



Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

TIAGO DANIEL DA SILVA SOARES

Abril de 2016

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta
assistida por energia solar para a preparação de AQS

Tiago Daniel da Silva Soares

Dissertação submetida para a obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Mecânica - Energia

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica

26 de abril de 2016

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a
preparação de AQS

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a
preparação de AQS

Relatório da Unidade Curricular de Dissertação do 2º ano do
Mestrado em Engenharia Mecânica – Energia

Candidato: Tiago Daniel da Silva Soares, N° 1130253, 1130253@isep.ipp.pt

Orientação Científica: Prof. Doutora Olga Sobral Castro, orc@isep.ipp.pt

Co-orientação Científica: Eng.º Joaquim Monteiro, jfmo@isep.ipp.pt

Mestrado em Engenharia Mecânica
Área de Especialização em Energia
Departamento de Engenharia Mecânica



26 de abril de 2016

"Porque não pensamos nas gerações futuras, eles nunca nos esquecerão."

Henrik Tikkanen

Agradecimentos

Embora uma dissertação seja, pela sua finalidade académica, no trabalho individual existiram, durante a sua realização e não só, inúmeros contributos que não podem e nem devem deixar de ser realçados. Por essa razão, desejo expressar os meus sinceros agradecimentos:

A minha orientadora da dissertação, Prof.^a Doutora Olga Castro e ao meu co-orientador Eng.^o Joaquim Monteiro pelo apoio dado, pelas sugestões, por toda a disponibilidade e confiança demonstrada ao longo da elaboração desta dissertação.

Á minha família, aos meus irmãos, aos meus pais e principalmente á minha namorada pelo apoio incondicional prestado ao longo deste processo.

Aos meus amigos e colegas de curso pelo apoio inestimável, partilha de conhecimento e disponibilidade.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a
preparação de AQS

Resumo

Este estudo consiste na caracterização da eficiência energética de uma bomba de calor de expansão direta que utiliza a energia solar como fonte térmica. De uma forma geral, teve-se a obrigação de procurar cada vez mais recursos renováveis e neste sentido a bomba de calor de expansão direta tem um papel importante no aquecimento de águas quentes sanitárias (AQS).

Como ponto de partida, foi realizada uma descrição detalhada sobre todos os equipamentos da bomba de calor e elaborado um desenho técnico que identifica todos os componentes. No laboratório (casa inteligente) realizaram-se vários ensaios a fim de interpretar com rigor os resultados obtidos do desempenho da bomba de calor (COP) e do fator médio de desempenho sazonal (SPF). No início, realizaram-se ensaios para determinar as perdas estáticas do sistema termodinâmico, de seguida foram elaborados ensaios segundo a norma EN 16147 e por fim, ensaios de acordo com o perfil de utilização de AQS definido.

No estudo experimental do COP, obteve-se uma elevada eficiência energética com um valor médio de 4,12. O COP aumenta para valores médios de 5 quando a temperatura de água no termoacumulador desce para 35°C. Verificou-se que durante o período diurno o COP aumenta aproximadamente de 10% relativamente ao período noturno. A potência elétrica é mais elevada (450W) quando a água no termoacumulador está perto da temperatura desejável (55°C), originando um esforço maior da bomba de calor.

No estudo experimental do SPF, verificou-se que nos ensaios segundo a norma EN16147 os valores obtidos variaram entre 1,39 e 1,50 (Classe “B”). No estudo realizado de acordo com o perfil de utilização de AQS definido pelo utilizador, o SPF é superior em 12% relativamente ao obtido segundo os ensaios realizados de acordo a norma EN16147. Verificou-se que o aumento da temperatura do ar exterior implica um aumento do SPF (cerca de 2% a 5%), enquanto a energia solar não influencia nos resultados.

Palavras-Chave

Bomba de calor, Água Quente Sanitária, Fator de Desempenho Sazonal.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a
preparação de AQS

Abstract

This study is the characterization of the energy efficiency of a direct expansion heat pump that uses solar energy as heat source. In general, it was compulsory to seek more and more renewable resources and in this way, the direct expansion heat pump has an important role in domestic hot water (DHW).

As a starter, a detailed description of all of the heat pump equipment and prepared a technical drawing which identifies all components were performed. In the laboratory were carried out several tests in order to interpret accurately the results of the heat pump performance (COP) and the average seasonal performance factor (SPF). In the beginning, there had been trials to determine the static losses of the thermodynamic system then tests were prepared according to standard EN 16147 and, finally, testing according to the DHW set usage profile.

At COP experimental study, we obtained a high energy efficiency with an average value of 4.12. The COP increases to average values of 5 when the water temperature in the boiler falls to 35 ° C. It was found that during the day the COP increases by approximately 10%. The electric power is higher (450W) when the water in the water heater is near the desired temperature (55 ° C), yielding a greater effort of the heat.

In the experimental SPF study, it was found that in assays according to EN16147 norm values obtained were between 1.39 and 1.50 (Class "B") and the study conducted according to the DHW usage profile set, the value was approximately 1.61 (an increase of 12%). It was found that increasing the outdoor air temperature involves an increase in the SPF (approximately 2% to 5%), while solar energy does not influence the results.

Keywords

Heat pump, Domestic Hot Water, Seasonal of Performance Factor.

Índice

| | |
|---|-------------|
| AGRADECIMENTOS | I |
| RESUMO | III |
| ABSTRACT | V |
| ÍNDICE | VI |
| ÍNDICE DE FIGURAS | VIII |
| ÍNDICE DE TABELAS | IX |
| ÍNDICE DE GRÁFICOS | X |
| NOMENCLATURA | XIII |
| 1. INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO | 1 |
| 1.2 OBJETIVOS | 4 |
| 1.3 ORGANIZAÇÃO DO RELATÓRIO | 4 |
| 2. CONCEITOS TEÓRICOS | 7 |
| 2.1 CONCEITOS TEÓRICOS SOBRE CICLOS DE COMPRESSÃO DE FLUIDOS FRIGORIGÉNEOS | 7 |
| 2.1.1 <i>Ciclo de compressão de fluidos frigorigéneos (Ciclo de Carnot)</i> | 8 |
| 2.1.2 <i>Ciclo ideal de compressão de vapor</i> | 9 |
| 2.1.3 <i>Fluido frigorigéneo</i> | 11 |
| 2.2 BOMBA DE CALOR NA UTILIZAÇÃO DE AQS | 14 |
| 2.2.1 <i>Bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar</i> | 14 |
| 2.3 LEGISLAÇÃO NACIONAL E EUROPEIA | 16 |
| 2.3.1 <i>Regulamento (EU) N.º 814/2013</i> | 16 |
| 2.3.2 <i>Decreto-Lei n.º 118/2013</i> | 19 |
| 2.3.3 <i>Norma EN 16147:2011</i> | 20 |
| 3. CASO DE ESTUDO | 23 |
| 3.1 DESCRIÇÃO GERAL DA INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL | 23 |
| 3.1.1 <i>Esquema de princípios incluindo todos os componentes</i> | 23 |
| 3.1.2 <i>Princípio de Funcionamento</i> | 26 |
| 3.1.3 <i>Listas de pontos de medição</i> | 26 |
| 3.2 INSTRUMENTAÇÃO DE MEDIDA | 27 |
| 3.2.1 <i>Características dos instrumentos de medida</i> | 28 |
| 3.3 DESCRIÇÃO DETALHADA DOS COMPONENTES COMO SUA FUNCIONALIDADES | 35 |
| 3.4 DESCRIÇÃO EXPERIMENTAL | 45 |
| 3.4.1 <i>Perdas estáticas</i> | 45 |
| 3.4.2 <i>Determinação do COP e SPF</i> | 45 |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a
preparação de AQS

| | |
|--|-----------|
| 4. APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS..... | 52 |
| 4.1 PERDAS ESTÁTICAS | 52 |
| 4.2 ANÁLISE DO CICLO DE COMPRESSÃO DA BOMBA DE CALOR (COP) | 55 |
| 4.2.1 <i>Incerteza Experimental</i> | 55 |
| 4.3 DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA (SPF)..... | 68 |
| 4.3.1 <i>Incerteza Experimental</i> | 68 |
| 5. CONCLUSÃO..... | 72 |
| 6. ESTUDOS FUTUROS..... | 74 |
| REFERÊNCIAS DOCUMENTAIS | 75 |
| ANEXO A. ESQUEMA DE PRINCÍPIO..... | 78 |
| ANEXO B. RESULTADOS DOS ENSAIOS | 83 |

Índice de Figuras

| | |
|---|----|
| Figura 1 – “Meta dos três vintes, 20-20-20” (Ramos, 2014)..... | 2 |
| Figura 2 – Local do ISEP onde foi realizada a experiência..... | 3 |
| Figura 3 – Radiação e Insolação Global. (IPMA, 2014) | 4 |
| Figura 4 - Diferenciação entre máquina frigorífica (a) e bomba de calor (b). (ÇENGEL) ... | 7 |
| Figura 5 – Ciclo de Carnot e Diagrama Temperatura-Entropia. (ÇENGEL, 2006)..... | 8 |
| Figura 6 – Diagrama temperatura-entropia e pressão-entalpia (ÇENGEL, 2006) | 10 |
| Figura 7 – Sistema Solar Termodinâmico (ENERGIE, 2015) | 14 |
| Figura 8 – Bomba de Calor de expansão direta assistida por energia solar. | 15 |
| Figura 9 – Localização do laboratório – Casa Inteligente ISEP..... | 23 |
| Figura 10 – Esquema da Bomba de Calor assistida por energia solar..... | 25 |
| Figura 11 – DL2 – <i>DataLogger</i> e Computador | 28 |
| Figura 12 – Extremidades do Termopar | 29 |
| Figura 13 – Calibrador de sensores de temperatura | 29 |
| Figura 14 – Gráfico tipo radar dos diferentes pontos de medida..... | 30 |
| Figura 15 – Piranómetro da instalação | 31 |
| Figura 16 – Caudalímetro da instalação | 32 |
| Figura 17 - Analisador de sistemas de refrigeração marca Testo. (Testo AG, 2015) | 33 |
| Figura 18 – Registador de Energia FLUKE 1730. (FLUKE Corporation, 2013) | 34 |
| Figura 19 – Compressor da instalação..... | 36 |
| Figura 20 – Painel Solar Termodinâmico..... | 37 |
| Figura 21 – Termoacumulador | 37 |
| Figura 22 – Permutador helicoidal em cobre | 38 |
| Figura 23 – Válvula de expansão termostática..... | 39 |
| Figura 24 – Posicionamento do Bolbo (Achrnews, 2000)..... | 40 |
| Figura 25 – Diagrama P-h do Fluido R134a (<i>CoolPack®</i>)..... | 40 |
| Figura 26 – Manómetro da instalação | 41 |
| Figura 27 – Termómetro da instalação | 41 |
| Figura 28 - Válvula de Passagem | 42 |
| Figura 29 – Válvula misturadora | 43 |
| Figura 30 – Válvula de Segurança..... | 43 |
| Figura 31 – Vaso de Expansão | 44 |

Índice de Tabelas

| | |
|---|-----|
| Tabela 1 - Temperaturas médias e precipitação anual na capital do distrito do Porto. | 3 |
| Tabela 2 – Eficiência energética para os diferentes perfis de carga | 18 |
| Tabela 3- Requisitos de água misturada a 40°C | 19 |
| Tabela 4- Eficiência energética para os diferentes perfis de carga..... | 19 |
| Tabela 5 – Eficiência energética..... | 19 |
| Tabela 6 – Condições dos testes segundo EN16147 | 21 |
| Tabela 7 – Lista de pontos de medição..... | 27 |
| Tabela 8 – Especificações do Piranómetro (Kipp & Zonen B.V, 2015) | 31 |
| Tabela 9 – Erro (%) do caudalímetro | 32 |
| Tabela 10 - Especificações técnicas do aparelho da Testo 570 (Testo AG, 2015)..... | 33 |
| Tabela 11 - Especificações técnicas do aparelho da FLUKE 1730..... | 34 |
| Tabela 12 – Perfil de Carga | 46 |
| Tabela 13 – Energia elétrica consumida, W_{TC} | 52 |
| Tabela 14 – Incerteza experimental do COP | 56 |
| Tabela 15 – Resultados do SPF da Bomba de Calor | 69 |
| Tabela 16 – Dados para estudo de COP 22/12/2015 | 84 |
| Tabela 17 - Dados para estudo de COP 26/01/2016..... | 88 |
| Tabela 18 - Dados para estudo de COP 29/01/2016..... | 92 |
| Tabela 19 - Dados para estudo de COP 2/02/2016..... | 96 |
| Tabela 20 - Dados para estudo de COP 11/02/2016..... | 100 |
| Tabela 21 - Dados para estudo de COP 24/02/2016..... | 104 |

Índice de Gráficos

| | |
|---|----|
| Gráfico 1 – Extração de Água (AQS) ensaio de acordo a norma EN16147 | 47 |
| Gráfico 2 - Energia útil de referência, Q_{ref} | 48 |
| Gráfico 3 - Extração de água (AQS) | 49 |
| Gráfico 4 - Energia útil, Q_{ref} | 49 |
| Gráfico 5 - Extração de água (AQS) | 50 |
| Gráfico 6 - Energia útil, Q_{ref} | 51 |
| Gráfico 7 – Consumo de potência elétrica. (FLUKE) | 54 |
| Gráfico 8 – COP VS $\Delta T_{acumulador}$ (EN16147) | 57 |
| Gráfico 9 – Análise do COP VS Radiação Solar. | 58 |
| Gráfico 10 - Análise do COP VS Δ Temperatura Exterior. | 59 |
| Gráfico 11 - Análise do COP VS Potência Elétrica. | 60 |
| Gráfico 12 - Análise COP VS $\Delta T_{acumulador}$ (2ºEnsaio) | 61 |
| Gráfico 13 - Análise COP VS Radiação Solar | 62 |
| Gráfico 14 - Análise COP VS Δ Temperatura Exterior | 63 |
| Gráfico 15 - Análise do COP VS Potência Elétrica. | 64 |
| Gráfico 16 - Análise COP VS $\Delta T_{acumulador}$ (3ºEnsaio) | 65 |
| Gráfico 17 - COP vs Radiação Solar | 66 |
| Gráfico 18 - COP vs Δ Temperatura Exterior | 67 |
| Gráfico 19 - COP vs Potência Elétrica | 68 |
| Gráfico 20 – Análise SPF VS Energia solar | 70 |
| Gráfico 21 – Análise SPF VS Temperatura Exterior | 71 |
| Gráfico 22 – COP vs $\Delta T_{Acumulador}$ | 85 |
| Gráfico 23 - COP vs Radiação Solar | 85 |
| Gráfico 24 - COP vs Δ Temperatura Exterior | 85 |
| Gráfico 25 – COP vs Δ Temperatura Ambiente Sala | 86 |
| Gráfico 26 – COP vs Δ Temperatura | 86 |
| Gráfico 27 – COP vs Δ Temperatura entrada compressor | 87 |
| Gráfico 28 - COP VS $\Delta T_{acumulador}$ | 89 |
| Gráfico 29 - COP VS Radiação Solar | 89 |
| Gráfico 30 - COP VS Δ Temperatura Exterior | 89 |
| Gráfico 31 - COP vs Δ Temperatura ambiente | 90 |
| Gráfico 32 - COP vs Δ Temperatura Saída Compressor | 90 |
| Gráfico 33 - COP vs Δ Temperatura entrada compressor | 91 |
| Gráfico 34 - COP VS $\Delta T_{acumulador}$ | 93 |
| Gráfico 35 - COP VS Radiação Solar | 93 |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a
preparação de AQS

| | |
|---|-----|
| Gráfico 36 - COP VS Δ Temperatura Exterior..... | 93 |
| Gráfico 37 - COP VS Potência Elétrica | 94 |
| Gráfico 38 - COP vs Δ T ambiente sala | 94 |
| Gráfico 39 - COP VS Δ T saída compressor | 94 |
| Gráfico 40 - COP vs Δ T entrada compressor | 95 |
| Gráfico 41 - COP VS Δ T _{Acumulador} | 97 |
| Gráfico 42 - COP VS Radiação Solar | 97 |
| Gráfico 43 - COP VS Δ Temperatura Exterior..... | 97 |
| Gráfico 44 - COP VS Potência Elétrica | 98 |
| Gráfico 45 - COP vs Δ Temperatura ambiente sala | 98 |
| Gráfico 46 - COP vs Δ Temperatura saída Compressor..... | 99 |
| Gráfico 47 - COP vs Δ Temperatura entrada compressor | 99 |
| Gráfico 48 - COP VS Δ T _{acumulador} | 101 |
| Gráfico 49 - COP VS Radiação Solar | 101 |
| Gráfico 50 - COP VS Δ Temperatura Exterior..... | 101 |
| Gráfico 51 - COP VS Potência Elétrica. | 102 |
| Gráfico 52 - COP vs Δ Temperatura ambiente sala | 102 |
| Gráfico 53 - COP vs Δ Temperatura saída Compressor..... | 103 |
| Gráfico 54 - COP vs Δ Temperatura entrada Compressor | 103 |
| Gráfico 55 - COP VS Δ T _{Acumulador} | 105 |
| Gráfico 56 - COP VS Δ T _{Acumulador} | 105 |
| Gráfico 57 - COP vs Δ Temperatura Exterior | 105 |
| Gráfico 58 - COP vs Potência Elétrica | 106 |
| Gráfico 59 - COP vs Δ Temperatura ambiente sala | 106 |
| Gráfico 60 - COP vs Δ Temperatura saída Compressor..... | 107 |
| Gráfico 61 - COP vs Δ Temperatura entrada Compressor | 107 |

Nomenclatura

| | |
|-------------------------|---|
| AQS | – Água Quente Sanitária |
| CC | – Coeficiente de Conversão |
| COP | – Coeficiente de Performance |
| $C_{P\text{ água}}$ | – Calor Específico da Água, em J/ (kg.K) |
| DGEG | – Direção Geral de Energia e Geologia |
| DL | – Decreto – Lei |
| E_{util} | – Energia diária total das extrações efetuadas, em kWh |
| EHPA | – Associação Europeia das Bombas de Calor |
| EN | – Norma Europeia |
| E_{Res} | – Quantidade de energia renovável fornecida pelas tecnologias das bombas de calor, em kWh |
| ESTIF | – Federação Europeia da Indústria Solar Térmica |
| EU | – União Europeia |
| F_{sol} | – Fração Solar |
| H_{HP} | – Horas equivalentes de funcionamento a plena carga, em horas |
| hj | – Frequência de cada temperatura média diária |
| ISO | – Organização Internacional da Normalização |
| $\dot{m}_{\text{água}}$ | – Caudal útil da água, kg/s |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a
preparação de AQS

| | |
|--------------|---|
| P_{rated} | – Capacidade instalada das bombas de calor, tendo em conta o tempo de vida dos diferentes tipos de bombas de calor, em GW |
| Q | – Energia, em Wh |
| Q_{aux} | – Consumo anual de eletricidade auxiliar, em kWh |
| Q_{BC} | – Energia térmica fornecida pela bomba de calor ao longo do ano, em kWh |
| Q_C | – Energia elétrica consumida pelo compressor, em kWh |
| Q_{cor} | – Fator de correção ambiente, em kWh |
| Q_{elect} | – Consumo diário de eletricidade, em kWh |
| Q_{fuel} | – Consumo diário de combustível, em kWh |
| Q_{nonsol} | – Contribuição calorífica não solar anual, em kWh |
| Q_{ref} | – Energia de referência, em kWh |
| Q_{SA} | – Energia fornecida pelo sistema de apoio, kWh |
| Q_{SS} | – Energia fornecida pelo sistema solar, kWh |
| Q_{Total} | – Energia total necessária para o consumo, kWh |
| Q_{anual} | – Consumo anual de energia, em kWh |
| Q_{usable} | – Total estimado do calor utilizável fornecido pelas bombas de calor, em GWh |
| RCCTE | – Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios |
| RECS | – Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Comércio e Serviços |
| REH | – Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Habitação |
| SCE | – Sistema de Certificação Energética dos Edifícios |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a
preparação de AQS

| | |
|--------------------|--|
| SCF | – Fator de Controlo Inteligente |
| SCOP | – Coeficiente de Desempenho Sazonal |
| Smart | – Conformidade do controlo inteligente |
| SPERnet | – Taxa de Energia Primária Sazonal |
| SPF | – Fator de Desempenho Sazonal |
| W | – Potência do compressor, em W |
| W_{EL-TC} | – Energia elétrica total durante o ciclo, em kWh |
| Δt | – Intervalo de tempo, em horas |
| ΔT | – Diferença de temperatura, em °C |
| η | – Eficiência energética do aquecimento de água |
| $\eta_{wh,nonsol}$ | – Eficiência energética do aquecimento de água do gerador de calor |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a
preparação de AQS

1. Introdução

1.1 Contextualização

A crescente consciencialização de que é necessária uma redução no consumo de energia proveniente de fontes não renováveis, por motivos ambientais mas também económicos, tem conduzido ao desenvolvimento de novas tecnologias menos poluidoras. Assim, a aposta nas energias renováveis ajudará a reduzir o défice energético do país, garantindo também um aumento da sua segurança energética.

O presente trabalho incide sobre a caracterização de uma bomba de calor de expansão direta que à luz do Decreto-Lei n.º 118/2013 de 20 de agosto é considerado um sistema de captação de energia renovável. Este sistema permite a produção de água quente de um modo simples, eficiente e económico, fornecendo assim, um contributo significativo na redução das emissões nacionais de gases de efeito de estufa, favorecendo o cumprimento das metas estipuladas no protocolo de *Kyoto*. (Mesquita, 2011)

Com o desenvolvimento das novas tecnologias o conselho europeu aprovou e adotou novas metas ambientais mais ambiciosas do que aquelas que foram assinadas no protocolo de *Kyoto*, incluindo a “meta dos três vintes, 20-20-20” (Figura 1). Esta meta com âmbito europeu tem como objetivo a redução em 20% de emissão de gases com efeito de estufa (em relação aos valores registados no ano 1990), a promoção da utilização de energia produzida a partir de fontes renováveis em 20% e uma redução de 20% do consumo de energia primária por aumento da eficiência energética. Com estas medidas foram criadas normas e legislação referente ao sistema de aquecimento de AQS (Água Quente Sanitária), nomeadamente a norma europeia EN16147¹ (European Standards - CEN, 2011) que veio substituir a EN255-3 (European Standars - CEN, 1997).

¹ EN 16147 – *Heat pumps with electrically driven compressors – Testing and requirements for marking of domestic hot water units.*

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

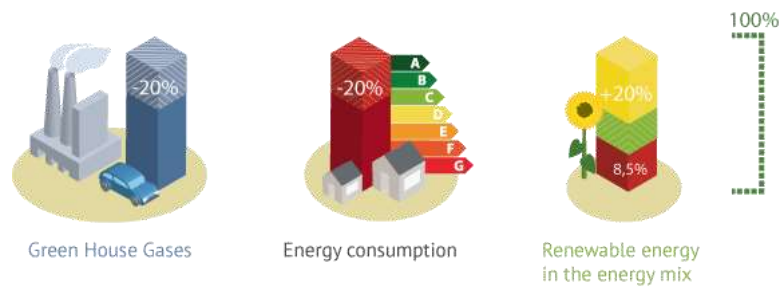


Figura 1 – “Meta dos três vintes, 20-20-20” (Ramos, 2014)

Na EN 255-3, a eficiência energética é determinada através do cálculo do coeficiente de desempenho (COP) que representa o quociente entre a energia calorífica fornecida pelo sistema e a energia elétrica consumida pelo mesmo durante um ciclo de funcionamento e para uma determinada condição de temperatura da fonte de calor. Na EN 16147, a eficiência energética é determinada através do fator médio de desempenho sazonal (SPF), que representa o quociente entre a energia fornecida pelo sistema durante todo o período de aquecimento e a energia elétrica consumida no período em referência para um determinado perfil de utilização de água quente.

Relativamente ao objetivo definido na meta 20-20-20, a promoção da utilização de energia produzida a partir de fontes renováveis em 20%, a *European Solar Thermal Industry Federation* (ESTIF)², concluiu que Portugal já ultrapassou a meta estabelecida. Atualmente, Portugal posiciona-se para atingir os 31% para 2020. (ESTIF, 2014)

A energia renovável utilizada na bomba de calor em estudo é a energia do ar exterior e a radiação solar. Na determinação da eficiência energética da bomba de calor é necessário ter em conta diversos aspetos, como por exemplo, o nível de radiação solar, o ângulo de incidência no painel evaporador, a temperatura do ar exterior e a perda do calor no termoacumulador, que são importantes na medida em que afetarão os valores da eficiência energética da bomba de calor de expansão direta.

² ESTIF - Federação Europeia da Industria Solar Térmica

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

Neste trabalho desenvolveu-se o estudo experimental de uma bomba de calor de expansão direta que se encontra nas instalações do Instituto Superior de Engenharia do Porto (ISEP) representada na Figura 2.



Figura 2 – Local do ISEP onde foi realizada a experiência

Este estudo a desenvolver está sujeito a duas variáveis importantes, a primeira da variação de temperatura ar exterior e a segunda advém da incidência solar. A Tabela 1 apresenta os valores das temperaturas médias do ar exterior (máxima e mínima) e o valor da precipitação total anual para a capital do distrito do Porto. A Figura 3 representa a incidência anual da radiação solar, onde se pode verificar que na capital do distrito do Porto encontra-se com uma insolação média anual de 2458 horas e uma radiação global média anual de 14,7 MJ/m².

Tabela 1 - Temperaturas médias e precipitação anual na capital do distrito do Porto.

(IPMA, 2014)

| Capital do distrito do Porto | Temp. do ar exterior Max. (°C) Média | Temp. do ar exterior Min. (°C) Média | Precipitação total anual (mm) |
|------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------|
| Porto / P. Rubras | 19.55 | 11.26 | 1172.4 |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

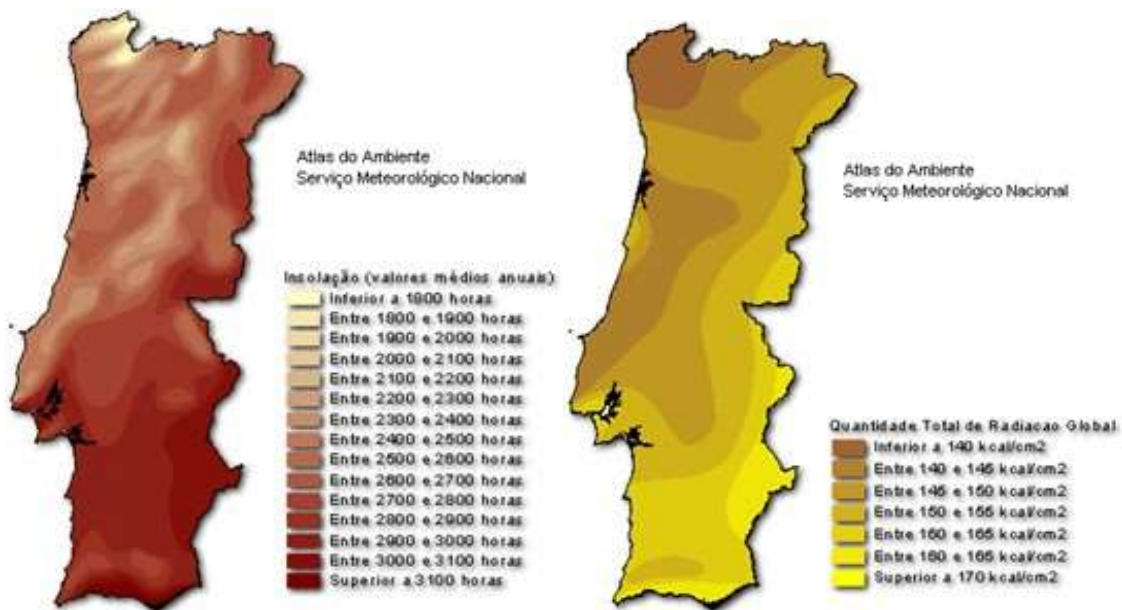


Figura 3 – Radiação e Insolação Global. (IPMA, 2014)

Dadas as informações e conhecimentos sobre bombas de calor assistidas por energia solar, viabilizou-se a elaboração de uma melhor performance do sistema em si, tendo o objetivo de verificar e analisar as metodologias existentes e no futuro tentar obter um melhor desempenho da Bomba de Calor.

1.2 Objetivos

Este estudo é desenvolvido numa área importante e de grande preocupação na atualidade, tendo como principal objetivo obter metodologias mais rentáveis a nível económico e no mesmo sentido obter energias mais amigas do ambiente. Com esta pesquisa foram desenvolvidos e atualizados conhecimentos técnicos referentes às bombas de calor, nomeadamente, os procedimentos existentes, o aperfeiçoamento e simplificação de métodos mais elaborados, análise e crítica de resultados obtidos na experiência laboratorial realizada.

1.3 Organização do relatório

A presente dissertação está organizada em 6 capítulos.

O capítulo 1 identifica o enquadramento e os objetivos principais do trabalho, terminando com um resumo dos capítulos da dissertação.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

O capítulo 2 apresenta conceitos teóricos sobre o sistema termodinâmico, sendo representado o seu processo bem como as equações necessárias para seu cálculo, após isso é realizada uma breve introdução sobre o sistema termodinâmico para AQS. Por fim, é efetuada uma abordagem à legislação nacional e europeia onde está representada o método e os cálculos da eficiência energética.

No capítulo 3 é apresentado o caso de estudo da bomba de calor. Neste capítulo é apresentada uma descrição geral da instalação, bem como todos os equipamentos utilizados para a experiência laboratorial incluindo os procedimentos dos ensaios.

No capítulo 4 é apresentado uma análise dos resultados obtidos nos ensaios, onde se pode verificar a análise da performance da bomba de calor bem como da eficiência energética do sistema.

Os últimos capítulos são apresentados as principais conclusões do trabalho, bem como a perspectiva do desenvolvimento de trabalhos a realizar no futuro.

2. Conceitos Teóricos

2.1 Conceitos teóricos sobre ciclos de compressão de fluidos frigoríficos

A compressão de fluidos frigoríficos é um dos principais métodos da termodinâmica que consiste na transferência de calor de uma região a uma temperatura inferior para uma outra a temperatura superior.

Dependendo do efeito desejado, quer seja de aquecimento ou de arrefecimento os equipamentos são constituídos com os mesmos componentes e operam de modos semelhantes. No entanto, é possível obter uma máquina reversível, incorporando um sistema de uma válvula inversora de ciclo. Com esta válvula inversora será difícil obter o mesmo desempenho, quando esta estiver em funcionamento (Figura 4).

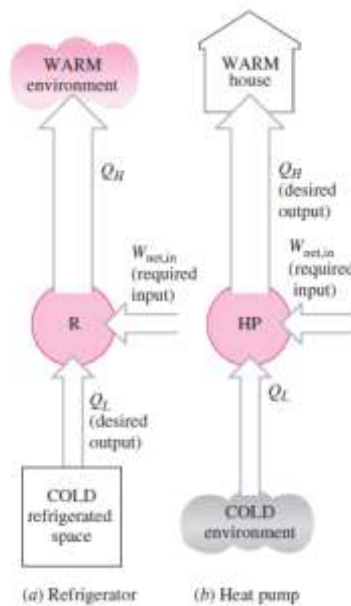


Figura 4 - Diferenciação entre máquina frigorífica (a) e bomba de calor (b). (ÇENGEL, 2006)

- Q_L : calor retirado à fonte fria [J].
- Q_H : calor cedido à fonte quente [J].
- W_{in} : trabalho fornecido ao sistema [J].

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

Na figura acima é distinguido os dois tipos de funcionamento: à esquerda uma máquina frigorífica e à direita uma bomba de calor.

2.1.1 Ciclo de compressão de fluidos frigoríficos (Ciclo de Carnot)

Do estudo da termodinâmica sabe-se que o ciclo mais eficiente a operar entre duas temperaturas é o ciclo de Carnot. Uma vez que este ciclo é reversível, o seu sentido de funcionamento pode ser invertido sem prejuízo do seu exercício, dando origem ao ciclo de Carnot (ciclo de compressão de fluidos frigoríficos). Neste ciclo é utilizado um fluido sujeito a baixa pressão que recebe calor de uma fonte fria sendo submetida a um aumento de pressão e consequentemente de temperatura devido ao trabalho do compressor cedendo sob a forma de calor, o excedente energético da temperatura adquirida, posteriormente o fluido atravessa uma turbina, ficando sujeito a baixas pressões, retomando à pressão inicial (Figura 5). Em termos termodinâmicos o ciclo Carnot pode ser esquematizado num diagrama temperatura-entropia conforme a Figura 5. Nas fontes de calor é possível verificar-se a capacidade de alteração de calor sem variação de temperatura.

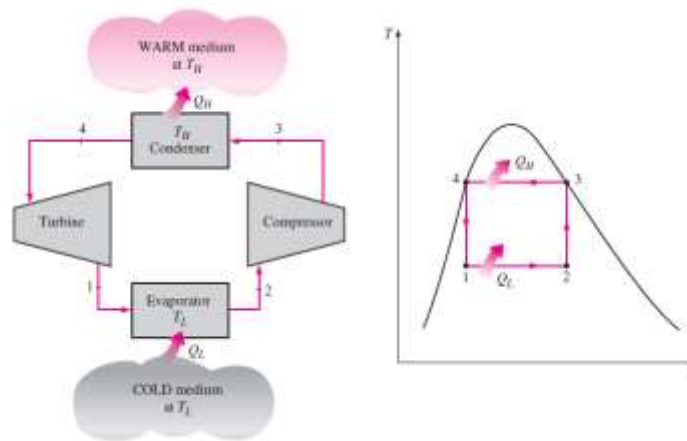


Figura 5 – Ciclo de Carnot e Diagrama Temperatura-Entropia. (ÇENGEL, 2006)

Este ciclo é constituído por quatro fases, sendo elas as seguintes:

- 1-2: Troca de calor isotérmica (absorção Q_L);
- 2-3: Compressão adiabática reversível;
- 3-4: Troca de calor isotérmica (libertação Q_H);
- 4-1: Expansão adiabática reversível.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

COP é utilizado para caracterizar o desempenho dos aparelhos de ciclos de compressão. No estudo em causa é utilizada a equação referente ao $COP_{Bomba\ de\ Calor}$.

$$COP_{Bomba\ de\ Calor} = \frac{Q_L+W}{W} = \frac{Q_h}{W} = \frac{T_q}{T_q-T_f} \quad (1)$$

2.1.2 Ciclo ideal de compressão de vapor

No ciclo Carnot, descrito anteriormente, existe uma impossibilidade de execução, pelo facto de na expansão da turbina o fluido apresenta duas fases e deste modo representa sérias dificuldades nomeadamente a nível de lubrificação e resistência de materiais.

No ciclo de compressão de vapor é quase impossível que este termine no ponto 1, como se verificar na Figura 6. Este facto implicaria um sistema elaborado e dispendioso. De igual modo é difícil que se possa garantir que se obtém líquido saturado à saída do condensador. Para que seja possível transferir calor é necessário que aquela transferência de calor se dê com uma diferença finita de temperaturas. Deste modo deixa de poder ser um ciclo reversível, o que teoricamente era possível no ciclo Carnot.

Na etapa de compressão podem existir problemas referente à presença da fase líquida, aumentando o desgaste do compressor compromete a integridade das partes mais sensíveis do mesmo. Posto isto, é importante que estes ciclos utilizem a compressão seca. Para que haja compressão seca, basta promover o sobreaquecimento do fluido antes de entrar no compressor. Com este sobreaquecimento, o volume específico do fluido aumenta, tendo o compressor que assumir dimensões maiores (Figura 6).

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

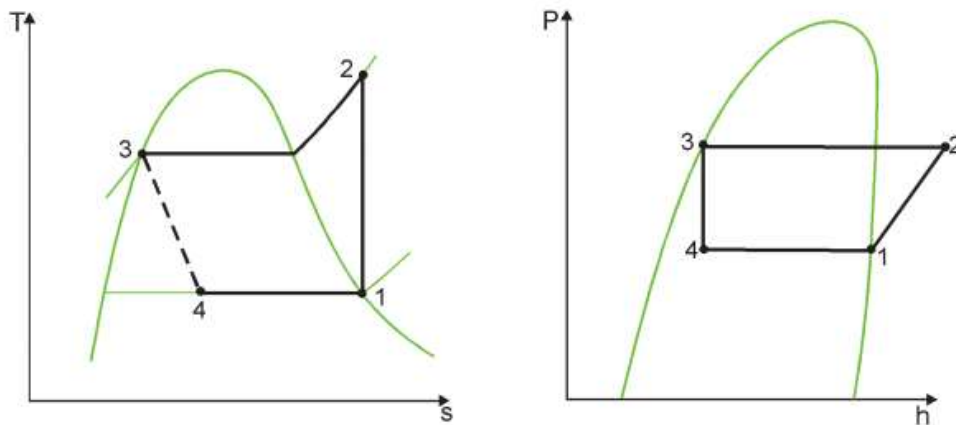


Figura 6 – Diagrama temperatura-entropia e pressão-entalpia (ÇENGEL, 2006)

Apesar de o ciclo ideal de compressão a vapor diferir do ciclo de Carnot, as principais etapas presentes nestes são idênticas, distinguindo apenas as condições em que se realizam.

Segue-se a análise deste ciclo, à luz da 1ª lei da termodinâmica, considerando desprezáveis variações de energia cinética e potencial.

- No compressor:

$$w_c = (h_2 - h_1) + q_c \text{ (trabalho específico do compressor [J/kg])} \quad (2)$$

O índice “s” designa a entropia constante. Na maior parte das vezes, o calor trocado entre o vapor e o compressor é pequeno $-q_c-$ quando comparado com a variação de entalpia sendo então usual desprezar o seu valor.

- No condensador:

$$q_H = h_2 - h_3 \text{ “efeito em funcionamento como bomba de calor”} \quad (3)$$

(calor específico trocado entre vapor e compressor [J/kg])

- No sistema de laminagem (válvula expansora):

$$h_3 = h_4 \quad (4)$$

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- Potência de compressão [W]:

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1)s = \frac{\dot{V}}{v}(h_2 - h_1)s \quad (5)$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v} \quad (6)$$

Assim a bomba de calor será definida pela potência calorífica resultante:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (7)$$

(Potência calorífica retirada à fonte quente [W])

e

$$COP_{Bomba\ de\ Calor} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (8)$$

2.1.3 Fluido frigorigéneo

Nos capítulos anteriores apenas se analisou o desempenho dos ciclos frigoríficos sem ter a preocupação de se especificar qual o fluido utilizado. Sabe-se no entanto que o desempenho dos sistemas de compressão de vapor é fortemente influenciado pelas características do fluido frigorigéneo aplicado no mesmo. A adequação deste para uma determinada instalação é determinada pelas suas propriedades físicas, termodinâmicas, químicas e por outros fatores que serão explicados detalhadamente mais a frente.

A *American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE) desenvolveu normas específicas que dizem respeito à nomenclatura dos fluidos frigorigéneos. Nestas normas, os fluidos são designados pela letra R de fluido frigorigéneo, seguidos por um número relacionado com a sua composição química, por exemplo, R134a.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

Os fluidos frigorígenos podem subdividir-se em dois grandes grupos: os sintéticos e os naturais. Os fluidos sintéticos provêm da sintetização do metano (CH_4) ou do etano (C_2H_6) em que um ou mais átomos de hidrogénio são substituídos por átomos de cloro, flúor e/ou bromo. Independentemente de provirem do metano ou do etano, é usual agrupar os fluidos frigorígenos sintéticos em três grandes grupos:

CFC's – clorofluorcarbonetos (dos quais se destacam R11, R22 e R502);

HCFC's – hidroclorofluorcarbonetos (que são CFC's halogenados por exemplo, R22 e R123);

HFC's – hidrofluorcarbonetos (que não contêm cloro na sua estrutura molecular, por exemplo, R32 e R134a);

Os fluidos frigorígenos mais tradicionais são os CFC's e os HCFC's que foram descobertos em 1928 e, desde então, praticamente que eliminaram os fluidos frigorígenos anteriormente utilizados em sistemas frigoríficos.

Os fluidos frigorígenos naturais são vários, destacando-se o amoníaco (NH_3), o dióxido de carbono (CO_2), a água, o ar e os hidrocarbonetos (butano e propano)

Muitos são os fatores que devem ser tidos em conta na seleção de um fluido frigorígeno. Estes podem ser agrupados em três categorias:

- **Termodinâmicos:** pressão de evaporação e de condensação; temperatura de congelação; calor latente de vaporização; volume por tonelada de refrigeração.
- **Químicos:** inflamabilidade; toxicidade; estabilidade relativamente aos materiais componentes.
- **Físicos:** deteção; viscosidade; condutibilidade térmica; miscibilidade com o óleo;

Dos fatores apresentados, pode-se eleger alguns como determinantes na escolha do fluido frigorífico. É conveniente que a pressão da evaporação seja superior à atmosférica, mesmo para baixas temperaturas, salvaguardando-se assim que, caso surjam fugas, não haja infiltração de ar exterior para o sistema que lhe são sempre prejudiciais.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

Quanto à pressão de condensação convém que não seja demasiado elevada para que os componentes da instalação constituintes do circuito de alta pressão não sejam excessivamente “pesados”, aumentando também o seu custo.

Outro fator determinante na escolha do fluido frigorígeno reside no calor latente de vaporização. É de especial interesse que este valor seja o mais elevado possível já que tal permite que se tenha um grande efeito frigorífico e um grande calor de condensação por unidade de massa.

Podem no entanto ser considerados outros fatores externos, contudo os fatores explicados anteriormente serão considerados como os mais importantes e significantes para o desenvolvimento deste estudo.

Relativamente aos novos fluidos, tem havido ultimamente preocupações crescentes acerca da problemática da destruição da camada do ozono existente na atmosfera, devido à ação dos fluidos frigorígenos, sendo de se salientar que os que contêm cloro na sua estrutura molecular são considerados mais prejudiciais.

2.2 Bomba de Calor na Utilização de AQS



Figura 7 – Sistema Solar Termodinâmico

Os sistemas solares termodinâmicos são equipamentos destinados ao aquecimento de águas sanitárias para usos doméstico, industrial, aquecimento de piscinas e apoio ao aquecimento central. Esta tecnologia de sistemas solares baseia-se no aproveitamento combinado de eletricidade, de energia térmica atmosférica e de energia solar direta e difusa.

O seu funcionamento tem por base o conhecido ciclo de compressão a vapor: um compressor elétrico força a regeneração mecânica de um fluido circulante entre um permutador de calor, colocado no interior do volume a aquecer e placas de captação térmica colocadas no exterior. A potência térmica gerada por este processo é várias vezes superior à potência elétrica consumida, garantindo o aquecimento de água a um baixo custo. Os principais elementos destes sistemas são: o compressor elétrico, condensador, elemento de expansão e um evaporador (painel solar).

2.2.1 Bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar

A bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar (*DX-SAHP: direct expansion solar assisted heat pump*) utilizada na preparação de água quente sanitária (AQS), usa como fonte fria o ar exterior e a radiação solar (energias renováveis). Este sistema utiliza um painel que está exposto à radiação solar registando-se um aumento da

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

temperatura no evaporador durante períodos de forte radiação, contudo no período noturno estes sistemas são penalizados devido às trocas energéticas do evaporador com o ar exterior e devido a ausência de radiação solar.

Este sistema é composto pelos seguintes componentes:

- Painel Solar termodinâmico sem vidro;
- Termoacumulador;
- Termo bloco (inclui compressor elétrico);
- Válvula de expansão termostática;
- Sistema de aquecimento auxiliar;
- Controlador



Figura 8 – Bomba de Calor de expansão direta assistida por energia solar.

2.3 Legislação Nacional e Europeia

Atualmente a energia tem um papel fulcral para a sociedade, sendo por isso necessário o controlo das atividades do setor energético. Com esse fim determina-se as diversas políticas na área energética e ambiental.

Para que exista uma estratégia apropriada é essencial encontrar o ponto de equilíbrio entre as questões ambientais e a sua viabilidade técnico – económica, procurando sempre a obtenção de um desenvolvimento sustentável e a competitividade entre diferentes tecnologias. Torna-se assim fundamental o aumento da eficiência energética do país, a fim de diminuir a dependência energética do exterior. (DGEG, 2014).

De seguida é apresentada a legislação que diz respeito às temáticas abordadas por este trabalho, com origem europeia ou nacional.

2.3.1 Regulamento (EU) N.º 814/2013

Este regulamento dá execução à Diretiva 2009/125/CE do Parlamento Europeu e do Conselho no que respeita aos requisitos de conceção ecológica aplicáveis aos aquecedores de água e reservatórios de água quente.

Este regulamento define os requisitos de conceção ecológica para a colocação no mercado e/ou entrada em serviço de aquecedores de água com uma produção térmica nominal igual ou inferior a 400 kW, e de reservatórios de água quente com um volume útil igual ou inferior a 2000 litros, incluindo os integrados em sistemas mistos de aquecedor de água e dispositivo solar definidos no artigo 2.º do Regulamento Delegado (EU) n.º812/2013.

São ainda apresentadas algumas definições relevantes para o desenvolvimento deste trabalho, entre elas:

- Aquecedor de água

É um dispositivo que está conectado a uma fonte de alimentação externa de água potável ou para uso sanitário. Este produz e transfere calor a fim de produzir água quente potável ou para uso sanitário, com diferentes níveis de temperatura, quantidades e caudais durante diferentes intervalos de tempo, estando equipado com um ou mais geradores de calor.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- Volume útil de armazenagem

É o volume nominal de um reservatório de água quente ou de um termoacumulador, em litros.

- Aquecedor de água tradicional

É um aquecedor de água que produz calor utilizando a queima de combustíveis fósseis e/ou de biomassa e do efeito de joule em elementos de aquecimento por resistência elétrica.

- Aquecedor de água com bomba de calor

Aquecedor que aproveita calor ambiente a partir de uma fonte atmosférica, aquática ou geotérmica e/ou calor residual para a geração de calor.

- Aquecedor de água solar

Está equipado com um ou mais coletores solares, reservatórios de água quente solar, geradores de calor e eventualmente bombas de calor no circuito de coletores e noutros elementos. É colocado no mercado como uma só unidade.

- Reservatório de água quente

É um recipiente destinado a armazenar água quente para fornecimento de água quente e/ou de aquecimento ambiente. Este não se encontra equipado com um gerador de calor, com a exceção de um ou mais aquecedores de imersão auxiliares.

Para os próximos anos os requisitos de eficiência energética do aquecimento de água e dos reservatórios de água já se encontram estabelecidos.

O cálculo da eficiência energética do aquecimento de água (n_{wh}):

- Para os aquecedores de água tradicionais e aquecedores de água com bomba de calor, é calculado a partir da equação 9:

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

$$n_{wh} = \frac{Q_{ref}}{(Q_{fuel} + CC * Q_{elec}) * (1 - SCF * Smart) + Q_{cor}} \quad (9)$$

Em que SCF representa o fator de controlo inteligente, onde Q_{cor} é o fator de correção ambiente, Q_{fuel} é o consumo diário de combustível, Q_{ref} é a energia de referência, Q_{elec} é o consumo diário de eletricidade, CC corresponde ao coeficiente de conversão e smart é o controlo inteligente.

- Para os aquecedores de água solares, é calculado a partir da equação 10:

$$n_{wh} = \frac{0.6 * 366 * Q_{ref}}{Q_{tota}} \quad (10)$$

$$Q_{tota} = \frac{Q_{nonsol}}{1.1 * Q_{wh,nonsol} - 0.1} + Q_{aux} * CC \quad (11)$$

Onde:

Q_{tota} , é o consumo anual de energia;

Q_{nonsol} é a contribuição calorífica não solar anual;

$Q_{wh,nonsol}$ é a eficiência energética do aquecimento de água do gerador de calor;

Q_{aux} Representa o consumo anual de eletricidade auxiliar.

A partir de 26 de Setembro de 2015, a eficiência energética do aquecimento de água dos aquecedores de água não deve ser inferior aos valores da Tabela 2:

Tabela 2 – Eficiência energética para os diferentes perfis de carga

| Perfil de carga declarado | 3XS | XXS | XS | S | M | L | XL | XXL | 3XL | 4XL |
|--|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Eficiência energética do aquecimento de água | 22% | 23% | 26% | 26% | 30% | 30% | 30% | 32% | 32% | 32% |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

As exigências de água misturada a 40 °C são apresentadas na Tabela 3:

Tabela 3- Requisitos de água misturada a 40°C

| Perfil de carga declarado | M | L | XL | XXL | 3XL | 4XL |
|---------------------------|-----------|------------|------------|------------|------------|-------------|
| Água misturada a 40°C | 65 Litros | 130 Litros | 210 Litros | 300 Litros | 520 Litros | 1040 Litros |

A partir de 26 de Setembro de 2017, a eficiência energética do aquecimento de água dos aquecedores de água não deve ser inferior aos seguintes valores:

Tabela 4- Eficiência energética para os diferentes perfis de carga

| Perfil de carga declarado | 3XS | XXS | XS | S | M | L | XL | XXL | 3XL | 4XL |
|--|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Eficiência energética do aquecimento de água | 32% | 32% | 32% | 32% | 36% | 37% | 37% | 37% | 37% | 38% |

A partir de 26 de Setembro de 2018, a eficiência energética do aquecimento de água dos aquecedores de água não deve ser inferior aos seguintes valores:

Tabela 5 – Eficiência energética

| Perfil de carga declarado | XXL | 3XL | 4XL |
|--|-----|-----|-----|
| Eficiência energética do aquecimento de água | 60% | 64% | 64% |

No que diz respeito às medições, para efeitos de conformidade, estas devem ser efetuadas usando normas harmonizadas, cujos números de referência tenham sido publicados no Jornal Oficial da União Europeia ou utilizando outros métodos fiáveis, precisos e reprodutíveis, que tomem em consideração os métodos usualmente declarados como os mais avançados.

2.3.2 Decreto-Lei n.º118/2013

Este diploma tem o objetivo de assegurar e promover a melhoria do desempenho energético dos edifícios através do Sistema de Certificação Energética dos Edifícios

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

(SCE), que integra o Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Habitação (REH) e o Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Comércio e Serviços (RECS).

A fiscalização do SCE fica a cargo da Direção Geral de Energia e Geologia (DGEG). Quanto à qualidade do ar interior compete à Direção-Geral de Saúde e à Agência Portuguesa do Ambiente, I.P, acompanhar a aplicação do presente diploma.

O pré-certificado e o certificado SCE são considerados certificações técnicas.

No que diz respeito aos edifícios de habitação assume posição de destaque o comportamento térmico e a eficiência dos sistemas. O diploma estabelece ainda requisitos específicos para o caso de edifícios novos, sujeitos a grande intervenção ou existentes.

O parque edificado deve ainda ser progressivamente composto por edifícios com necessidades quase nulas de energia. Estes são edifícios com elevado desempenho energético e em que a satisfação das necessidades de energia resulte em grande medida de energia proveniente de fontes renováveis, originada no local ou nas proximidades.

Procede à atualização dos requisitos de qualidade térmica e introduz condições de eficiência energética para os principais tipos de sistemas técnicos de edifícios. Os sistemas de climatização, preparação de água quente sanitária, de iluminação, de aproveitamento de energias renováveis, de gestão de energia ficam deste modo sujeitos a padrões mínimos de eficiência energética.

Prossegue, juntamente com a eficiência energética, o incentivo ao uso das fontes de energia renovável, com reforço dos métodos para quantificação do respetivo contributo, destacando o aproveitamento do recurso solar. Como tal obriga a utilização da energia solar térmica ou outra fonte de energia renovável aquando da construção de novos edifícios ou na remodelação de edifícios usados. Esta é uma das principais motivações para a realização deste trabalho, a comparação entre duas fontes de energia renovável.

2.3.3 Norma EN 16147:2011

Esta norma com o título, Bombas de calor com compressor acionado eletricamente: Ensaios e requisitos para marcação de unidades de água quente sanitária, específica a

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

metodologia para os testes e relatórios de classificação, explicando ainda os requisitos para o ensaio de bombas de calor com compressor acionado eletricamente. Os testes devem decorrer sob as condições apresentadas na Tabela 6:

Tabela 6 – Condições dos testes segundo EN16147

| Variável medida | Valor definido |
|-------------------------------|---|
| Tensão | Tensão nominal |
| Frequência | Frequência nominal |
| Fluxo de ar na fonte de calor | Nominal, indicada pelo fabricante se apenas é fornecido um intervalo, os testes devem decorrer com o valor máximo |
| Temperatura de entrada | 10 °C |
| Fluxo de água quente | 4 / 10 (l/min) |

Os princípios básicos para a determinação da energia consumida são divididos em seis etapas:

- i. Período de aquecimento;
- ii. Determinação da energia de entrada;
- iii. Determinação da energia consumida e do coeficiente de performance no aquecimento de água sanitária utilizando os perfis de extração;
- iv. Determinação da temperatura de referência da água quente e da quantidade máxima de água quente utilizável numa única extração;
- v. Teste para determinar a gama de temperaturas em que se irá atuar;
- vi. Testes de segurança.

Existem 5 ciclos de extração diferentes (S, M, L, XL, XXL). O ciclo de extração a utilizar é escolhido pelo fabricante. Para este trabalho foi considerado o ciclo L, presente no Capítulo 3.

O SPF é calculado pela equação:

$$SPF = \frac{Q_{TC}}{W_{EL-TC}} \quad (12)$$

Q_{TC} , é a energia útil durante o ciclo em kWh.

W_{EL-TC} , é a energia elétrica total durante o ciclo em kWh.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a
preparação de AQS

Pelo despacho n.º 14985/2015 refere-se no anexo I, que no caso de sistemas de produção de AQS, sendo realizado com recurso a ensaio do equipamento de acordo com a norma EN 16147:2011, estabelece que o SPF é equivalente ao COP_{dia} ;

3. Caso de Estudo

Como anteriormente indicado foi realizada uma experiência laboratorial a fim de se concluir a eficiência energética da bomba de calor para o aquecimento de água quente sanitária. Neste capítulo são descritos, pormenorizadamente, os principais componentes dos sistemas utilizados sendo ainda indicadas as condições em que se realizaram as experiências.



Figura 9 – Localização do laboratório – Casa Inteligente ISEP.

3.1 Descrição geral da instalação experimental

Inicialmente foi desenhada num *software* de desenho a instalação do sistema (Bomba de Calor assistida por energia solar), onde podemos verificar todos os componentes necessários para a sua realização. A instalação foi montada conforme está representado no desenho, tendo por base a criação um método que torne o sistema mais eficiente. No decorrer desta experiência utilizou-se vários componentes nomeadamente registadores de medição, com o objetivo de obter uma informação mais pormenorizada.

3.1.1 Esquema de princípios incluindo todos os componentes

No esquema (Figura 10) que se segue podemos analisar os componentes e a metodologia de funcionamento do sistema para obtenção de água quente sanitária. Com este esquema verifica-se que existência dos diversos fluxos, o fluxo do fluido frigorigéneo (R134a líquido; R134a vapor) e o fluxo de água (água quente e água fria). Também pode-se identificar a localização dos componentes bem como a sua designação. Após a concretização do esquema de princípio, efetuou-se a montagem respeitando todos os

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

passos e pontos de identificação no esquema. Foi utilizado um sistema de aquisição de dados com o auxílio de um *Datalogger* e um computador. Este esquema e toda a simbologia nele contido foi elaborado tendo em atenção e consideração a norma portuguesa 1801 (NP1801).

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

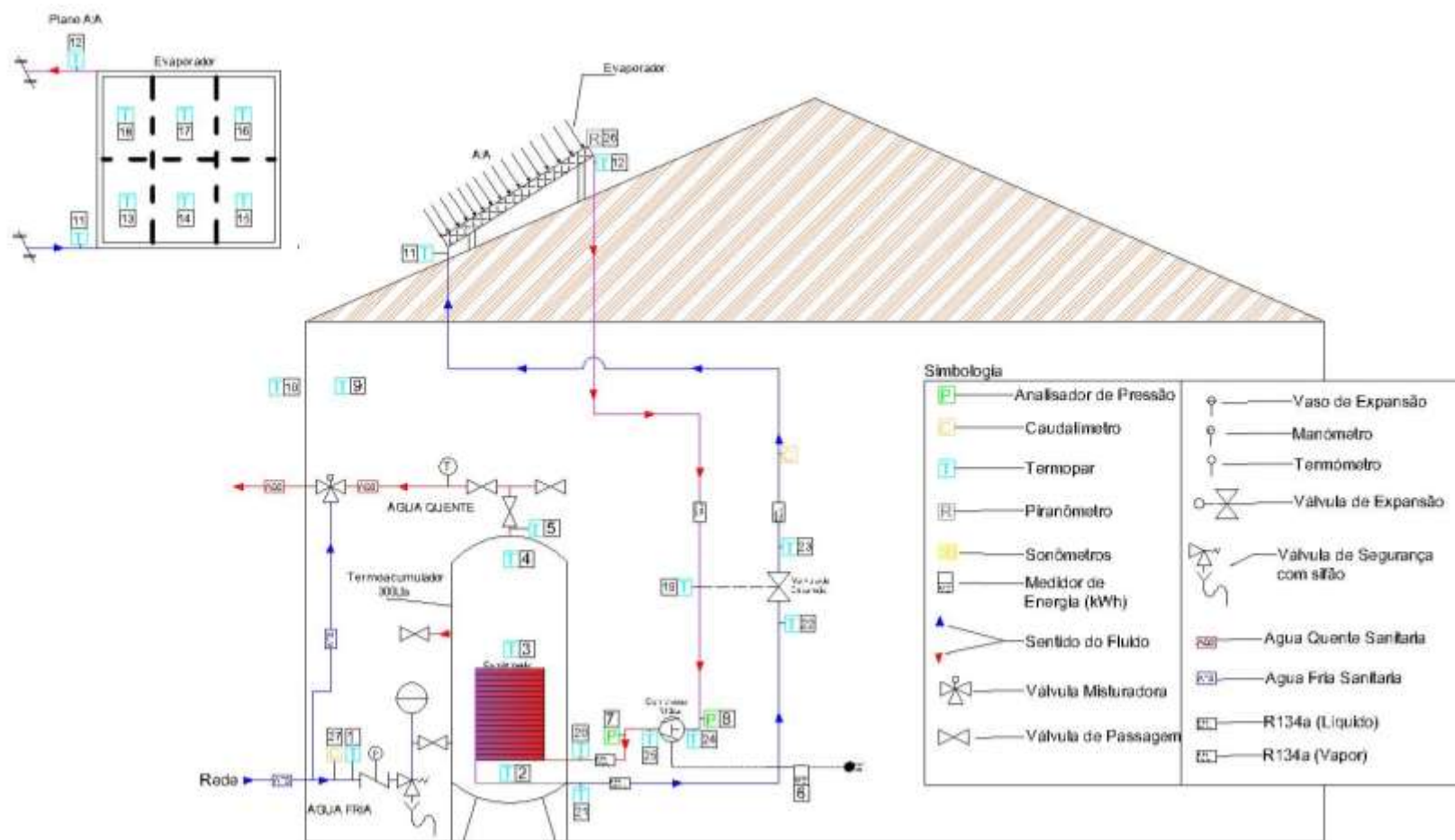


Figura 10 – Esquema da Bomba de Calor assistida por energia solar.

3.1.2 Princípio de Funcionamento

Quanto ao seu funcionamento o equipamento em estudo é parametrizado de acordo com a temperatura desejada, sendo ela 55°C, sendo controlada por um termostato analógico.

Acionado o sistema termodinâmico, o compressor comprime o fluido frigorigéneo (R134a) iniciando o ciclo. Após a sua compressão o fluido frigorigéneo desloca-se pelo condensador, que está internamente acoplado ao reservatório térmico (termoacumulador), transferindo assim, o calor do fluido frigorigéneo para a água do reservatório térmico, fazendo assim a primeira troca de calor do ciclo. De seguida, o fluido (R134a) desloca-se pela válvula de expansão onde ocorre a laminação do fluido, após esta tarefa, o fluido em estado líquido desloca-se pelo painel solar (evaporador). Nesta passagem ocorre à segunda troca de calor do fluido frigorigéneo com o ar exterior e radiação solar. De seguida o fluido frigorigéneo desloca-se novamente para o compressor concluído assim o ciclo. Este circuito é fechado permitindo assim só trocas de calor com a fonte quente e fonte fria.

3.1.3 Listas de pontos de medição

Esta instalação foi criada a fim de um estudo laboratorial que se encontra instalada no interior das instalações do ISEP (Casa Inteligente ISEP- LAVAC³). Na instalação estão montados vários componentes, nomeadamente o sistema de aquisição de dados para a obtenção dos valores. Estes são necessários para o estudo da eficiência energética e o desempenho da Bomba de Calor ($COP_{\text{Bomba de Calor}}$ e SPF). Os restantes componentes instalados fazem parte do sistema termodinâmico. Os registadores de dados são apresentados na Tabela 7. Estes dados serão analisados e estudados posteriormente, tendo como objetivo de melhorar a eficiência energética do sistema termodinâmico.

³ LAVAC – Laboratório de AVAC do Instituto Superior de Engenharia do Porto

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

Tabela 7 – Lista de pontos de medição

| N.º | Designação | Sigla | Unidade de medida | Número de Identificação do Datalogger |
|-----|---|---------------|-------------------|---------------------------------------|
| 1 | Temperatura da entrada do acumulador | TAE | ºC | 2 |
| 2 | Temperatura da água no acumulador 1 | TAC | ºC | 3 |
| 3 | Temperatura da água no acumulador 2 | TAC | ºC | 4 |
| 4 | Temperatura da água no acumulador 3 | TAC | ºC | 5 |
| 5 | Temperatura da saída do acumulador | TAS | ºC | 6 |
| 6 | Registador de Energia | MCE | kWh | - |
| 7 | Pressão alta | PEV | kPa(ou bar) | - |
| 8 | Pressão baixa | Pcond | kPa(ou bar) | - |
| 9 | Temperatura da sala | Tamb | ºC | 7 |
| 10 | Temperatura exterior | Text | ºC | 8 |
| 11 | Temperatura entrada evaporador (EXTERIOR) | Tent EV EXT | ºC | 9 |
| 12 | Temperatura saída evaporador (EXTERIOR) | Tsaída EV EXT | ºC | 10 |
| 13 | Temperatura evaporador 1 | TEV1 | ºC | 11 |
| 14 | Temperatura evaporador 2 | TEV2 | ºC | 12 |
| 15 | Temperatura evaporador 3 | TEV3 | ºC | 13 |
| 16 | Temperatura evaporador 4 | TEV4 | ºC | 14 |
| 17 | Temperatura evaporador 5 | TEV5 | ºC | 15 |
| 18 | Temperatura evaporador 6 | TEV6 | ºC | 16 |
| 19 | Temperatura entre evaporador e compressor | TEV/COMP | ºC | 17 |
| 20 | Temperatura entrada do condensador | Tcond ent. | ºC | 18 |
| 21 | Temperatura saída do condensador | Tcond saída | ºC | 19 |
| 22 | Temperatura entrada da válvula | TEnt Val | ºC | 20 |
| 23 | Temperatura saída da válvula | TSaída Val | ºC | 21 |
| 24 | Temperatura entrada compressor | Tcomp ent | ºC | 22 |
| 25 | Temperatura saída compressor | Tcomp saída | ºC | 23 |
| 26 | Radiação Solar (Piranómetro) | Rsolar | W/m ² | 24 |
| 27 | Contador de água (Caudalímetro) | Caudal Água | m ³ /h | - |

3.2 Instrumentação de medida

Como anteriormente referido esta experiência requer instrumentos de medição (de temperatura e de radiação), nomeadamente, sensores instalados no sistema termodinâmico. Para medição das temperaturas recorreu-se a termopares que estão

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

distribuídos por vários pontos da unidade de calor, que por si estão conectados a um *Datalogger* (Figura 11). Este recolhe minuto a minuto a temperatura momentânea, que está conectado a um computador, onde memoriza as leituras dos pontos. Os dados são recolhidos a cada ensaio realizado de um ciclo de 24 horas (das 00h00 às 23h59). Neste *Datalogger* também se encontra conectado a um piranómetro que mede a radiação solar durante o ensaio. Nesta recolha os dados apresentados são recolhidos numa sequência de 20 segundos sendo efetuada a média de cada minuto, registando um valor de minuto a minuto.



Figura 11 – DL2 – *DataLogger* e Computador

Para o caudal usou-se um caudalímetro que se encontra logo a entrada da água da rede, este instrumento de medição indica a quantidade de descarga de água necessário a realizar de acordo a perfil de carga, conforme a norma EN16147.

Para registar as pressões do sistema termodinâmico (pressão alta e baixa) temos o instrumento da Testo 570-2, este está programado de forma a recolher os valores minuto a minuto.

3.2.1 Características dos instrumentos de medida

Nesta divisão realizou-se uma abordagem pormenorizada do funcionamento dos instrumentos de medida:

- **Termopar**

Os termopares são sensores de temperatura simples, robustos e de baixo custo, sendo amplamente utilizados nos mais variados processos de medição de temperatura. Um

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

termopar é constituído por dois metais distintos que unidos na extremidade formam um circuito fechado (Figura 12). O termopar produz uma força eletromotriz, que quando conectada a um instrumento de leitura (*Datalogger*) consegue ler a temperatura do termopar. Existem diferentes tipos de termopares, nomeadamente, T, J e K que possuem diferentes tipos de leis de funcionamento.



Figura 12 – Extremidades do Termopar

Realizou-se a calibração dos termopares de modo a classificar a incertezas neles contidos. Foi testado cada termopar, a fim de, verificar a sua ligação evitando assim possíveis erros e distorções. Na Figura 13 está representado o calibrador (equipamento de banho térmico). Através do calibrador é possível realizar a medição do erro relativo de cada termopar verificando assim, a sua percentagem de erro a cada instante.



Figura 13 – Calibrador de sensores de temperatura

Na análise do erro, pode-se concluir que foram retiradas 6 diferentes pontos de medida, sendo elas aproximadamente, -10°C , 4°C , 18°C , 32°C , 46°C e 60°C . No processo de verificação da medição e da calibração efetuada aos termopares pode-se concluir que os erros mostram-se insignificantes (variação abaixo de 1°C), uma vez que só se verifica volatilidade no ponto próximo de 4°C , como ilustrado na Figura 14. Nesta análise pormenorizada a todos os termopares existentes no sistema, na representação que se

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

segue, constatou-se que o maior desvio verifica-se no ponto de medida 4°C. Esta medição inicia com o ponto de medida -10°C, sequencialmente até ao ponto de medida 60°C, quando atingido o ponto de 60°C, a temperatura começa a decrescer até voltar ao ponto inicial, chegando a ponto de medida de -10°C, a temperatura volta a aumentar novamente até chegar a ponto de medida de aproximadamente 60°C. Na comparação dos valores programados no calibrador de termopares com os valores obtidos pelos termopares, constatou-se que a maior diferença registada é no ponto de medida aproximada de 4°C, esta diferença verifica-se sobretudo quando ocorre o aumento da temperatura. Efetuado o estudo pormenorizado dos sensores e efetuados os devidos cálculos, admitiu-se que o erro será de $\pm 1^\circ\text{C}$.

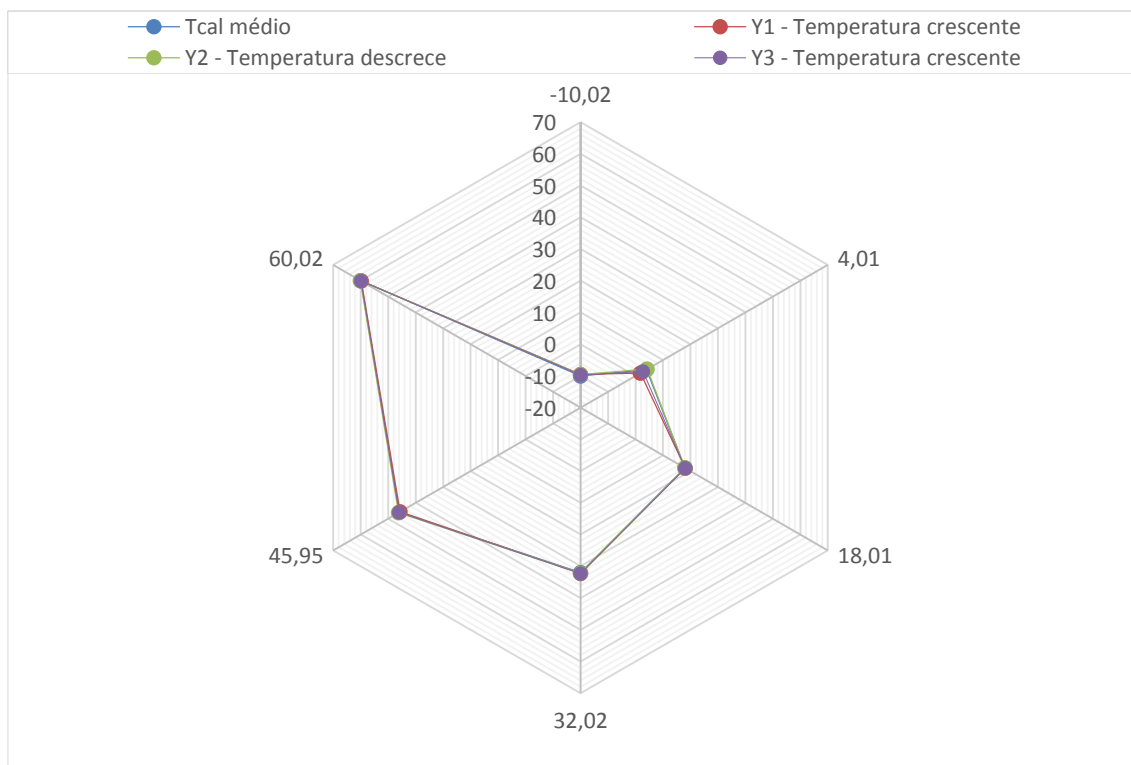


Figura 14 – Gráfico tipo radar dos diferentes pontos de medida

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- **Piranómetro**

O piranómetro (Figura 15) é um instrumento para medir a irradiação solar sobre uma superfície plana. Em outras palavras, é um sensor desenhado para medir a densidade do fluxo de radiação solar (W/m^2) num campo de 180° .



Figura 15 – Piranómetro da instalação

Para calcular a irradiação solar utilizamos a equação:

$$E_{Solar} = \frac{U_{emf}}{S} \quad (13)$$

E_{Solar} [W/m^2] = Irradiação Solar

U_{emf} [μV] = Output Voltagem

S [$\frac{\mu V}{W/m^2}$] = Sensibilidade

Na tabela que se segue estão representadas as especificações do piranómetro, bem como os dados técnicos do instrumento.

Tabela 8 – Especificações do Piranómetro (Kipp & Zonen B.V, 2015)

| Nome | Intervalo | Sensibilidade | Tempo de resposta | Zero Offset A | Zero Offset B | Máxima Irradiação solar |
|--------------|---------------|------------------------|-------------------|---------------|---------------|-------------------------|
| Kipp & Zonen | 285 a 2800 nm | 5 a 20 $\mu V/(W/m^2)$ | 18s | <12 W/m^2 | <4 W/m^2 | <4000 W/m^2 |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- **Caudalímetro**

O caudalímetro é um registor de caudal que se utilizam para medição, controlo e regulação de fluidos em condutas fechadas, especialmente nos sectores de tratamento e distribuição de águas, alimentação, químico e energia.



Figura 16 – Caudalímetro da instalação

Este equipamento é muito importante para o estudo, uma vez que o perfil de carga será baseado neste equipamento. Este equipamento pode registar a energia transferida (Ponto A para o B) em MWh, em fluxo instantâneo em m³/hora e no caudal volúmico transferido em m³.

Para a verificação do erro de medição do caudalímetro teve-se de calibrar o instrumento conforme a instalação do laboratório. Para tal, usou-se 3 posições da válvula de passagem que foram as seguintes: ¼, ½ e por fim 1/1 (totalmente aberta). Colocou-se na saída da água quente um recipiente de 5 litros que serviu para controlar o tempo necessário para encher o recipiente de 5 litros de água quente (AQS). Ao mesmo tempo, registou-se através do caudalímetro digital o fluxo instantâneo (m³/h). Com os valores anotados e com a ajuda de uma folha de cálculo (Tabela 9) foi-nos possível verificar o erro em cada posição da válvula.

Tabela 9 – Erro (%) do caudalímetro

| Abertura da Torneira | Tempo Útil para enchimento 5 Litros (segundos) | Caudal (m ³ /h) | (L/s) | Litros Reais | Erro (%) | Diferença (litros) |
|----------------------|--|----------------------------|--------|--------------|----------|--------------------|
| 1/4 | 92 | 0,1731 | 0,0480 | 4,42 | 7% | 0,58 |
| 1/2 | 43 | 0,3867 | 0,1074 | 4,62 | 3% | 0,38 |
| 1 | 25 | 0,6832 | 0,1897 | 4,74 | 1% | 0,26 |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

Através desta tabela, conclui-se que quanto maior a abertura da válvula, menor é o erro associado, reduzindo de 7% quando a válvula está $\frac{1}{4}$ aberta, para 1% quando esta totalmente aberta.

- **Registador de pressão (Testo 570)**

A aquisição de dados para cálculo será efetuada, utilizando um aparelho da marca Testo (Figura 17). Este aparelho é designado comercialmente como um analisador de sistemas de refrigeração, possuindo um bloco de válvulas de 4 vias e 2 sensores de pressão, sendo possível reverter o ciclo. O aparelho permite o cálculo de sobreaquecimento e sobrearrefecimento através de sondas aplicáveis externamente, sendo ainda possível efetuar medições de corrente e gestão de *stocks* de fluido frigorigéneo (no nosso caso será o R134a).

A escolha deste equipamento recai, não só na reputação da marca em questão, mas também nas capacidades que o aparelho possui, que poderão eventualmente ser utilizadas no processo de controlo de qualidade a aplicar ao produto final.



Figura 17 - Analisador de sistemas de refrigeração marca Testo. (Testo AG, 2015)

Na tabela que se segue estão representadas as especificações do aparelho da Testo, bem como os dados técnicos.

Tabela 10 - Especificações técnicas do aparelho da Testo 570 (Testo AG, 2015)

| Nome | Intervalo (kPa) | Percentagem de erro (%) | Tempo de resposta (Seg.) | Máxima Pressão (kPa) |
|-----------|-----------------|---------------------------------|--------------------------|----------------------|
| Testo 570 | 100 a 5000 | $\pm 0,5$ do valor final medido | 0.75 | <5200 |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- **Registador de Energia FLUKE 1730**

O FLUKE 1730 (Figura 18) permite descobrir facilmente quando e onde a energia é consumida nas suas instalações, da entrada do serviço aos circuitos individuais; comparar diversos pontos de dados ao longo do tempo e criar um resumo completo da utilização de energia, através do *software* de análise de energia; entender rapidamente locais específicos de perda de energia; e diminuir os custos energéticos mais facilmente do que nunca.

O FLUKE 1730 é a melhor opção para quem deseja um registador de energia dedicado para efetuar pesquisas de energia e estudos de carga.



Figura 18 – Registador de Energia FLUKE 1730. (FLUKE Corporation, 2013)

Na tabela que se segue estão representadas as especificações do aparelho da FLUKE 1730, bem como os dados técnicos.

Tabela 11 - Especificações técnicas do aparelho da FLUKE 1730. (FLUKE Corporation, 2013)

| Nome | Intervalo (V) | Percentagem de erro (%) | Tempo de resposta (Seg.) | Máxima Voltagem (V) |
|------------|---------------|--|--------------------------|---------------------|
| FLUKE 1730 | 100 a 500 | ± 1.2 valor medido $+0.005$ valor registado | 0.1 | 1000 |

3.3 Descrição detalhada dos componentes e as suas funcionalidades

Para uma melhor interpretação da instalação montada é necessário identificar todos os componentes como as sua funcionalidade deles neste sistema. De seguida será apresentada uma descrição detalhada de cada componente.

- **Compressor**

O compressor instalado no sistema termodinâmico pertence ao grupo dos compressores volumétricos ou de deslocamento positivo, contudo, é de salientar que existem outro grupo de compressores, sendo eles os compressores roto-dinâmicos ou de deslocamento cinético. No compressor do primeiro grupo, a compressão é efetuada num espaço fechado existindo uma separação física entre o fluido a baixa pressão (à entrada do compressor) e o fluido a alta pressão (à saída do compressor). Por sua vez, os compressores deste grupo podem subdividir-se em três categorias:

- Compressores alternativos;
- Compressores rotativos;
- Compressores helicoidais.

A classificação dos compressores alternativos abertos, semi-herméticos e herméticos não tem a ver com as características de compressor mas sim com o modo como o compressor está ligado ao motor de acionamento. Assim, os compressores abertos estão completamente separados do motor elétrico de acionamento, a ligação entre eles é feita, por exemplo, através de correias. Neste tipo de compressores pode haver lugar a fugas de óleo de lubrificação e fluido frigorífero através dos vedantes da cambota. Nos compressores semi-herméticos, o rotor do motor elétrico está montado na própria cambota do compressor estando ambos alojados numa única estrutura. Evita-se deste modo a utilização de vedantes e, conseqüentemente, as fugas quer de óleo de lubrificação quer de fluido frigorífero são mínimas ou nulas. Nos compressores herméticos, o rotor do motor elétrico é a própria cambota do compressor, tal como acontecia nos compressores semi-herméticos, estando porém o conjunto suspenso horizontal ou verticalmente dentro de uma estrutura hermética onde afloram as ligações para as condutas de admissão, descarga e carga do sistema.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

Quer os compressores axiais quer os helicoidais são utilizados em aplicações muito específicas pelo que não serão aqui analisados.

Os compressores raramente operam à carga máxima. Por outro lado é necessário poder controlar-se a capacidade do compressor de forma a adequá-la à carga frigorífica que é de um modo geral variável. Por exemplo, se se tiver um compressor a operar à carga máxima e se a carga conseqüentemente diminuir, vai provocar uma menor pressão de admissão e conseqüentemente um maior volume específico que resulta num aumento da potência por tonelada de refrigeração. Assim, foram desenvolvidas várias técnicas de forma a controlar a capacidade do compressor, nomeadamente:

- Tudo ou nada
- Variando a velocidade do compressor
- Por degrau
- Mantendo as válvulas de admissão abertas em alguns cilindros
- Expansão do vapor na conduta de admissão
- Retorno do vapor quente à aspiração do compressor
- Fechando a admissão em alguns cilindros
- Colocando janelas de serviço parcial nos cilindros.

Porém, seja qual for a técnica utilizada, entenda-se que quando se refere à regulação de capacidade dos compressores, estamos a referir-nos a uma diminuição da sua capacidade. Os sistemas devem ser concebidos para remover a carga máxima de projeto. Na figura seguinte ilustra-se o compressor instalado no nosso sistema.



Figura 19 – Compressor da instalação

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- **Painel Solar Termodinâmico (Evaporador)**

O painel solar é uma placa do tipo *roll-bond* fabricado em alumínio prensado de duplo canaleta com oxidação anódica pós-prensagem que lhe confere uma apresentação de cor negra. O painel tem as dimensões 2000mm x 800mm x 20mm. As ligações do painel são em tubo de cobre com diâmetro interior de 1/4.



Figura 20 – Painel Solar Termodinâmico

- **Termoacumulador**

O termoacumulador de água quente utilizado na instalação está numa forma vertical assente sobre o solo (Figura 21). A cuba é fabricada em aço inox, o seu isolamento térmico é feito por meio de poliuretano expandido de 35 – 45 mm de espessura. O seu revestimento exterior em poliestireno é de alto impacto. Este termoacumulador tem a capacidade de 300 litros.



Figura 21 – Termoacumulador

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- **Permutador helicoidal em cobre (Condensador)**

Devido ao facto de se verificar um aumento de investimentos no melhoramento do desempenho da transferência de calor das instalações, torna-se deste modo um tema de elevada importância. Os permutadores de calor são objeto de estudos muito detalhados. A potência calorífica trocada num permutador de calor é calculada pela seguinte fórmula:

$$Q = KA \Delta T_{log} \quad (14)$$

Q – Potência calorífica [W]

K – coeficiente de transferência de calor [W/(m².K)]

A – área exterior de transferência de calor [m²]

ΔT_{log} – diferença de temperatura média logarítmica [K]

O coeficiente de transferência de calor “K” é função dos materiais e soluções construtivas utilizados no fabrico do permutador. A área exterior de transferência de calor “A” é também função da solução construtiva. A diferença de temperatura média logarítmica ΔT_{log} - poderá variar, em função do permutador utilizado, mas é em parte imposta pelas condições de funcionamento da instalação. Na prática verifica-se que, usando materiais de excelente condutibilidade térmica, os permutadores deixam de ser economicamente viáveis e se, por outro lado, se aumentar em demasia a área de transferência de calor, estes deixam de ter uso prático. O permutador de calor que aqui se retrata (Figura 22) é, portanto, um compromisso entre eficiência e ponderações económicas.



Figura 22 – Permutador helicoidal em cobre

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- **Válvula de Expansão Termostática**

Este tipo de válvulas controla o grau de sobreaquecimento do vapor à saída do evaporador para que toda a sua superfície seja utilizada para a evaporação, conseguindo-se deste modo uma alta eficiência deste equipamento independentemente de flutuações mais ou menos intensas que possam ocorrer na carga térmica.

As válvulas de expansão termostática (Figura 23) podem ser utilizadas em instalações com vários evaporadores (do tipo seco) ligados a uma linha de admissão comum a uma ou várias unidades condensadoras.



Figura 23 – Válvula de expansão termostática

- **Funcionamento da Válvula de expansão termostática**

O fluido frigorífero proveniente do condensador ou de um depósito de líquido é encaminhado para a entrada da válvula sendo obrigado a passar por um orifício de reduzidas dimensões. O orifício possui uma agulha que, consoante a sua posição, irá determinar o caudal de fluido que sai da válvula de expansão. A variação da posição da agulha é conseguida com auxílio de um bolbo que sente a temperatura à saída do evaporador, e consoante o seu grau de sobreaquecimento, abre ou fecha a agulha.

Deve ser dada especial atenção à colocação do bolbo da válvula uma vez que este pode condicionar o bom ou mau funcionamento da instalação. Assim, este deverá ser colocado preferencialmente sobre um troço reto horizontal do tubo de aspiração do compressor e nunca numa curva, já que, nesta situação, devido ao reduzido contacto entre a tubagem e o bolbo, a transferência de calor processa-se de modo deficiente, alterando o

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

funcionamento da válvula de expansão (Figura 24). Porém, se o bolbo tiver necessariamente de ser colocado na posição vertical, devido por exemplo à falta de espaço na tubagem horizontal, deverá ser adotada uma posição tal que o fluido refrigerante tenha um escoamento descendente e não ascendente. Neste caso, algum óleo e fluido refrigerante que tivessem ficado depositados no troço horizontal do tubo de saída do evaporador seriam arrastados descontinuamente para cima provocando fortes golpes intermitentes que provocariam oscilações na regulação da válvula.

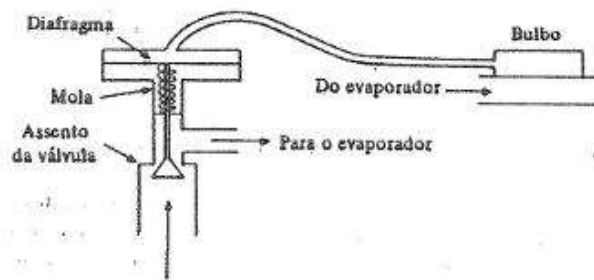


Figura 24 – Posicionamento do Bolbo (Achrnews, 2000)

- **Fluido Refrigerante R134a**

Como já referido o fluido utilizado é o R134a sendo um fluido refrigerante HFC, e como tal, não é prejudicial à camada do ozono. Este fluido refrigerante tem uma grande estabilidade térmica e química, uma baixa toxicidade, não é inflamável e é compatível com a maioria dos materiais. Este fluido refrigerante é atualmente utilizado nas Bombas de Calor. De seguida pode-se verificar o diagrama da pressão-entalpia do fluido refrigerante R134a (Figura 25).

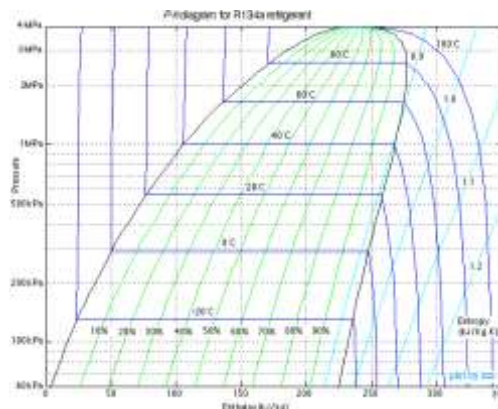


Figura 25 – Diagrama P-h do Fluido R134a (CoolPack®)

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- **Manómetro**

A medição da pressão assume grande importância na indústria sendo o manómetro de *Bourdon* uma das soluções mais frequentemente utilizadas. A patente original deste medidor foi registada por *E. Bourdon* em 1852. Este tipo de manómetro dá-nos a indicação da que pressão se encontra no fluxo. Na Figura 26 pode-se observar um manómetro de um tubo de *Bourdon*.



Figura 26 – Manómetro da instalação

- **Termómetro**

O termómetro é um aparelho usado para medir a temperatura ou as variações de temperaturas. É um instrumento composto por uma substância que possui uma propriedade termométrica, isto é, uma propriedade que varia com a temperatura (Figura 27).



Figura 27 – Termómetro da instalação

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- **Válvula de passagem.**

A válvula de passagem é um dispositivo mecânico utilizado para controlar o fluxo de fluido em tubulações. A esfera dentro do equipamento tem um orifício no meio que, quando alinhado com as extremidades da válvula permite a passagem de fluxo. Quando a válvula é fechada, o orifício fica perpendicular às extremidades da válvula e o fluxo é então interrompido, pode-se ver estas duas situações na Figura 28.



Figura 28 - Válvula de Passagem

- **Válvula Misturadora**

A válvula misturadora deve ser usada na saída de água quente sanitária AQS, em caldeiras ou sistemas solares. A funcionalidade deste componente na instalação é evitar a passagem de água a temperaturas superiores às de consumo (limitação ideal, aproximadamente 45°C) evitando deste modo o perigo de queimaduras e aumentando simultaneamente o rendimento do sistema.

Em caldeiras a lenha a temperatura da água normalmente é estabilizada a 70 ° C, usando os dispositivos de controlo corretos. Nos sistemas solares as temperaturas podem ser muito superiores, em especial no verão. Se a água quente em excesso não for consumida, a temperatura pode chegar a mais de 100° C podendo provocar queimaduras graves no utilizador.

Pressão máxima = 10 bar

Pressão de trabalho = 0,2 - 5 bar

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

Regulação da temperatura = 30°C a 65°C

Temperatura máxima de trabalho = 110°C



Figura 29 – Válvula misturadora

- **Válvula de Segurança**

Este tipo de válvulas de segurança protege os termoacumuladores contra a supressão da água quando esta aquece, tendo efeito na dilatação conforme a temperatura registada, contudo o seu volume pode crescer cerca de 3%.

O sifão é especialmente fabricado para encaixar-se sobre as válvulas de segurança, e deve ser ligado aos esgotos para evacuar a água que sai do termoacumulador (Figura 30). O objetivo deste componente consiste na eliminação do excesso de água. A válvula de segurança é acionada a partir de uma pressão de 7 bar, libertando o excesso da água para os esgotos. O aconselhável é a pressão estar abaixo de 7 bar, caso contrário haverá uma perda de água constante (fio de água a correr), sendo sempre necessário a existência de uma válvula de segurança num termoacumulador.



Figura 30 – Válvula de Segurança

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- **Vaso de Expansão**

O vaso de expansão (Figura 31) permite absorver as variações de pressão, no circuito primário produzidas pela dilatação da água ao ser aquecida. Pode ser aberto ou fechado, dependendo da sua exposição ou não ao ar ambiente.



Figura 31 – Vaso de Expansão

3.4 Descrição experimental

De forma a reter conclusões sobre os ensaios experimentais, seus procedimentos e metodologia foram realizados diversos ensaios, nomeadamente ensaios de acordo a norma EN16147, estes com um determinado perfil de carga, seguindo de ensaios sem qualquer norma, nem perfil, sendo estes, para obter conclusões sobre as perdas estáticas do sistema instalado. Foram ainda realizados ensaios de acordo à necessidade, ou seja, uma extração de manhã e outra ao fim do dia. Os perfis de carga em todos ensaios é aproximadamente 240 litros de água de forma a ser idêntica a sua energia útil ou energia de referência (Q_{ref}).

3.4.1 Perdas estáticas

Estes ensaios são realizados com o objetivo de obter as perdas da Bomba de Calor, nomeadamente as perdas estáticas. Estes deve-se a verificação da perda de energia e da inabilidade de manter a água quente a 55°C no termoacumulador. Os ensaios terão a duração de 24 horas onde é registada a energia elétrica consumida. Esta energia elétrica consumida será considerada, como sendo, as perdas estáticas.

$$\text{Perdas estáticas}_{\text{Bomba de Calor}} = \text{Energia eléctrica consumida}$$

Os valores esperados para estes ensaios deve ser o mínimo possível, pois quando maior for o valor, maior serão as perdas estáticas. Os valores das perdas estáticas é apresentada no capítulo 4, tendo por base, o valor médio dos ensaios realizados sem consumo de água.

3.4.2 Determinação do COP e SPF

Para determinar o COP da bomba de calor teve-se de recorrer a um modo de cálculo mais rápido e eficiente, as “*Thermotables*” (Woodbury, Taylor, Chappell, & Mahan, 2011). Este modo de cálculo é muito importante para a investigação e para os cálculos do COP da bomba de calor, uma vez que sem ele, seria mais difícil e demorosa a determinação do

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

desempenho da bomba de calor como do respetivo ciclo de compressão ao longo das 24 horas.

Os registadores de temperatura, pressão e energia são programados para registar os valores minuto a minuto. Estes dados são exportados para folha de cálculo possibilitando assim com a ajuda das “*Thermotables*” o cálculo para a entalpia, como de outros dados importantes, nomeadamente a radiação solar e o consumo de potência elétrica. Com a equação 8 consegue-se determinar o COP a cada minuto, tendo assim uma maior sensibilidade e análise do desempenho da bomba de calor.

Para determinação do SPF é utilizado uma folha de cálculo onde se efetuou a análise do fator desempenho sazonal (SPF) do sistema termodinâmico. Este cálculo tem como objetivo analisar a eficiência energética da bomba de calor. Com a ajuda do registador de potência conseguiu-se verificar o consumo diário da energia elétrica, ou seja, o W_{EL-TC} , e cumprindo com um perfil de carga sabemos a energia útil, ou seja, o Q_{TC} . Com estas duas energias e através da equação 12 conseguimos determinar o SPF da bomba de calor.

3.4.2.1 1º Ensaio (Realizado de acordo a EN16147)

Para realização dos ensaios experimentais existe a necessidade de seguir a mesma metodologia para cada ensaio, isto é, como já indicado existem 5 ciclos de extração diferentes (S, M, L, XL, XXL). O ciclo de extração utilizado para este estudo foi o ciclo L. Este perfil de carga (Tabela 12) é baseado pela norma EN16147 tendo sido adaptado ao nosso estudo.

Tabela 12 – Perfil de Carga

| Horas de Ensaio | Energia (kWh) | Consumo Agua (Litros) | Consumo Agua (m ³) | Tempo de Abertura (Segundos) |
|-----------------|---------------|-----------------------|--------------------------------|------------------------------|
| 07:30 | 1,715 | 36 | 0,03615 | 428 |
| 08:30 | 3,920 | 84 | 0,08420 | 600 |
| 09:30 | 0,210 | 5 | 0,00476 | 95 |
| 10:30 | 0,105 | 2 | 0,00240 | 48 |
| 11:30 | 0,210 | 5 | 0,00487 | 97 |
| 12:30 | 0,315 | 8 | 0,00808 | 121 |
| 13:30 | 0,000 | 0 | 0,00000 | 0 |
| 14:30 | 0,105 | 3 | 0,00273 | 55 |
| 15:30 | 0,105 | 3 | 0,00282 | 56 |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

| | | | | |
|---------|--------|---------|---------|------|
| 16:30 | 0,105 | 3 | 0,00282 | 56 |
| 17:30 | 0,000 | 0 | 0,00000 | 0 |
| 18:30 | 0,315 | 8 | 0,00780 | 52 |
| 19:30 | 0,105 | 3 | 0,00260 | 52 |
| 20:30 | 0,735 | 18 | 0,01815 | 272 |
| 21:30 | 3,710 | 91 | 0,09056 | 579 |
| 24HORAS | 11,655 | 267,936 | 0,268 | 2513 |

Este perfil de carga/extração tem a duração de 24 horas, que está distribuído de seguinte ordem:

- Das 00:00 às 06:59: ausência de tiragem de água;
- A partir das 07:00: tiragem de água em função do perfil de carga declarado verificar Tabela 12;
- Do fim da última tiragem (21:30) até às 24:00: ausência de tiragem de água;

Este ciclo vai ao encontro da necessidade diária de uma habitação no qual a descarga será maior nas horas de banho (de manhã e a noite) como se verifica nos gráficos seguintes:

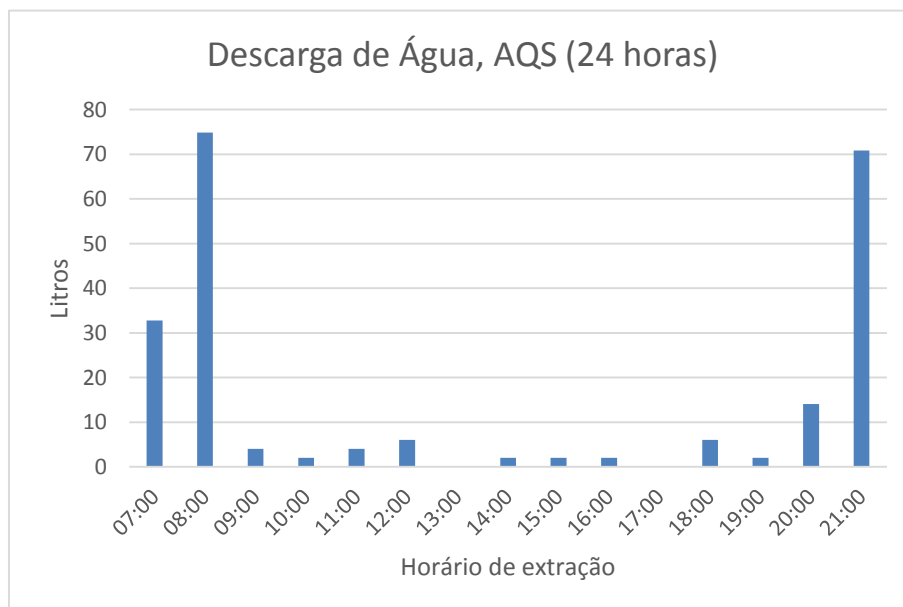


Gráfico 1 – Extração de Água (AQS) ensaio de acordo a norma EN16147

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

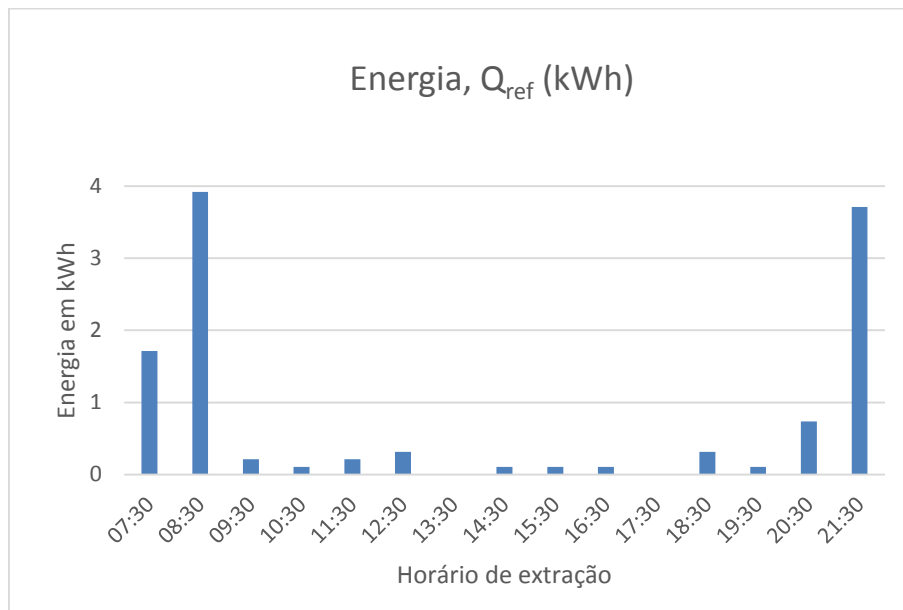


Gráfico 2 - Energia útil de referência, Q_{ref}

Foram realizados 4 ensaios conforme o perfil de carga representado, de forma a conseguir obter uma conclusão mais exata dos dados recolhidos, tendo como objetivo, comparar os ensaios efetuados. Esta confrontação é nos permitida devido a energia de referência (Q_{ref}) ser a mesma. Deste modo torna-se evidente os outros fatores que podem influenciar os resultados obtidos, são essencialmente os fatores de condições atmosféricas e a radiação solar.

3.4.2.2 2º Ensaio (Perfil de extração diferente)

No ensaio anterior (segundo a norma EN16147) é realizado com o consumo constante de água (perfil de carga), sendo efetuadas extrações sucessivas. No ensaio de utilização de AQS definido serão efetuadas apenas duas descargas de água de forma a estudar a existência de uma maior eficiência energética. Este ensaio tem o mesmo consumo de água que os ensaios segundo a norma EN16147 (Perfil de Carga “L”) sendo apenas alterado as horas de consumo da água, sendo efetuado uma descarga de manhã (8h30min) e outra à noite (20h30min). No gráfico seguinte pode-se verificar as duas extrações de água.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

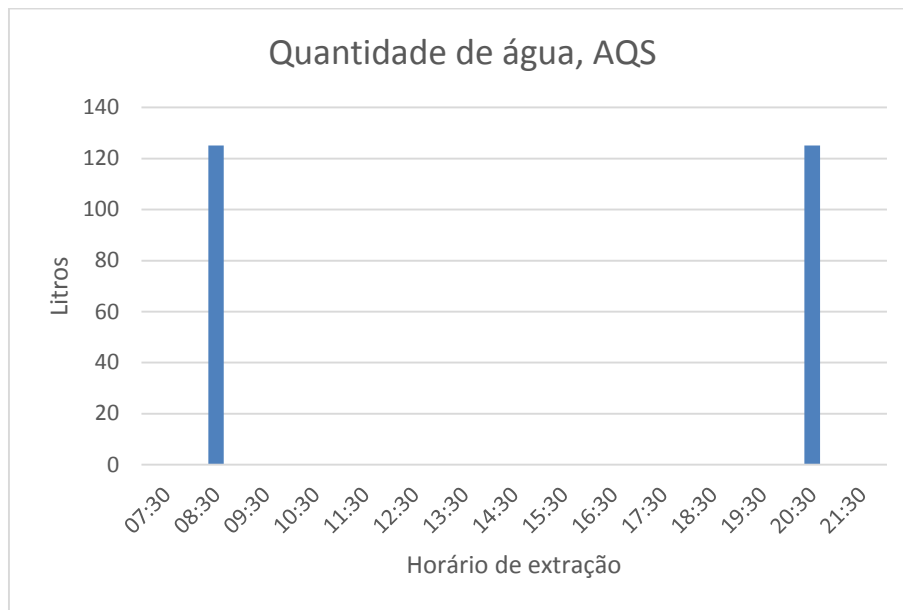


Gráfico 3 - Extração de água (AQS)

No gráfico seguinte verifica-se a energia útil de referência (Q_{ref}) que no final do ciclo diário terá um total de 11,655kWh, o mesmo que no ensaio segundo o perfil de carga “L” (EN16147). Este ensaio é realizado com o intuito de poder analisar e comparar os valores obtidos, tendo em vista, a comprovação de um aumento da eficiência do sistema termodinâmico.

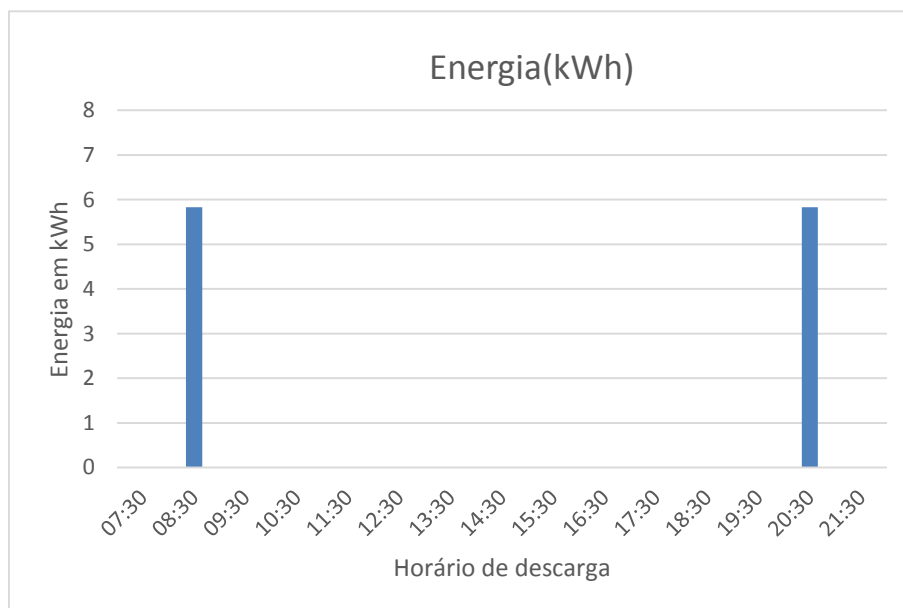


Gráfico 4 - Energia útil, Q_{ref}

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

Este ensaio foi realizado com o intuito de abranger alguns potenciais utilizadores da bomba de calor, por forma a verificarem a sua utilização e rentabilização deste produto nas suas vidas. Este ensaio foi realizado a “pensar” em utilizadores que apenas utilizem e desfrutem das suas habitações de manhã e a noite, havendo apenas registo de consumo de água nestas horas, estando durante todo o dia ausente das suas habitações.

3.4.2.3 3º Ensaio (menor extração de água quente)

Nos ensaios anteriores foram realizados com o mesmo consumo de água (perfil de carga “L”), neste ensaio é extraído uma menor quantidade de água de forma a estudar a existência de uma maior eficiência energética. Com este ensaio a energia útil (Q_{ref}) é diferente aos outros ensaios. Neste ensaio é alterado a descarga de água total, que será de 120 litros durante as duas extrações do dia, uma será efetuada às 8h30 e a outra será às 18h30. Com este ensaio temos uma energia útil menor. No gráfico seguinte pode-se verificar as duas extrações de água ao longo do dia como da energia útil.

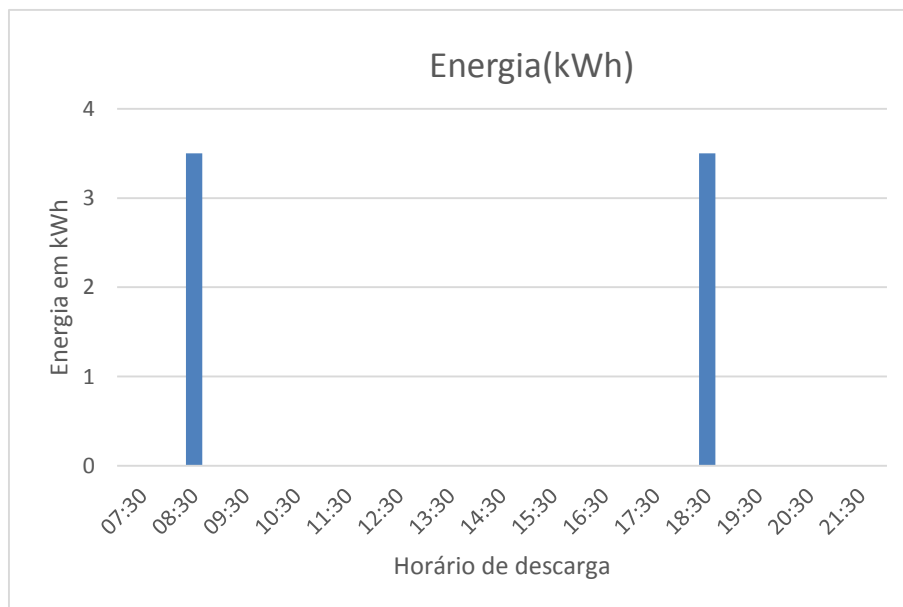


Gráfico 5 - Extração de água (AQS)

No gráfico seguinte verifica-se a energia útil de referência (Q_{Ref}) que no final do ciclo diário terá um total de 7 kWh. Este ensaio foi realizado com o intuito de poder analisar e

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

comparar os valores obtidos no 1º e 2º ensaios, tendo como objetivo verificar o comportamento e eficiência energética da bomba de calor.

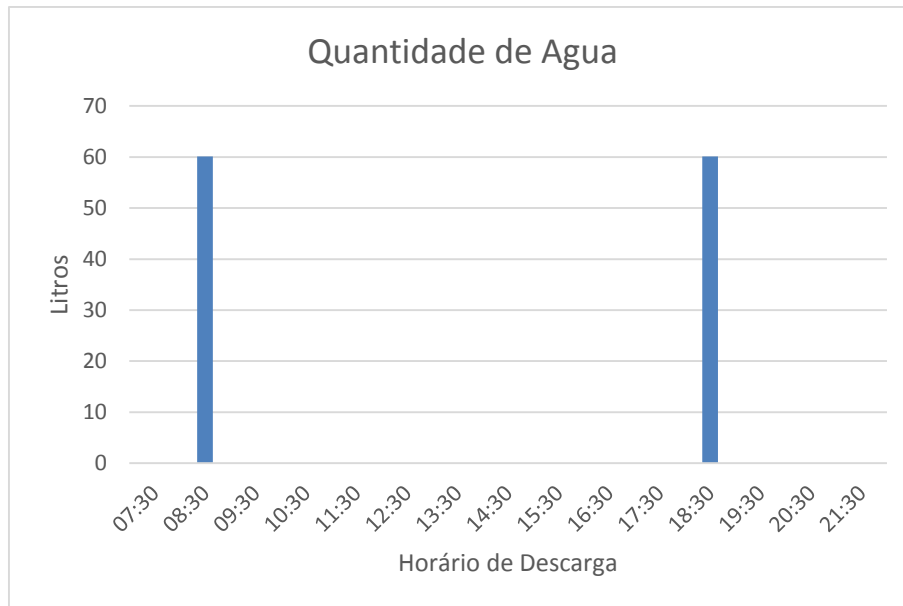


Gráfico 6 - Energia útil, Q_{ref}

Este ensaio foi realizado, por forma a verificar a utilização do sistema em menores quantidade. Sendo que a capacidade desde termoacumulador é de 300 litros e só se irá utilizar a quantidade de 120 litros de AQS no ciclo diário.

4. Apresentação e discussão dos resultados

Neste capítulo apresenta-se e discute-se os resultados obtidos. Para tal foi utilizado folhas de cálculo como da ajuda das “*Thermotables*” (Woodbury, Taylor, Chappell, & Mahan, 2011). Este suplemento do Excel® é muito importante para a investigação e para os cálculos do COP da bomba de calor, é essencial para determinar o desempenho da bomba de calor como do respetivo ciclo de compressão ao longo das 24 horas de cada ensaio.

Para obtenção de dados, os ensaios foram realizados em diversos dias de forma a poder analisar a eficiência da bomba de calor. Os resultados obtidos serão discutidos e analisados conforme a classificação dos ensaios descritos anteriormente. Como os ensaios têm a duração de 24 horas, conseguiu-se calcular o SPF diário e analisar o COP da bomba de calor.

4.1 Perdas estáticas

Os primeiros ensaios efetuados foram sem perfil de carga, ou seja, sem consumo de água. Estes ensaios tiveram como base de verificar o consumo de energia elétrica consumida durante 24 horas para manter a água (AQS) à temperatura desejável (55°C). Durante este ensaio a energia elétrica consumida irá corresponder às perdas estáticas que o sistema termodinâmico tem, isto é, as perdas do sistema como um todo.

Na Tabela 13 está representado o registo de potência elétrica diária de um ensaio realizado sem o perfil de carga. Nesta tabela, pode-se verificar que os valores referentes à potência variam de dia para dia. Esta variação deve-se a fatores, tais como, diferenças de temperaturas bem como a radiação solar.

Tabela 13 – Energia elétrica consumida, W_{TC} .

| Data do Ensaio | 27/12/2015 | 5/01/2016 | 10/01/2016 | 28/01/2016 | 09/02/2016 |
|----------------------------|------------|-----------|------------|------------|------------|
| Energia Elétrica Consumida | 5,20kWh | 5,89kWh | 5,64kWh | 6,01kWh | 8,23kWh |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

Na Tabela 13 verifica-se os valores dos diversos ensaios elaborados, assim pode-se verificar e concluir as perdas estáticas registadas em cada dia. Posto isto, assume-se que o valor médio de perdas estáticas é de 6,19 kWh.

No Gráfico 7 pode-se analisar o consumo de potência elétrica consumida (kW) ao longo de um ciclo diário (24horas). Este gráfico permite ter uma noção das perdas estática do sistema termodinâmico. Durante este ciclo verifica-se que o sistema termodinâmico exercer um trabalho quase contínuo para manter a água quente (AQS) a temperatura desejável (55°C).

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

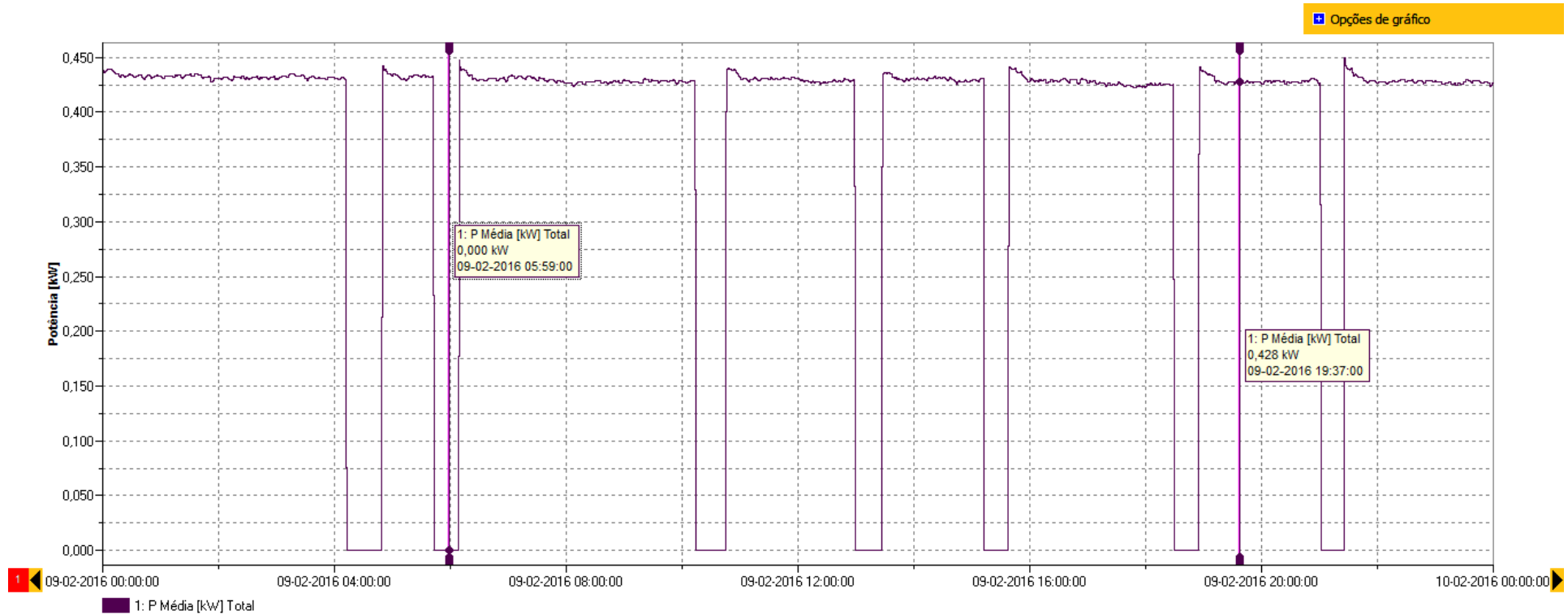


Gráfico 7 – Consumo de potência elétrica. (FLUKE)

4.2 Análise do ciclo de compressão da Bomba de Calor (COP)

Neste subcapítulo encontra-se os resultados obtidos relativamente ao COP, analisando os métodos de incerteza experimental e tendo em consideração os erros de medição.

4.2.1 Incerteza Experimental

Como é de esperar num procedimento experimental tem-se de ter em consideração os erros de medições dos instrumentos, tendo uma incerteza nos resultados. Desde modo, teve-se de realizar um estudo aos vários métodos existentes de incertezas experimentais (Holman, 2001). Desde estudo realizado, obteve-se por o método mais preciso para estimar a incerteza dos resultados tendo sido apresentado por Kline & McClintock (January 1953). Este método é baseado numa especificação cuidadosa das incertezas nas medições experimentais.

No cálculo do COP, as incertezas de medição são baseadas em variáveis como por exemplo a temperatura e a Pressão para cálculo da entalpia. Através destas variáveis podemos verificar a incerteza experimental, uma vez que existe erros de medição em cada instrumento. De seguida é apresentado o cálculo da incerteza do COP segundo o método acima referido:

$$\text{COP} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (13)$$

Sabendo que,

$$Ah_2 = 1 \quad ; \quad Ah_3 = 1 \quad ; \quad Ah'_2 = -1 \quad ; \quad Ah_1 = -1$$

Então,

$$\frac{w_{COP}}{COP} = \sqrt{\left(\frac{A_{h2} * W_{h2}}{h_2}\right)^2 + \left(\frac{A_{h3} * W_{h3}}{h_3}\right)^2 + \left(\frac{A_{h'2} * W_{h'2}}{h'_2}\right)^2 + \left(\frac{A_{h1} * W_{h1}}{h_1}\right)^2} \quad (14)$$

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

Substituindo pelas variáveis (Pressão e Temperatura) obtém-se,

$$\frac{w_{COP}}{COP} = \sqrt{(1)^2 \left(\frac{1}{82}\right)^2 + (1)^2 \left(\frac{4,05}{810}\right)^2 + (1)^2 \left(\frac{4,05}{810}\right)^2 + (-1)^2 \left(\frac{1}{90}\right)^2 + (-1)^2 \left(\frac{4,05}{810}\right)^2 + (-1)^2 \left(\frac{1}{28}\right)^2 + (-1)^2 \left(\frac{0,76}{141}\right)^2}$$

$$\leftrightarrow \frac{w_{COP}}{COP} = 0.040592$$

$$\leftrightarrow w_{COP} = 0.040592 * 4.24 = 0.17211 \approx 0.17 \text{ (aproximadamente 4\% do COP)}$$

Tabela 14 – Incerteza experimental do COP

| Data Ensaio | Δ COP (24Horas) | ERRO |
|-------------|------------------------|-------------|
| 22/01/2016 | 4,10 | ± 0.166 |
| 26/01/2016 | 4,34 | ± 0.176 |
| 29/01/2016 | 4,24 | ± 0.172 |
| 02/02/2016 | 4,37 | ± 0.177 |

Esta tabela foi obtida através das equações acima descritas onde podemos verificar que quanto maior o COP maior será o erro.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

4.2.1.1 1º Ensaio (realizado de acordo a norma EN16147)

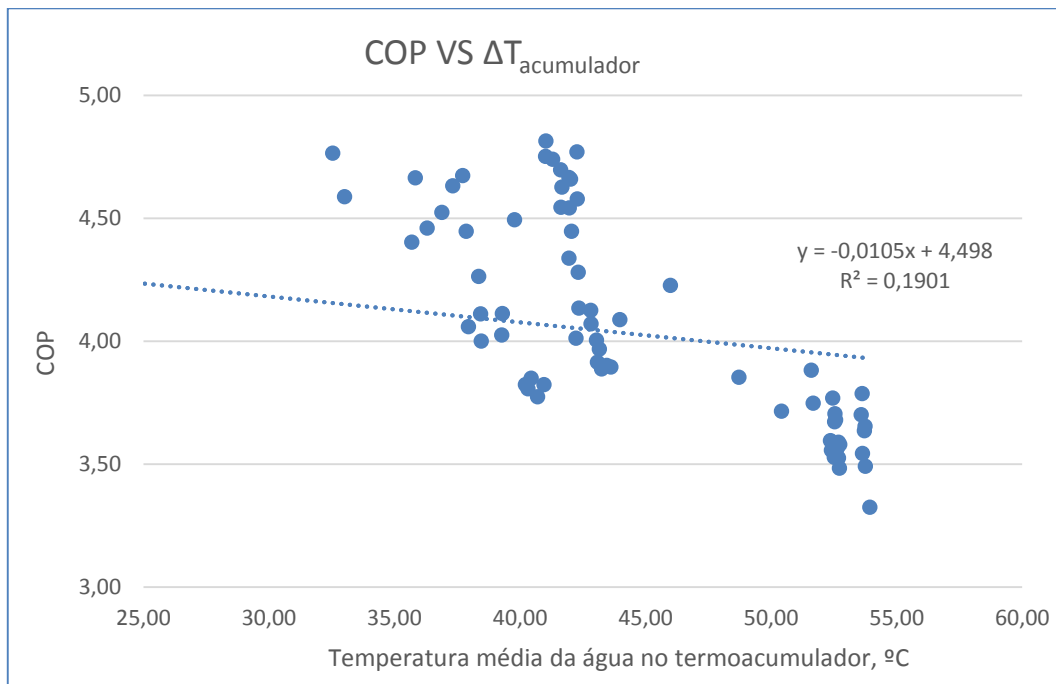


Gráfico 8 – COP VS $\Delta T_{\text{acumulador}}$ (EN16147)

Neste Gráfico 8 pode-se verificar o COP e a variação da temperatura do termoacumulador dos 4 ensaios realizados de acordo a norma. Com este gráfico verifica-se que quanto maior for o COP menor será a temperatura média do termoacumulador, verificando-se também o inverso, em que o COP é menor quando a temperatura média do termoacumulador é maior (estando próximo do ponto desejável 55°C). Assim concluiu-se que a bomba apresenta maior eficiência quando a temperatura média do termoacumulador é menor, pois têm-se um COP superior. Verifica-se ainda que a linha da tendência não difere em valores muito significativos, contudo no anexo B pode-se verificar esta análise para cada ensaio realizado, sendo mais perceptível a relação existente entre o COP e a variação da temperatura do termoacumulador. Se substituir o x pela temperatura do termoacumulador instantânea na equação dada pela reta da tendência obtém um valor aproximadamente do COP.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

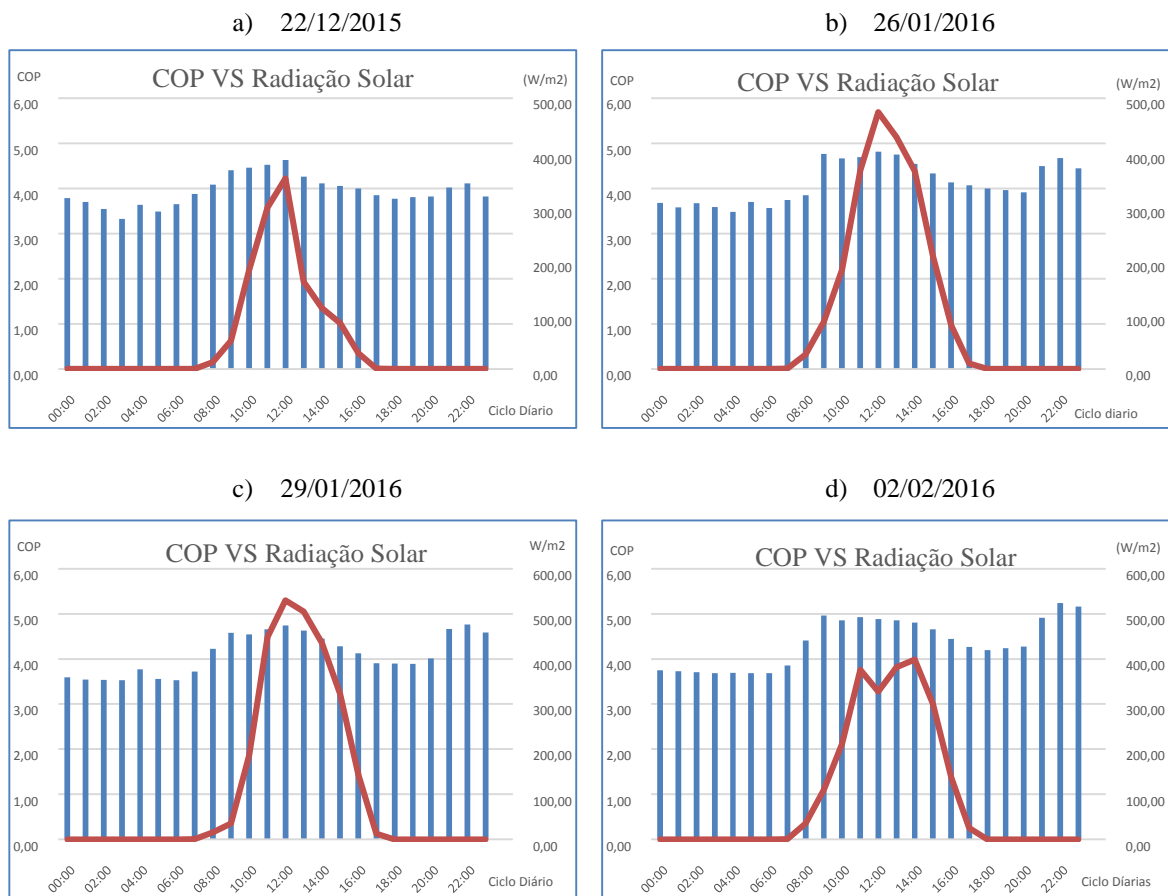


Gráfico 9 – Análise do COP VS Radiação Solar.

Os gráficos acima representados dizem respeito à radiação solar – COP. Esta análise é importante pois é um dos fatores que irá ter sempre alguma influência na determinação da eficiência da Bomba de Calor. O ensaio realizado onde houve maior radiação solar foi o dia 29/02/2016, seguido do dia 26/01/2016. Nestes dias, verifica-se que o COP foi elevado quando a radiação atingiu o seu máximo. Contudo no dia 02/02/2016 verifica-se a existência de pouca radiação solar e o COP é equivalente aos restantes ensaios efetuados, esta variação deve-se ao estado de tempo, onde se verificou céu nublado, não existindo assim nenhuma relação coerente neste ensaio.

No ensaio 02/02/2016 a radiação foi inferior mas a temperatura foi equivalente aos restantes ensaios, como se verifica no Gráfico 9 (d), daí o COP ser elevado apesar de pouca radiação.

Nas situações em que a radiação é maior verifica-se uma maior troca de calor no processo ocorrido no evaporador. Deste modo o compressor realizará um menor esforço, tornando

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

assim o COP mais elevado, consumindo menor energia obtendo uma bomba de calor mais eficiente.

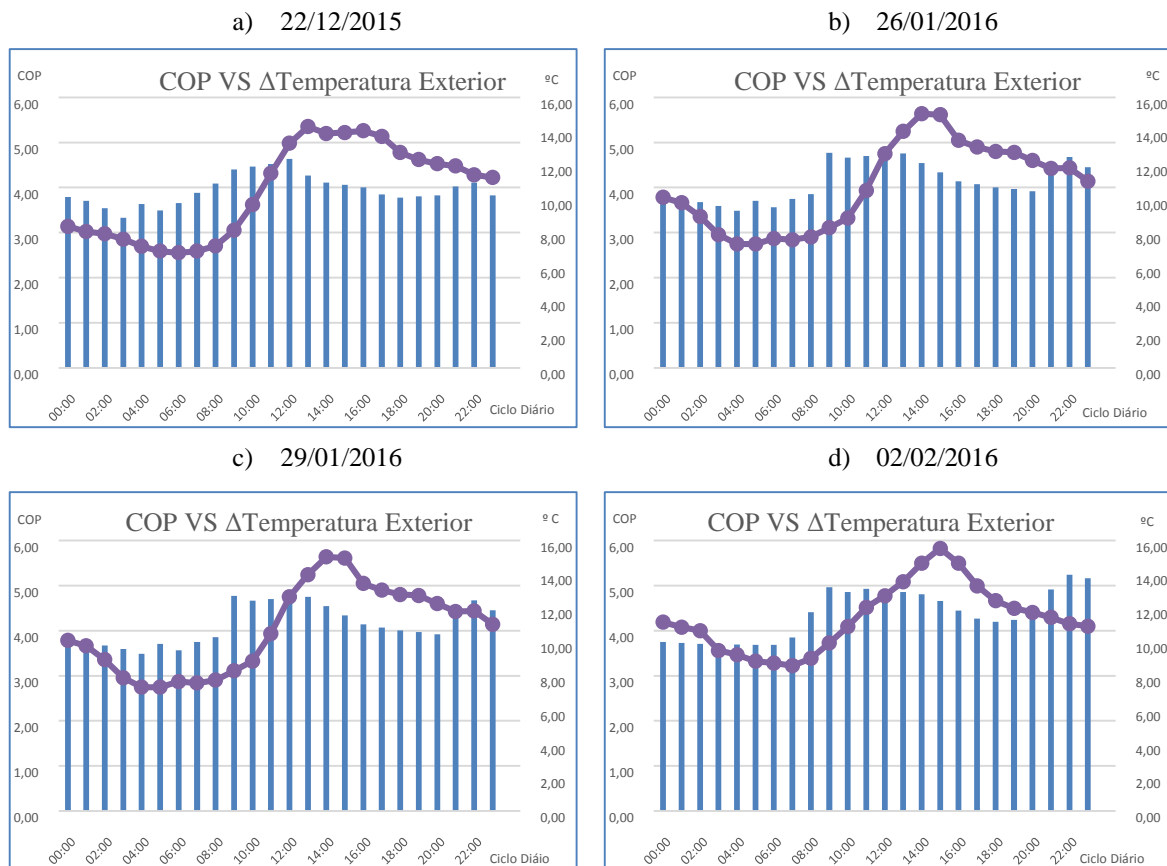
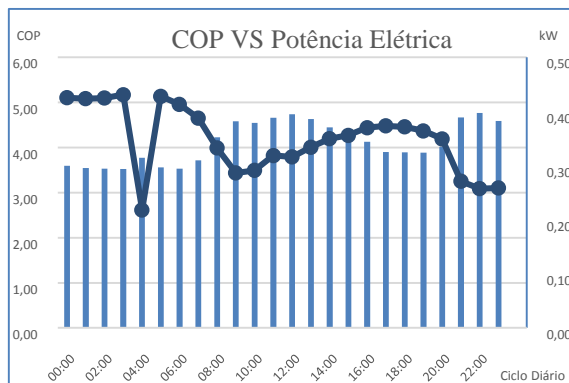


Gráfico 10 - Análise do COP VS Δ Temperatura Exterior.

Nestes gráficos analisa-se a temperatura exterior em relação ao COP obtido. Verifica-se pouca evidência que a temperatura poderá influenciar o COP obtido, contudo com o aumento da temperatura e com o consumo de água de manhã o COP tende a aumentar, o mesmo ocorre quando existe consumo de água à noite, estando a temperatura exterior a diminuir, daí ser pouco conclusivo quanto a influência da temperatura no valor do COP.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

a) 29/01/2016



b) 02/02/2016

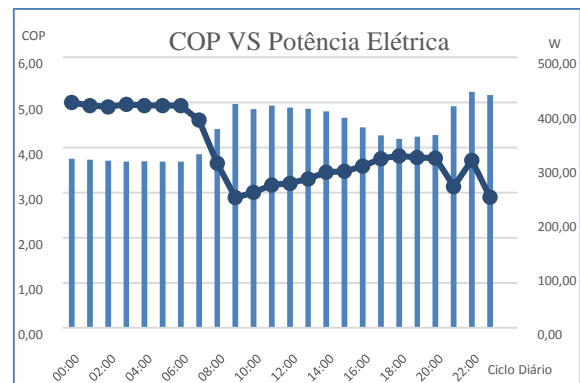


Gráfico 11 - Análise do COP VS Potência Elétrica.

Os gráficos acima observados dizem respeito ao consumo de potência em relação ao COP. No ensaio realizado no dia 29/01/2016, constata-se que houve uma diminuição significativa de consumo de potência, isto deve-se ao facto que a temperatura desejável no termoacumulador (55°C) foi atingida e que não houve necessidade de trabalho nem de tanto esforço da bomba de calor para manter a temperatura da água.

Contudo no ensaio realizado no dia 02/02/2016, não se verifica nenhuma redução drástica do consumo de potência, mas verifica-se de igual modo uma redução deste consumo, sendo aumentado lentamente ao longo do dia para manter o nível de temperatura da água desejável (55°C). Concluiu-se ainda que quando a potência é 450W, o COP é menor, e quando houve a redução de consumo de potência para aproximadamente 300W, o COP aumentou significativamente. Este aumento deve-se a consumo de água, verificando uma diminuição da sua temperatura no termoacumulador, deste modo existe uma maior transferência de calor originando um COP superior.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

4.2.1.2 2º Ensaio (Perfil de extração diferente)

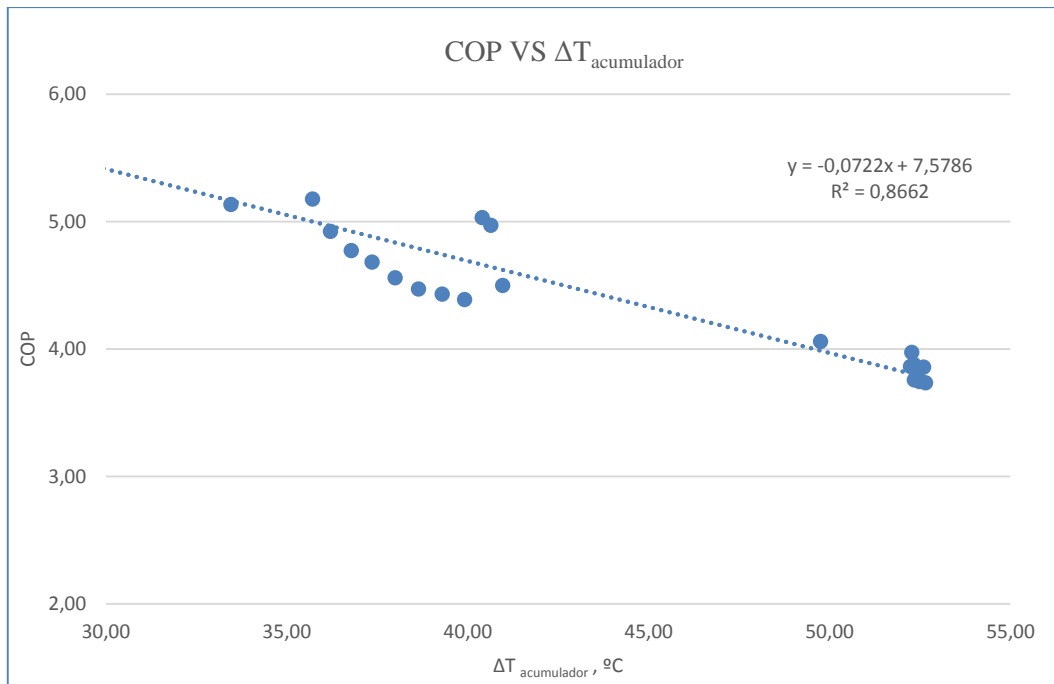


Gráfico 12 - Análise COP VS $\Delta T_{\text{acumulador}}$ (2ºEnsaio)

Neste ensaio é efetuada uma análise semelhante à realizada no ensaio de acordo com a norma EN16147, podendo concluir de igual modo, que quanto menor for a temperatura, maior é o COP, e o contrário também se verifica. Neste gráfico verifica-se a equação que define o COP, bem como o R^2 . Nesta análise o R^2 é 0.8662, o que é bom, pois está próximo de 1. Deste modo, obteve-se um COP mais próximo da realidade quando utilizada a equação definida pela reta da tendência, na substituição do valor da temperatura na equação para obtenção do COP. Comparando o gráfico 12 com o gráfico 8 da análise anterior pode-se verificar que existe uma menor dispersão dos valores do COP, estando a reta da tendência melhor representada, o que implica o R^2 melhor.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

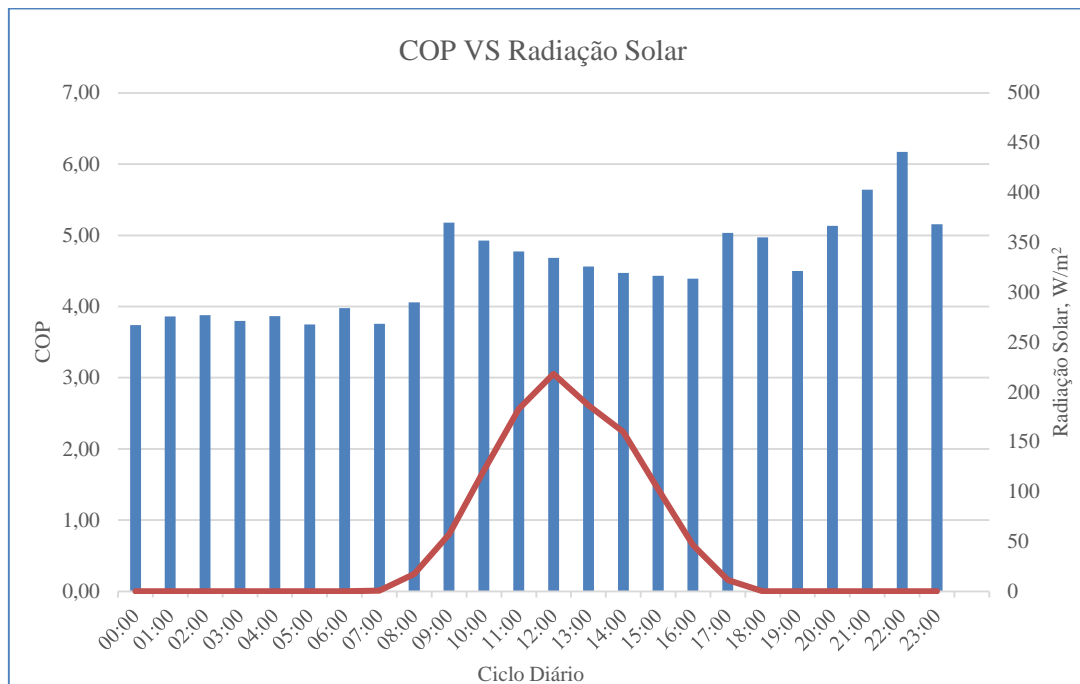


Gráfico 13 - Análise COP VS Radiação Solar

O Gráfico 13 diz respeito à radiação obtida em relação ao COP no ensaio realizado no dia 11/02/2016. Aqui verifica-se que houve pouca radiação solar, contudo no pico da radiação solar não se verifica que este influenciou o valor do COP, uma vez que o COP não aumentou. Posto isto, a radiação solar neste ensaio não se mostra significativa na obtenção do valor do COP, pois o tempo meteorológico não estava a favor desta análise.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

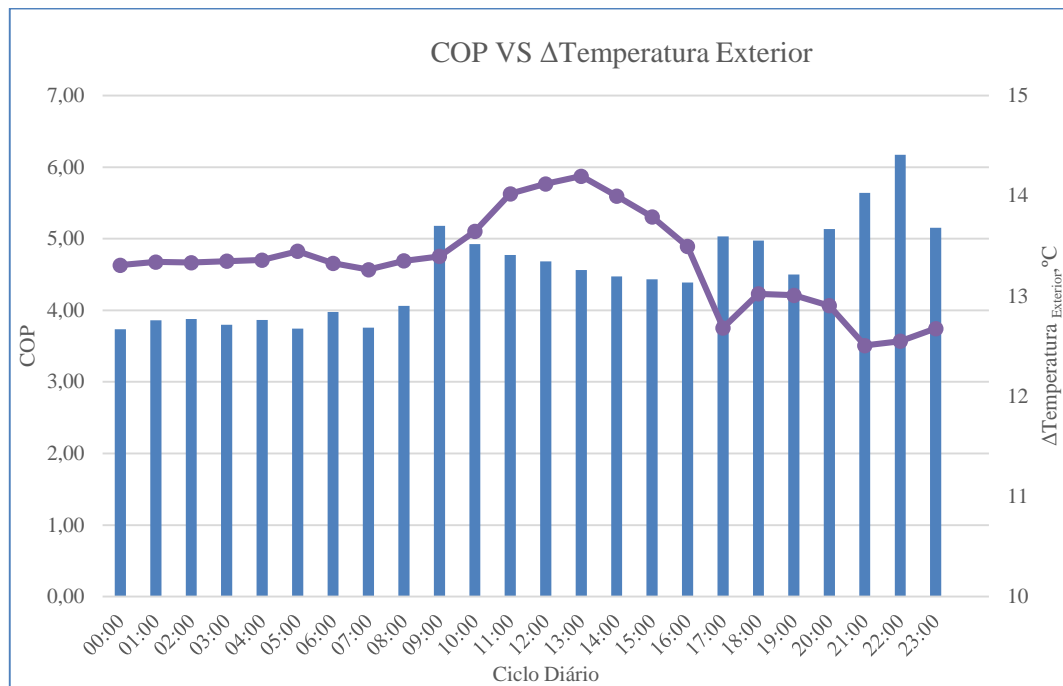


Gráfico 14 - Análise COP VS ΔTemperatura Exterior

Neste gráfico analisa-se a temperatura do ar exterior em relação ao COP. Aqui pode-se constatar que durante o ensaio de 24 horas, houve muitas variações a nível da temperatura exterior, isto deve-se ao facto de o ensaio ter sido realizado num dia com precipitação elevada, o que na regra geral acaba por se traduzir em temperaturas um pouco mais elevadas (aquando da precipitação).

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

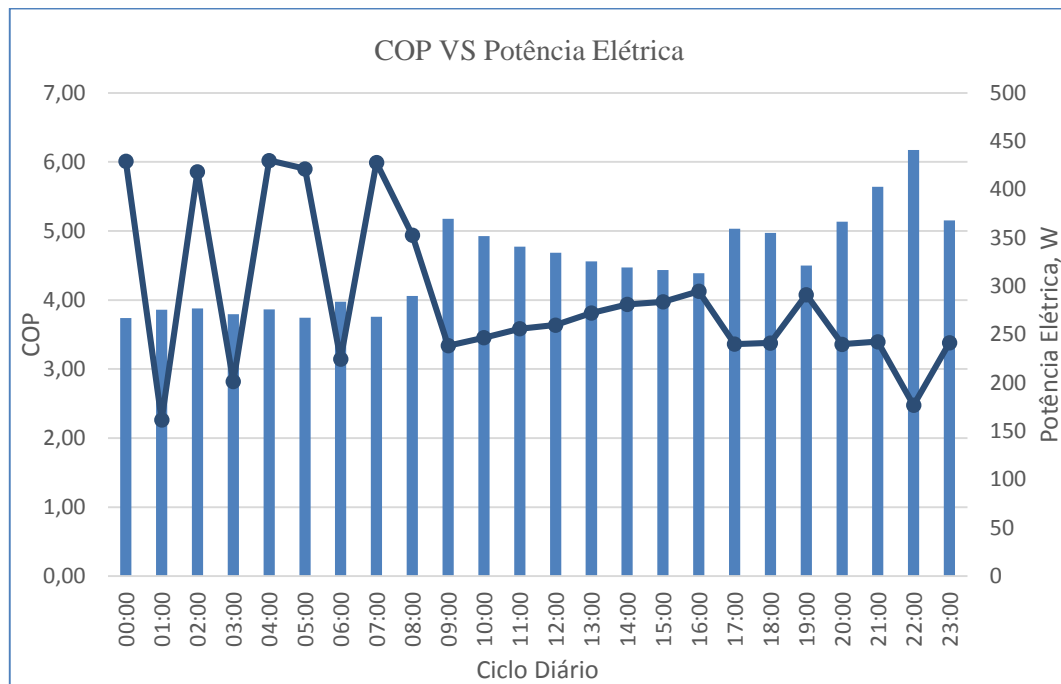


Gráfico 15 - Análise do COP VS Potência Elétrica.

Neste Gráfico 15, pode-se analisar e concluir que existiu diversas quebras de consumo de potência ao longo do ensaio de 24h, em especial das 00:00h às 09:00h. Estas reduções de energia traduz em parte uma maior eficiência da bomba de calor, uma vez que não foi necessário tanto trabalho contínuo por parte da bomba de calor para manter a temperatura da água desejada no termoacumulador (55°C). Após a última quebra de consumo de potência, verifica-se um aumento lento ao longo do dia, para que a água cumpra sempre o requisito essencial de temperatura a 55°C.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

4.2.1.3 3º Ensaio (menor extração de água quente)

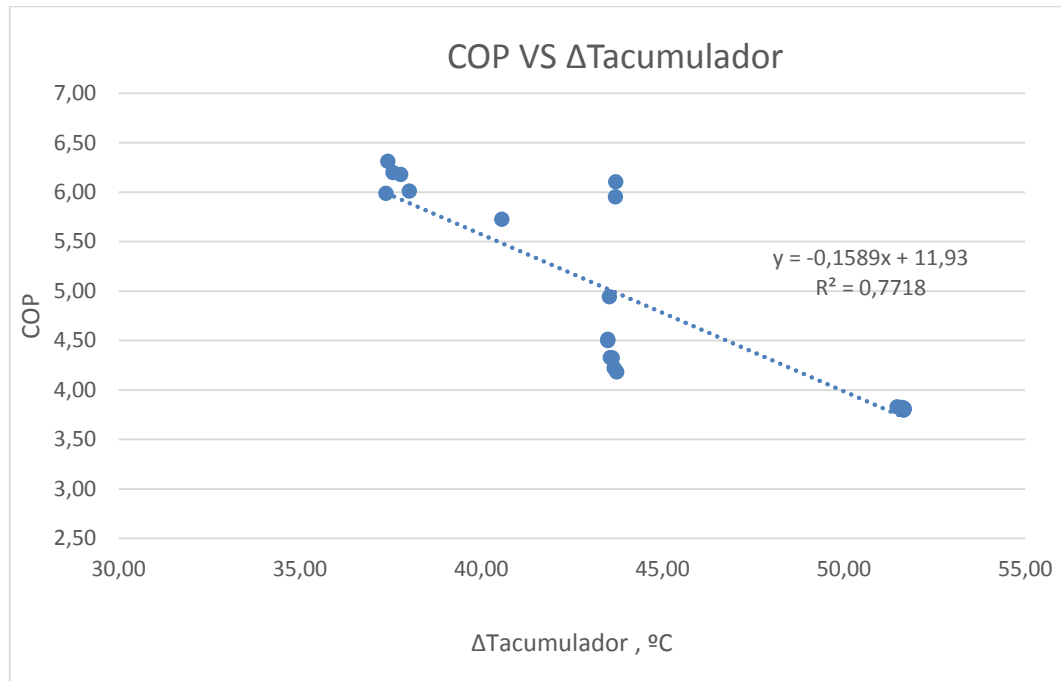


Gráfico 16 - Análise COP VS $\Delta T_{\text{acumulador}}$ (3ºEnsaio)

Neste ensaio é efetuada uma análise semelhante à realizada nos ensaios anteriores, podendo concluir de igual modo, que quanto menor for a temperatura, maior é o COP, o inverso também se verifica. Neste gráfico verifica-se a equação que define o COP, bem como o R^2 . Nesta análise o R^2 é 0,7718, obtendo um COP mais próximo da realidade quando utilizada a equação definida pela reta da tendência.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

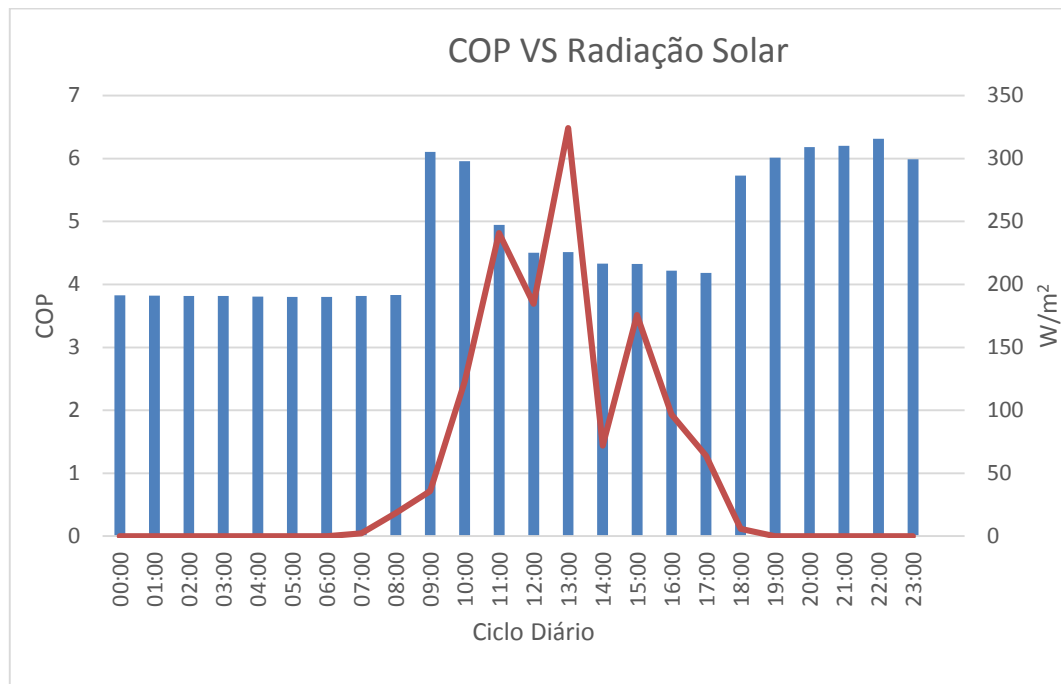


Gráfico 17 - COP VS Radiação Solar

O Gráfico 17 diz respeito à radiação obtida em relação ao COP no ensaio realizado no dia 24/02/2016. Aqui verifica-se que houve pouca radiação solar (Máxima $320 W/m^2$), contudo no pico da radiação solar não se verifica que este influenciou o valor do COP, uma vez este não aumentou. Posto isto, a radiação solar neste ensaio não se mostra significativa na obtenção do valor do COP, pois o tempo meteorológico não estava a favorável a esta análise.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

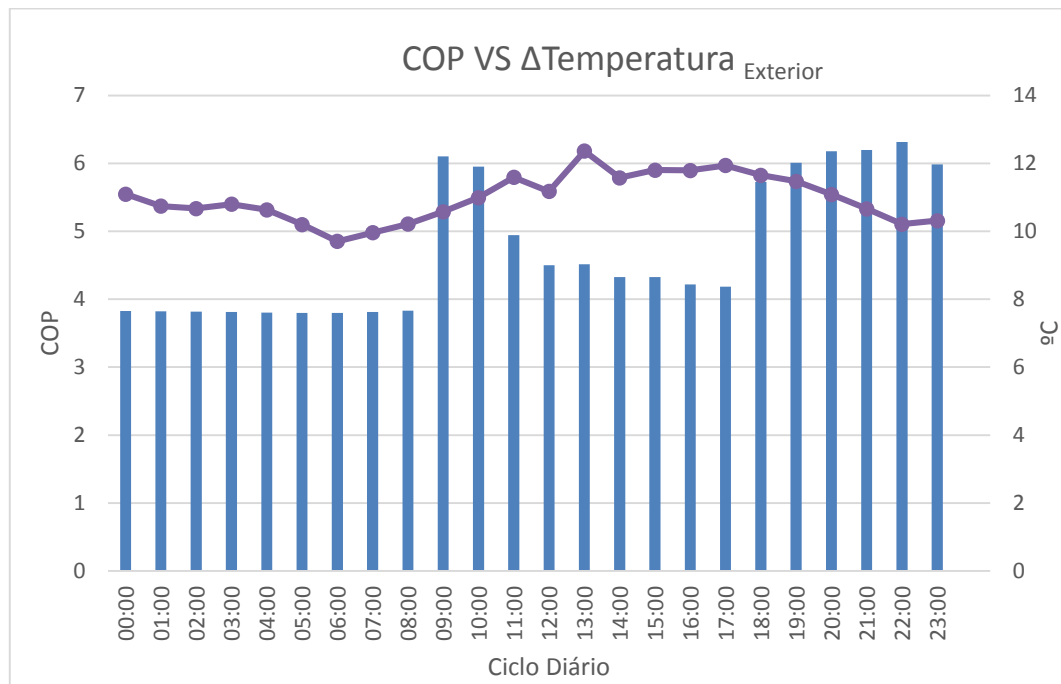


Gráfico 18 - COP VS Δ Temperatura Exterior

Neste gráfico analisa-se a temperatura do ar exterior em relação ao COP. Aqui pode-se constatar que durante o ensaio de 24h, houve ligeiras variações a nível da temperatura exterior. Neste ensaio também verificamos que não ocorreu nenhuma alteração significativa no COP no período em que se verificou o registo da temperatura mais elevada do ensaio realizado (aproximadamente 12°C). A maior variação registada do valor do COP está relacionada com a extração de água durante o referido ensaio.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

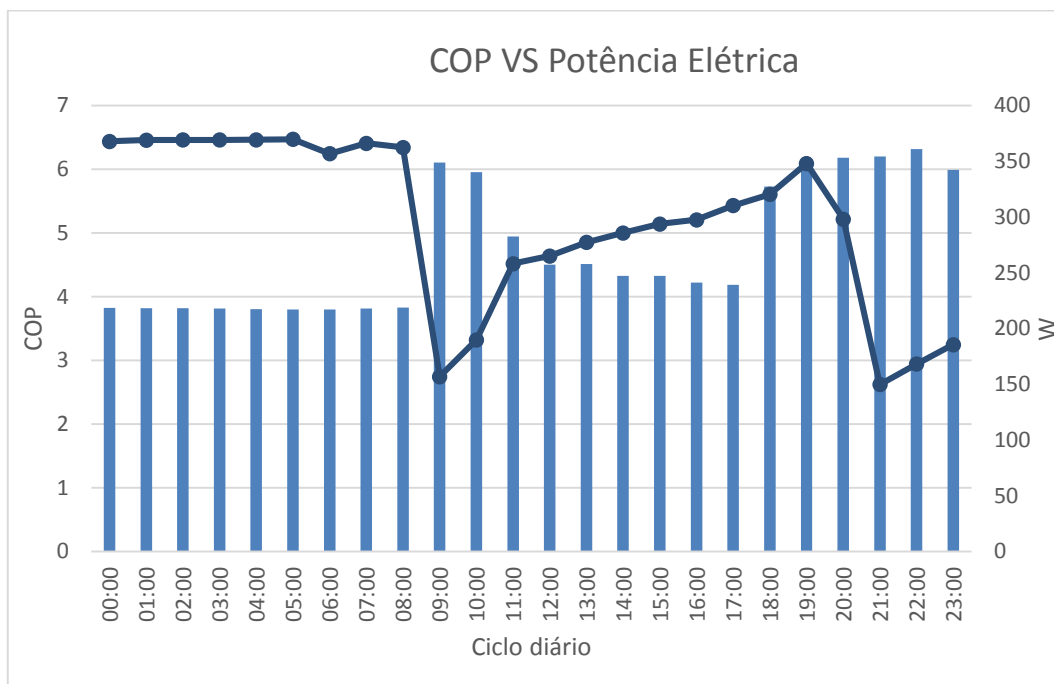


Gráfico 19 - COP VS Potência Elétrica

Neste ensaio não se verifica-se nenhuma quebra de potência, isto deve-se, ao facto de a temperatura desejável não estar a 55°C. Também verificamos como já referido nos outros ensaios que quando ocorre uma extração de água, a potência sofre uma descida de como podemos analisar no Gráfico 19.

4.3 Determinação da Eficiência Energética (SPF)

Neste subcapítulo analisou-se os resultados obtidos relativamente ao SPF, bem como o erro do SPF que é determinado segundo o método da incerteza experimental.

4.3.1 Incerteza Experimental

Para a incerteza do cálculo do SPF foi realizado o mesmo método do cálculo da incerteza do COP, tendo este outras variáveis que são, nomeadamente, o caudal (7%), a temperatura ($\pm 1^\circ\text{C}$) e a potência elétrica (1,2%+0.005%). De seguida podemos verificar o cálculo pormenorizado do erro do SPF para o ensaio de 22/12/2015.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

$$\frac{W_P}{SPF} = \sqrt{\left[(1)^2 * \left(\frac{0.0119}{0.17} \right)^2 + (1)^2 * \left(\frac{1}{45} \right)^2 + (-1)^2 * \left(\frac{0.094}{7.84} \right)^2 \right]}$$

$$\Leftrightarrow \frac{W_P}{SPF} = 0,074415$$

$$\Leftrightarrow W_P = 0,074415 * 1.487 = \pm 0.111 \text{ (aproximadamente 7,5\%)}$$

Tabela 15 – Resultados do SPF da Bomba de Calor

| ENSAIOS | Q _{Util} (kWh) | W _{TC} (kWh) | Q _{Solar} (kWh) | SPF | Erro SPF | ΔT _{Exterior} (°C) | η (%) | Classe Energética |
|---|----------------------------|--------------------------|-----------------------------|-------|-------------|--------------------------------|----------|----------------------|
| Ensaio de acordo a norma | | | | | | | | |
| Ensaio 22_12_2015 | 11,655 | 7,84 | 2,06 | 1,487 | ±0.111 | 10,46 | 59,5% | B |
| Ensaio 26_01_2016 | 11,655 | 8,141 | 3,574 | 1,432 | ±0.106 | 10,73 | 57,3% | B |
| Ensaio 29_01_2016 | 11,655 | 8,34 | 4,22 | 1,397 | ±0.104 | 10,16 | 55,9% | B |
| Ensaio 02_02_2016 | 11,655 | 7,816 | 3,686 | 1,491 | ±0.111 | 11,40 | 59,6% | B |
| Ensaio de acordo a utilização de AQS definido | | | | | | | | |
| Ensaio 11_02_2016 | 11,655 | 7,29 | 1,767 | 1,599 | ±0.119 | 13,34 | 64,0% | B |
| Ensaio com menor extração de água | | | | | | | | |
| Ensaio 24_02_2016 | 7 | 6,98 | 2,41 | 1,00 | ±0.119 | 13,12 | 40,1% | C |

Na Tabela 15, está representada os diversos ensaios realizados de acordo a norma e de acordo com a necessidade.

Com a utilização das equações mencionadas ao longo desta dissertação, calcula-se o SPF, o seu erro e a eficiência energética do sistema, assim pode-se classificar quanto a sua classe energética.

Com o ensaio realizado de acordo com a utilização de AQS definido concluiu-se que existe uma maior eficiência da bomba de calor, obtendo assim um SPF maior, um dos fatores que pode ter contribuído para esta eficiência é a temperatura exterior, uma vez que

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

no ensaio do dia 11/02/2016 se verificou uma temperatura mais elevada comparativamente com os restantes ensaios realizados. Um outro fator que poderá influenciar o aumento do SPF no ensaio de acordo à utilização de AQS definido é que o método utilizado para descarga de AQS. Neste ensaio a quantidade de descarga de água foi a mesma que nos restantes ensaios, contudo tem a particularidade que apenas existirão duas descargas. Este método poderá ser um método em que se traduz uma maior eficiência energética da bomba de calor, apesar de não ser de acordo a norma EN16147.

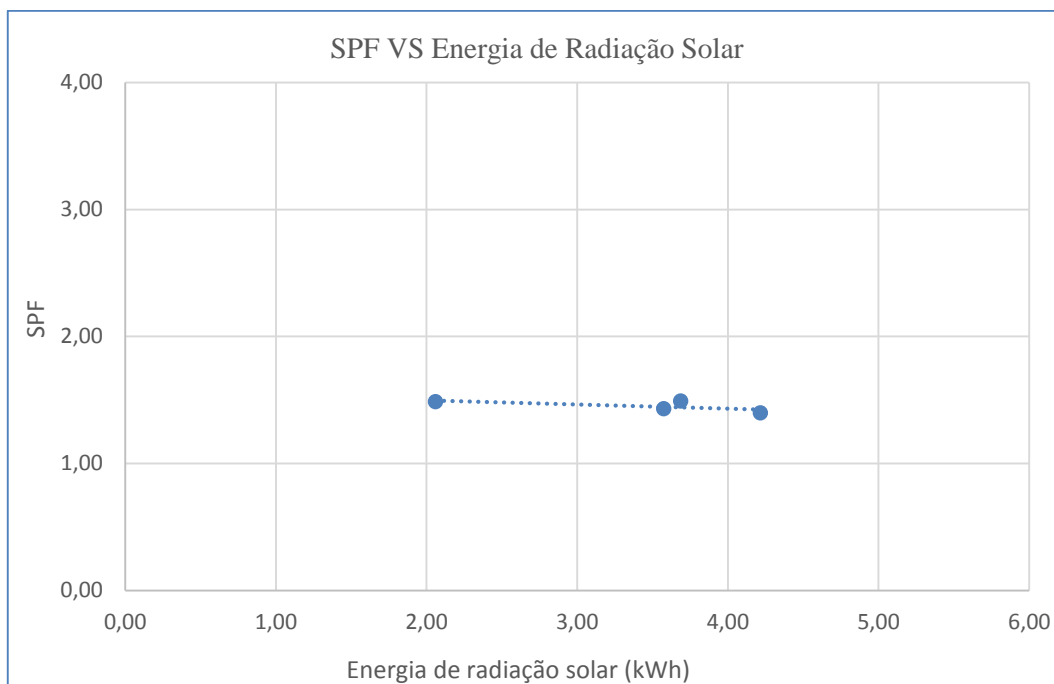


Gráfico 20 – Análise SPF VS Energia da Radiação Solar

Relativamente ao Gráfico 20 não se pode extrair grandes conclusões, uma vez que a reta da tendência está aparentemente na horizontal. Havendo pouca variação torna-se complicado demonstrar uma relação entre os acontecimentos e a experiência realizada, pois analisando o gráfico verifica-se que, quando a energia da radiação solar é maior, o SPF é ligeiramente menor, quando se esperaria que o SPF fosse mais elevado.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

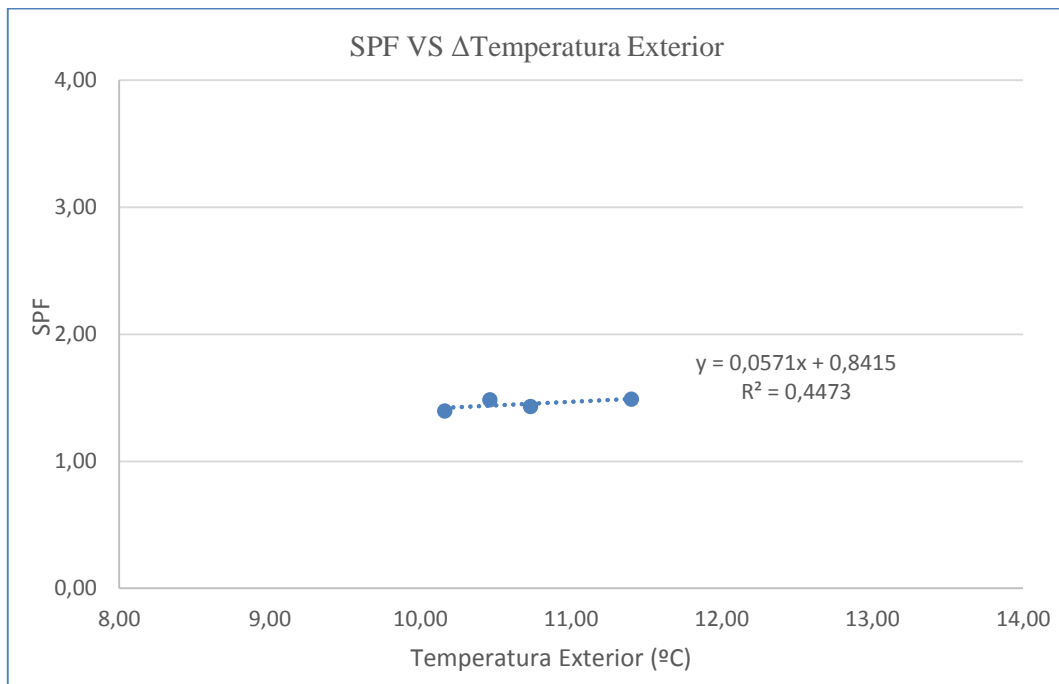


Gráfico 21 – Análise SPF VS ΔTemperatura Exterior

Este gráfico representa a relação entre o SPF e a temperatura do ar exterior (°C). Analisando a reta da tendência verifica-se que existe uma relação positiva entre a temperatura e o SPF, isto é, quanto maior a temperatura do ar exterior, o SPF será ligeiramente maior. Contudo o R^2 apenas reflete 0,4473 das variáveis a explicar, que neste estudo é o SPF.

É de salientar que todos os dados obtidos e analisados nesta dissertação foram obtidos através de ensaios experimentais realizados na estação de Inverno, o que por si só, não “favorece” esta análise. Contudo se utilizarmos a equação relativa a linha de tendência e substituir nessa equação pela temperatura média diária do ar exterior de qualquer estação do ano conseguimos obter aproximadamente um SPF anual.

5. Conclusão

Este trabalho teve como objetivo o estudo uma bomba de calor que utiliza a energia solar e o ar exterior como fonte térmica para obtenção de água quente sanitária. Neste estudo foram efetuados vários ensaios experimentais com o devido perfil de carga, tendo sido alguns efetuados segundo as normas europeias e outros conforme a necessidade de forma a obter um estudo pormenorizado sobre a bomba de calor. O estudo foi efetuado na cidade do Porto (Portugal), durante uma estação do ano (Inverno), nomeadamente no final do ano de 2015 e início do ano de 2016.

No estudo do COP verifica-se uma elevada eficiência pois neste estudo não rentabiliza quaisquer perdas no sistema termodinâmico, obtendo assim um COP médio de 4,12. Neste estudo concluiu-se que:

- O COP aumenta conforme a descida da temperatura de água no termoacumulador, podendo registar COP's médios de 5 quando a temperatura da água no termoacumulador chega aos 35°C.
- A radiação solar, bem como, a temperatura ar exterior influenciam os resultados obtidos, sendo o COP ligeiramente mais elevado (aproximadamente 10% em dias com temperatura mais elevada e maior radiação solar).
- A potência elétrica será mais elevada (450W) quando a bomba de calor está perto da temperatura desejável (55°C). Quando a temperatura do termoacumulador desce a potência também desce para valores próximos dos 350W, verificando assim um esforço maior da bomba de calor para manter a temperatura desejável.

Na análise do SPF concluiu-se que as perdas estáticas do sistema termodinâmico são elevadas, verificando-se valores aproximadamente de 6,19kWh (média das medições), esta energia dissipada torna o sistema menos eficiente, representando um impacto nos resultados apresentados do SPF.

Para uma análise pormenorizada do SPF foram realizados 4 ensaios segundo a norma EN16147 (Perfil "L"), um ensaio de acordo a utilização de AQS definido diário (mantendo a energia útil, Q_{ref}) e outro ensaio com menor descarga de AQS. Assim, concluiu-se que:

- Nos ensaios segundo a norma analisou-se que os valores obtidos foram entre 1,39 e 1,50.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- No estudo realizado de acordo a utilização de AQS definido obtém-se um rendimento superior, tendo aproximadamente um SPF de 1,61 (aumento de 12% comparativamente com os ensaios segundo a norma).
- A classificação da sua classe energética (Classe “B”) nos ensaios realizados segundo a nova legislação através do SPF.
- A temperatura exterior tem uma ligeira influência no resultado final do SPF (2% a 5%), mas por outro lado não se concluiu uma ligação direta com a energia da radiação solar.

6. Estudos Futuros

Este capítulo é destinado a sugestões de forma a melhorar e a desenvolver no futuro deste estudo sobre a eficiência energética da Bomba de Calor.

De forma a obter um estudo mais preciso e melhores resultados, sugere-se a colocação de mais um painel solar ocupando assim o dobro da área solar de $1,6\text{m}^2$ para $3,2\text{m}^2$ podendo assim verificar com mais precisão a ligação entre o SPF e a energia solar incidente.

Outro possível estudo a realizar seria a implantação de um sistema mais eficaz nas perdas estáticas da bomba de calor, tentando reduzir o valor das perdas, obtendo assim, uma maior eficiência energética, resultando num aumento do SPF.

Sugere-se também o estudo referente aos diversos fluidos frigorigéneos, podendo ser mais eficaz nas trocas de calor (Ar-Água).

Referências Documentais

- Achrnews. (6 de December de 2000). Tech Tips for Thermostatic Expansion Valves. Obtido de <http://www.achrnews.com/articles/85048-tech-tips-for-thermostatic-expansion-valves>
- ÇENGEL, Y. A. (2006). *Termodinâmica. 5ª Edição*. McGraw - Hill Higher Education, series in mechanical engineering.
- DGEG. (Novembro de 2015). *Direcção Geral de Energia e Geologia*. Obtido de <http://www.dgeg.pt/>
- Elimar, F., Haller, M., Herkel, S., & Ruschenburg, J. (28 Setember - 1 October 2010). Systematic Classification of Combined Solar Thermal and Heat Pump Systems. *EuroSun 2010 International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings*. Graz, Austria.
- ENERGIE. (Novembro de 2015). *ENERGIA SOLAR TERMODINÂMICA*. Obtido de [ENERGIE ENERGIA SOLAR TERMODINÂMICA: http://www.energie.pt/energia-solar-termodinamica](http://www.energie.pt/energia-solar-termodinamica)
- ESTIF. (Junho de 2014). *Solar Thermal Markets in Europe - Trends and Market Statistics*.
- European Standards - CEN. (2011). EN 16147 : Heat pumps with electrically driven compressors - Testing and requirements for marking of hot water units. *European Standards - CEN*, 39.
- European Standards - CEN. (2012). EN 14825:2012. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressor, for space heating and cooling. Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance.
- European Standars - CEN. (1997). EN 255-3 :Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors - Heating mode, Part 3: Testing and requirements for marking for sanitary hot water units. *European Standards - CEN*, 45.
- Facão, J., & Carvalho, M. J. (2010). Combinação de bombas de calor com sistemas solares térmicos para a preparação de AQS e aquecimento/arrefecimento ambiente. *Relatório Técnico*.
- Facão, J., & Carvalho, M. J. (2013). Solar Energy - New test methodologies to analyze direct expansion solar assisted heat pumps for domestic hot water.
- FLUKE Corporation. (2013). *FLUKE*. U.S.A: 12028-eng Rev. 01. Retrieved from <http://www.fluke.com>
- Holman, J. P. (2001). *Experimental methods for engineers / J.P. Holman. - seventh edition (7th ed)*. Singapore: McGraw - Hill Higher Education, series in mechanical engineering.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- IEA Solar Heating & Cooling Programme. (December 11th, 2013). *Testing Solar and Heat Pump Systems in laboratory*. Vienne, Austria; Lisboa, Portugal; DTI, Denmark; Rapperswil, Switzerland: A technical report of Subtask B of SHC Task 44 - HPP Annex 38.
- Instituto Português da Qualidade. (1985). NP1801 - COLECTORES SOLARES - Instalações, classificações e simbologia. *NP - 1801*, 11.
- IPMA. (Dezembro de 2014). *Instituto Português do Mar e da Atmosfera - IPMA*. Obtido de <https://www.ipma.pt/pt/index.html>
- Kipp & Zonen B.V. (Outubro de 2015). *Data sheet - Kippzonen CPM3*. Obtido de KIPPZONEN: http://www.kippzonen.com/Product/11/CMP3-Pyranometer#.VsJVWkDr_IU
- Kline, S., & McClintock, F. (January 1953). Describing Uncertainties in Single - Sample Experiments. In S. Kline, & F. McClintock, *Sample Experiments* (p. pag 3). Mech. Engm.
- Mesquita, N. G. (Janeiro de 2011). *Mercado do Carbono*. Obtido de Marcas e Patentes: http://www.marcaspatentes.pt/files/collections/pt_PT/1/300/302/Mercado%20do%20Carbono.pdf
- Parlamento Europeu e do Conselho. (20 de Agosto 2013). Desempenho energético dos edifícios, Decreto-Lei n.º 118/2013, de 20 de agosto. *Aprova o Sistema de Certificação Energética dos Edifícios, o Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Habitação e o Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Comércio e Serviços, e transpõe a Diretiva n.º 2010/31/EU*.
- Parlamento Europeu e do Conselho. (2013). Decisão da Comissão 2013/114/EU. *de 1 de março de 2013. Estabelece as orientações para os Estados-Membros no cálculo da energia renovável obtida a partir de bombas de calor de diferentes tecnologias, em conformidade com o artigo 5.º da Diretiva 2009/28/CE*.
- Ramos, E. F. (2014). Bomba de Calor : Uma via para a Europa 20-20-20. *Estudos em destaque*, 4.
- Testo AG. (outubro de 2015). *Datasheet Testo 570*. Obtido de <https://www.testo.pt/produto/0563+5701/Kit-testo-570-1-Kit-testo-570-1#tab-4>
- Woodbury, D. K., Taylor, D. B., Chappell, J., & Mahan, K. (2011). *Excel in Mechanical Engineering*. Retrieved from The University of Alabama College of Engineering : <http://www.me.ua.edu/ExcelinME/personnel.htm>

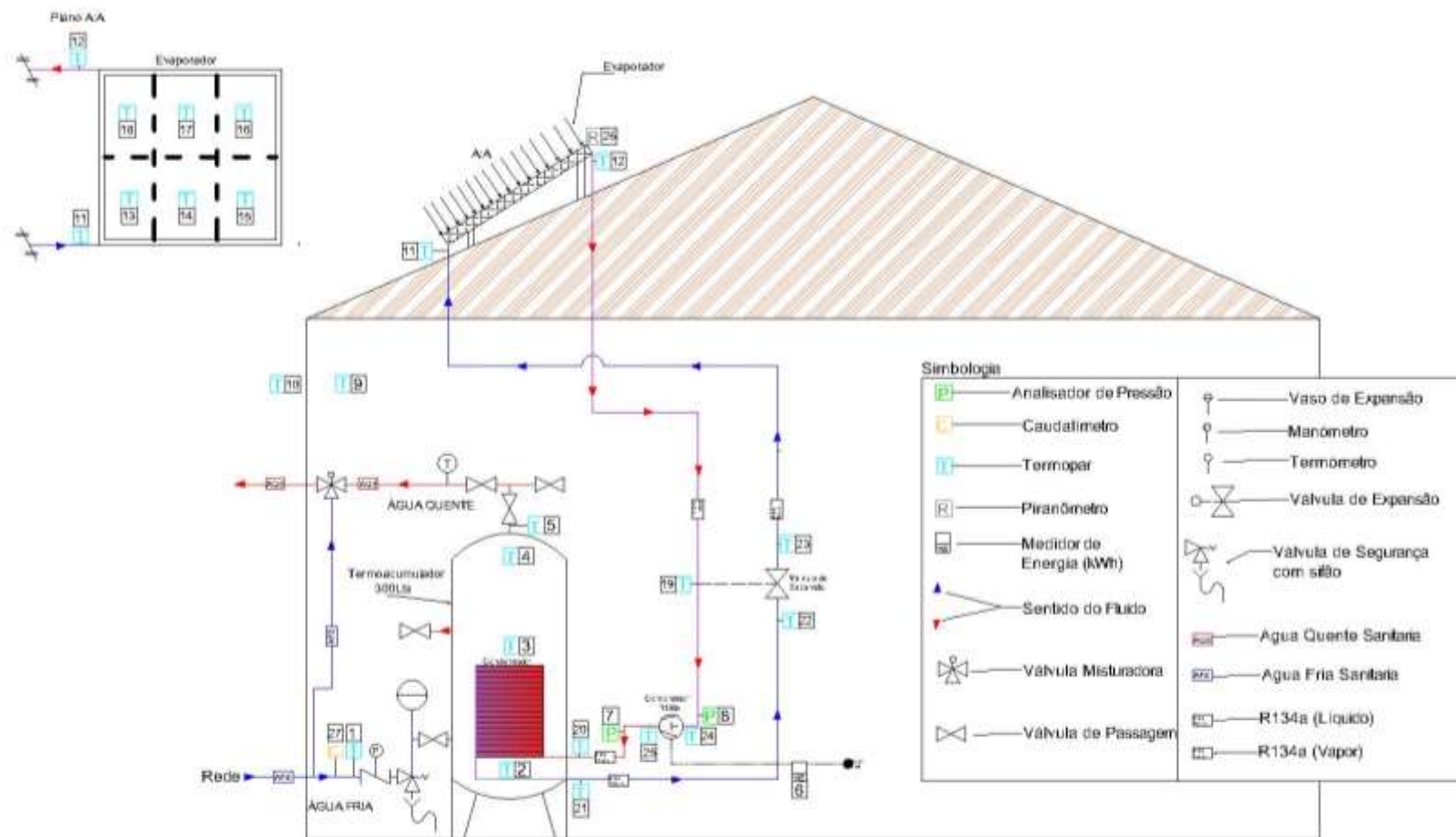
Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a
preparação de AQS

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a
preparação de AQS

Anexo A. Esquema de Principio

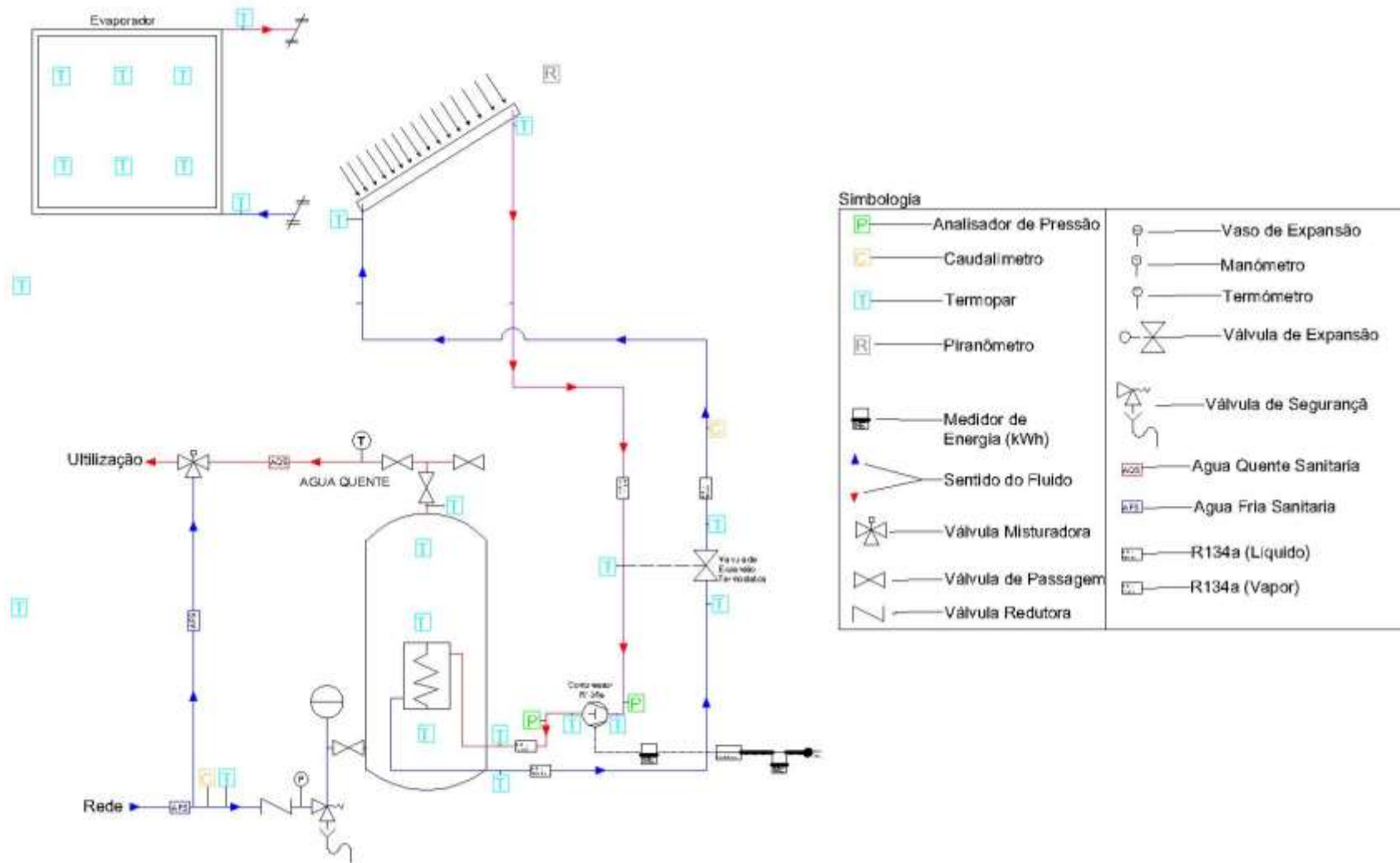
Neste anexo são descritos todos os equipamentos de leitura como o esquema de princípio
desenhado no programa AutoCAD®.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS



Esquema da Bomba de Calor LAVAC ISEP

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS



Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

| N.º | Designação | Sigla | Unidade de medida | Número de Identificação do Datalogger |
|-----|---|---------------------------|-------------------|---------------------------------------|
| 1 | Temperatura da entrada do acumulador | T _{AE} | °C | 2 |
| 2 | Temperatura da água no acumulador 1 | T _{AC1} | °C | 3 |
| 3 | Temperatura da água no acumulador 2 | T _{AC2} | °C | 4 |
| 4 | Temperatura da água no acumulador 3 | T _{AC3} | °C | 5 |
| 5 | Temperatura da saída do acumulador | T _{AS} | °C | 6 |
| 6 | Registador de Energia | MCE | kWh | - |
| 7 | Pressão alta | P _{EV} | kPa(ou bar) | - |
| 8 | Pressão baixa | P _{cond} | kPa(ou bar) | - |
| 9 | Temperatura da sala | T _{amb} | °C | 7 |
| 10 | Temperatura exterior | T _{ext} | °C | 8 |
| 11 | Temperatura entrada evaporador (EXTERIOR) | T _{ent EV EXT} | °C | 9 |
| 12 | Temperatura saída evaporador (EXTERIOR) | T _{saída EV EXT} | °C | 10 |
| 13 | Temperatura evaporador 1 | T _{EV1} | °C | 11 |
| 14 | Temperatura evaporador 2 | T _{EV2} | °C | 12 |
| 15 | Temperatura evaporador 3 | T _{EV3} | °C | 13 |
| 16 | Temperatura evaporador 4 | T _{EV4} | °C | 14 |
| 17 | Temperatura evaporador 5 | T _{EV5} | °C | 15 |
| 18 | Temperatura evaporador 6 | T _{EV6} | °C | 16 |
| 19 | Temperatura entre evaporador e compressor | T _{EV/COMP} | °C | 17 |
| 20 | Temperatura entrada do condensador | T _{cond entr} | °C | 18 |
| 21 | Temperatura saída do condensador | T _{cond saída} | °C | 19 |
| 22 | Temperatura entrada da válvula | T _{Ent Val} | °C | 20 |
| 23 | Temperatura saída da válvula | T _{Saída Val} | °C | 21 |
| 24 | Temperatura entrada compressor | T _{comp ent} | °C | 22 |
| 25 | Temperatura saída compressor | T _{comp saída} | °C | 23 |
| 26 | Radiação Solar (Piranómetro) | Rsolar | W/m ² | 24 |
| 27 | Contador de água (Caudalímetro) | Caudal Água | m ³ /h | - |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a
preparação de AQS

Anexo B. Resultados dos ensaios

Neste anexo estão representados todos os gráficos de análise como respetivas tabelas de resultados.

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

Tabelas e gráficos do estudo do COP

- **Ensaio 22/12/2015**

Tabela 16 – Dados para estudo de COP 22/12/2015

| Ciclo 24H | COP | Radiação Solar (W/m ²) | ΔT Ambiente sala (°C) | ΔT Exterior (°C) | ΔT Saída Compressor (°C) | ΔT Entrada Condensador (°C) |
|-----------|------|------------------------------------|-------------------------------|--------------------------|----------------------------------|-------------------------------------|
| 00:00 | 3,79 | 0,00 | 20,78 | 8,37 | 72,40 | 28,09 |
| 01:00 | 3,70 | 0,00 | 20,69 | 8,06 | 74,36 | 29,01 |
| 02:00 | 3,54 | 0,00 | 20,58 | 7,93 | 73,96 | 28,81 |
| 03:00 | 3,33 | 0,00 | 20,51 | 7,62 | 75,58 | 31,18 |
| 04:00 | 3,64 | 0,00 | 20,31 | 7,19 | 72,71 | 29,13 |
| 05:00 | 3,49 | 0,00 | 20,23 | 6,90 | 87,19 | 20,77 |
| 06:00 | 3,65 | 0,00 | 20,02 | 6,81 | 67,89 | 31,11 |
| 07:00 | 3,88 | 0,02 | 19,70 | 6,91 | 69,72 | 27,45 |
| 08:00 | 4,09 | 12,46 | 18,94 | 7,22 | 83,51 | 17,65 |
| 09:00 | 4,40 | 51,98 | 19,01 | 8,13 | 78,66 | 17,88 |
| 10:00 | 4,46 | 183,75 | 19,82 | 9,66 | 81,19 | 20,54 |
| 11:00 | 4,53 | 298,48 | 19,98 | 11,52 | 84,21 | 24,00 |
| 12:00 | 4,63 | 352,11 | 20,01 | 13,28 | 86,22 | 26,88 |
| 13:00 | 4,26 | 160,89 | 20,06 | 14,27 | 88,37 | 24,64 |
| 14:00 | 4,11 | 112,38 | 20,80 | 13,86 | 88,25 | 22,35 |
| 15:00 | 4,06 | 85,02 | 21,80 | 13,91 | 89,00 | 22,28 |
| 16:00 | 4,00 | 28,95 | 20,97 | 14,02 | 89,32 | 21,66 |
| 17:00 | 3,85 | 0,60 | 21,75 | 13,69 | 90,67 | 21,03 |
| 18:00 | 3,77 | 0,00 | 24,13 | 12,74 | 91,23 | 20,72 |
| 19:00 | 3,81 | 0,00 | 21,97 | 12,32 | 91,12 | 20,61 |
| 20:00 | 3,82 | 0,00 | 20,77 | 12,07 | 90,80 | 20,46 |
| 21:00 | 4,03 | 0,00 | 20,41 | 11,94 | 87,05 | 20,18 |
| 22:00 | 4,11 | 0,00 | 20,31 | 11,42 | 85,04 | 19,82 |
| 23:00 | 3,82 | 0,00 | 20,27 | 11,26 | 89,88 | 19,93 |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

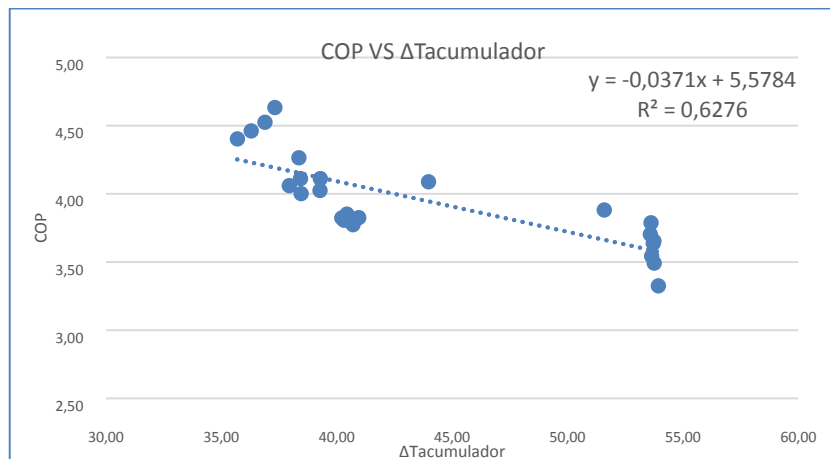


Gráfico 22 – COP vs $\Delta T_{\text{Acumulador}}$

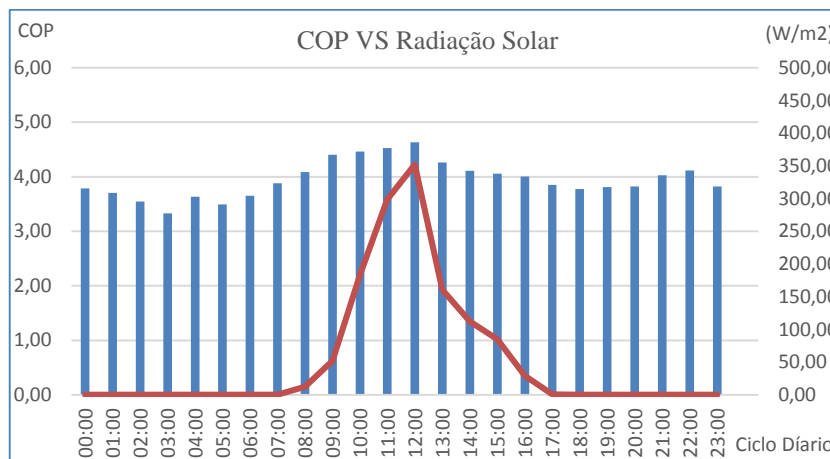


Gráfico 23 - COP vs Radiação Solar

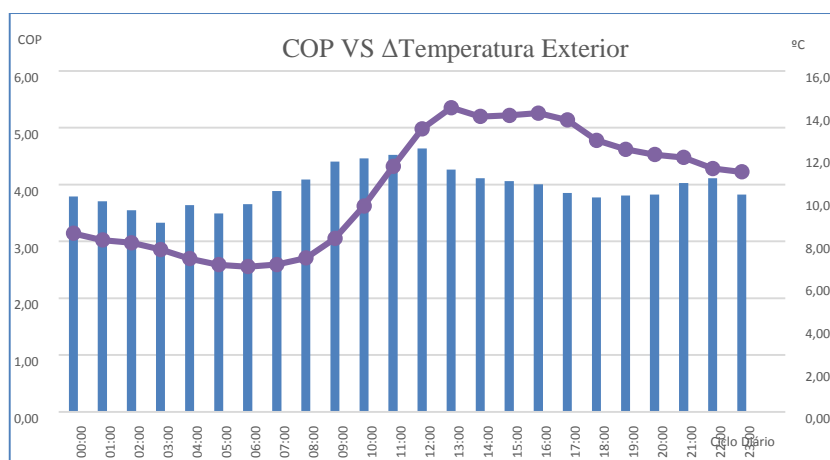


Gráfico 24 - COP vs $\Delta T_{\text{Temperatura Exterior}}$

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

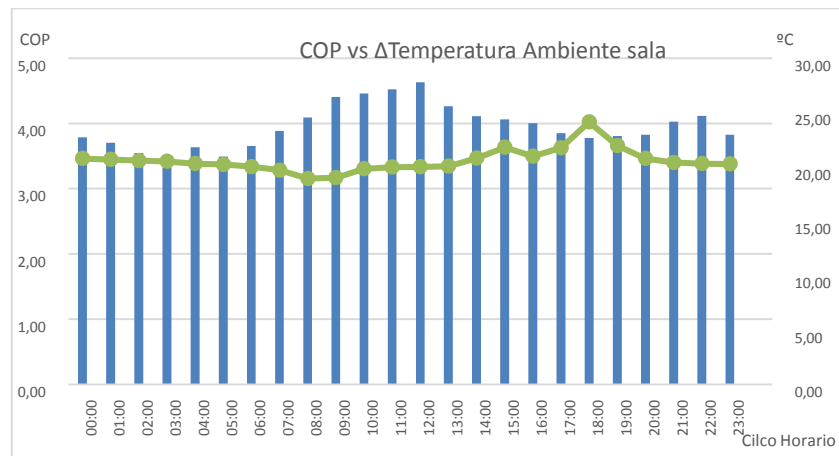


Gráfico 25 – COP vs ΔTemperatura Ambiente Sala

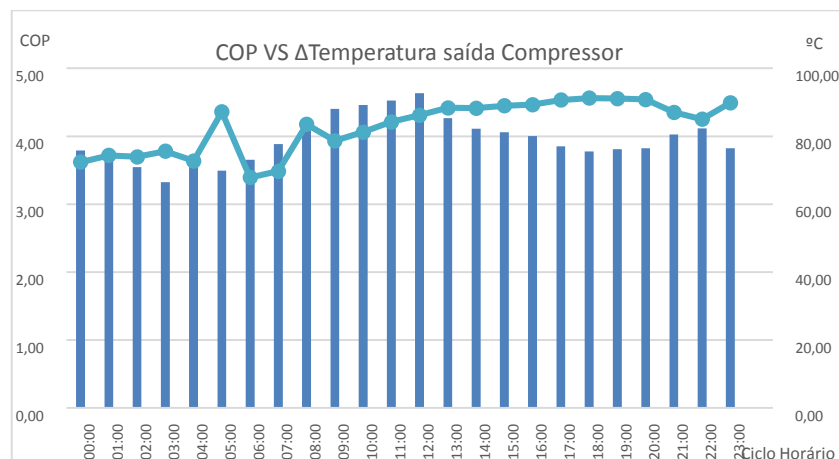


Gráfico 26 – COP vs ΔTemperatura

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

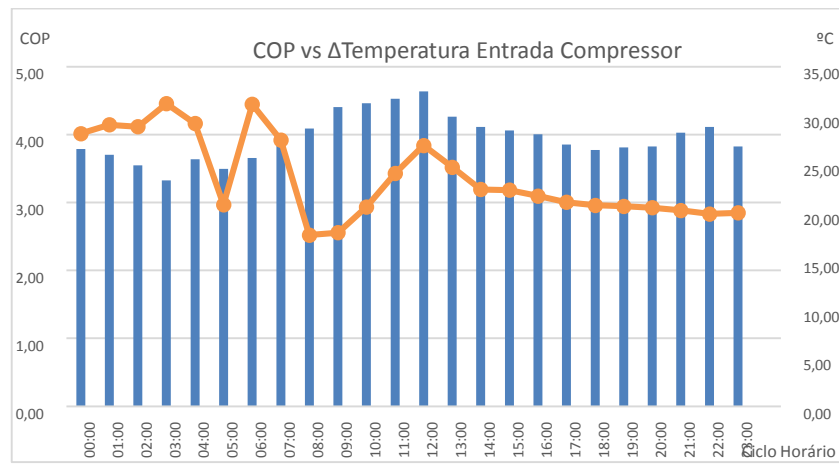


Gráfico 27 – COP vs Δ Temperatura entrada compressor

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- Ensaio 26/01/2016

Tabela 17 - Dados para estudo de COP 26/01/2015

| Ciclo 24H | COP | Radiação Solar (W/m ²) | ΔT ambiente (°C) | ΔT exterior (°C) | ΔT Saída Compressor (°C) | ΔT Entrada Compressor (°C) |
|-----------|------|---------------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--|--|
| 00:00 | 3,68 | 0,00 | 20,67 | 10,09 | 77,71 | 24,33 |
| 01:00 | 3,58 | 0,00 | 20,67 | 9,76 | 87,76 | 21,41 |
| 02:00 | 3,67 | 0,00 | 20,39 | 8,96 | 77,28 | 24,97 |
| 03:00 | 3,59 | 0,00 | 20,47 | 7,88 | 93,35 | 18,54 |
| 04:00 | 3,48 | 0,00 | 20,14 | 7,33 | 73,25 | 28,35 |
| 05:00 | 3,71 | 0,00 | 20,06 | 7,32 | 91,35 | 18,17 |
| 06:00 | 3,57 | 0,00 | 19,91 | 7,65 | 75,31 | 27,48 |
| 07:00 | 3,75 | 1,08 | 19,70 | 7,57 | 91,03 | 18,52 |
| 08:00 | 3,85 | 26,69 | 20,01 | 7,74 | 90,31 | 19,76 |
| 09:00 | 4,77 | 87,18 | 18,99 | 8,29 | 78,21 | 24,06 |
| 10:00 | 4,67 | 183,77 | 20,15 | 8,87 | 80,94 | 25,30 |
| 11:00 | 4,70 | 366,88 | 21,31 | 10,49 | 83,22 | 27,24 |
| 12:00 | 4,81 | 474,28 | 21,43 | 12,67 | 86,49 | 31,57 |
| 13:00 | 4,75 | 428,65 | 22,66 | 13,98 | 89,73 | 33,96 |
| 14:00 | 4,55 | 365,84 | 22,73 | 15,03 | 91,84 | 33,26 |
| 15:00 | 4,34 | 208,41 | 22,49 | 14,97 | 92,35 | 30,48 |
| 16:00 | 4,14 | 80,50 | 22,15 | 13,45 | 90,77 | 25,67 |
| 17:00 | 4,07 | 10,43 | 21,59 | 13,06 | 89,73 | 23,38 |
| 18:00 | 4,01 | 0,00 | 22,51 | 12,80 | 89,84 | 22,39 |
| 19:00 | 3,97 | 0,00 | 22,25 | 12,74 | 90,63 | 22,59 |
| 20:00 | 3,92 | 0,00 | 21,64 | 12,27 | 91,13 | 22,36 |
| 21:00 | 4,50 | 0,00 | 20,85 | 11,80 | 83,65 | 25,26 |
| 22:00 | 4,67 | 0,00 | 20,21 | 11,82 | 81,33 | 28,89 |
| 23:00 | 4,45 | 0,00 | 19,90 | 11,04 | 84,77 | 28,40 |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

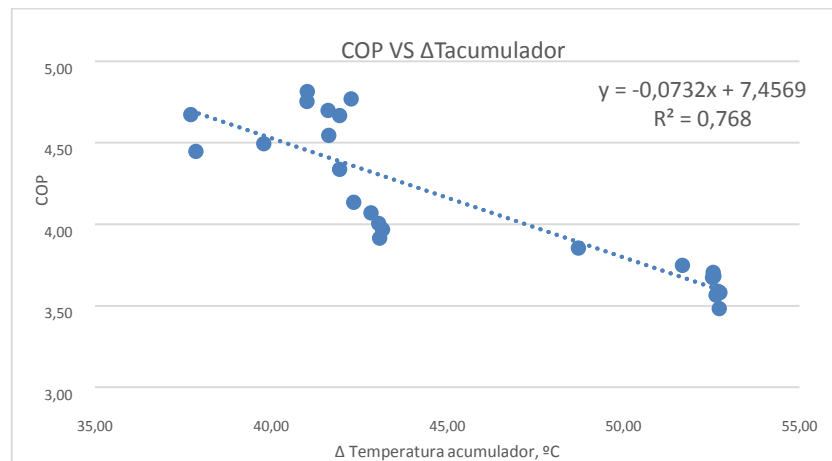


Gráfico 28 - COP VS ΔT acumulador

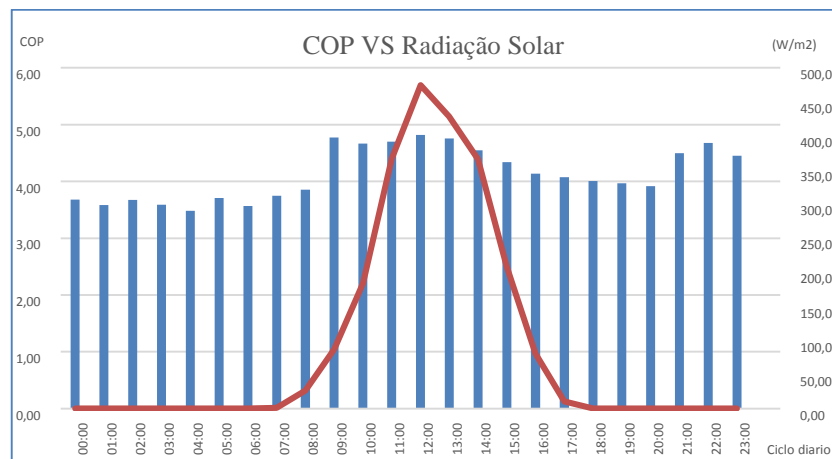


Gráfico 29 - COP VS Radiação Solar

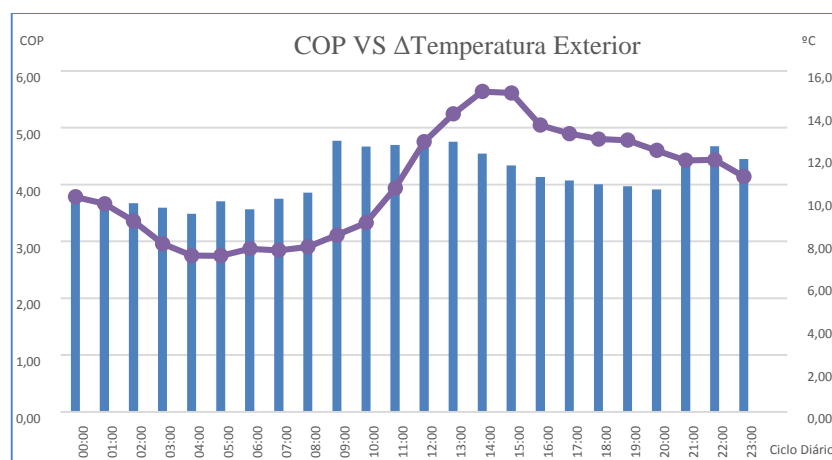


Gráfico 30 - COP VS ΔT Temperatura Exterior

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

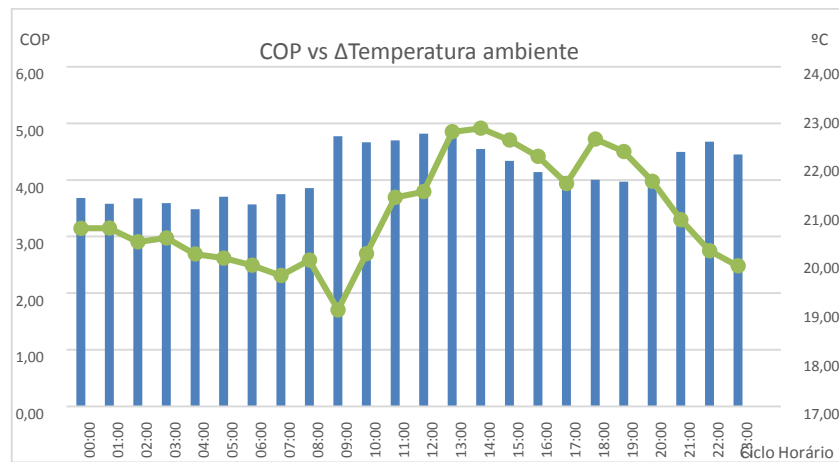


Gráfico 31 - COP vs Δ Temperatura ambiente

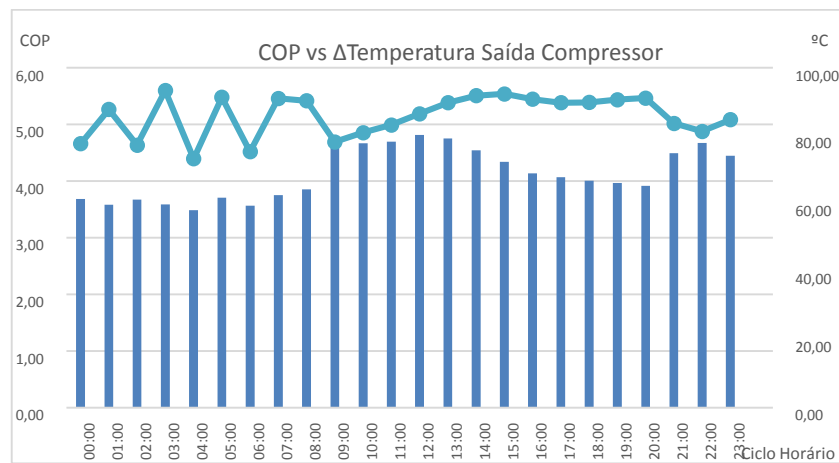


Gráfico 32 - COP vs Δ Temperatura Saída Compressor

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

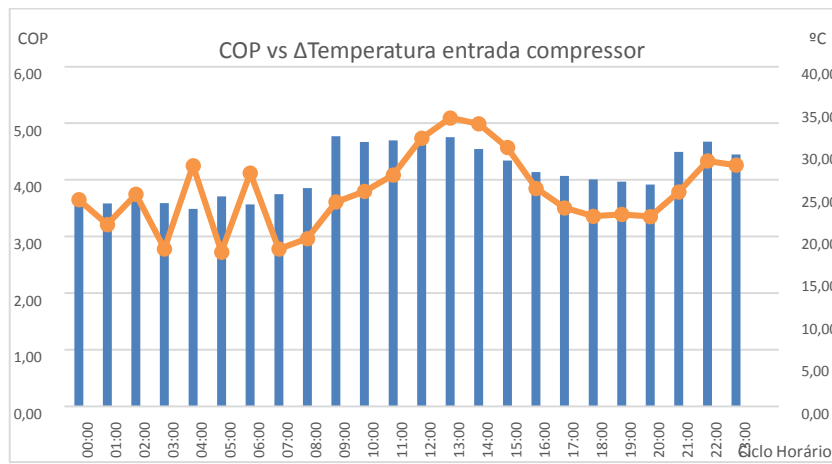


Gráfico 33 - COP vs Δ Temperatura entrada compressor

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- Ensaio 29/01/2016

Tabela 18 - Dados para estudo de COP 29/01/2015

| Ciclo 24H | COP | Radiação Solar (W/m ²) | ΔT Ambiente (°C) | ΔT Exterior (°C) | ΔT Entrada Compressor (°C) | ΔT Entrada Condensador (°C) | Potência Elétrica (kW) |
|-----------|------|------------------------------------|--------------------------|--------------------------|------------------------------------|-------------------------------------|------------------------|
| 00:00 | 3,60 | 0,00 | 20,84 | 8,92 | 92,34 | 17,77 | 0,43 |
| 01:00 | 3,54 | 0,00 | 20,76 | 8,41 | 92,88 | 17,36 | 0,42 |
| 02:00 | 3,53 | 0,00 | 20,65 | 8,53 | 92,99 | 17,29 | 0,42 |
| 03:00 | 3,53 | 0,00 | 20,51 | 7,93 | 93,00 | 17,19 | 0,43 |
| 04:00 | 3,77 | 0,00 | 20,21 | 7,64 | 68,60 | 28,12 | 0,22 |
| 05:00 | 3,56 | 0,00 | 20,21 | 7,25 | 92,17 | 16,89 | 0,43 |
| 06:00 | 3,53 | 0,00 | 20,10 | 7,08 | 92,59 | 16,83 | 0,41 |
| 07:00 | 3,72 | 0,20 | 19,56 | 6,47 | 89,77 | 17,32 | 0,39 |
| 08:00 | 4,23 | 15,48 | 18,97 | 6,89 | 83,01 | 19,50 | 0,33 |
| 09:00 | 4,58 | 35,04 | 18,66 | 7,75 | 78,52 | 21,97 | 0,29 |
| 10:00 | 4,54 | 187,21 | 20,36 | 9,14 | 81,31 | 23,50 | 0,29 |
| 11:00 | 4,66 | 448,37 | 21,99 | 11,22 | 85,50 | 29,00 | 0,32 |
| 12:00 | 4,74 | 530,25 | 22,83 | 12,95 | 88,90 | 33,64 | 0,32 |
| 13:00 | 4,63 | 504,89 | 21,89 | 14,53 | 92,77 | 35,72 | 0,33 |
| 14:00 | 4,45 | 435,47 | 22,24 | 14,90 | 94,18 | 34,30 | 0,35 |
| 15:00 | 4,28 | 322,16 | 22,92 | 14,87 | 93,97 | 31,45 | 0,36 |
| 16:00 | 4,13 | 143,25 | 22,32 | 14,39 | 93,76 | 28,88 | 0,37 |
| 17:00 | 3,90 | 12,29 | 22,45 | 12,60 | 91,44 | 22,74 | 0,37 |
| 18:00 | 3,90 | 0,00 | 22,70 | 11,87 | 90,50 | 21,56 | 0,37 |
| 19:00 | 3,89 | 0,00 | 21,82 | 11,45 | 90,24 | 21,28 | 0,36 |
| 20:00 | 4,01 | 0,00 | 21,65 | 10,58 | 88,12 | 21,47 | 0,35 |
| 21:00 | 4,67 | 0,00 | 20,78 | 10,07 | 79,08 | 24,66 | 0,27 |
| 22:00 | 4,77 | 0,00 | 20,28 | 9,56 | 78,08 | 27,00 | 0,26 |
| 23:00 | 4,59 | 0,00 | 20,04 | 8,89 | 80,49 | 27,16 | 0,26 |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

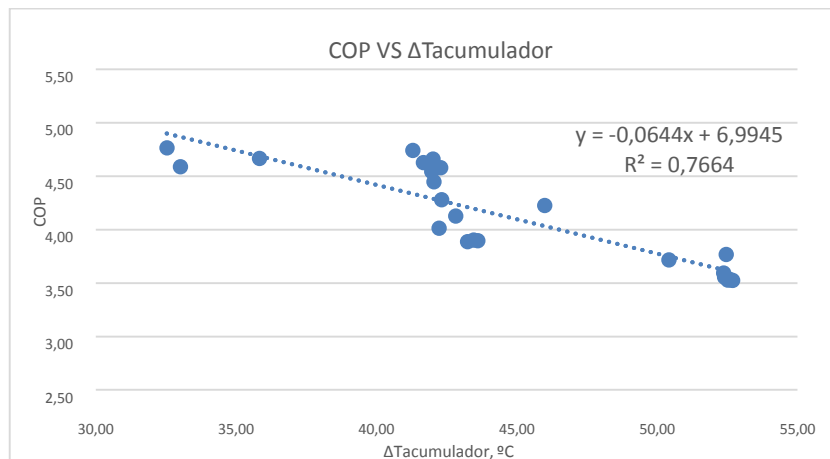


Gráfico 34 - COP VS $\Delta T_{\text{Acumulador}}$

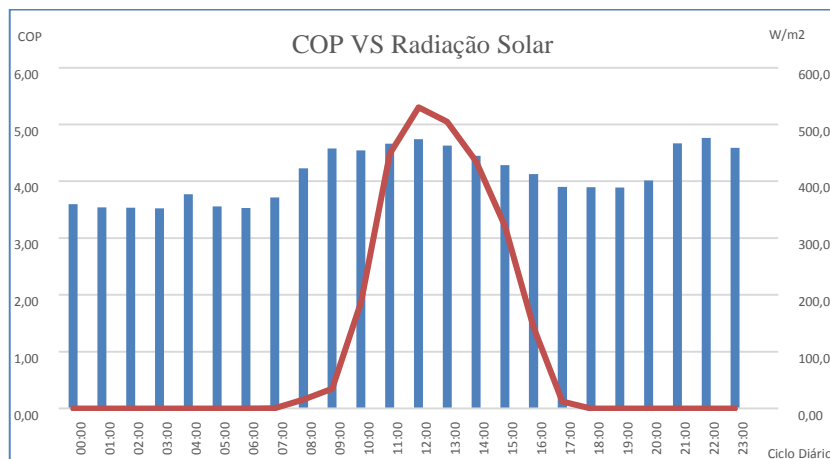


Gráfico 35 - COP VS Radiação Solar

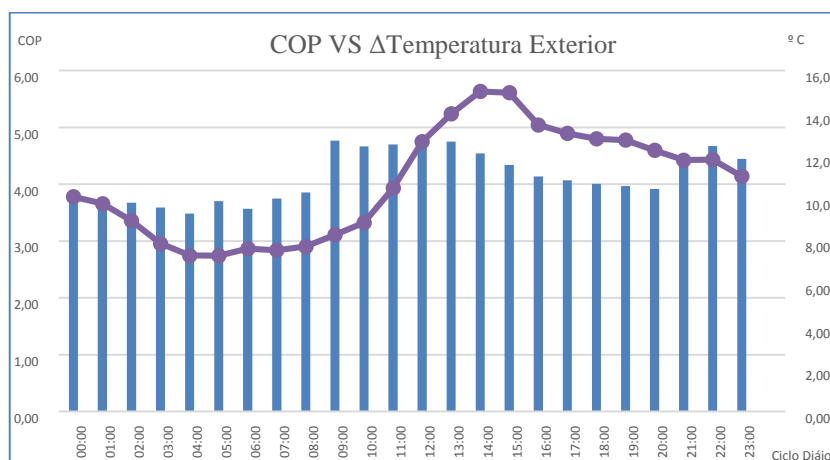


Gráfico 36 - COP VS $\Delta T_{\text{Temperatura Exterior}}$

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

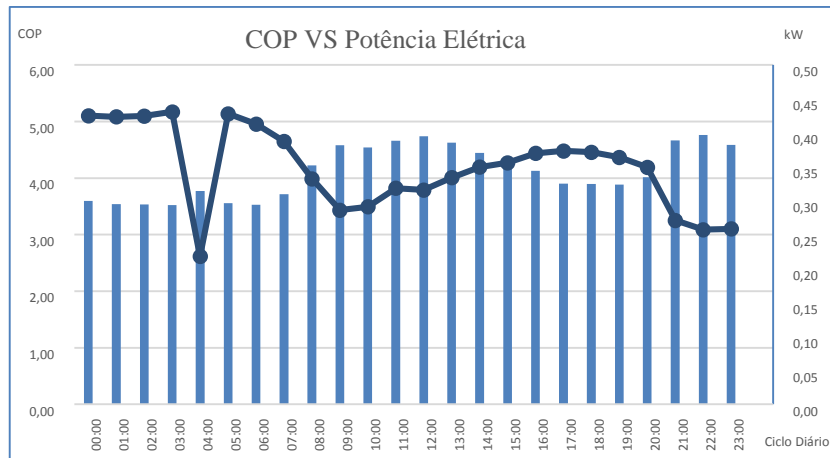


Gráfico 37 - COP VS Potência Elétrica

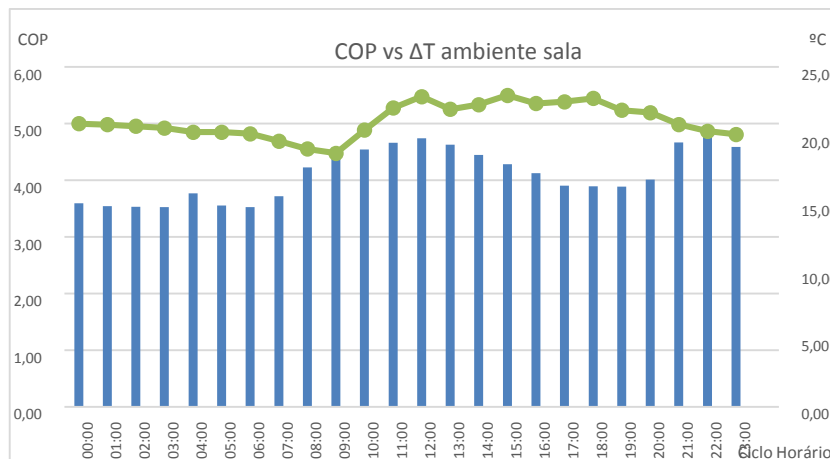


Gráfico 38 - COP vs ΔT ambiente sala

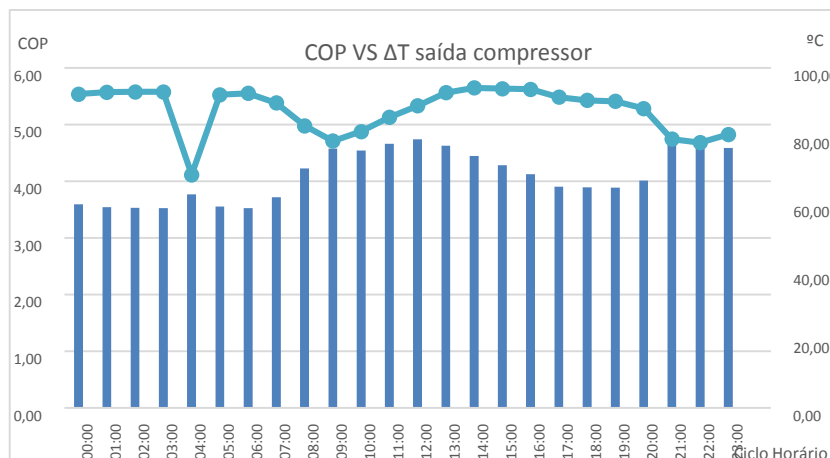


Gráfico 39 - COP VS ΔT saída compressor

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

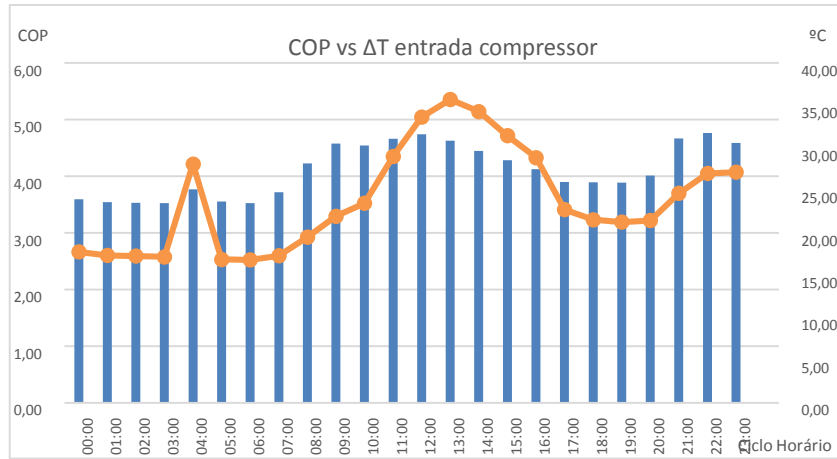


Gráfico 40 - COP vs ΔT entrada compressor

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- Ensaio 02/02/2016

Tabela 19 - Dados para estudo de COP 2/02/2016

| Ciclo 24H | COP | Radiação Solar (W/m ²) | ΔT Ambiente (°C) | ΔT Exterior (°C) | ΔT Saída Compressor (°C) | ΔT Entrada Compressor (°C) | Potência Elétrica (W) |
|-----------|------|------------------------------------|--------------------------|--------------------------|----------------------------------|------------------------------------|-----------------------|
| 00:00 | 3,75 | 0,00 | 19,67 | 11,17 | 92,27 | 20,11 | 416,51 |
| 01:00 | 3,73 | 0,00 | 19,67 | 10,87 | 92,30 | 19,82 | 410,81 |
| 02:00 | 3,71 | 0,00 | 19,64 | 10,67 | 91,93 | 19,05 | 408,63 |
| 03:00 | 3,69 | 0,00 | 19,58 | 9,50 | 91,55 | 18,32 | 412,96 |
| 04:00 | 3,69 | 0,00 | 19,54 | 9,24 | 91,29 | 18,16 | 411,04 |
| 05:00 | 3,69 | 0,00 | 19,46 | 8,86 | 91,18 | 17,88 | 411,00 |
| 06:00 | 3,69 | 0,00 | 19,40 | 8,75 | 91,09 | 17,81 | 410,72 |
| 07:00 | 3,85 | 0,83 | 19,00 | 8,59 | 88,61 | 18,34 | 383,87 |
| 08:00 | 4,41 | 34,92 | 18,37 | 9,02 | 81,56 | 21,00 | 304,19 |
| 09:00 | 4,96 | 109,95 | 18,39 | 9,93 | 75,48 | 26,03 | 241,00 |
| 10:00 | 4,85 | 212,29 | 18,83 | 10,92 | 78,24 | 27,20 | 250,18 |
| 11:00 | 4,93 | 375,81 | 18,79 | 12,04 | 80,36 | 29,11 | 264,31 |
| 12:00 | 4,89 | 327,49 | 20,15 | 12,73 | 81,92 | 30,24 | 267,07 |
| 13:00 | 4,85 | 381,53 | 19,73 | 13,56 | 84,09 | 31,62 | 275,51 |
| 14:00 | 4,80 | 398,62 | 20,06 | 14,66 | 86,35 | 32,91 | 287,92 |
| 15:00 | 4,66 | 299,66 | 20,14 | 15,53 | 87,91 | 32,44 | 289,47 |
| 16:00 | 4,45 | 137,71 | 20,20 | 14,65 | 88,01 | 29,26 | 298,88 |
| 17:00 | 4,27 | 25,15 | 20,02 | 13,31 | 87,74 | 26,21 | 312,74 |
| 18:00 | 4,19 | 0,00 | 21,03 | 12,44 | 87,35 | 24,47 | 317,97 |
| 19:00 | 4,24 | 0,00 | 21,37 | 11,99 | 87,12 | 24,73 | 314,77 |
| 20:00 | 4,27 | 0,00 | 21,77 | 11,74 | 86,45 | 24,74 | 314,03 |
| 21:00 | 4,91 | 0,00 | 20,23 | 11,45 | 78,44 | 26,95 | 261,13 |
| 22:00 | 5,24 | 0,00 | 19,10 | 11,07 | 73,08 | 27,42 | 309,67 |
| 23:00 | 5,16 | 0,00 | 18,68 | 10,93 | 75,18 | 28,15 | 241,89 |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

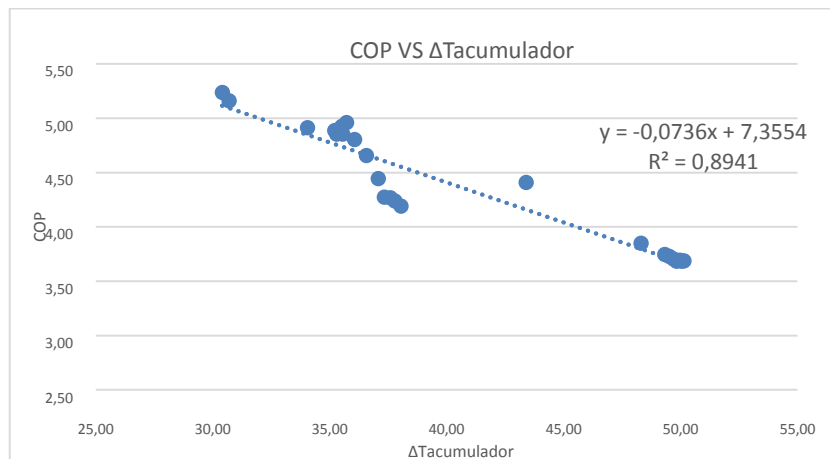


Gráfico 41 - COP VS $\Delta T_{\text{Acumulador}}$

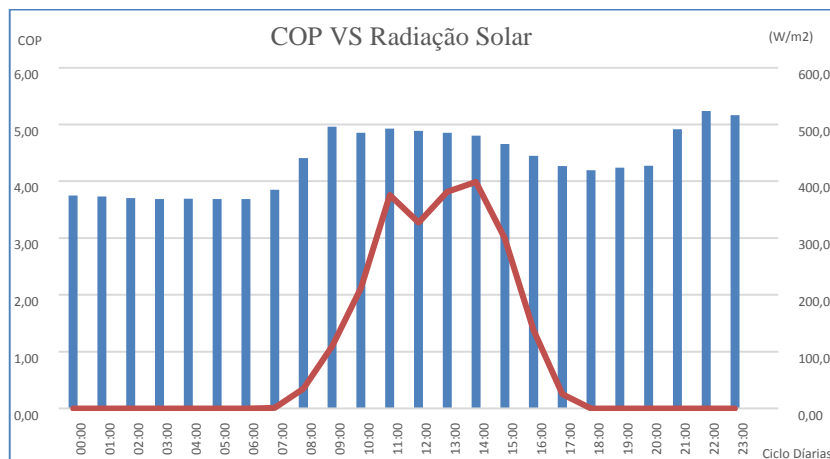


Gráfico 42 - COP VS Radiação Solar

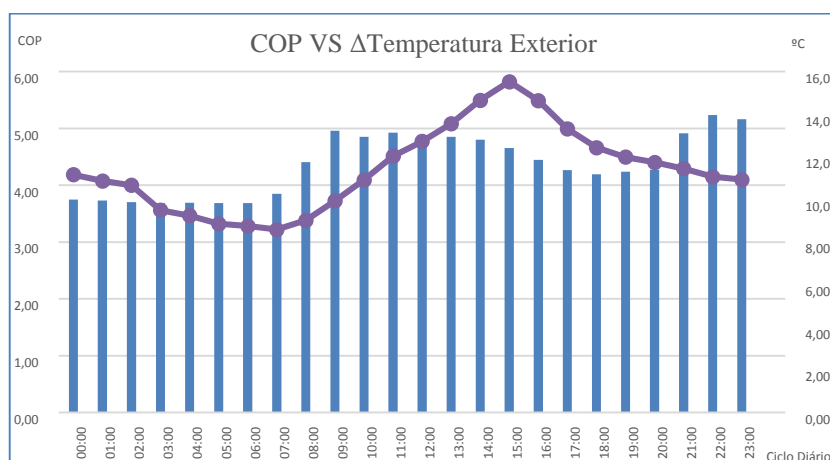


Gráfico 43 - COP VS Δ Temperatura Exterior

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

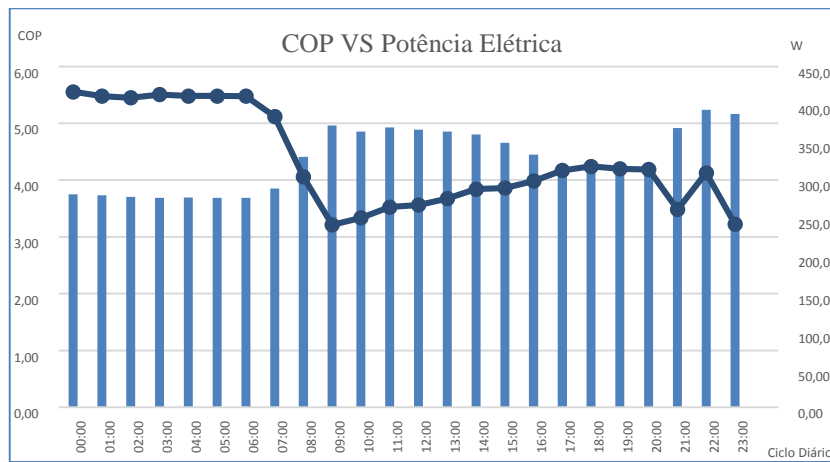


Gráfico 44 - COP VS Potência Elétrica

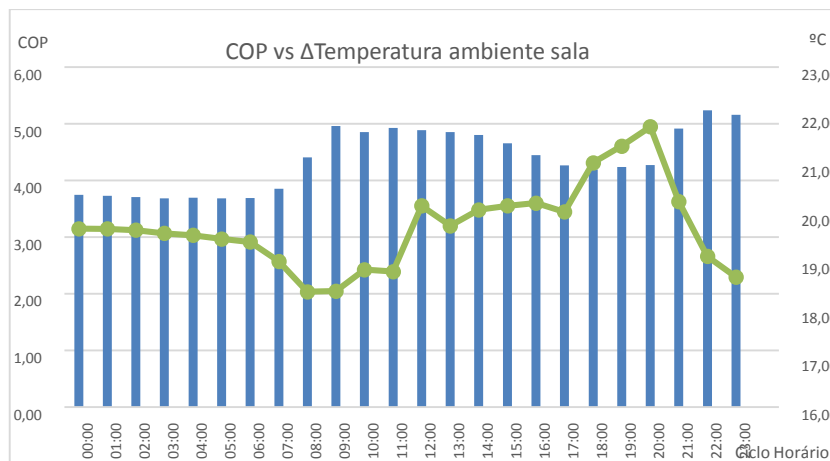


Gráfico 45 - COP vs ΔTemperatura ambiente sala

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

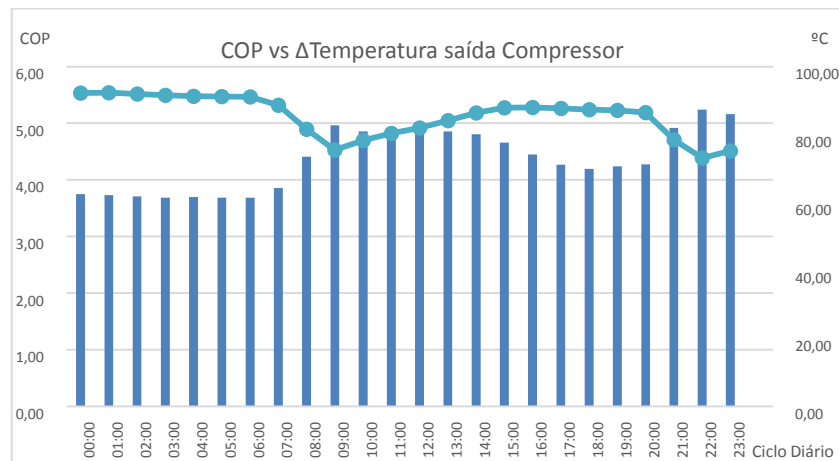


Gráfico 46 - COP vs Δ Temperatura saída Compressor

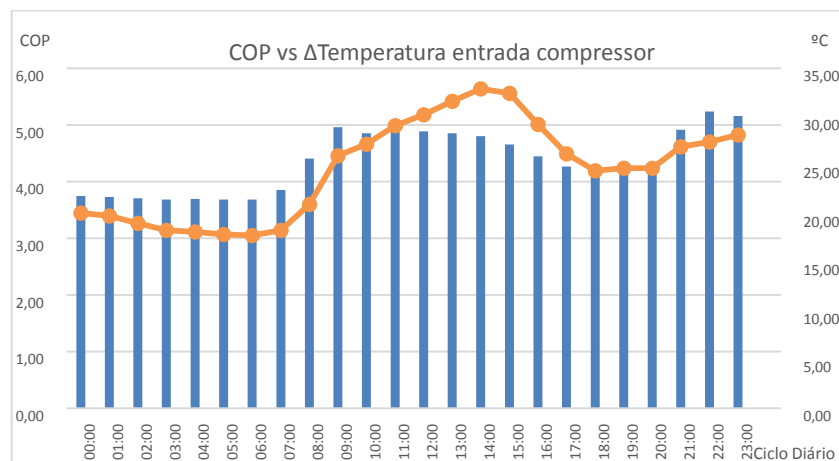


Gráfico 47 - COP vs Δ Temperatura entrada compressor

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- Ensaio 11/02/2016

Tabela 20 - Dados para estudo de COP 11/02/2016

| Ciclo 24H | COP | Radiação Solar (W/m ²) | ΔT Ambiente (°C) | ΔT Exterior (°C) | ΔT Saída Compressor (°C) | ΔT Entrada Compressor (°C) | Potência Elétrica (W) |
|-----------|------|------------------------------------|--------------------------|--------------------------|----------------------------------|------------------------------------|-----------------------|
| 00:00 | 3,74 | 0,00 | 20,34 | 13,31 | 95,11 | 22,65 | 429,54 |
| 01:00 | 3,86 | 0,00 | 20,17 | 13,34 | 65,60 | 35,09 | 161,61 |
| 02:00 | 3,88 | 0,00 | 20,24 | 13,33 | 92,77 | 22,36 | 418,45 |
| 03:00 | 3,80 | 0,00 | 20,17 | 13,35 | 70,86 | 32,99 | 201,47 |
| 04:00 | 3,86 | 0,00 | 20,21 | 13,36 | 92,93 | 22,38 | 430,19 |
| 05:00 | 3,75 | 0,00 | 20,27 | 13,45 | 94,81 | 22,76 | 421,51 |
| 06:00 | 3,98 | 0,00 | 20,09 | 13,33 | 70,14 | 32,35 | 224,65 |
| 07:00 | 3,76 | 0,74 | 20,23 | 13,26 | 94,40 | 22,32 | 427,98 |
| 08:00 | 4,06 | 17,28 | 20,02 | 13,35 | 88,50 | 24,59 | 352,96 |
| 09:00 | 5,18 | 57,34 | 19,48 | 13,40 | 75,54 | 28,53 | 238,54 |
| 10:00 | 4,92 | 121,51 | 19,31 | 13,65 | 79,59 | 29,70 | 246,84 |
| 11:00 | 4,77 | 182,94 | 19,48 | 14,02 | 82,08 | 30,13 | 256,03 |
| 12:00 | 4,68 | 218,03 | 19,39 | 14,12 | 83,99 | 30,52 | 259,90 |
| 13:00 | 4,56 | 186,54 | 19,44 | 14,20 | 85,66 | 30,18 | 272,31 |
| 14:00 | 4,47 | 159,93 | 19,51 | 14,00 | 86,91 | 29,63 | 281,32 |
| 15:00 | 4,43 | 102,44 | 19,60 | 13,79 | 87,08 | 28,47 | 283,93 |
| 16:00 | 4,39 | 46,27 | 19,70 | 13,50 | 86,96 | 27,35 | 294,84 |
| 17:00 | 5,03 | 11,12 | 19,77 | 12,68 | 80,96 | 28,65 | 240,13 |
| 18:00 | 4,97 | 0,01 | 19,84 | 13,02 | 81,40 | 28,96 | 241,41 |
| 19:00 | 4,50 | 0,00 | 19,92 | 13,01 | 86,06 | 26,99 | 291,32 |
| 20:00 | 5,13 | 0,00 | 19,75 | 12,90 | 77,42 | 29,37 | 239,94 |
| 21:00 | 5,64 | 0,00 | 19,41 | 12,51 | 71,35 | 28,77 | 242,73 |
| 22:00 | 6,17 | 0,00 | 19,28 | 12,55 | 67,09 | 29,60 | 176,91 |
| 23:00 | 5,16 | 0,00 | 19,28 | 12,68 | 76,92 | 29,36 | 241,52 |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

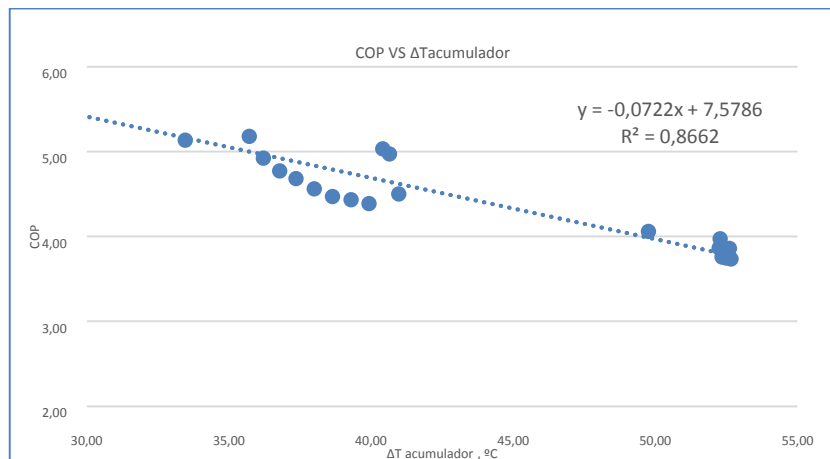


Gráfico 48 - COP VS ΔT acumulador

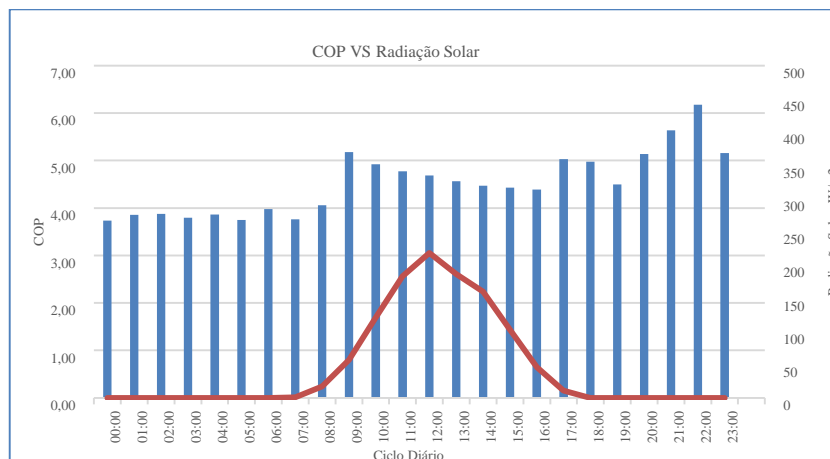


Gráfico 49 - COP VS Radiação Solar

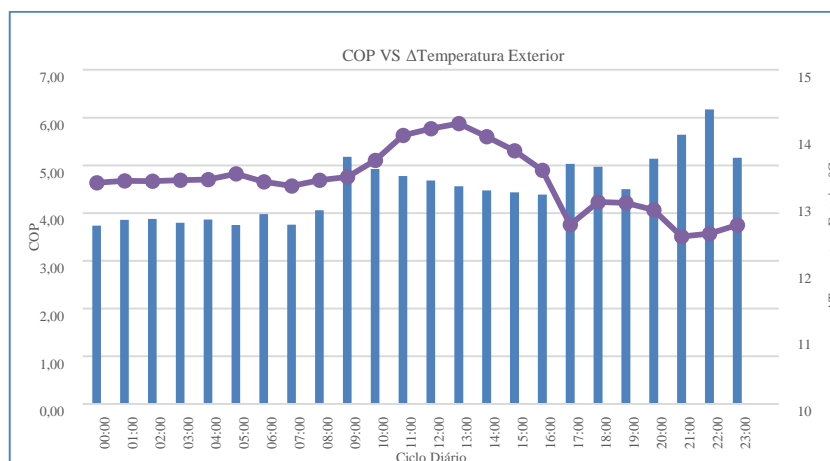


Gráfico 50 - COP VS Δ Temperatura Exterior

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

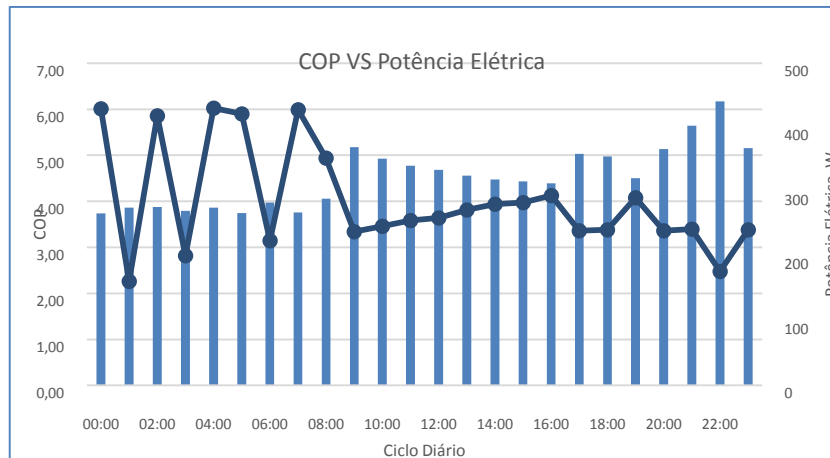


Gráfico 51 - COP VS Potência Elétrica.

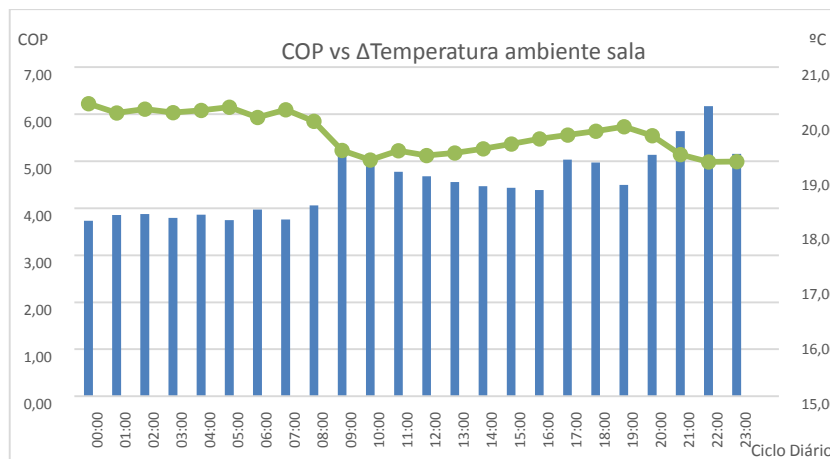


Gráfico 52 - COP vs ΔTemperatura ambiente sala

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

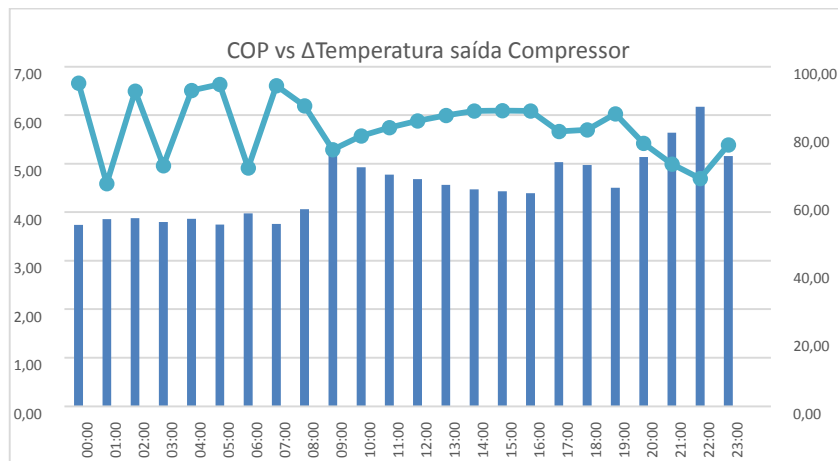


Gráfico 53 - COP vs Δ Temperatura saída Compressor

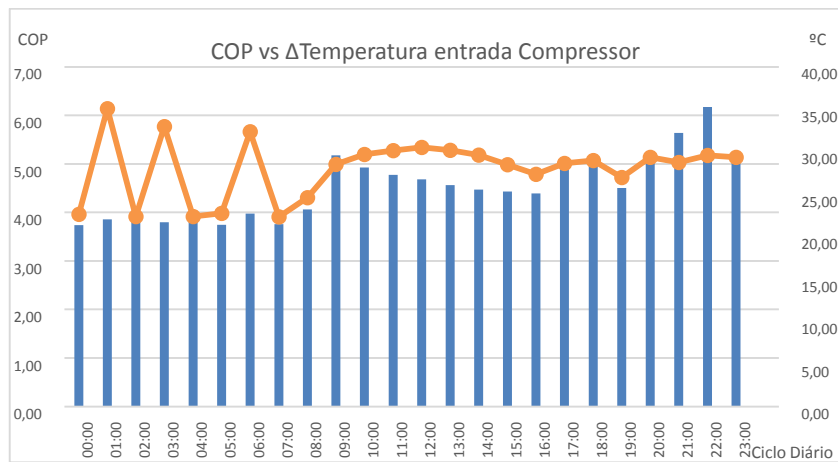


Gráfico 54 - COP vs Δ Temperatura entrada Compressor

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

- Ensaio 24/02/2016

Tabela 21 - Dados para estudo de COP 24/02/2016

| Ciclo 24H | COP | Radiação Solar (W/m ²) | ΔT Ambiente (°C) | ΔT Exterior (°C) | ΔT Saída Compressor (°C) | ΔT Entrada Compressor (°C) | Potência Elétrica (W) |
|-----------|------|------------------------------------|--------------------------|--------------------------|----------------------------------|------------------------------------|-----------------------|
| 00:00 | 3,83 | 0,00 | 19,46 | 11,10 | 94,96 | 24,13 | 367,97 |
| 01:00 | 3,82 | 0,00 | 19,43 | 10,75 | 94,86 | 23,91 | 369,05 |
| 02:00 | 3,82 | 0,00 | 19,40 | 10,67 | 94,88 | 23,83 | 369,25 |
| 03:00 | 3,82 | 0,00 | 19,35 | 10,80 | 94,88 | 23,81 | 369,27 |
| 04:00 | 3,81 | 0,00 | 19,27 | 10,64 | 94,82 | 23,55 | 369,32 |
| 05:00 | 3,80 | 0,00 | 19,22 | 10,20 | 94,77 | 23,41 | 369,76 |
| 06:00 | 3,80 | 0,00 | 19,15 | 9,71 | 94,51 | 23,14 | 356,87 |
| 07:00 | 3,81 | 2,38 | 19,10 | 9,96 | 94,34 | 23,17 | 366,29 |
| 08:00 | 3,83 | 18,25 | 19,01 | 10,22 | 94,22 | 23,32 | 362,53 |
| 09:00 | 6,10 | 35,87 | 18,33 | 10,58 | 67,39 | 28,95 | 156,86 |
| 10:00 | 5,96 | 123,18 | 18,07 | 10,99 | 68,33 | 28,09 | 189,96 |
| 11:00 | 4,94 | 240,70 | 18,12 | 11,60 | 80,43 | 29,90 | 258,19 |
| 12:00 | 4,50 | 184,71 | 18,19 | 11,18 | 84,96 | 28,93 | 265,18 |
| 13:00 | 4,51 | 324,33 | 18,27 | 12,37 | 87,19 | 30,46 | 277,34 |
| 14:00 | 4,33 | 71,88 | 18,32 | 11,58 | 87,59 | 27,59 | 285,79 |
| 15:00 | 4,33 | 175,72 | 18,42 | 11,81 | 88,24 | 27,68 | 293,80 |
| 16:00 | 4,22 | 96,51 | 18,51 | 11,80 | 88,89 | 26,52 | 297,63 |
| 17:00 | 4,18 | 63,75 | 18,59 | 11,94 | 89,62 | 26,42 | 310,35 |
| 18:00 | 5,73 | 5,77 | 19,03 | 11,65 | 74,16 | 28,74 | 320,44 |
| 19:00 | 6,01 | 0,00 | 18,09 | 11,48 | 54,02 | 29,69 | 348,20 |
| 20:00 | 6,18 | 0,00 | 17,99 | 11,09 | 56,02 | 28,60 | 298,22 |
| 21:00 | 6,20 | 0,00 | 17,93 | 10,67 | 61,29 | 28,02 | 149,83 |
| 22:00 | 6,31 | 0,00 | 17,87 | 10,21 | 64,84 | 27,72 | 168,28 |
| 23:00 | 5,99 | 0,00 | 17,80 | 10,31 | 67,89 | 27,96 | 185,63 |

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

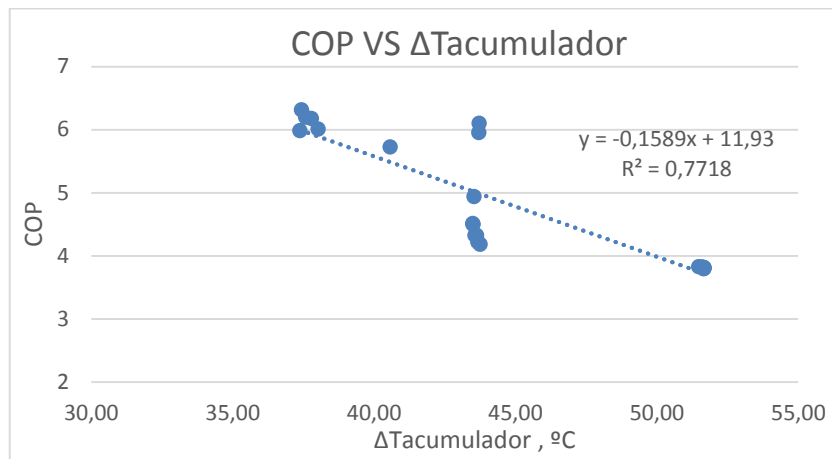


Gráfico 55 - COP VS $\Delta T_{\text{Acumulador}}$

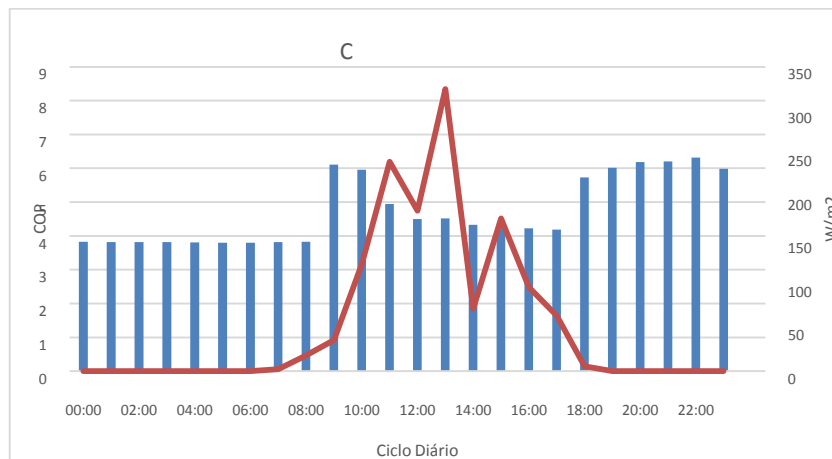


Gráfico 56 - COP VS $\Delta T_{\text{Acumulador}}$

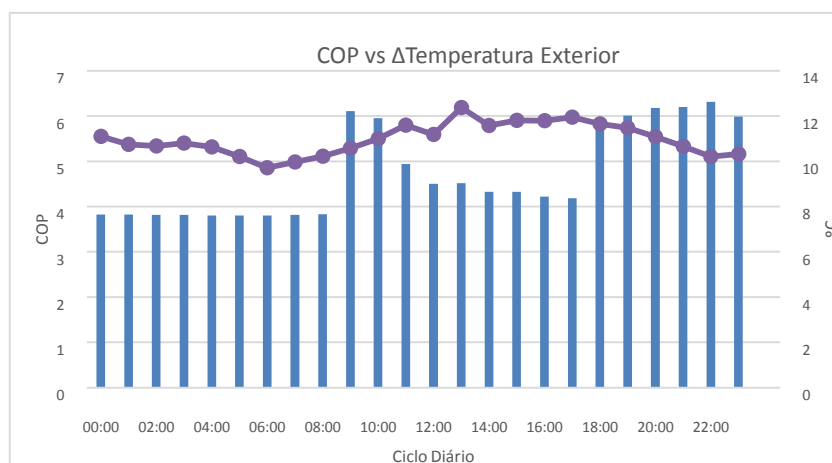


Gráfico 57 - COP vs Δ Temperatura Exterior

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

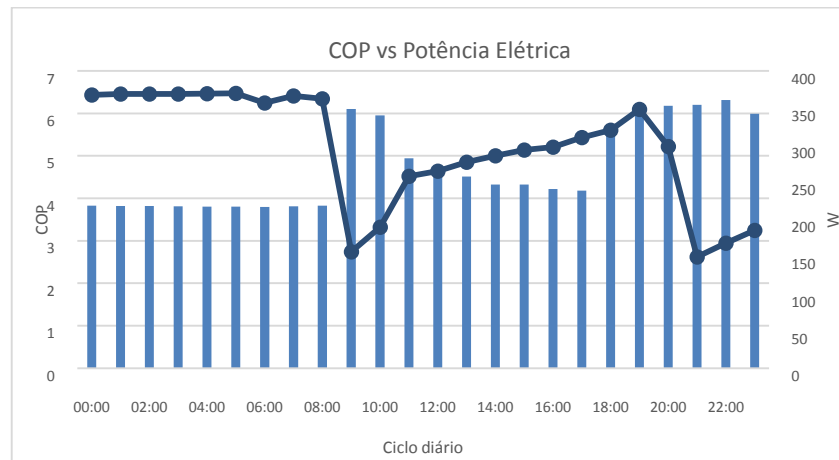


Gráfico 58 - COP vs Potência Elétrica

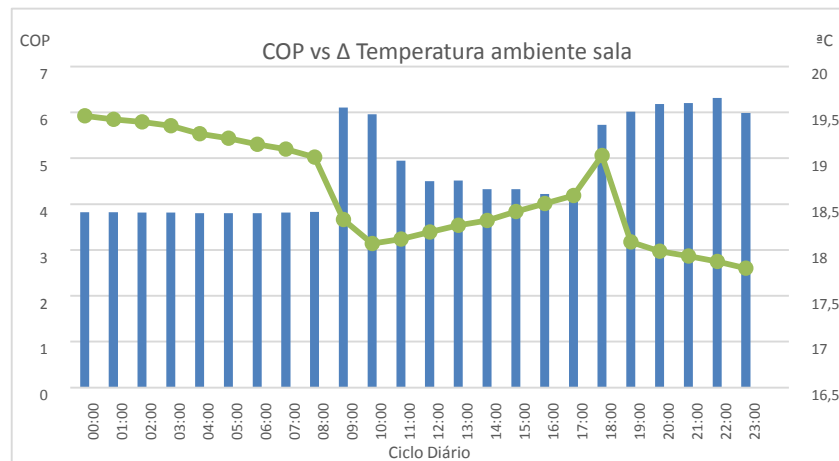


Gráfico 59 - COP vs Δ Temperatura ambiente sala

Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS

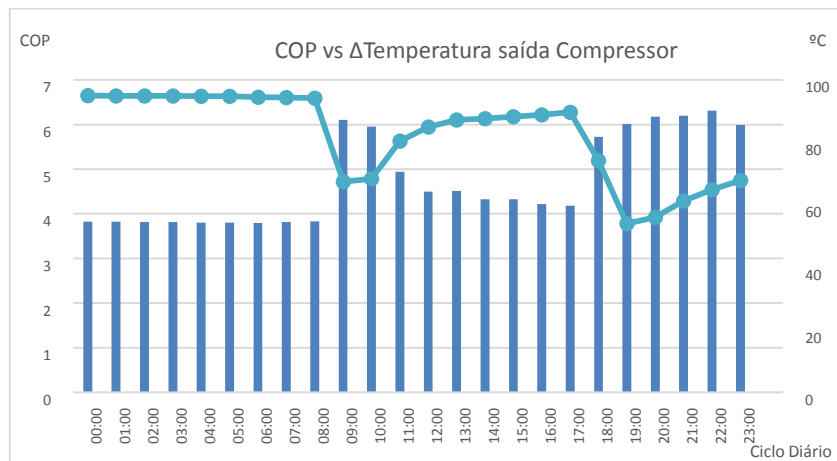


Gráfico 60 - COP vs Δ Temperatura saída Compressor

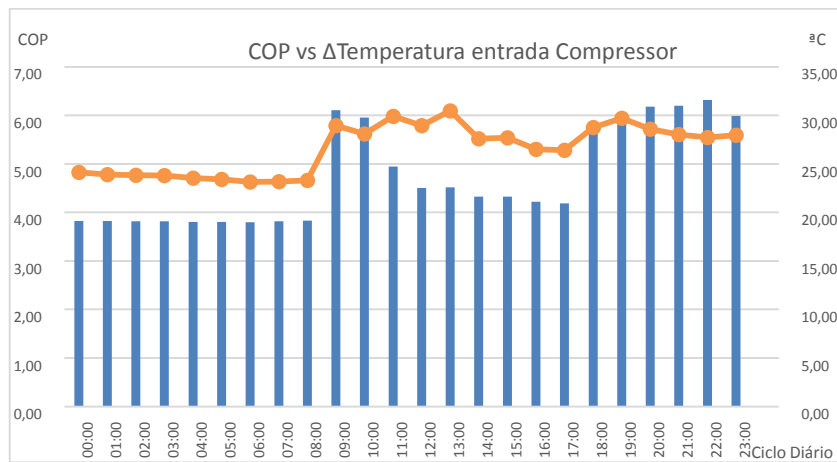


Gráfico 61 - COP vs Δ Temperatura entrada Compressor