,2
14:24:30	54,3	53,6	47,5	47,1	485	49,3	55,4	52	0,42	3,2
14:24:50	54,2	53,6	47,6	47,1	484	49,4	55,4	52	0,42	3,2
14:25:10	54,2	53,6	47,6	47,1	482	49,4	55,4	52	0,42	3,2
14:25:30	54,2	53,6	47,6	47,1	484	49,4	55,4	52	0,41	3,2
14:25:50	54,1	53,6	47,8	47,2	482	49,6	55,4	52	0,41	3,2
14:26:10	54,2	53,6	47,9	47,1	481	49,7	55,4	52	0,42	3,2
14:26:30	54,1	53,6	47,8	47,2	479	49,6	55,4	52	0,41	3,2
14:26:50	54,1	53,6	47,8	47,2	483	49,6	55,4	52	0,41	3,2
14:27:10	54,1	53,5	47,8	47,2	482	49,6	55,3	52	0,41	3,2
14:27:30	54,1	53,5	47,8	47,2	481	49,6	55,3	52	0,41	3,2
14:27:50	54,1	53,5	47,8	47,2	482	49,6	55,3	52	0,4	3,2
14:28:10	54,1	53,5	47,9	47,2	482	49,7	55,3	52	0,4	3,2
14:28:30	54,1	53,5	47,9	47,2	480	49,7	55,3	52	0,4	3,3
14:28:50	54,1	53,5	47,9	47,2	479	49,7	55,3	52	0,41	3,3
14:29:10	54,1	53,5	47,9	47,2	478	49,7	55,3	52	0,41	3,3
14:29:30	54,1	53,5	47,9	47,3	478	49,7	55,3	52	0,4	3,3
14:29:50	54,1	53,4	47,9	47,3	478	49,7	55,2	52	0,4	3,3
14:30:10	54,1	53,4	48	47,3	477	49,8	55,2	52	0,4	3,3
14:30:30	54,1	53,4	48,1	47,3	475	49,9	55,2	52	0,4	3,3
14:30:50	54,1	53,4	48,2	47,3	476	50	55,2	52	0,4	3,3

14:31:10	54,1	53,4	48,2	47,3	474	50	55,2	52	0,4	3,3
14:31:30	54,1	53,4	48,2	47,3	472	50	55,2	52	0,39	3,3
14:31:50	54,1	53,5	48,2	47,4	471	50	55,3	52	0,4	3,3
14:32:10	54,1	53,5	48,1	47,4	467	49,9	55,3	52	0,4	3,3
14:32:30	54,1	53,4	48,1	47,3	468	49,9	55,2	52	0,4	3,3
14:32:50	54	53,5	48,1	47,4	468	49,9	55,3	52	0,39	3,3
14:33:10	53,9	53,4	48,2	47,4	468	50	55,2	52	0,38	3,3
14:33:30	54	53,4	48,1	47,4	465	49,9	55,2	52	0,39	3,3
14:33:50	54	53,4	48,3	47,4	466	50,1	55,2	52	0,38	3,3
14:34:10	53,9	53,4	48,3	47,4	469	50,1	55,2	52	0,38	3,3
14:34:30	53,9	53,4	48,6	47,4	465	50,4	55,2	52	0,38	3,3
14:34:50	53,9	53,4	48,9	47,4	464	50,7	55,2	52	0,38	3,3
14:35:10	53,9	53,4	49,3	47,4	464	51,1	55,2	52	0,38	3,3
14:35:30	53,9	53,4	49,8	47,4	461	51,6	55,2	52	0,38	3,3
14:35:50	53,9	53,4	50,3	47,4	462	52,1	55,2	52	0,38	3,3
14:36:10	53,9	53,4	50,1	47,5	466	51,9	55,2	52	0,38	3,3
14:36:30	53,9	53,4	50,2	47,4	464	52	55,2	52	0,38	3,3
14:36:50	53,9	53,4	50,2	47,4	464	52	55,2	52	0,38	3,3
14:37:10	53,9	53,4	50,4	47,4	464	52,2	55,2	52	0,38	3,3
14:37:30	53,9	53,4	51	47,5	464	52,8	55,2	52	0,38	3,3
14:37:50	53,9	53,4	51,5	47,5	462	53,3	55,2	52	0,38	3,3
14:38:10	53,9	53,4	51,6	47,4	459	53,4	55,2	52	0,38	3,3
14:38:30	53,9	53,3	51,4	47,4	459	53,2	55,1	52	0,38	3,3
14:38:50	53,9	53,4	50,9	47,5	459	52,7	55,2	52	0,38	3,3
14:39:10	53,9	53,4	50,6	47,5	461	52,4	55,2	52	0,38	3,3
14:39:30	53,9	53,3	50,6	47,5	461	52,4	55,1	52	0,37	3,3
14:39:50	53,9	53,3	50,7	47,5	458	52,5	55,1	52	0,38	3,3
14:40:10	53,9	53,4	50,4	47,5	458	52,2	55,2	52	0,38	3,3
14:40:30	53,9	53,4	50,4	47,5	459	52,2	55,2	52	0,38	3,3
14:40:50	53,9	53,4	50,4	47,5	459	52,2	55,2	52	0,38	3,3
14:41:10	53,9	53,4	50,4	47,5	459	52,2	55,2	52	0,38	3,3
14:41:30	53,9	53,4	50,4	47,5	459	52,2	55,2	52	0,37	3,3
14:41:50	53,9	53,4	49,7	47,6	458	51,5	55,2	52	0,37	3,3
14:42:10	53,9	53,3	49,4	47,5	457	51,2	55,1	52	0,37	3,3
14:42:30	53,9	53,4	49,1	47,5	454	50,9	55,2	52	0,37	3,3
14:42:50	53,9	53,3	48,9	47,6	449	50,7	55,1	52	0,38	3,3
14:43:10	53,9	53,3	48,6	47,6	449	50,4	55,1	52	0,37	3,3
14:43:30	53,9	53,3	48,6	47,5	453	50,4	55,1	52	0,36	3,3
14:43:50	53,9	53,3	48,7	47,7	455	50,5	55,1	52	0,36	3,3
14:44:10	53,9	53,3	48,8	47,6	452	50,6	55,1	52	0,37	3,3
14:44:30	53,8	53,3	48,8	47,7	454	50,6	55,1	52	0,36	3,4
14:44:50	53,9	53,4	48,7	47,6	454	50,5	55,2	52	0,36	3,4
14:45:10	53,9	53,4	48,7	47,7	453	50,5	55,2	52	0,36	3,4
14:45:30	53,9	53,3	48,6	47,7	452	50,4	55,1	52	0,36	3,4
14:45:50	53,9	53,3	48,5	47,7	454	50,3	55,1	52	0,36	3,4
14:46:10	53,9	53,3	48,6	47,7	451	50,4	55,1	52	0,36	3,4
4:55:40	51,1	50,5	48,0	44,5	486,5	49,8	52,2	55,5	0,42	2,24

ANEXO F

Registo energético solar SolTerm 5.0

SolTerm 5.0

Licenciado a Pedro Vilarinho
(Cirelius, Lda)

Estimativa de desempenho de sistema solar térmico

Campo de colectores

Modelo de colector: sunnySol vertical Gasokol

Tipo: Plano

1 módulos (2,0 m²)

Inclinação 70° - Azimute Sul

Coeficientes de perdas térmicas: a₁= 4,000 W/m²/K a₂= 0,014 W/m²/K²

Rendimento óptico: 77,8%

Modificador de ângulo: a	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°		
	1,00	1,00	1,00	1,00	0,99	0,99	0,98	0,98	0,97		
	a	45°	50°	55°	60°	65°	70°	75°	80°	85°	90°
		0,96	0,94	0,92	0,89	0,85	0,79	0,69	0,49	0,00	0,00

Permutador

Interno ao depósito, tipo serpentina, com eficácia 55%

Caudal no grupo painel/permutador: 45,0 l/m² por hora (=0,03 l/s)

Depósito

Modelo: skyMantel 300 litros S.D.

Volume: 300 l

Área externa: 3,59 m²

Material: médio condutor de calor

Posição vertical

Deflectores interiores

Coeficiente de perdas térmicas: 2,19 W/K

Um conjunto depósito/permutador

Tubagens

Comprimento total: 7,0 m

Percurso no exterior: 1,0 m com protecção mecânica

Diâmetro interno: 13,0 mm

Espessura do tubo metálico: 1,0 mm

Espessura do isolamento: 0,1 mm

Condutividade térmica do metal: 380 W/m/K

Condutividade térmica do isolamento: 0,030 W/m/K

 Carga térmica: segunda a sexta

Mestrado 2007/08

Temperatura nominal de consumo: 71°C (N.B. existem válvulas misturadoras)

Temperaturas de abastecimento ao depósito (°C):

	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
	41	41	41	42	42	42	42	42	42	42	41	41

Perfis de consumo (l)

hora	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
01												
02												
03												
04												
05												
06												
07												
08												
09												
10												
11												
12												
13												
14												
15												
16												
17												
18												
19												
20	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300
21												
22												
23												
24												
diário	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300

 Carga térmica: fim-de-semana

Mestrado 2007/08

Temperatura nominal de consumo: 71°C (N.B. existem válvulas misturadoras)

Temperaturas de abastecimento ao depósito (°C):

	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
	41	41	41	42	42	42	42	42	42	42	41	41

Perfis de consumo (l)

hora	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
01												
02												
03												
04												
05												
06												

07													
08													
09													
10													
11													
12													
13													
14													
15													
16													
17													
18													
19													
20	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300
21													
22													
23													
24													
diário	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300

Localização, posição e envolvente do sistema

Concelho de Vila Nova de Gaia

Coordenadas nominais: 41,1°N, 8,6°W

TRY para RCCTE/STE e SOLTERM (fonte: INETI - versão 2004)

Obstruções do horizonte: 3° (por defeito)

Orientação do painel: inclinação 70° - azimute 0°

Balço energético mensal e anual

	Rad.Horiz. kWh/m ²	Rad.Inclin. kWh/m ²	Desperdiçado kWh	Fornecido kWh	Carga kWh	Apoio kWh
Janeiro	52	92	,	38	324	287
Fevereiro	69	105	,	49	293	244
Março	105	117	,	49	324	276
Abril	144	126	,	58	303	246
Maio	173	124	,	51	314	263
Junho	185	119	,	50	303	254
Julho	205	138	,	69	314	245
Agosto	184	149	,	87	314	226
Setembro	129	133	,	76	303	228
Outubro	95	132	,	75	314	238
Novembro	62	108	,	55	314	259
Dezembro	49	94	,	40	324	285
Anual	1452	1436	,	695	3745	3050

Fracção solar: 18,6%

Rendimento global anual do sistema: 24%

Produtividade: 344 kWh/[m² colector]

N.B. 'Fornecido' é designado 'E solar' nos Regulamentos Energéticos (DLs 78,79,80/06)