

Desenvolvimento e construção de uma casa modelo com arrefecimento solar térmico.

António Alexandre da Silva Rocha

Relatório do Projeto Final / Dissertação do MIEM

Orientador: Prof. Dr. Szabolcs Varga

Coorientadora: Prof. Ana Palmero



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Fevereiro 2015

Desenvolvimento e construção de uma casa modelo com arrefecimento solar térmico.

Dedico esta dissertação em memória da minha avó Elvira Portugal

Desenvolvimento e construção de uma casa modelo com arrefecimento solar térmico.

Resumo

Hoje em dia o arrefecimento representa um consumo de 15% de toda a eletricidade produzida a nível mundial, sendo que desse total, 45% é gasta na climatização de espaços interiores. O facto de o arrefecimento ser mais utilizado durante a estação do Verão, onde a incidência solar e as cargas térmicas são maiores, o aproveitamento da radiação solar como fonte de energia para o acionamento de um ciclo frigorífico é uma solução lógica considerando a atual preocupação ambiental. O presente projeto tem como tecnologia principal um subsistema de refrigeração por ejeção. O ejetor permite a compressão do fluido frigorífero sem elevados gastos de energia elétrica, utilizando a energia captada pelos coletores solares térmicos.

Numa primeira fase foram escolhidos/dimensionados os equipamentos principais do subsistema solar e de aquecimento/arrefecimento, com o principal objetivo de determinar o número de coletores necessários ligar em série para fornecer a energia requerida pelo ciclo frigorífico. De seguida foi realizada a respetiva modelação tridimensional de todos os equipamentos, utilizando o *Software SolidWorks*. Esta abordagem permitiu escolher o melhor *layout* dos equipamentos e das tubagens de ligação. Duas opções foram consideradas, uma em que a tubagem proveniente do campo solar entraria na casa das máquinas pela parede oposta à entrada. Na outra abordagem, a tubagem entraria por baixo da casa, apresentando menos comprimento de tubo e acessórios. A escolha entre as duas opções teve como base o estudo das perdas térmicas e de carga para cada solução. Tomada a decisão da segunda solução, procedeu-se com o cálculo das perdas térmicas juntamente com a espessura de isolamento das tubagens. Determinou-se também, num estudo numérico, o comportamento térmico dos coletores solares (temperatura de saída, potência absorvida e rendimento médio) quando expostos a diferentes condições de trabalho (radiação solar, temperatura de entrada dos coletores, temperatura ambiente e caudal por tubo de coletor). Por fim, foram montadas a casa de máquinas, casa de estudo e coletores na cobertura do edifício L da FEUP.

Com base no trabalho realizado, concluiu-se que 4 coletores de tubos de vácuo AR30 da BAXIROCA ligados em série conseguiriam suprimir as necessidades do gerador existente no ciclo ejetor. Os cálculos indicaram uma potência absorvida de 7,4 kW e um rendimento médio de 71,6% (valores obtidos para condições de trabalho específicas). O *layout* escolhido para o projeto apresenta um comprimento de tubos de 42 m com perdas térmicas de aproximadamente 600 W (para casos extremos) e perdas de carga no valor de aproximadamente de 14 kPa. Quanto à espessura de isolamento recomendada para a tubagem é de, 28 mm para o exterior da casa das máquinas e de 17 mm para os tubos no seu interior. Esta escolha garante perdas térmicas inferiores a 5% em condições extremas. Já no estudo do desempenho dos coletores, ficou concluído que a radiação incidente é o fator que mais influência o comportamento térmico, enquanto a temperatura ambiente é menos relevante. No caso de um aumento da temperatura de entrada dos coletores, este resultou num rendimento mais baixo. O caudal recomendado mais alto (0,25 l/min/tubo) melhorou a potência útil e o rendimento médio dos coletores, quando comparado com o mais baixo (0,1 l/min/tubo). O único benefício de um caudal mais baixo é o aumento da temperatura de saída dos coletores.

Development and construction of a model home with solar thermal cooling

Abstract

Nowadays, energy consumption for cooling represents 15% of all the electricity produced worldwide and 45% of which is spent on air conditioning the interior spaces. The fact that cooling is more used during the summer season, when the solar irradiation and thermal loads are larger, the use of solar radiation as primary energy source for the refrigeration cycle is a logical solution, especially considering current environmental issues. The principal technology used in the project is a refrigeration subsystem based on an ejector. The ejector allows the compression of a working fluid without large consumption of electricity, using mainly the energy absorbed on the solar thermal collectors.

Firstly, the main components of the solar and heating/cooling subsystems were selected/designed, with the principal objective of identifying the right number of collectors needed to be connected in series to supply the required amount of energy for the refrigeration cycle. After that, a three-dimensional model was developed for each component using the software SolidWorks. This approach allowed taking a better decision in terms of the layout of the components and hydraulic connections. Two options were considered, one in which the tubes coming from the solar field would enter the equipment compartment through the wall opposing the entrance. In the other solution, the tubes would enter through the floor of the equipment compartment, leading to shorter tubes and smaller number of accessories. The decision was based on the studies of the pressure drop and the thermal losses for each solution. As the second approach was selected, calculations were performed to study the influence of the thickness of the thermal insulation applied for the project. The performance of the solar collectors (outlet temperature, useful heat and average efficiency) was simulated, in a numerical study, as a function of the operating conditions (solar radiation, inlet temperature, air temperature and the flow inside of the evacuated tubes). Finally, the equipment compartment, test space and solar collectors were installed on the rooftop of the building L at FEUP.

Based on the work done, it was concluded that 4 evacuated collectors AR30 of BAXIROCA connected in series, is sufficient to supply the energy needs of the generator located in the ejector cycle. The calculations indicated a useful heat of 7,4 kW and an average collector efficiency of 71,6% (results obtained for specific working conditions). The selected equipment layout for this project represents a total tubing length of 42 m with thermal losses of approximately 600 W (for extreme cases) and pressure drops of approximately 14 kPa. It was found that the thermal insulation should have a thickness of 28 mm and 17 mm for the tubes installed on the outside and inside, respectively. This represents losses smaller than 5% under extreme conditions. In the study of the performance of the collectors, it was concluded that the solar radiation is the factor that most influenced the performance of the collectors, while the air temperature the least relevant. Increasing the inlet temperature of the collectors, the average efficiency is negatively influenced. The highest recommend flow rate (0,25 l/min/tube) improved the useful heat and the average efficiency of the collectors when compared to the lower flow rate (0,1 l/min/tube). The only improvement in this last case was an increase of the outlet temperature.

Agradecimentos

Queria agradecer em primeiro lugar aos meus orientadores e em especial o Professor Szabolcs Varga, pelo sentido crítico e disponibilidade que sempre demonstrou para me ajudar ao longo da dissertação. Deixo também um agradecimento ao João Soares e ao Paulo Pereira pelo apoio prestado durante trabalho.

Gostaria também de agradecer a todos os meus amigos que sempre fizeram parte da minha vida nos bons e maus momentos.

Um agradecimento sentido à minha avó Elvira por todo o amor e carinho que sempre deu a mim e aos seus netos.

Por fim, um agradecimento especial aos meus pais e irmãos, pela constante motivação, apoio e sacrifícios feitos ao longo da vida para que conseguisse atingir os meus objetivos.

Índice de conteúdos

| | |
|---|------|
| Resumo | iii |
| Abstract..... | v |
| Agradecimentos | vii |
| Índice de conteúdos | ix |
| Índice de Figuras | xi |
| Índice de Tabelas | xvii |
| Abreviaturas e Símbolos..... | xix |
| 1. Introdução | 1 |
| 2. Caracterização dos subsistemas do projeto SOLAC-TDF..... | 9 |
| 2.1 Subsistema Solar | 9 |
| 2.1.1 Seleção dos coletores solar térmicos | 11 |
| 2.1.2 Seleção do depósito de inércia | 17 |
| 2.1.3 Seleção do vaso de expansão..... | 18 |
| 2.1.4 Seleção do purgador | 19 |
| 2.1.5 Seleção da bomba do tipo 1 e central de controlo | 19 |
| 2.1.6 Seleção da bomba do tipo 2..... | 21 |
| 2.1.7 Seleção dos caudalímetros..... | 22 |
| 2.1.8 Seleção dos acessórios de circulação..... | 23 |
| 2.2 Subsistema de refrigeração..... | 24 |
| 2.2.1 Gerador, Evaporador e Condensador | 24 |
| 2.2.2 Bomba HTP 300..... | 25 |
| 2.2.3 Válvula de expansão KPR..... | 25 |
| 2.2.4 Separador gás-líquido..... | 25 |
| 2.2.5 Ejetor..... | 26 |
| 2.3 Subsistema de aquecimento/arrefecimento | 32 |
| 3. Modelação tridimensional da instalação | 35 |
| 3.1 Modelo tridimensional do ciclo ejeter | 35 |
| 3.2 Modelo tridimensional da TDF e casa das máquinas..... | 37 |
| 3.3 Modelo tridimensional da cobertura exterior do edifício L da FEUP | 39 |
| 3.4 Modelo tridimensional do coletor solar de tubos de vácuo AR 30 | 41 |

| | | |
|-------|---|----|
| 3.5 | Modelo tridimensional dos equipamentos instalados na casa das máquinas | 46 |
| 3.5.1 | Depósito acumulador ASA 50 - IN | 46 |
| 3.5.2 | Vaso de expansão Vasoflex solar N 35/2,5 l..... | 48 |
| 3.5.3 | Bomba ECO QUANTUM 1035 | 48 |
| 3.5.4 | Grupo hidráulico Solar Hydraulic 10 simples | 49 |
| 3.5.5 | Válvula de corte | 52 |
| 3.5.6 | Válvula de 3 vias com servomotor | 52 |
| 3.5.7 | Caudalímetro ultra-sónico DUK 21 G4 HL 443 L | 53 |
| 3.5.8 | Tubos e outros acessórios..... | 53 |
| 3.6 | Instalação dos compartimentos e coletores no exterior da cobertura do edifício L da FEUP | 54 |
| 3.7 | Montagem dos equipamentos no interior da casa das máquinas | 55 |
| 4. | Estudo das perdas de carga, tensão de flexão, perdas térmicas e comportamento térmico dos coletores. | 59 |
| 4.1 | Estudo das perdas de carga nas ligações hidráulicas..... | 59 |
| 4.2 | Estudo da altura necessária à bomba do tipo 1..... | 62 |
| 4.3 | Estudo da altura necessária à bomba do tipo 2..... | 63 |
| 4.4 | Cálculo do volume do vaso de expansão..... | 64 |
| 4.5 | Estudo das tensões de flexão na estrutura de suporte do depósito de água. | 65 |
| 4.6 | Comportamento térmico dos coletores solares..... | 68 |
| 4.6.1 | Influência da variação da radiação solar no comportamento térmico dos coletores. | 69 |
| 4.6.2 | Influência da variação da temperatura ambiente no comportamento térmico dos coletores. | 70 |
| 4.6.3 | Influência da variação da temperatura da água à entrada dos coletores no seu comportamento térmico..... | 71 |
| 4.7 | Estudo das perdas térmicas nas ligações hidráulicas e seleção do isolamento..... | 72 |
| 5. | Construção da casa das máquinas, TDF e montagem dos coletores solares..... | 79 |
| 6. | Conclusões e perspectivas de futuros trabalhos. | 83 |
| | Referências | 87 |

Índice de Figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1.1- Processo de uma máquina frigorífica esquematizada. | 1 |
| Figura 1.2 - Tecnologias de refrigeração baseadas na forma de captação solar [6]. | 3 |
| Figura 1.3 - Desenho esquemático do sistema SOLAC-TDF e respetivas legendas dos componentes. Subsistema solar: equipamentos 1-6; subsistema de refrigeração: equipamentos 7-13; subsistema de aquecimento/arrefecimento: equipamentos 14 e 15; comum aos subsistemas: equipamentos 16-20. | 4 |
| Figura 1.4 - Distribuição da irradiação solar média na Europa [7]. | 5 |
| Figura 1.5 - Comparação da produção de energia solar utilizando sistemas solares térmicos para o ano 2013 (ESTIF) com a previsão para 2020 (NREAPS) em GWh para os diferentes países da EU [10]. | 6 |
| Figura 1.6 - Produção solar instalada recentemente e a total para coletores solares de placa plana com cobertura em Portugal [10]. | 6 |
| Figura 1.7 - Edifício da Caixa Geral de Depósitos em Lisboa [13]. | 7 |
| Figura 2.1 - Sistema solar térmico com circulação do tipo: a) termossifão e b) forçada [15]. .. | 10 |
| Figura 2.2 - Variação do rendimento com ΔT (temperatura obtida – exterior) para os coletores de tubos de vácuo e de placa plana com cobertura e sem cobertura [16]. Rendimentos para os valores de ΔT de 90 e 110°C. | 12 |
| Figura 2.3 - Esquema de um coletor solar de placa plana [18]. | 13 |
| Figura 2.4 - Esquema legendado de: a) coletor de tubos de vácuo [19], b) circulação da água nos coletores [20] e c) sentido do fluxo de água no interior dos tubos evacuados. | 14 |
| Figura 2.5 - Ligação em paralelo com: a) alimentação invertida e b) retorno invertido. | 15 |
| Figura 2.6 - Variação provocada pelo número de coletores de tubos de vácuo AR 30 e 20 ligados em série na: a) potência útil dos coletores e b) rendimento médio. Valores tirados para $T_e=65^\circ\text{C}$, $T_a=22^\circ\text{C}$, $G=800 \text{ W/m}^2$ e $Vt=0,25 \text{ l/min}$ | 17 |
| Figura 2.7 - Vaso de expansão e os seus constituintes [30]. | 18 |
| Figura 2.8 - Grupo hidráulico Solar Hydraulic 10 simples com as características geométricas e a respetiva legenda [24]. | 20 |
| Figura 2.9 - Curvas características para as velocidades, económica, média e máxima do circulador do grupo hidráulico solar Hydraulic simples [24]. | 20 |
| Figura 2.10 - Curvas características para o modo de velocidade 1, 2 e 3 do circulador SXM 25 [24]. | 20 |
| Figura 2.11 - Central solar CS-10 [24]. | 21 |
| Figura 2.12 - Curvas características para o modo de velocidade fixa (C1, C2 e C3) [24]. | 21 |
| Figura 2.13 - Permutador de calor Alfa Laval [34]. | 24 |
| Figura 2.14 - Bomba HTP 300 [35]. | 25 |

| | |
|--|----|
| Figura 2.15 - Válvula de expansão KPR da Swagelok [36]. | 25 |
| Figura 2.16 - Separador gás-líquido. | 25 |
| Figura 2.17 - Desenho esquemático ideal da variação de pressão e velocidade ao longo de um ejetor de “constant-pressure mixing” e de geometria fixa [37]. | 26 |
| Figura 2.18 - Tipos de ejetores: a) “Constant-area mixing ejetor” e b) “Constant-pressure mixing ejetor” [37]. | 27 |
| Figura 2.19 – Ejetor “constant-pressure mixing” e de geometria variável com as respetivas legendas [23]. | 27 |
| Figura 2.20 - Regime funcional do ejetor para temperaturas constantes do gerador e evaporador [38]. | 29 |
| Figura 2.21 - Razão de sucção (λ) em função da pressão crítica (P_c) para dois valores de razão de áreas r_{a1} e r_{a2} . Valores de T_g e T_{ev} constantes. | 29 |
| Figura 2.22 - Comportamento da razão de áreas ótimas (r_a) em função da temperatura do gerador (T_g) para os fluidos: água, R290, R314a, RC318, R152a e R600a. Valores obtidos para uma temperatura do evaporador de 10°C e uma temperatura do condensador de 35°C [41]. | 31 |
| Figura 2.23 - Perda de carga em função do caudal para a série Dubal Hybrid 1000x500 [42]. | 33 |
| Figura 2.24 - Montagem do <i>KD2 Pro termal Properties Analyzer</i> no bloco de amostra de poliuretano. | 34 |
| Figura 3.1 - Desenho tridimensional do ciclo ejetor: a) original e b) final (numeração das alterações na Tabela 3.1). | 36 |
| Figura 3.2 - Desenho tridimensional da tubagem de ligação entre o condensador e o reservatório. A caixa vermelha representa a zona mais baixa e a caixa azul a zona mais alta. | 36 |
| Figura 3.3 - Desenho tridimensional com as respetivas dimensões da estrutura do ciclo ejetor: a) original e b) final. | 37 |
| Figura 3.4 - Desenho tridimensional da casa das máquinas. | 38 |
| Figura 3.5 - Desenho tridimensional da TDF. | 38 |
| Figura 3.6 - Desenho tridimensional da cobertura exterior do edifício L da FEUP. | 39 |
| Figura 3.7 - Desenho tridimensional do bloco quadrangular de cimento existente na cobertura exterior do edifício L da FEUP. | 39 |
| Figura 3.8 - Desenho tridimensional do bloco retangular de cimento utilizado para suporte dos coletores, existente na cobertura exterior do edifício L da FEUP. | 40 |
| Figura 3.9 - Desenho tridimensional da viga utilizada na nivelção dos compartimentos existentes na cobertura exterior do edifício L da FEUP. | 40 |
| Figura 3.10 - Desenho tridimensional do coletor na: a) 1ª vista e b) 2ª vista. | 41 |
| Figura 3.11 - Desenho tridimensional do suporte de cobertura plana. | 41 |
| Figura 3.12 - Desenho tridimensional do detalhe A-A, local onde se coloca o adaptador de coletores do suporte de cobertura plana. | 42 |

| | |
|---|----|
| Figura 3.13 - Desenho tridimensional do detalhe B-B, local onde se ajusta o ângulo do suporte de cobertura plana..... | 42 |
| Figura 3.14 - Desenho tridimensional do detalhe C-C, local onde se fixa o suporte ao bloco de cimento retangular e se coloca o posicionador de tubos inferior do suporte de cobertura plana. | 43 |
| Figura 3.15 - Desenho tridimensional do tubo de vácuo. | 43 |
| Figura 3.16 - Desenho tridimensional do detalhe D-D do tubo de vácuo. | 44 |
| Figura 3.17 - Desenho tridimensional do detalhe E-E do tubo de vácuo. | 44 |
| Figura 3.18 - Desenho tridimensional do adaptador do coletor. | 45 |
| Figura 3.19 - Desenho tridimensional do posicionador de tubos. | 45 |
| Figura 3.20 - Desenho tridimensional das entradas e saídas do fluido do depósito de água para o sistema e respetivas características geométricas na: a) 1ª vista, b) 2ª vista e c) 3ª vista. | 46 |
| Figura 3.21 - Desenho tridimensional do apoio do depósito de água e as características geométricas na: a) 1ª vista e b) 2ª vista. | 46 |
| Figura 3.22 - Desenho tridimensional da: a) estrutura e depósito com as respetivas dimensões geométricas e b) estrutura e depósito colocados no interior da casa das máquinas. | 47 |
| Figura 3.23 - Desenho tridimensional do vaso de expansão e respetivas dimensões geométricas..... | 48 |
| Figura 3.24 - Desenho tridimensional da bomba ECO QUANTUM 1035 e as características geométricas na: a) 1ª vista, b) 2ª vista e c) 3ª vista..... | 49 |
| Figura 3.25 - Desenho tridimensional do regulador de caudal pertencente ao Grupo hidráulico solar Hydraulic 10 simples e as características geométricas na: a) 1ª vista e b) 2ª vista..... | 49 |
| Figura 3.26 - Desenho tridimensional da válvula de segurança pertencente ao Grupo hidráulico solar Hydraulic 10 simples. | 50 |
| Figura 3.27 - Desenho tridimensional da carcaça frontal pertencente ao Grupo hidráulico solar Hydraulic 10 simples e as características geométricas na: a) 1ª vista e b) 2ª vista. | 50 |
| Figura 3.28 - Desenho tridimensional da carcaça traseira pertencente ao Grupo hidráulico solar Hydraulic 10 simples e as características geométricas na: a) 1ª vista e b) 2ª vista..... | 51 |
| Figura 3.29 - Desenho tridimensional do suporte de ancoragem pertencente ao Grupo hidráulico solar Hydraulic 10 simples e as características geométricas na: a) 1ª vista e b) 2ª vista..... | 51 |
| Figura 3.30 - Desenho tridimensional do grupo hidráulico solar hydraulic 10 simples com: a) vista explodida e b) conjunto final. | 51 |
| Figura 3.31 - Desenho tridimensional da válvula de corte de 1-1/4". | 52 |
| Figura 3.32 - Desenho tridimensional da válvula de 3 vias com Servomotor e as características geométricas na: a) 1ª vista e b) 2ª vista. | 52 |
| Figura 3.33 - Desenho tridimensional do ultra-sónico DUK 21 G4 HL 443 L e as características geométricas na: a) 1ª vista e b) 2ª vista e c) 3ª vista. | 53 |

| | |
|--|----|
| Figura 3.34 - Desenho tridimensional da cobertura depois da colocação dos compartimentos e equipamentos. | 54 |
| Figura 3.35 - Desenho tridimensional da passagem da tubagem do exterior para o interior da casa das máquinas para: a) 1ª solução e b) 2ª solução. | 54 |
| Figura 3.36 - Desenho tridimensional, com uma perspetiva diferente, da passagem da tubagem do exterior para o interior da casa das máquinas para: a) 1ª solução e b) 2ª solução. | 55 |
| Figura 3.37 - Desenho tridimensional do espaço interior da casa das máquinas com o ciclo ejetor e estrutura posicionados. | 55 |
| Figura 3.38 - Desenho tridimensional da casa das máquinas, ciclo ejetor, depósito de inércia ASA 50 - IN, Vasoflex solar N35/2,5 L e grupo hidráulico Solar Hydraulic 10 simples com: a) com características geométricas sem tubagem e b) sem características geométricas e com tubagens. | 56 |
| Figura 3.39 - Vista de cima do desenho tridimensional da casa das máquinas, ciclo ejetor, depósito de inércia ASA 50 - IN, Vasoflex solar N35/2,5 L, grupo hidráulico Solar Hydraulic 10 simples, válvulas de 3 vias com servomotor e bombas ECO QUANTUM 1035 com: a) características geométricas sem tubagem e b) sem características geométricas e com tubagem. | 57 |
| Figura 3.40 - Desenho tridimensional da casa das máquinas com equipamentos e tubagem. . | 57 |
| Figura 3.41 - Vista tridimensional da casa das máquinas com equipamentos e tubagens em: a) vista geral e b) vista detalhada F-F. | 58 |
| Figura 3.42 - Desenho tridimensional da passagem da tubagem no interior da casa das máquinas para: a) 1ª solução e b) 2ª solução. | 58 |
| Figura 4.1 - Desenho e eixo neutro (G) do perfil: a) quadrangular, b) retangular e c) Maytec. | 65 |
| Figura 4.2 - Esquema das forças provocadas na estrutura pelo depósito. | 65 |
| Figura 4.3 - Esquema simplificado para o estudo do momento fletor aplicado na barra horizontal da estrutura. | 66 |
| Figura 4.4 - Esquema para o cálculo dos momentos fletores ao longo da barra, a partir do método das secções. | 66 |
| Figura 4.5 - Variação do momento fletor ao longo do comprimento da barra. | 67 |
| Figura 4.6 - Montagem em série dos coletores solares e respetivas temperaturas de entrada e saída. | 68 |
| Figura 4.7 - Influência da radiação solar na: a) temperatura de saída do último coletor e potência total útil; b) rendimento médio. | 70 |
| Figura 4.8 - Influência da temperatura ambiente na: a) temperatura de saída do último coletor e potência total útil; b) rendimento médio. | 70 |
| Figura 4.9 - Influência da temperatura de entrada nos coletores na: a) temperatura de saída do último coletor e potência total útil; b) rendimento médio. | 71 |
| Figura 4.10 - Corte do tubo de cobre isolado, com respetivos constituintes e esquema reo-elétrico. | 73 |

| | |
|--|----|
| Figura 4.11 - Variação de Q_p com a espessura do isolamento para diferentes temperaturas exteriores do ar e uma temperatura da água de 15°C: a) 1ª solução e b) 2ª solução. | 76 |
| Figura 4.12 - Variação de Q_p com a espessura do isolamento para diferentes temperaturas exteriores do ar e uma temperatura da água de 120°C: a) 1ª solução e b) 2ª solução. | 76 |
| Figura 4.13 - Variação de Q_p com a espessura do isolamento para diferentes temperaturas interiores do ar na casa das máquinas e uma temperatura da água de 15°C: a) 1ª solução e b) 2ª solução. | 77 |
| Figura 4.14 - Variação de Q_p com a espessura do isolamento para diferentes temperaturas interiores do ar na casa das máquinas e uma temperatura da água de 120°C: a) 1ª solução e b) 2ª solução. | 77 |
| Figura 5.1 - Nivelção do chão da cobertura do edifício L da FEUP. | 79 |
| Figura 5.2 - Montagem da TDF em diferentes fases: a) colocação do chão, b) colocação das paredes e c) colocação do teto e porta. | 80 |
| Figura 5.3 - Montagem da casa das máquinas em diferentes fases: a) colocação do chão, b) colocação das paredes e porta e c) colocação do teto. | 80 |
| Figura 5.4 - a) TDF e casa das máquinas fixadas com cordas de aço e b) grelhas instaladas na casa de máquinas. | 81 |
| Figura 5.5 - a) Aplicação de cimento para fixação dos blocos e b) disposição dos blocos no final da colocação. | 81 |
| Figura 5.6 - a) Alinhamento dos acessórios de fixação, b) Blocos e respetivos acessórios de fixação e c) Colocação do suporte dos coletores. | 82 |
| Figura 5.7 - Estrutura dos coletores com os adaptadores montados. | 82 |

Índice de Tabelas

| | |
|---|----|
| Tabela 2.1 - Tipos e características de coletores solares mais comuns de baixa e média temperatura [16]. | 13 |
| Tabela 2.2 - Tipos de ligação dos coletores e respetivas vantagens e desvantagens [21]. | 15 |
| Tabela 2.3 - Características técnicas da bomba ECO QUANTUM 1035 1" [24]. | 22 |
| Tabela 2.4 - Características geométricas dos permutadores da Alfa Laval do gerador, evaporador e condensador [34]. | 24 |
| Tabela 2.5 - Caudal de ar debitado pelo Dubal Hybrid 1000x500 para cada modo de dispersão do ar [24]. | 32 |
| Tabela 2.6 - Potência frigorífica debitada pelo Dubal Hybrid 1000x500 em função da temperatura de ida e modo de dispersão do ar [24]. | 32 |
| Tabela 2.7 - Potência calorífica debitada pelo Dubal Hybrid 1000x500 em função da temperatura de ida, caudal e modo de dispersão do ar [24]. | 32 |
| Tabela 2.8 - Propriedades térmicas medidas do bloco de poliuretano. | 34 |
| Tabela 3.1 - Número e descrição das alterações realizadas ao modelo tridimensional do ciclo ejetor. | 35 |
| Tabela 3.2 - Nome e respetivo desenho tridimensional dos acessórios utilizados. | 53 |
| Tabela 4.1 - Cálculo do coeficiente de <i>Darcy</i> em função do número de <i>Reynolds</i> [46]. | 60 |
| Tabela 4.2 - Número e tipos de constituintes das duas configurações com o comprimento de tubagem total associado. | 60 |
| Tabela 4.3 - Coeficientes de perda de carga (K_L) para os diferentes acessórios [47]. | 61 |
| Tabela 4.4 - Perdas de carga para as duas configurações. | 61 |
| Tabela 4.5 - Equipamentos e perdas de carga do 1º troço. | 63 |
| Tabela 4.6 - Equipamentos e perdas de carga do 2º troço. | 63 |
| Tabela 4.7 - Equipamentos e perdas de carga do 3º troço. | 64 |
| Tabela 4.8 - Coeficientes C e n em função do número de <i>Reynolds</i> para convecção forçada no exterior de tubos circulares horizontais [50]. | 75 |
| Tabela 4.9 - Coeficientes C e n em função do número de <i>Reynolds</i> para convecção natural no exterior de tubos circulares horizontais. [50] | 75 |
| Tabela 4.10 - Comprimento da tubagem (L) no interior e exterior da casa das máquinas para cada solução estudada. | 76 |

Abreviaturas e Símbolos

| Símbolo | Descrição | Unidades |
|-------------|---|-----------------------------------|
| A_{cap} | Área de captação solar | m^2 |
| A_v | Área da zona v | m^2 |
| A_i | Área da zona i | m^2 |
| A | Área de secção do tubo | m^2 |
| A_l | Área lateral do tubo | m^2 |
| b | Cota normal ao eixo de inércia | mm |
| d | Cota perpendicular ao eixo de inércia | mm |
| COP | <i>Coefficiente of performance</i> | - |
| COP_{eje} | <i>Coefficiente of performance</i> do ciclo ejetor | - |
| cp | Calor específico da água | $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ |
| d_v | Diâmetro da zona v | mm |
| d_i | Diâmetro da zona i | mm |
| D | Diâmetro exterior | mm |
| D_{in} | Diâmetro interior | mm |
| d_e | Distancia ao eixo neutro | mm |
| f | Coefficiente de <i>Darcy</i> | - |
| F_x | Força segundo o eixo dos xx | N |
| F_y | Força segundo o eixo dos yy | N |
| F_R | Fator de remoção de calor | - |
| g | Aceleração da gravidade | $m^2 s^{-1}$ |
| G_r | Número de <i>Grashof</i> | - |
| G | Radiação incidente | W m^{-2} |
| h_L | Perda de carga em linha | m |
| h_C | Perda de carga localizadas | m |
| h_{DH} | Perda de carga do Dubal Hybrid 1000x500 | m |
| h | Coefficiente de convecção | $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ |
| h_{ar} | Coefficiente de convecção do ar | $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ |
| h_a | Coefficiente de convecção da água | $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ |
| I | Momento de inércia | mm^4 |
| I_{xx} | Momento de inércia segundo o eixo dos xx | mm^4 |
| I_{yy} | Momento de inércia segundo o eixo dos yy | mm^4 |
| k | Condutibilidade térmica | $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ |
| k_{iso} | Condutibilidade térmica do isolamento | $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ |
| K_L | Coefficiente de perda de carga | - |
| L | Comprimento de tubagem | m |
| L_m | Comprimento da área de secção constante do ejetor | m |
| m_d | Massa do depósito de água | kg |
| \dot{m} | Caudal mássico da água | kg s^{-1} |
| \dot{m}_e | Caudal mássico do evaporador | kg s^{-1} |
| \dot{m}_g | Caudal mássico do evaporador | kg s^{-1} |
| \dot{m}_t | Caudal mássico no interior do tubo do coletor solar | kg s^{-1} |
| M_B | Momento no ponto B | kN mm |
| M_f | Momento fletor | kN mm |
| M_{f1} | Momento fletor 1 | kN mm |
| M_{f2} | Momento fletor 2 | kN mm |

| | | |
|-------------------|---|-------------------|
| Mf_3 | Momento fletor 3 | kN mm |
| NXP | Posição de saída do <i>nozzle</i> | mm |
| n_t | Número total de tubos nos coletores | - |
| N_u | Número de <i>Nusselt</i> | - |
| P_r | Número de <i>Prandtl</i> | - |
| P_{cr} | Pressão crítica do condensador | kPa |
| P_{ev} | Pressão do evaporador | kPa |
| P_c | Pressão do condensador | kPa |
| P_g | Pressão do gerador | kPa |
| ΔP_b | Pressão da bomba | kPa |
| $P_{m\acute{a}x}$ | Pressão máxima | kPa |
| $P_{m\acute{i}n}$ | Pressão mínima | kPa |
| P_d | Peso do depósito de água | N |
| P_{col} | Perda de carga do coletor | kPa |
| P_{T_col} | Perda de carga total dos coletores | kPa |
| P_{DUK} | Perda de carga do caudalímetro DUK | kPa |
| P_{GH} | Perda de carga do grupo hidráulico | kPa |
| \dot{Q}_u | Potência calorífica útil | kW |
| \dot{Q}_T | Potência calorífica total produzida pelos coletores | kW |
| \dot{Q}_i | Potência da radiação solar incidente | kW |
| \dot{Q}_g | Potência calorífica do gerador | kW |
| \dot{Q}_e | Potência calorífica evaporador | kW |
| \dot{Q}_a | Perdas térmicas da água para o tubo | kW |
| \dot{Q}_{iso} | Perdas térmicas do isolamento para o exterior | kW |
| \dot{Q}_{ar} | Perdas térmicas exteriores | kW |
| \dot{Q}_p | Perdas térmicas totais | kW |
| \dot{Q}_i | Potência calorífica do coletor i; com i a variar de 1- 4 | kW |
| r_a | Razão de áreas | - |
| $R_{cv,ar}$ | Resistência convectiva isolamento/ar | K W ⁻¹ |
| $R_{cv,a}$ | Resistência convectiva água/tubo | K W ⁻¹ |
| $R_{cd,iso}$ | Resistência condutiva do isolamento | K W ⁻¹ |
| R_{ext_iso} | Raio exterior do isolamento | m |
| R_{int_iso} | Raio interior do isolamento | m |
| RA_x | Reação do ponto A segundo o eixo do xx | N |
| RA_y | Reação do ponto A segundo o eixo do yy | N |
| RB_x | Reação do ponto B segundo o eixo do xx | N |
| RB_y | Reação do ponto B segundo o eixo do yy | N |
| Re | Número de <i>Reynolds</i> | - |
| T_e | Temperatura de entrada | °C |
| T_s | Temperatura de saída | °C |
| T_{ev} | Temperatura do evaporador | °C |
| T_c | Temperatura do condensador | °C |
| T_g | Temperatura do gerador | °C |
| T_m | Temperatura média do coletor | °C |
| T_a | Temperatura ambiente | °C |
| \bar{T}_{s_r} | Temperatura média mais baixa do sistema (subsistema de refrigeração) | °C |
| \bar{T}_{s_s} | Temperatura média mais alta do sistema | °C |

| | | |
|---------------------------------------|---|----------------------------|
| | (subsistema solar) | |
| T_{C-0} | Temperatura de entrada dos coletores | °C |
| T_{C-4} | Temperatura de saída dos coletores | °C |
| T_{C-i} | Temperatura de entrada/saída dos coletores i ; para i a variar de 1 - 3 | °C |
| T_{ext_iso} | Temperatura exterior do isolamento | °C |
| T_{int_iso} | Temperatura interna do isolamento | °C |
| T_{ext_cob} | Temperatura exterior do cobre | °C |
| T_{int_cob} | Temperatura interna do cobre | °C |
| T_{ar} | Temperatura do ar | °C |
| T_a | Temperatura da água | °C |
| ΔT | Variação de temperatura | °C |
| Δh_e | Variação de entalpia do evaporador | kJ kg^{-1} |
| Δh_g | Variação de entalpia do gerador | kJ kg^{-1} |
| V_D | Volume dilatado | m^3 |
| V_T | Volume total da instalação | m^3 |
| V_V | Volume do vaso de expansão | m^3 |
| V | Velocidade | m s^{-1} |
| \dot{V} | Caudal volúmico | $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ |
| \dot{V}_t | Caudal volúmico no interior do tubo do coletor solar | $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ |
| α | Coefficiente de absorção | - |
| β | Coefficiente de expansão volumétrico | K^{-1} |
| τ | Coefficiente de transmissividade do vidro | - |
| ρ | Massa específica | kg m^{-3} |
| η_E | Rendimento de expansão | - |
| η_{20} | Rendimento do coletor AR20 | - |
| η_{30} | Rendimento do coletor AR30 | - |
| η_m | Rendimento médio dos coletores | - |
| η_{c-i} | Rendimento do coletor i ; com i a variar de 1 - 4 | - |
| η_{opt} | Rendimento ótico | - |
| ε | Rugosidade média | mm |
| λ | Razão de sucção | - |
| σ | Tensão de flexão | N mm^{-2} |
| $\sigma_{m\acute{a}x_{quadrangular}}$ | Tensão de flexão máxima para o perfil quadrangular | N mm^{-2} |
| $\sigma_{m\acute{a}x_{retangular}}$ | Tensão de flexão máxima para o perfil retangular | N mm^{-2} |
| $\sigma_{m\acute{a}x_{Maytec}}$ | Tensão de flexão máxima para o perfil <i>Maytec</i> | N mm^{-2} |
| μ | Viscosidade dinâmica | Pa s |
| μ_m | Viscosidade dinâmica à temperatura média | Pa s |
| μ_p | Viscosidade dinâmica à temperatura da parede | Pa s |

1. Introdução

A refrigeração é uma tecnologia geralmente utilizada em países industrializados devido à pronta disponibilidade de energia elétrica, quando em muitas partes do mundo não se tem o mesmo acesso [1]. As tecnologias de produção de frio são utilizadas em muitos processos diferentes incluindo a conservação de alimentos, sector da climatização do ambiente interior, conservação de produtos farmacêuticos, etc.

O enunciado de Clausius da Segunda lei da Termodinâmica afirma que “é impossível que um sistema que opere ciclicamente tenha como único efeito a transferência de calor de um corpo a baixa temperatura para um outro a mais alta temperatura” [2]. O sentido do fluxo de calor instantâneo é da temperatura mais alta para a mais baixa e não o contrario. Para tornar possível é necessária uma fonte de energia exterior, por exemplo trabalho de compressão como indicado na Figura 1.1.

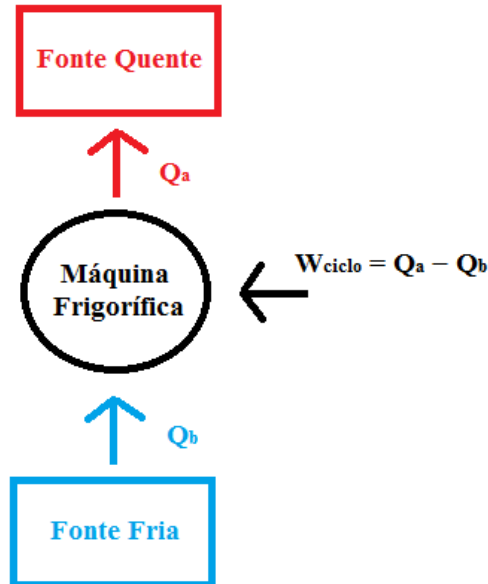


Figura 1.1- Processo de uma máquina frigorífica esquematizada.

As máquinas frigoríficas podem ser classificadas pela energia de acionamento utilizada, como se pode ver na Tabela 1.1.

Tabela 1.1 - Tecnologias de arrefecimento agrupadas pelo tipo de energia de acionamento [2].

| | |
|-------------------------------|-----------------------------|
| Operados eletricamente | Vapor |
| | CO ₂ |
| | Ar |
| | Termoelétrico |
| Operados termicamente | Absorção |
| | Adsorção |
| | Vapor com máquinas térmicas |
| | Dessicantes |
| | Ejetor |
| Híbridos | Calor/Electricidade |
| | Solar/Biomassa |
| | Solar/Biomassa/Diesel |
| | Sola/Gás |
| | Química/térmica |

As máquinas operadas eletricamente, como o próprio nome indica, necessitam de electricidade que pode ser depois convertida, ou não, em trabalho mecânico dependendo do ciclo utilizado, como os compressores a vapor, com compressor mecânico, ou termelétricos [2].

No segundo grupo de tecnologias, a energia necessária para acionar o ciclo é introduzida em forma de calor. Esta energia pode provir dos efluentes quentes que são desperdiçados nos processos industriais, combustão e energias renováveis, como por exemplo os coletores solares. De salientar que a electricidade é usada também (bombas, ventiladores, etc.) mas devido às baixas potências, quando comparada com as outras fontes de energia, é considerada desprezável [2].

Para os sistemas híbridos, o seu acionamento é feito por duas ou mais formas de energia. Esta abordagem permite aumentar a sua eficiência como também melhorar a repartição no fornecimento de energia [2].

O ciclo de refrigeração convencional mais utilizado é de compressão de vapor que contribui para alguns problemas de sustentabilidade devido aos refrigerantes utilizados e a grande quantidade de electricidade consumida.

Os fluidos frigorigéneos tradicionais utilizados nestes ciclos causam sérios impactos ambientais, como os Clorofluorcarbonetos (CFCs), hidrofluorcarbonetos (HFCs) e os hidroclorofluorcarbonetos (HCFCs). Quando são libertados para o ar ambiente, contribuem para a depleção da camada do ozono e aumento do efeito de estufa. As medidas mais importantes no combate ao uso destes compostos foram definidas no protocolo de Montreal em 1987 [3], em que se definiram metas na redução e extinção da utilização dos mesmos, a nível mundial. Desde aí, outros acordos foram assinados, inclusive o Regulamento 2037/2000 [4] implementado pela Comissão Europeia, que definiu um calendário de término das substâncias danificadoras da camada de ozono. O presente ano (2015) está indicado como o ano para o qual os HCFCs serão banidos em novos sistemas e em ações de manutenção.

Os ciclos frigoríficos mais utilizados são “alimentados” a trabalho elétrico e a sua produção requer grandes consumos de combustíveis fósseis. O Instituto Internacional de Refrigeração (IIR) estimou que aproximadamente 15% de toda a eletricidade produzida no mundo é gasta na refrigeração e climatização. Estima-se também que, 45% do consumo de energia nos edifícios de habitação e serviços é gasta na climatização do ambiente interior. O verão é uma altura particularmente crítica devido aos picos de demanda elétrica que os equipamentos exigem no consumo doméstico [5].

Com o desenvolvimento da tecnologia e o rápido crescimento populacional a demanda para a energia é cada vez maior. O decréscimo das reservas de combustíveis fósseis, o aumento dos seus preços e considerações ambientais aquando do seu uso, levaram a uma procura de fonte de energias alternativas, de preferência renováveis. O grande destaque tem sido nas energias solar e do vento, com um número maior de estudos na área de energia solar no contexto de tecnologias de arrefecimento [5]. Quando é utilizada a captação solar com principal fonte de energia, o sistema pode ser acionado de forma elétrica, se forem utilizados painéis fotovoltaicos, ou térmica, caso os coletores solares sejam a primeira opção. Na Figura 1.2 encontram-se os tipos de tecnologias de refrigeração baseadas na forma de captação solar e temperaturas obtidas. [6]

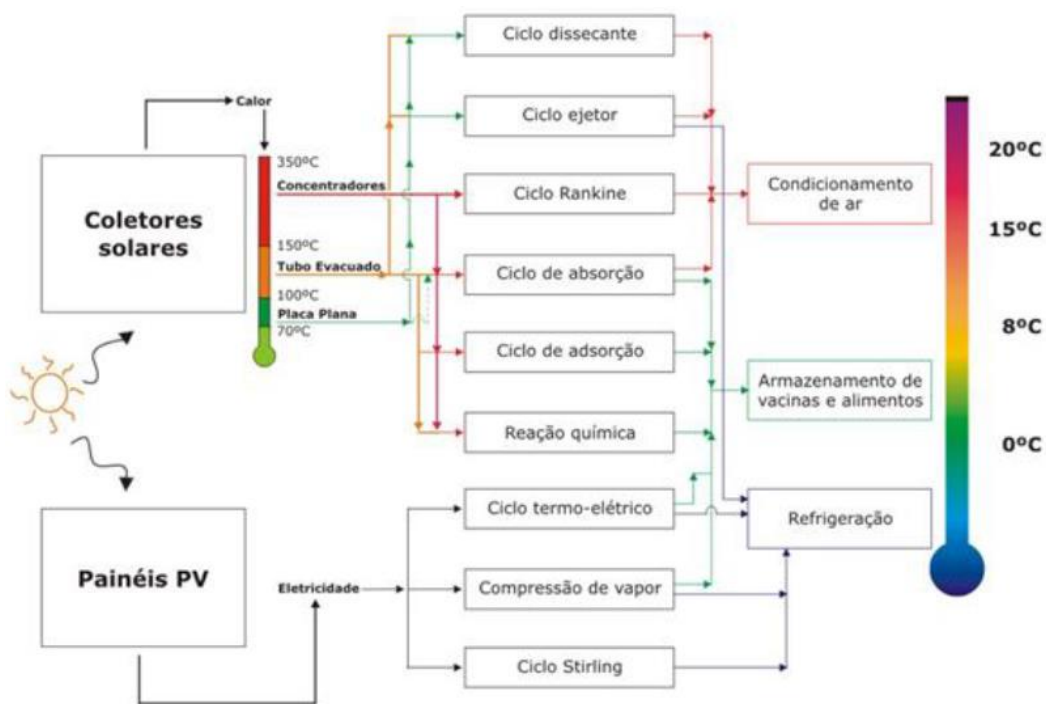


Figura 1.2 - Tecnologias de refrigeração baseadas na forma de captação solar [6].

O presente projeto, financiado pelo FCT em 48.915 € e de referência EXPL/EMS-ENE/0256/2013, têm como principal objetivo o desenvolvimento e construção de um espaço de demonstração para uma tecnologia de arrefecimento e aquecimento solar. A experiência obtida com este sistema será apresentada para melhorar o funcionamento sincronizado dos vários subciclos e componentes, e ao mesmo tempo uma disseminação dos resultados para grupo profissionais e o público em geral. A tecnologia de produção de frio escolhida foi o ciclo ejetor. O ejetor é o componente chave que permite a compressão do fluido sem ser necessário consumo de energia elétrica. Devido às suas características, aplicar um ejetor é mais simples, fácil e económico do que os outros componentes para aumento de pressão.

Como é indicada na Figura 1.2, os coletores solares recomendados são os de tipo tubos de vácuo e de placa plana, cada um apresentando temperaturas limite até 150°C e 70°C, respetivamente. A gama de temperaturas de arrefecimento obtidas pelo ejetor, para as condições da Figura 1.2, são entre os 0 e os 15°C, ainda que, dependendo do fluido e aplicação, na realidade as temperaturas possam ser diferentes.

Tendo em conta os componentes do sistema e os seus funcionamentos, decidiu-se dividir em 3 subsistemas distintos:

- **Subsistema solar** – responsável pelo aquecimento e fornecimento de energia térmica para arrefecimento.
- **Subsistema de refrigeração** – responsável pelo arrefecimento (ciclo de ejeção).
- **Subsistema de aquecimento/arrefecimento** – Espaço e equipamento de climatização.

A identificação dos componentes principais e a interligação entre eles, são apresentados na Figura 1.3

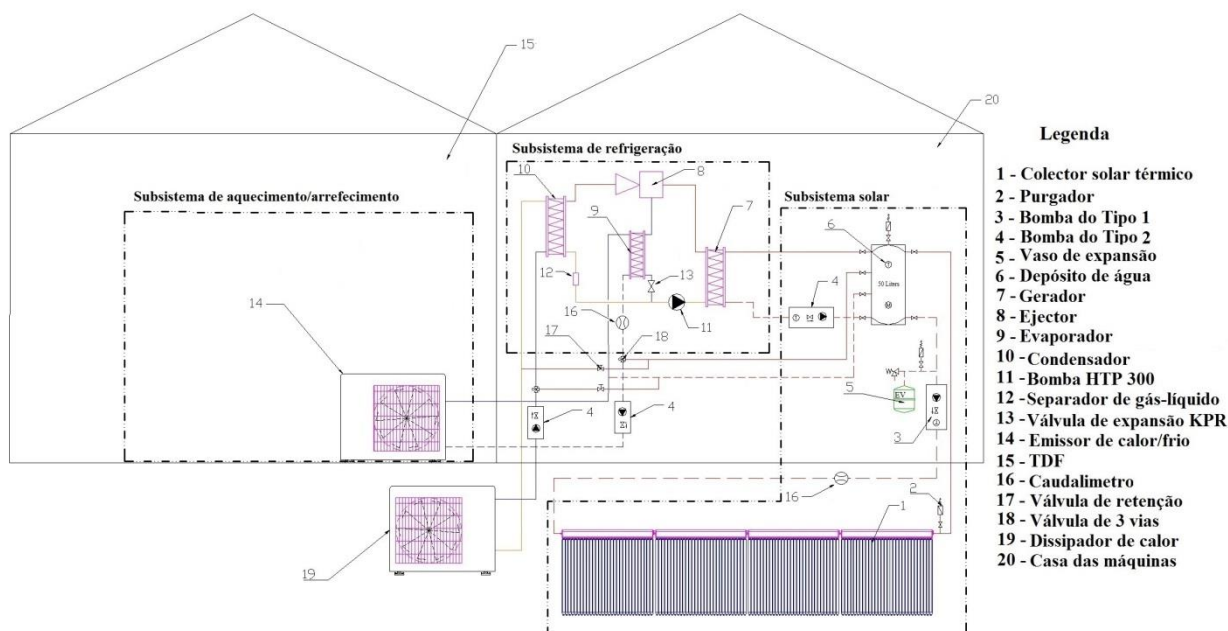


Figura 1.3 - Desenho esquemático do sistema SOLAC-TDF e respetivas legendas dos componentes. Subsistema solar: equipamentos 1-6; subsistema de refrigeração: equipamentos 7-13; subsistema de aquecimento/arrefecimento: equipamentos 14 e 15; comum aos subsistemas: equipamentos 16-20.

Todos estes equipamentos serão instalados numa casa das máquinas (20) montada na cobertura do edifício L da FEUP e ao seu lado existe um espaço (15) a ser climatizado. Para facilitar futuras referências da instalação, denominou-se o projeto por SOLAC-TDF (*SOLar Air Conditioned – Test and Demonstration Facility*), sendo que a própria casa de estudo seria denominada apenas por TDF.

Os coletores (1) convertem a radiação solar em calor ao transferir a energia para o fluido que circula no seu interior. O depósito de água (6) é aplicado para acumular esta energia, de maneira a que esteja sempre disponível quando houver variações dos períodos de exposição solar. O ciclo ejetor recebe o calor proveniente dos coletores no gerador (7) e é depois

utilizado no ejetor (8) para comprimir o fluido proveniente do evaporador (9). O efeito de arrefecimento no evaporador é obtido com a evaporação do fluido de trabalho a baixa pressão. Após a compressão, a mistura dos fluidos, vindo do gerador e evaporador, é condensada (10). Uma parte do condensado é introduzida no evaporador após uma expansão adiabática numa válvula (15), enquanto a outra parte é circulada para o gerador utilizando uma bomba (11). A função desta bomba é aumentar a pressão do fluido de trabalho para a pressão requerida pelo gerador, fechando assim o ciclo.

Relativamente à exposição solar, Portugal apresenta boas características, sendo um dos países a nível europeu com melhores condições para a prática de captação solar. Como se pode ver na Figura 1.4, na zona mais a sul podemos ter valores médios de 2200 kWh/m². Na zona norte, onde se localiza o projeto, a radiação varia entre os 1800 e os 2200 kWh/m²

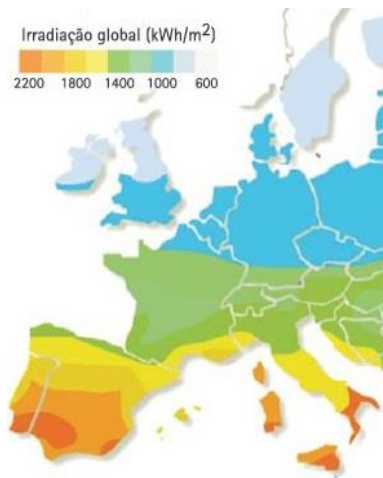


Figura 1.4 - Distribuição da irradiação solar média na Europa [7].

Ainda que assim o seja, Portugal encontra-se abaixo dos maiores produtores de energia solar a nível europeu. Na Figura 1.5, o gráfico representa a produção de energia solar anual estimada por cada país da EU em 2013, comparada com as previsões para 2020. Pode se verificar que Portugal apesar de excelentes condições a nível de exposição solar, apresenta uma baixa produção solar. Comparando por exemplo a Grécia, população de 11 milhões e uma área de 131.990 Km²[8], com Portugal, população de 10 milhões e uma área de 92.090 Km² [9], é possível visualizar que apesar de apresentarem características muito semelhantes a nível de área e população, a Grécia apresenta melhores resultados de produção. Em 2013 a sua produção solar foi de 5.756 GWh contra os 2.635 GWh de Portugal e para 2020 está previsto uma produção de 2.915 GWh para a Grécia e de 639 GWh para Portugal [10].

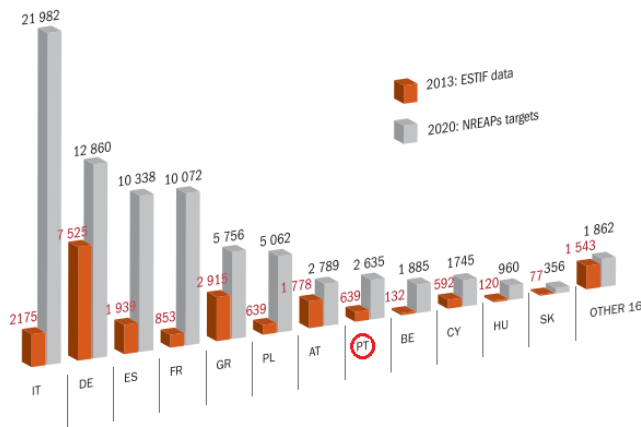


Figura 1.5 - Comparação da produção de energia solar utilizando sistemas solares térmicos para o ano 2013 (ESTIF) com a previsão para 2020 (NREAPS) em GWh para os diferentes países da EU [10].

Ao longo dos últimos anos o mercado português tem-se ressentido relativamente ao aumento da capacidade solar captada. Essa tendência pode ser explicada com o fim do programa “Medida Solar Térmico”, visto na Figura 1.6, mais especificamente no ano 2009 e 2010. Nem mesmo com o novo programa “Fundo de eficiência energética” criado em 2010 o número de novas instalações aumentou, encontrando-se no mesmo nível de 2007, muito provavelmente devido à crise económica sentida no País. Em 2013 houve um acréscimo de novas instalações no valor de 40 MW de energia térmica mas representou uma queda de aproximadamente 38% em comparação com o ano anterior [10].

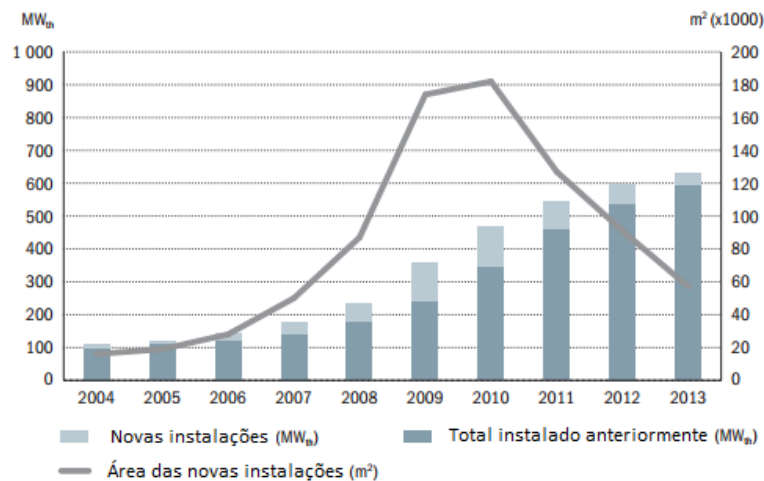


Figura 1.6 - Produção solar instalada recentemente e a total para coletores solares de placa plana com cobertura em Portugal [10].

A nível de arrefecimento solar, Portugal apresenta apenas alguns projetos que utilizam energia solar como fonte primária. Um dos exemplos é o edifício da Caixa Geral de depósitos em Lisboa (Figura 1.7) que tem estado em funcionamento desde 2008. Este edifício é considerado como a maior central solar térmica com *chiller* de absorção a nível Europeu [11]. O sistema utiliza 158 painéis solares instalados numa cobertura de 1.600 m². A energia captada é usada para o AQS (Águas Quentes Sanitárias) e para o sistema HVAC do edifício, incluindo o

aquecimento e arrefecimento do espaço interior. A nível de poupanças, no aquecimento das águas destinadas às cozinhas, casas de banho e balneários, a poupança anual é de 400.000 kWh. Já no sistema de climatização poupou-se outros 500.000 kWh. No geral este projeto permitiu uma poupança de mais de 1 milhão de kWh de eletricidade por ano (5% da produção total) e evita a emissão para a atmosfera de mais de 1700 toneladas de CO₂ por ano [12, 11].



Figura 1.7 - Edifício da Caixa Geral de Depósitos em Lisboa [13].

A organização da dissertação presente é feita em 6 Capítulos. No Capítulo 2 é feita a escolha e dimensionamento dos equipamentos necessários ao subsistema solar e o de aquecimento/arrefecimento do espaço interior do TDF. Os equipamentos relativos ao ciclo de ejeção já se encontravam dimensionados e precisam de ser integrados com os restantes subsistemas do projeto.

Para o Capítulo 3, será feita a modelação tridimensional de todos os equipamentos e espaços pertencentes ao projeto, recorrendo ao *Software SolidWorks*, com o intuito de estudar a melhor configuração dos subsistemas na cobertura do edifício L da FEUP.

Relativamente ao Capítulo 4, são elaborados estudos numéricos sobre os fatores de influência no comportamento térmico dos coletores, perdas de carga e perdas térmicas. Será ainda demonstrado os cálculos de tensões de flexão para uma estrutura de suporte do depósito de água. Em relação às tubagens, foram realizados cálculos com o objetivo de se estimar os requisitos de isolamento térmico da instalação, um dimensionamento das bombas a utilizar no circuito solar/refrigeração e por fim, estimar o comportamento térmico do campo solar para diferentes condições de trabalho esperado, incluindo casos extremos.

No Capítulo 5, será realizada a descrição da montagem da casa das máquinas e TDF na cobertura, realizada pela empresa Timeless Landscape Lda, e depois a colocação do suporte dos coletores.

Finalmente, no Capítulo 6 serão apresentadas as conclusões mais relevantes aos estudos elaborados durante a dissertação e apresentadas algumas propostas para futuros trabalhos.

2. Caracterização dos subsistemas do projeto SOLAC-TDF

No Capítulo 2 apresentar-se-á o estudo e dimensionamento dos componentes e processos do sistema SOLAC-TDF. Este capítulo será dividido em 3 secções, uma para o subsistema solar, outra para o de refrigeração e por último para o aquecimento/arrefecimento (ver Figura 1.3).

2.1 Subsistema Solar

Os sistemas solares térmicos são instalações que convertem a radiação proveniente do Sol em calor para aquecimento de água de consumo e outros fins. A crescente utilização deste tipo de sistemas deveu-se em grande parte à entrada em vigor do decreto de lei 80/2006 (RCCTE) [14] que afirma que as necessidades de AQS de todos os novos edifícios de habitações ou serviços e grandes remodelações deviam ser supridas por sistemas de instalação solar térmicos.

Usando como exemplo o caso do projeto (Figura 1.3 – subsistema solar), a radiação solar incide na superfície da placa absorvedora, localizada no interior dos coletores solares térmicos (1), aquecendo a placa e respetiva água que circula no seu interior. A energia transferida é transportada até ao depósito de água (6) e aqui é armazenada para compensar dias de fraca exposição solar. Para casos em que o consumo é demasiado elevado, o aquecimento da água do depósito pode ser realizado com ajuda de, por exemplo, um apoio elétrico. A circulação da água no interior dos coletores pode trazer consigo gases que causam efeitos negativos na fiabilidade e rendimento da instalação. O seu aquecimento também resulta num aumento do volume que se não for compensado pode provocar picos de pressão indesejáveis, colocando em causa a segurança da instalação. De maneira a garantir a segurança de todos os equipamentos utiliza-se o purgador (2) para libertar o ar acumulado no circuito e o vaso de expansão (5) para estabilizar aumentos de pressão fora dos valores predefinidos.

A circulação da água no sistema é feita a partir de 2 tipos de bombas (3 e 4). A escolha destas bombas depende das condições operacionais incluindo os valores de perda de carga e temperaturas nos diferentes pontos do sistema.

Existem dois tipos diferentes de sistemas solares térmicos dependendo do tipo da circulação do fluido no seu interior. Estes são a circulação em termosifão e a circulação forçada (ver Figura 2.1 a) e b)) [15].

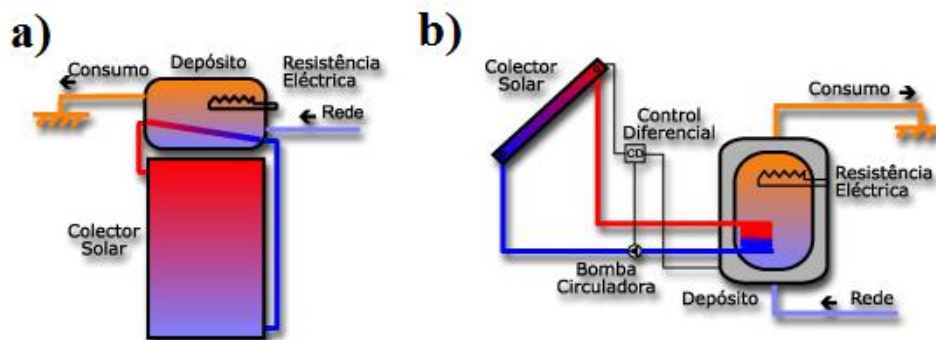


Figura 2.1 - Sistema solar térmico com circulação do tipo: a) termosifão e b) forçada [15].

Na Figura 2.1 a) está representado um sistema solar térmico do tipo termosifão, constituído por um coletor de placa plana e depósito. A radiação incidente no coletor aquece o fluido no seu interior. Com o aumento da temperatura, a massa específica decresce e permite que o fluido suba até ao depósito que se encontra numa posição superior dos coletores. A água proveniente da rede passa no depósito onde ocorre permuta de calor com o fluido quente do coletor. Esta troca de calor promove a diminuição da temperatura do fluido e conseqüente descida para o interior do coletor devido ao aumento da sua densidade. A colocação do depósito em cima do coletor é um dos requisitos obrigatórios para garantir este tipo de circulação sem a utilização de bombas auxiliares, permitindo uma autonomia de circulação. Esta configuração torna ao mesmo tempo a instalação e manutenção simples e barata.

No tipo de sistemas solares térmicos com circulação forçada, como o próprio nome indica, a circulação é garantida com apoio de uma bomba como se pode ver na Figura 2.1 b). O princípio básico de funcionamento é muito semelhante ao de circulação em termosifão. A radiação que incide no coletor aquece o fluido no interior e a energia é transferida para a água e armazenada dentro de um depósito para futuros consumos. A principal diferença encontra-se no modo como a água é circulada. Nestes sistemas é necessário o recurso a uma bomba circuladora. O controlo do caudal da água é feito pelo controlador diferencial que a partir das diferenças de temperaturas, medidas entre a saída do coletor e o depósito, regula o funcionamento da bomba circuladora. Esta é uma das razões mais importantes na utilização destes sistemas, uma melhor gestão energética que permite uma obtenção de rendimentos superiores do sistema. Uma outra razão pode se encontrar nas eventuais restrições construtivas que impedem a instalação do depósito em cima do coletor.

No SOLAC-TDF, o subsistema solar será do tipo circulação forçada. Nas secções seguintes serão tratados todos os equipamentos escolhidos e necessários para fazer a captação, armazenamento e transporte da energia para pontos de consumo do sistema SOLAC-TDF. De referir que os equipamentos escolhidos para as diferentes funções, maioritariamente são da marca BAXIROCA Lda. A escolha deu-se após uma avaliação económica e de desempenho dos equipamentos propostos onde nunca foi ultrapassado o orçamento previsto para o projeto.

2.1.1 Seleção dos coletores solar térmicos

Os coletores solares térmicos são equipamentos utilizados para a conversão da radiação solar em energia calorífica. Devem possuir uma superfície com elevada absorvidade para maximizar a absorção e baixa emissividade para reduzir as perdas radiativas. Quanto às perdas por convecção e condução, podem ser evitadas com um correto isolamento [16].

No sistema SOLAC-TDF, a diferença de temperatura entre a saída de cada coletor e da temperatura exterior (ΔT) pode ser esperada entre os 90 e 100°C. Outra consideração a ter é que o rendimento do coletor deve ser o mais alto possível para maximizar a sua captação solar para valores de área mais pequenos. O rendimento de um coletor é definido pela razão entre a potência útil (\dot{Q}_u) e a potência da radiação incidente (\dot{Q}_i) [16]:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_i} \quad (2.1)$$

E onde:

$$\dot{Q}_u = \dot{m} \times cp \times (T_s - T_e) \quad (2.2)$$

$$\dot{Q}_i = A_{cap} \times G \quad (2.3)$$

Nos coletores solares existem dois tipos de perdas, as perdas térmicas e as perdas óticas. As perdas térmicas estão associadas aos mecanismos de transferência de calor para o exterior, quer seja por condução, convecção ou radiação. As perdas óticas caracterizam-se pela quantidade de raios solares que penetram a cobertura transparente e não são absorvidos pelos coletores. O efeito provocado é contabilizado pelo rendimento ótico e é dado pela multiplicação do fator de remoção de calor (F_R) pelo coeficiente de transmissividade do vidro (τ) e pelo coeficiente de absorção (α) [16]:

$$\eta_{opt} = F_R \times \tau \times \alpha \quad (2.4)$$

O $F_R\tau\alpha$ é obtido experimentalmente para cada de coletor e é fornecido pelos fabricantes.

A Figura 2.2 ilustra a variação do rendimento do coletor em função de ΔT para um coletor de placa plana sem e com cobertura, e de tubos de vácuo juntamente com os valores de rendimento para os valores de ΔT de 90°C e 100°C que são considerados normais durante o funcionamento do ciclo ejetor.

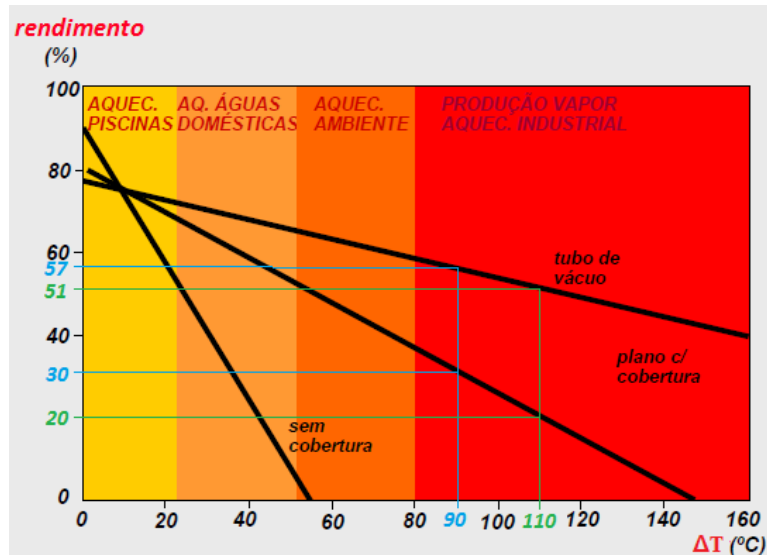


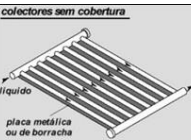
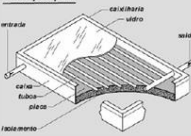
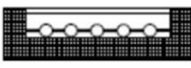
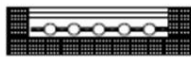
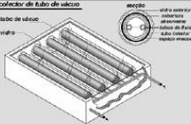
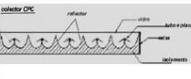
Figura 2.2 - Variação do rendimento com ΔT (temperatura obtida – exterior) para os coletores de tubos de vácuo e de placa plana com cobertura e sem cobertura [16]. Rendimentos para os valores de ΔT de 90 e 110°C.

Para a temperatura mais baixa (90°C) a diferença de rendimento entre um coletor de tubos de vácuo e um coletor de placa plana com cobertura é de 27% e para a temperatura mais alta (110°C) de 31%. Esta diferença tende a aumentar ainda mais com o ΔT . Isto deve-se ao facto de os tubos serem evacuados de ar e por isso as perdas por convecção entre a placa absorvedora e o vidro exterior são mais baixas. A influência dessas perdas pode ser vista na Figura 2.2, mais precisamente no declive da reta de rendimento em função de ΔT conhecido por coeficiente de perdas (F_{RK}).

Os coletores solares podem ser classificados também pelas suas temperaturas de funcionamento. Os do tipo temperatura baixa (até cerca de 90°C) são usados principalmente para AQS, piscinas e climatização do espaço ambiente. Os coletores mais usados para estas aplicações são os de placa plana cobertos. Para os coletores de temperatura média (de 90 a 150°C) a sua utilização é maior nos processos industriais e recomendam-se os coletores de tubos de vácuo. Por fim, os do tipo alta temperatura (a partir de 150°C) são utilizados para processos industriais em geral mais ligados à produção de energia elétrica de grandes centrais ou plantas solares. Para esta categoria os coletores do tipo concentrador são as únicas alternativas [17].

Quando da escolha de coletores solares, para além das temperaturas de funcionamento e o rendimento, também o local de instalação, custos e a finalidade do projeto são também importantes fatores a ter em conta. Na Tabela 2.1 encontram-se os diferentes tipos de coletores solares mais comuns, organizados pelas temperaturas de trabalho (da mais baixa à mais alta).

Tabela 2.1 - Tipos e características de coletores solares mais comuns de baixa e média temperatura [16].

| Tipos de coletor | Imagem | Rendimento óptico (η_0) | Temperatura de trabalho (°C) |
|--|---|--------------------------------|------------------------------|
| Coletor de placa plana sem cobertura |  | $\approx 94 \%$ | 15 - 30 |
| Coletor de placa plana com cobertura, vidro simples e superfície não selectiva |  | $\approx 80 \%$ | 30 - 80 |
| Coletor de placa plana com cobertura, vidro simples e superfície selectiva |  | $\approx 80 \%$ | 40 - 90 |
| Coletor de placa plana com cobertura, vidro duplo e superfície selectiva |  | $\approx 72 \%$ | 50 - 100 |
| Coletor de tubo de vácuo |  | $\approx 70 \%$ | 90 - 130 |
| Coletor parabólico composto (CPC) |  | $\approx 60 \%$ | 110 - 200 |

Os coletores com aplicação mais comum são os coletores de placa plana com cobertura., muito devido à entrada em vigor do decreto de lei 80/2006 (RCCTE) [14], já referido no Capítulo 1. Como a temperatura de AQS é aproximadamente 60°C, estes coletores apresentam uma melhor relação rendimento (Tabela 2.1)/preço. De forma simples, um coletor plano (Figura 2.3) é formado pela cobertura, a placa absorvedora e uma caixa isolada para evitar perdas de calor. À placa absorvedora solda-se uma serpentina de tubos pelos quais circula o fluido térmico.

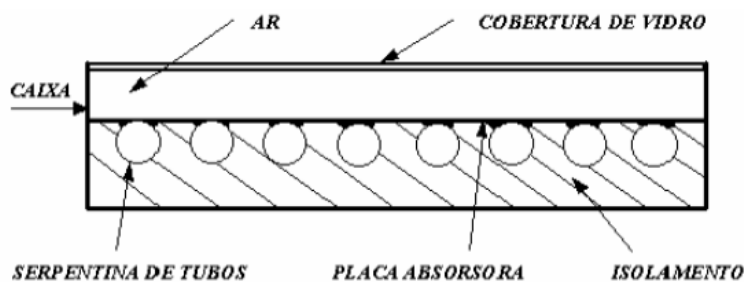


Figura 2.3 - Esquema de um coletor solar de placa plana [18].

A cobertura transparente deste tipo de coletores deve ter como qualidades uma boa transparência (perto de 90%) de modo a promover o efeito estufa e reduzir as perdas por convecção, melhorando o rendimento do coletor. Relativamente à placa absorvedora, esta tem como missão receber a energia, convertê-la em calor e transmiti-la ao fluido térmico. É desejado ainda que o absorvedor possua uma elevada absorvância ($>0,9$). A caixa usada no coletor protege o equipamento da chuva, poeira e juntamente com os elementos de fixação dos coletores, suporta todos os componentes no seu interior. O isolamento utilizado situa-se entre a caixa e o absorvedor e é utilizado para reduzir as perdas de calor por condução [18].

Considerando as condições operacionais do sistema SOLAC-TDF, mais especificamente temperaturas de trabalho (perto dos 120°C) e rendimentos, os coletores do tipo tubo de vácuo (Figura 2.4 a)) garantem uma melhor performance e como tal foram escolhidos para o projeto.

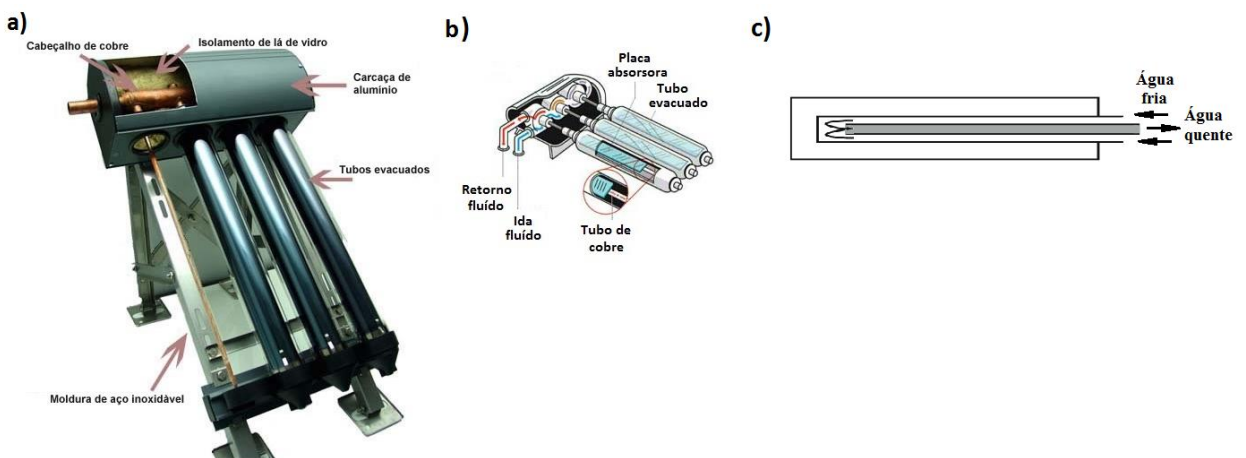


Figura 2.4 - Esquema legendado de: a) coletor de tubos de vácuo [19], b) circulação da água nos coletores [20] e c) sentido do fluxo de água no interior dos tubos evacuados.

Neste tipo de coletores, as placas absorvedoras estão instaladas em tubos evacuados individuais e no meio da placa encontra-se um tubo coaxial de cobre onde o fluido de trabalho circula, permuta calor com a placa e aquece (Figura 2.4 b)). O sentido de fluxo da água no interior dos tubos é possível visualizar na Figura 2.4 c).

A potência calorífica produzida pelos coletores, está limitada pela área útil de captação. Para aumentar a produção é necessário associar um maior número de coletores. A montagem pode ser realizada de 3 maneiras distintas: i) ligação em série, ii) ligação em paralelo e iii) ligação em paralelo de canais [21].

Nas ligações em série, o caudal de circulação é igual em todos os coletores e quando se projeta um campo solar deste tipo é necessário ter em atenção o número máximo de coletores a usar pois os rendimentos tendem a descer e as temperaturas à saída de cada coletor tendem a aumentar, podendo provocar danos materiais ou formação de vapor [21].

As ligações em paralelo, ao contrário das ligações em série, apresentam a possibilidade de um maior número de coletores ligados. Proporciona maior rendimento, porém aumenta também o diâmetro e comprimento das tubagens pois o caudal total é a soma dos caudais em todos os coletores. Aumenta também o número de acessórios da instalação de bombagem o que encarece a instalação. Estas ligações devem estar projetadas de forma a realizar a denominada alimentação/retorno invertida (Figura 2.5 a) e b)), para que o circuito seja hidráulicamente equilibrado. Para evitar um maior número de perdas do fluido aquecido é recomendado o percurso mais curto possível e como tal é mais conveniente a alimentação invertida [21].

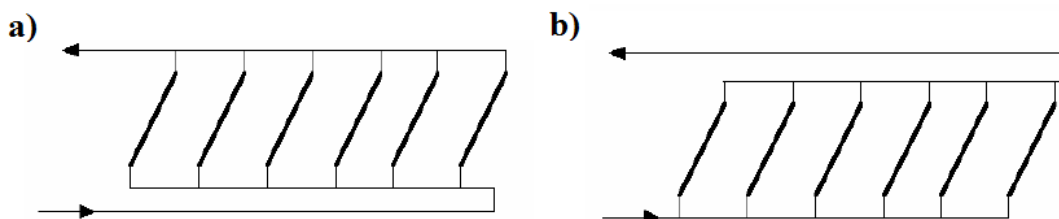


Figura 2.5 - Ligação em paralelo com: a) alimentação invertida e b) retorno invertido.

Ainda dentro das ligações em paralelo, esta pode ser feita em paralelo de canais. Esta apresenta como diferenças, menores comprimentos de tubagem e o número aconselhado de coletores ligados é 4 [21].

Na Tabela 2.2 estão representadas os 3 tipos de montagens com o resumo das principais vantagens e desvantagens da cada uma.

Tabela 2.2 - Tipos de ligação dos coletores e respetivas vantagens e desvantagens [21].

| | Vantagens | Desvantagens |
|--|--|---|
| <p>Ligação série</p> | <ul style="list-style-type: none"> - Baixo custo - Instalação simples - Aumento da temperatura de saída | <ul style="list-style-type: none"> - Número de coletores limitado pelo fonecedor - Menor rendimento e maior perda de carga com o aumento do nº de coletores |
| <p>Ligação Paralelo</p> | <ul style="list-style-type: none"> - Permite um maior nº de coletores - Maior rendimento | <ul style="list-style-type: none"> - Custo elevado - Instalação menos simples |
| <p>Ligação Paralelo de canais</p> | <ul style="list-style-type: none"> - Baixo custo - Instalação simples - Maior rendimento | <ul style="list-style-type: none"> - So se pode aplicar em coletores com 4 entradas - Máximo aconselhável de 4 coletores |

Para definir a configuração mais adequada do campo solar, foi necessário estimar primeiro a área total necessária de captação. Para isso calculou-se a potência necessária no gerador (\dot{Q}_g) de maneira a fornecer energia suficiente para o ciclo de refrigeração. Varga *et al.* [22, 23] concluiu que para o ciclo ejetor de geometria variável, do presente projeto, a funcionar com o fluido R600a, um COP médio estará na ordem dos 0,3 e que corresponde a uma potência de arrefecimento $\dot{Q}_e = 1,52 \text{ kW}$. Temos então:

$$\dot{Q}_g = \frac{\dot{Q}_e}{COP} = \frac{1,52}{0,3} \cong 5,1 \text{ KW} \quad (2.5)$$

A potência calorífica indicada na equação 2.5 tem de ser fornecida pelos coletores selecionados. Para determinar o número e tipos de coletor a utilizar é necessário saber a curva de rendimento dos coletores em função da radiação. Foi então considerada uma radiação média (G) de 800 W/m^2 . No catálogo da BAXIROCA [24] existem 2 tipos diferentes de coletores de tubos de vácuo, AR 20 e AR 30. No caso do AR 20, este possui 20 tubos por cada coletor e uma área total de captação de $2,153 \text{ m}^2$. O rendimento do coletor em função da temperatura T^* e da radiação solar é dada por:

$$\eta_{20} = 0,83 - 1,53 \times T^* - 0,006 \times G \times T^{*2} \quad (2.6)$$

O coletor AR 30 possui 30 tubos, apresenta uma área total de captação de $3,228 \text{ m}^2$ e o seu rendimento é dado por:

$$\eta_{30} = 0,832 - 1,14 \times T^* - 0,0014 \times G \times T^{*2} \quad (2.7)$$

A temperatura T^* é função da temperatura média do coletor (T_m) e da temperatura ambiente (T_a) e por isso:

$$T^* = \frac{T_m - T_a}{G} \quad (2.8)$$

$$T_m = T_e + \frac{(T_s - T_e)}{2} \quad (2.9)$$

A simulação do desempenho dos dois coletores foi realizado no *software EES* e o método de cálculo é apresentado na secção 4.6. Como condições de trabalho foi escolhido uma temperatura de entrada da água a 65°C , uma temperatura ambiente de 22°C e um caudal máximo recomendado por tubo de $0,25 \text{ l/min}$. Na Figura 2.6 a) e b) encontram-se as curvas referentes à performance solar, rendimento médio (equação 4.26) e potência total útil (equação 4.27), para diferentes números de coletores solares ligados em série.

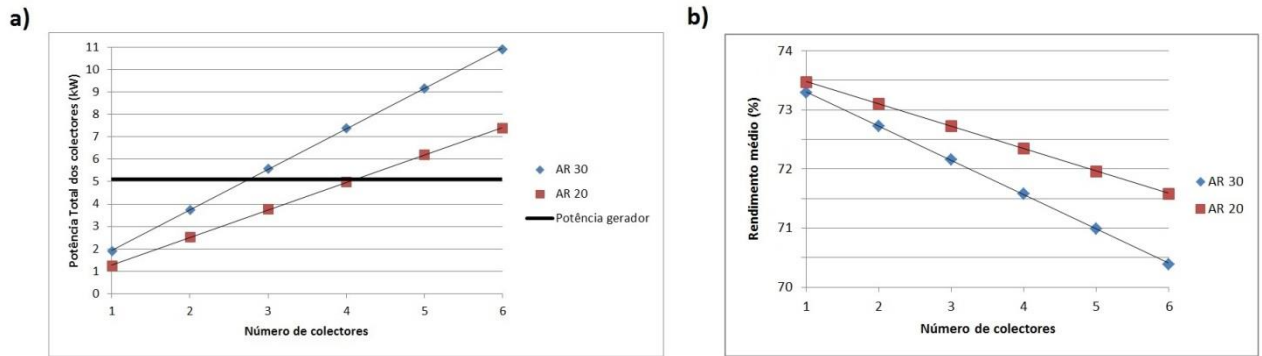


Figura 2.6 - Variação provocada pelo número de coletores de tubos de vácuo AR 30 e 20 ligados em série na: a) potência útil dos coletores e b) rendimento médio. Valores tirados para $T_e=65^\circ\text{C}$, $T_a=22^\circ\text{C}$, $G=800\text{ W/m}^2$ e $\dot{V}_t=0,25\text{ l/min}$.

É possível ver na Figura 2.6 que o rendimento do coletor de tubos de vácuo AR 20 é ligeiramente superior ao do AR 30. Esta diferença é no máximo 2,23% (Figura 2.6 b)). Relativamente à potência útil, para os coletores da gama AR 30 os valores são superiores aos AR 20 e tendem a aumentar com o número de coletores ligados em série (Figura 2.4 a)). Isto deve-se principalmente ao fato de a área do AR 30 ser superior à do AR 20. Para uma potência do gerador de 5,1 kW, 3 coletores da gama AR 30 e 5 da gama AR 20 são suficientes para superar as necessidades. Para o projeto é preferível um menor número de coletores de maneira a compactar o campo solar e como tal a gama AR 30 foi a escolhida. Uma característica a ter em conta é a radiação solar que pode variar significativamente consoante as condições climáticas e alterar os valores de potência útil (secção 4.6.1). Para evitar problemas de funcionamento e garantir uma margem de segurança, 4 coletores ligados em série (potência total de 7,4 kW) foram escolhidos, pois o valor de potência útil para 3 coletores é 5,6 kW, bem próximo dos 5,1 kW do gerador.

2.1.2 Seleção do depósito de inércia

A variação temporal da radiação solar e do desfasamento entre a disponibilidade e utilização de energia, obriga à escolha de um dispositivo de armazenamento. Para este efeito, tipicamente o fluido é armazenado num reservatório de inércia. Este tipo de abordagem permite uma melhoria do rendimento diário do sistema e uma racionalização da capacidade de instalação consoante as necessidades do dia (“*Peak Shaving*”[25]). No caso do arrefecimento não existe necessidade de armazenamento de energia em grande quantidade, quando comparado com o aquecimento, uma vez que as cargas de arrefecimento mais elevadas são coincidentes com as horas de exposição solar mais intensas. No caso do aquecimento solar, as maiores necessidades serão durante o final do dia e à noite. Nesse caso, já existe um grande desfasamento entre a disponibilidade de radiação solar e as horas de consumo.

Para uma correta escolha de um depósito solar devem-se considerar 3 fatores [26]:

- **Capacidade** - A capacidade está diretamente relacionada com a quantidade de energia armazenada. Para um bom compromisso entre rendimento e custo, a capacidade não deve ultrapassar o consumo diário necessário.
- **Isolamento térmico** - Característica essencial para impedir indesejadas perdas térmicas, especialmente se o depósito se encontrar no exterior e a diferença de temperaturas para o seu interior for muito elevada.
- **Estratificação** - Sempre que existe consumo, a água quente é retirada do ponto mais alto do sistema e é substituída por água mais fria no ponto mais baixo. Esta diferença de temperatura da água, entre o topo e o fundo do depósito, dá-se o nome de estratificação. Depósitos verticais são recomendados em vez dos horizontais, pois nesta última configuração a estratificação é menos eficaz. As dimensões do depósito devem ser cuidadosamente escolhidas de maneira a impedir misturas com a água quente já acumulada.

A capacidade do depósito para este projeto foi estudada na tese de mestrado [27]. Os resultados da simulação com o *software* TRNSYS, indicam que a capacidade ótima seria de 150 l. Entretanto, devido a uma ausência de ocupação, não será necessário suprir todas as cargas de arrefecimento para os picos existentes durante os dias de maior temperatura. Esta consideração permite que o volume utilizado seja menor. Ponderando os critérios acima mencionados, o depósito escolhido para o sistema SOLAC-TDF foi o depósito de inércia ASA 50 – IN da BAXIROCA [28]. Este depósito apresenta como características uma capacidade de 50 l, um peso, quando vazio de 20 kg e de 70 kg quando cheio, e uma pressão máxima interior de 6 bar.

2.1.3 Seleção do vaso de expansão

O vaso de expansão é o equipamento que permite atenuar as variações de volume do líquido dentro do circuito devido à dilatação da água quando aquecida. É constituído por uma câmara de gás contendo azoto e uma câmara de expansão de água (Figura 2.7). Quando a temperatura da água aumenta, a densidade diminui e o seu volume aumenta. Para compensar a expansão da câmara de água líquida, a de azoto gasoso é comprimida e o equilíbrio de pressão entre as duas câmaras mantém-se. O controlo da pressão máxima permitida dentro do sistema é feito pelo enchimento da câmara de azoto [29]. O vaso de expansão para a instalação foi escolhido a partir do cálculo realizado na secção 4.4.

O Vasoflex solar N50/2,5 L da BAXIROCA [24] encaixa no perfil procurado e apresenta como características, uma capacidade de 50 l, um peso de 15,1 kg, uma temperatura máxima de 120°C e uma pressão de trabalho de 8 bar.

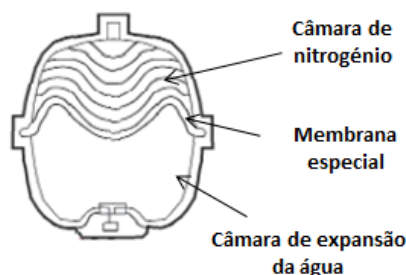


Figura 2.7 - Vaso de expansão e os seus constituintes [30].

2.1.4 Seleção do purgador

Nas instalações de aquecimento em circuito fechado produzem-se gases constituídos por ar, hidrogénio e oxigénio, que devem ser purgados de modo a evitar problemas de funcionamento na instalação. As consequências mais gravosas provocadas pela presença destes gases são os ruídos, problemas de circulação da água que originam desequilíbrios de caudais, corrosão, diminuição do rendimento (solar e dos permutadores de calor) e envelhecimento prematuro das tubagens e respetivos acessórios. O purgador a usar nos coletores deve conseguir aguentar as pressões e temperaturas de trabalho pretendidas. A sua instalação deve ser realizada nos pontos altos do sistema, pois é nesses locais que os gases tendem a subir [24]. O separador de ar FLAMCOVENT da BAXIROCA [24] foi escolhido e apresenta como características uma pressão máxima de trabalho de 10 bar e uma temperatura máxima de 200°C. A eficácia máxima de separação gás-líquido obtêm-se para uma velocidade média de circulação de 0,7 m/s.

2.1.5 Seleção da bomba do tipo 1 e central de controlo

A bomba do tipo 1 foi instalada com o propósito de, além de vencer as perdas de carga, permitir uma circulação da água em função das necessidades de temperatura no interior do depósito. Quando é detetado uma temperatura mais baixa ou mais alta no depósito, a central de controlo dá sinal à bomba para aumentar ou diminuir o caudal. Esta variação permite que haja uma menor ou maior transporte de energia para o sistema e como consequência a temperatura é regulada. O controlador permite o máximo aproveitamento de energia solar recebida.

Para o tipo de bomba pretendida, no catálogo da BAXIROCA [24], existe apenas a hipótese do Grupo hidráulico solar Hydraulic 10 simples apresentado na Figura 2.8. O grupo hidráulico é constituído por um caudalímetro/regulador de caudal, um termómetro e um circulador. Existe ainda uma válvula de segurança ligada com um manómetro para medir e impedir que as pressões do sistema ultrapassem os 6 bar. Esta válvula só é ativada caso o vaso de expansão não consiga compensar o aumento do volume do fluido no circuito, direcionado o fluxo diretamente para o esgoto.

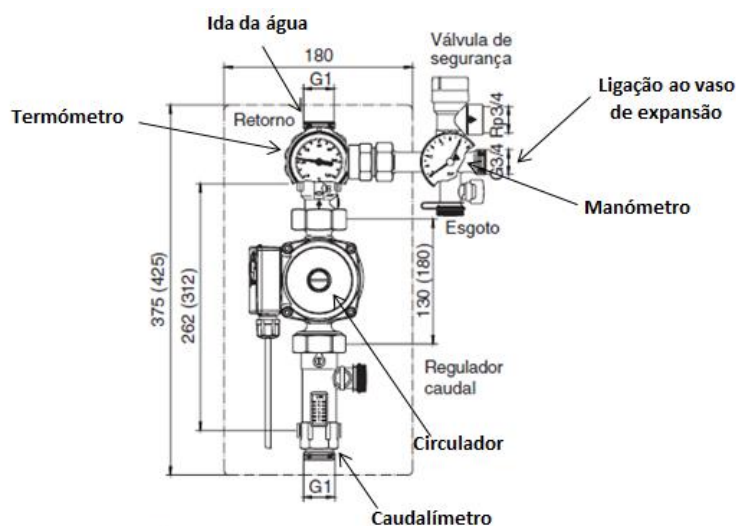


Figura 2.8 - Grupo hidráulico Solar Hydraulic 10 simples com as características geométricas e a respetiva legenda [24].

As curvas características do circulador são apresentadas na Figura 2.9, para 3 modos de velocidade distintas, económica, média e alta. Este circulador permite funcionar para uma altura máxima de 6 m.c.a ou caudais máximos próximos de 3,6 m³/h.

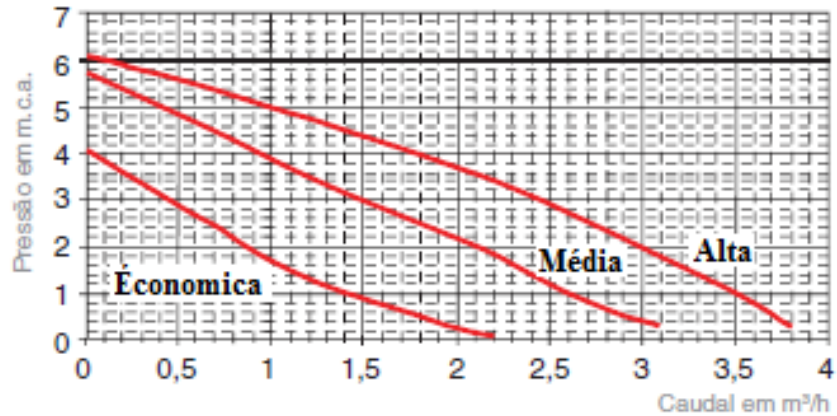


Figura 2.9 - Curvas características para as velocidades, económica, média e máxima do circulador do grupo hidráulico solar Hydraulic simples [24].

Na secção 4.2 são apresentados os cálculos de perdas de carga no circuito solar. O resultado obtido, considerado um caudal de 15 l/min (0,9 m³/h), para as perdas de carga nos coletores é de 264,66 kPa (26,98 m.c.a) e, como tal, é possível visualizar na Figura 2.9 que o circulador não consegue vencer as perdas. Este valor é demasiado elevado para qualquer bomba existente no catálogo [24]. Para ultrapassar esse problema, trocou-se o circulador de origem por um circulador SXM 25 da BAXIROCA [24] e baixou-se a consideração de caudal para 8 l/min (0,48 m³/h). A Figura 2.10 apresenta as curvas características para os diferentes modos de velocidade e como se pode constatar, a altura que esta bomba permite vencer, para o caudal considerado, pode ir até aos 13 m.c.a ao contrário do circulador original que não consegue ultrapassar os 5,7 m.c.a. É recomendado então ao circulador SXM 25 que trabalhe no modo de velocidade 3 para as condições de projeto.

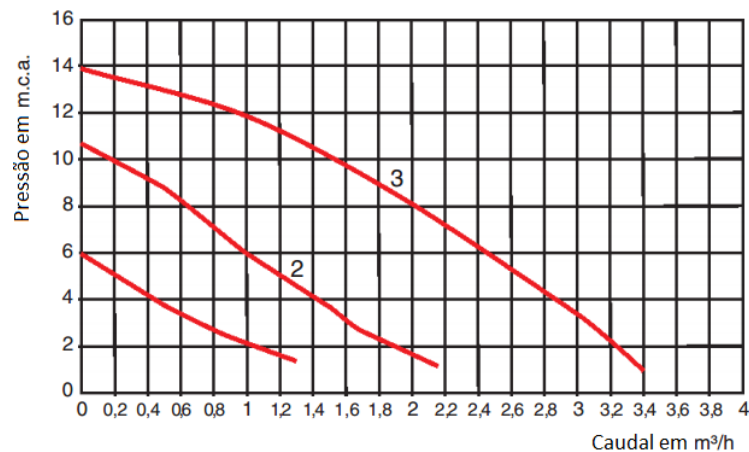


Figura 2.10 - Curvas características para o modo de velocidade 1, 2 e 3 do circulador SXM 25 [24].

A central de controlo do grupo hidráulico é o equipamento que permite controlar o funcionamento do circulador SXM 25 em função da temperatura da água e como tal foi escolhida a Central Solar CS-10 [24] (Figura 2.11). Este equipamento permite vários modos de programação para o controlo da temperatura à saída dos coletores/depósito de água. Possui também entradas para leitura de 4 sondas PT 1000 de 1 k Ω , utilizadas para medições de temperatura em diferentes pontos do sistema.



Figura 2.11 - Central solar CS-10 [24].

2.1.6 Seleção da bomba do tipo 2

Na instalação, irão existir 3 bombas do tipo 2. Cada uma destas bombas terá de vencer as perdas de carga em 3 troços distintos do circuito, cada um com diferentes equipamentos constituintes. Cada caminho foi definido por um percurso fechado de circulação da água. No primeiro troço desloca-se entre o gerador e depósito, no segundo troço entre evaporador e emissores de calor/frio e por fim, o terceiro entre condensador e dissipador de calor. Na secção 4.3 encontram-se os constituintes de cada circuito com os cálculos das perdas de carga e concluiu-se que o valor mais elevado de perda será de 30,83 kPa. Escolheu-se então a bomba ECO QUANTUM 1035 1" da BAXIROCA [24] e como é possível ver na Figura 2.12, para um caudal de 15 l/min (0,9 m³/h) é recomendado o modo de funcionamento C2.

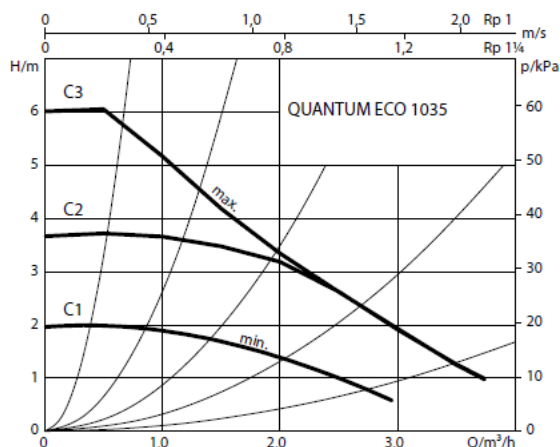


Figura 2.12 - Curvas características para o modo de velocidade fixa (C1, C2 e C3) [24].

As características mais importantes da bomba encontram-se na Tabela 2.3. Este equipamento possui também dois modos de funcionamento. No modo de pressão variável, a velocidade da bomba é controlada em função da altura manométrica desejada. Recomenda-se para instalações com torneiras termostáticas, o que não é o caso da nossa instalação. No modo de velocidade fixa, a bomba permite definir a sua velocidade previamente para 3 opções possíveis, C1, C2 e C3 no selecionador.

Tabela 2.3 - Características técnicas da bomba ECO QUANTUM 1035 1" [24].

| | |
|----------------------------|------------------|
| Tensão monofásica | 220 - 230 V |
| Velocidade | 800 - 4700 r.p.m |
| Intensidade nominal | 0,004 - 0,44 A |
| Potência absorvida | 4 - 40 W |
| Peso | 2,9 kg |
| Temperatura máxima | -10 °C |
| Temperatura mínima | 95 °C |
| Pressão máxima | 6 bar |

2.1.7 Seleção dos caudalímetros

Para a monitorização do desempenho energético da instalação, tanto no verão (arrefecimento) como no inverno (aquecimento), é necessário saber os caudais de água que circulam nos coletores solares e no evaporador, para se quantificar a potência captada e energia dissipada no TDF. A escolha dos caudalímetros (componente 16 da Figura 1.3) prendeu-se em 3 critérios: i) baixa perda de carga, ii) resistência às temperaturas de trabalho, que podem rondar os 110 °C e iii) capacidade de medição do caudal de trabalho (15 l/min).

O caudalímetro escolhido foi o caudalímetro ultra-sónico DUK 21 G4 HL 443 L, fabricante *Kobold* (USA), [31] e tem como características uma resistência a uma temperatura máxima de 120°C e mínima de -20°C; uma gama de caudais entre os 0,08 – 19 l/min; uma incerteza de $\pm 0,7\%$ na leitura mais $\pm 0,7\%$ na escala; uma pressão máxima de 1586 kPa e uma perda de carga de 15,17 kPa. Este tipo de caudalímetros utiliza ultra-sons para medir a velocidade média do escoamento e apresentam uma vantagem relativamente a muitos outros tipos de caudalímetros convencionais, é que não têm componentes móveis reduzindo o custo de manutenção [32].

2.1.8 Seleção dos acessórios de circulação

Os acessórios de circulação utilizados na instalação, para além das tubagens, são as válvulas de 3 vias de 1" com servomotor da BAXIROCA [24] e as válvulas de retenção. Devido à instalação servir tanto para o aquecimento (inverno) como para o arrefecimento (verão), é necessário que o percurso de circulação da água seja alterado conforme as necessidades. Para isso utilizam-se as válvulas de 3 vias (componente 18 da Figura 1.3). O controlo da comutação da válvula é feito pelo servomotor colocado no topo da mesma. No sistema, estas válvulas serão utilizadas em 2 locais diferentes. Uma para o caso de sobreaquecimento dos coletores, direcionando o fluido proveniente dos mesmos diretamente para o dissipador de calor e desta forma impedir o risco de estagnação. O fenómeno de estagnação deve-se ao facto de os coletores, mesmo quando não estão a ser utilizados, continuarem a captar radiação solar. A água como não é circulada para fora dos tubos de vácuo, mantém a energia no fluido, podendo atingir temperaturas muito altas (acima dos 150°C) e pôr em causa a estrutura interior de captação solar [33]. A segunda válvula é utilizada quando se quer realizar o aquecimento do TDF no Inverno. Para isto acontecer, a válvula é comutada e a água proveniente do depósito é enviada diretamente para o equipamento de emissão de calor no interior da casa. As válvulas escolhidas conseguem suportar temperaturas máximas de funcionamento de 110°C, possuem uma tensão de alimentação 230 V e um tempo de rotação (90°) de 120 seg.

Prevenindo a possibilidade de futuras ações de manutenção na instalação, o corte de circulação de fluido em pontos estratégicos do sistema torna-se necessário com recurso a válvulas de corte (componente 17 da Figura 1.3). É recomendado que as válvulas não possuam manípulo de maneira que não haja acionamento acidental, havendo sempre a possibilidade de regulação por chave própria. Um dos critérios para a escolha da válvula também se prende pela temperatura do fluido que circulará no seu interior, principalmente nas temperaturas de saída dos coletores/entrada do depósito que podem chegar aos 120°C. Para a parte solar do sistema, serão utilizadas 8 válvulas. Seis usadas para as saídas e entradas de fluido no depósito de água de modo a que, caso seja necessário efetuar alterações no circuito se possa cortar a circulação da água por completo do sistema. As restantes duas serão aplicadas no circuito de dissipação.

2.2 Subsistema de refrigeração

O subsistema de refrigeração, apresentado na Figura 1.3, é onde se produz o efeito de arrefecimento para o TDF. Este subsistema baseia-se num ciclo ejetor, equipado com um ejetor de geometria variável (8), e apresenta como fluido de trabalho o isobutano (R600a). A ligação do subsistema de arrefecimento com o de aquecimento é feita no gerador (7), onde a água quente produz o vapor do fluxo primário a alta pressão. O efeito de arrefecimento é obtido no evaporador (9) graças às trocas de calor realizadas no emissor de calor/frio com o espaço a climatizar. Os ganhos de calor no ciclo são dissipados no condensador (10). Uma parte do fluido, após sair do condensador em fase líquida subarrefecida, é introduzido novamente no gerador depois do aumento da sua pressão pela bomba (11). A outra parte do fluxo entra no evaporador através de uma válvula de expansão (13). Nas próximas subsecções serão apresentadas as características e o modo de funcionamento de todos os componentes constituintes deste subsistema.

2.2.1 Gerador, Evaporador e Condensador

Os 3 permutadores de calor de placa são da marca Alfa Laval (Suécia). O material utilizado nas placas é de Liga 316 e a soldadura é de cobre [34]. O fluxo realizado é de contra corrente, entre os dois fluidos utilizados, R600a e água. As restantes características de cada permutador podem ser vistas na Tabela 2.4, com ajuda da Figura 2.1.

No caso do gerador vão existir dois permutadores, um para a troca de calor em estado líquido e outro em estado gasoso.

Tabela 2.4 - Características geométricas dos permutadores da Alfa Laval do gerador, evaporador e condensador [34].

| | Gerador (Líquido) | Gerador (Vapor) | Evaporador | Condensador |
|---|-------------------|-----------------|----------------|----------------|
| Área de transferência de calor (m^2) | 0,23 | 0,16 | 0,35 | 1,04 |
| Características geométricas comprimento x largura x altura (mm) | 60 x 113 x 313 | 62 x 77 x 207 | 69 x 113 x 313 | 84 x 113 x 527 |
| Peso (kg) | 3,03 | 1,15 | 3,47 | 6,3 |

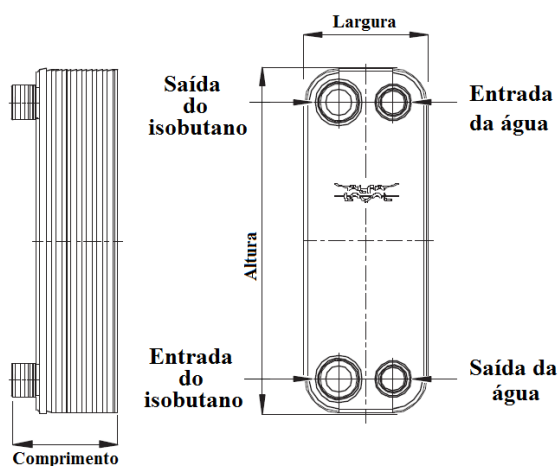


Figura 2.13 - Permutador de calor Alfa Laval [34].

2.2.2 Bomba HTP 300

A bomba HTP 300 (Figura 2.14) aumenta a pressão do R600a em fase líquida até à pressão do gerador. É do tipo de palhetas rotativas de acoplamento magnético e é produzida pela empresa *GemmeCott* (Itália) [35]. O caudal máximo de circulação desta bomba é de 350 l/h com uma pressão diferencial máxima de 13 bar, uma temperatura máxima de trabalho de 150°C e a velocidade de rotação variável com um valor máximo de 1450 rpm.



Figura 2.14 - Bomba HTP 300 [35].

2.2.3 Válvula de expansão KPR

A válvula de expansão KPR da Swagelok (USA) [36] (Figura 2.15) é responsável pela redução da pressão do fluido à entrada do evaporador. O corpo da válvula é feito em aço inox 316. Permite o controlo manual de pressão até aos 3,4 bar e conta com uma pressão máxima de entrada de 6,8 bar.



Figura 2.15 - Válvula de expansão KPR da Swagelok [36].

2.2.4 Separador gás-líquido

O separador gás-líquido (componente 12 da Figura 1.3) é utilizado para impedir a entrada de vapor de R600a à entrada da bomba. Para verificar a existência do fluido em fase líquida no separador, existe um vidro transparente na sua parede lateral (ver Figura 2.16).



Figura 2.16 - Separador gás-líquido.

2.2.5 Ejetor

O ejedor foi inventado em 1901 por Charles Pasrons e teve como primeira utilização a remoção de ar no condensador de uma máquina a vapor. Apenas em 1910 é que se utilizou o ejedor como constituinte de um sistema de arrefecimento, por Maurice Leblanc. Apesar de um aumento de popularidade no início dos anos 30 aquando do uso em ar condicionado de grandes edifícios, com o aparecimento de compressores mecânicos ocorreu a suplantação desta tecnologia até hoje [37].

Na Figura 2.17 é possível ver uma representação de um ejedor e a variação de pressão e velocidade idealizada do fluido no seu interior. Antes de entrar no ejedor, o fluido de trabalho é vaporizado no gerador a pressões elevadas. A este vapor de alta pressão dá-se o nome de fluido primário e dá entrada no *nozzle* primário onde se expande até velocidades supersónicas ($Mach > 1$), zona ii). Na secção de saída do *nozzle* é originada uma zona de baixa pressão, provocando a sucção do fluido proveniente do evaporador, denominado de fluido secundário. O fluido secundário é depois acelerado até velocidades sónicas (“choked”), zona iii), enquanto o fluido primário perde velocidade. Isto deve-se à tensão de corte na interface que é desenvolvida entre os dois fluidos, contribuindo também para uma mistura das duas linhas de corrente. A área da zona onde o fluido secundário atinge a velocidade sónica é denominada de área efetiva. A mistura dos fluidos, ocorrida na câmara de mistura, dá-se a pressão constante e regime sónico até à entrada da garganta, zona iv). Nesta região a mistura sofre um aumento da pressão e a velocidade desce para a região subsónica (“shock”), zona v), devido à pressão no fim do ejedor. O fluxo é depois comprimido, zona vi), no difusor subsónico, até atingir as condições do condensador, zona vii) [37].

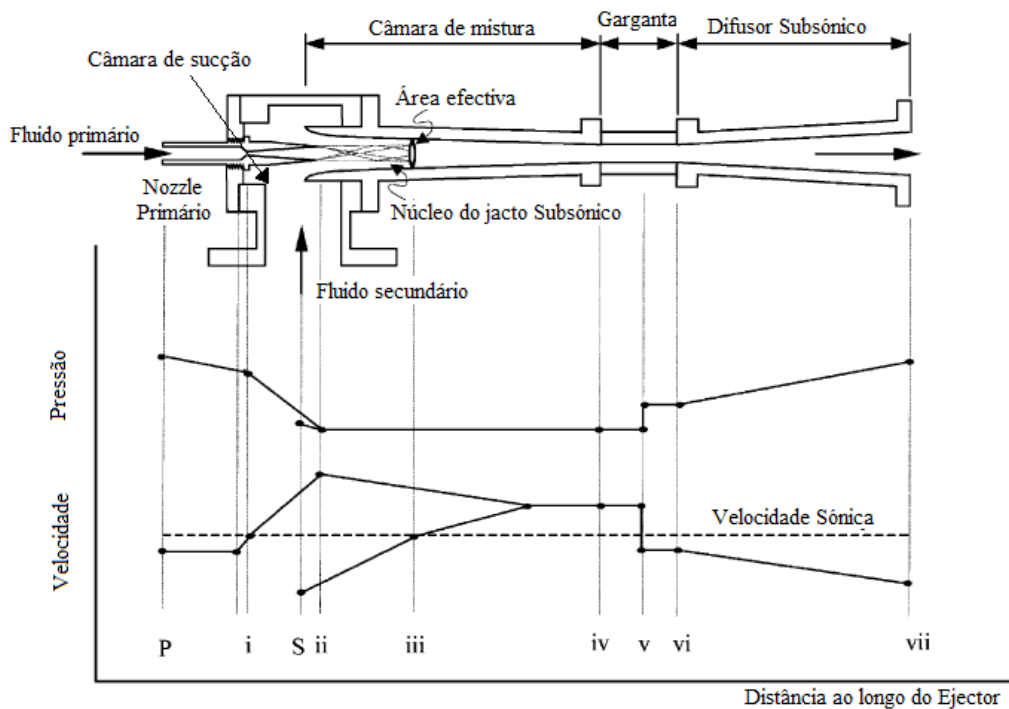


Figura 2.17 - Desenho esquemático ideal da variação de pressão e velocidade ao longo de um ejedor de “constant-pressure mixing” e de geometria fixa [37].

Os ejetores podem ser classificados em 2 tipos diferentes consoante o posicionamento do *nozzle* primário [37]:

- “*Constant-area mixing ejetor*” - Neste caso a saída do *nozzle* primário encontra-se no interior da secção de área constante, daí o nome associado (Figura 2.18 a)).
- “*Constant-pressure mixing ejetor*” - O *nozzle* primário encontra-se com o seu plano de saída dentro da zona convergente da câmara de mistura, de frente para a secção de área constante, onde a pressão estática é considerada constante durante a mistura (Figura 2.18 b)).

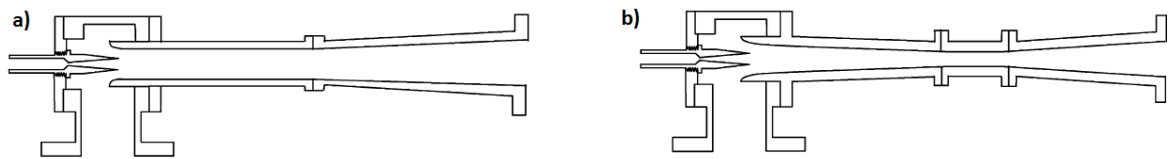


Figura 2.18 - Tipos de ejetores: a) “*Constant-area mixing ejetor*” e b) “*Constant-pressure mixing ejetor*” [37].

Os ejetores que realizam a mistura dos dois fluidos a pressão constante tem geralmente um melhor desempenho e por isso são usados mais frequentemente [37]. Relativamente à geometria, os ejetores também podem ser de dois tipos, geometria fixa (Figura 2.17) ou variável (Figura 2.19). Quando a geometria é variável é possível alterar a área de entrada do fluido primário, com o avanço e recuo de um *spindle*, e conseqüente caudal primário admitido na câmara de mistura. Este tipo de abordagem permite um controlo mais refinado do desempenho do ejetor e ao mesmo tempo adapta-lo para diferentes condições de trabalho [38].

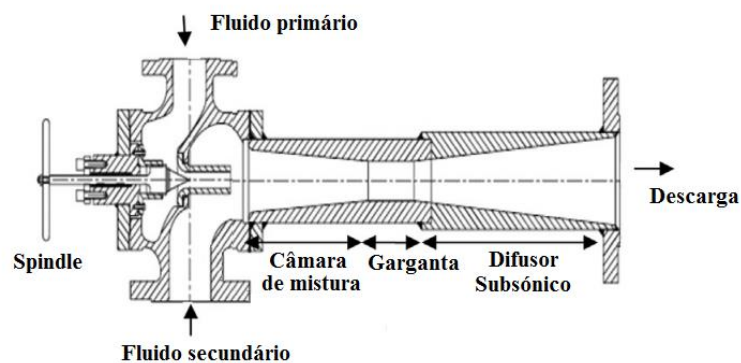


Figura 2.19 – Ejetor “*constant-pressure mixing*” e de geometria variável com as respetivas legendas [23].

O desempenho dos ejetores pode ser medido por 3 indicadores [38]:

- **Razão de sucção (λ)** é definida como a razão entre o caudal mássico do fluido secundário (\dot{m}_e), proveniente do evaporador, e o primário (\dot{m}_g), vapor proveniente do gerador, como se pode ver na equação seguinte:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} \quad (2.10)$$

- **Coefficient of performance (COP_{ej})** representa a eficiência do ciclo de frio de ejeção e define-se como a razão entre a potência produzida no evaporador (\dot{Q}_e) e potência fornecida no gerador (\dot{Q}_g), vista na equação seguinte:

$$COP_{ej} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (2.11)$$

Também pode ser escrita em função da razão de sucção como:

$$COP_{ej} = \lambda \times \frac{\Delta h_e}{\Delta h_g} \quad (2.12)$$

- **Pressão crítica (P_{cr})** é a pressão do condensador com que o ejetor vai trabalhar para o seu rendimento máximo, para uma pressão do evaporador e gerador fixa.

Relativamente às temperaturas/pressões do condensador (T_c/P_c), do evaporador (T_{ev}/P_{ev}) e gerador (T_g/P_g) estas apresentam efeitos diferentes no COP do ejetor. Num ciclo de ejeção, com um ejetor de geometria variável, um aumento da temperatura do evaporador e gerador influenciam de forma positiva o COP. No caso do aumento da temperatura do gerador este traz como desvantagem uma diminuição do rendimento dos coletores e consequentemente do rendimento global do sistema. A eficiência do condensador vai depender da temperatura exterior (condições climatéricas) e o seu aumento leva a uma diminuição do COP [38].

Para ejetores de geometria fixa, o aumento da temperatura no evaporador representa um aumento de COP. Isto não é sempre desejável, pois significa uma menor taxa de refrigeração do espaço a climatizar. A temperatura do gerador tem o efeito contrário, ou seja, diminui o COP do ejetor. Isto pode ser explicado pelo aumento simultâneo da pressão no gerador e o consequente aumento do caudal do fluido primário, enquanto o fluido secundário permanece aproximadamente constante (razão de sucção diminui). A pressão do condensador influencia o ejetor na sua razão de sucção (Figura 2.20) e é recomendado não ultrapassar um valor limite (P_{cr}). Para valores de pressão do condensador inferiores à pressão crítica (P_{cr}), zona “Double chocking”, a λ manter-se-á constante devido ao fluido secundário atingir a condição sónica (Mach=1) e como tal, apenas dependerá das pressões e temperaturas a montante do ejetor. Se a pressão do condensador ultrapassar P_{cr} , zona “Single chocking”, os valores de λ começam a depender da pressão do condensador devido ao fato de o fluido secundário não passar o limite sónico. Para pressões muito superiores a P_{cr} o fluido secundário pode mesmo reverter o sentido e voltar a entrar no evaporador, deixando o ejetor de funcionar. É desejável então que

o ejetor funcione na zona “Double choking”, a uma pressão do condensador igual a P_{cr} , de maneira a que a razão de sucção tome o maior valor possível [38, 39].

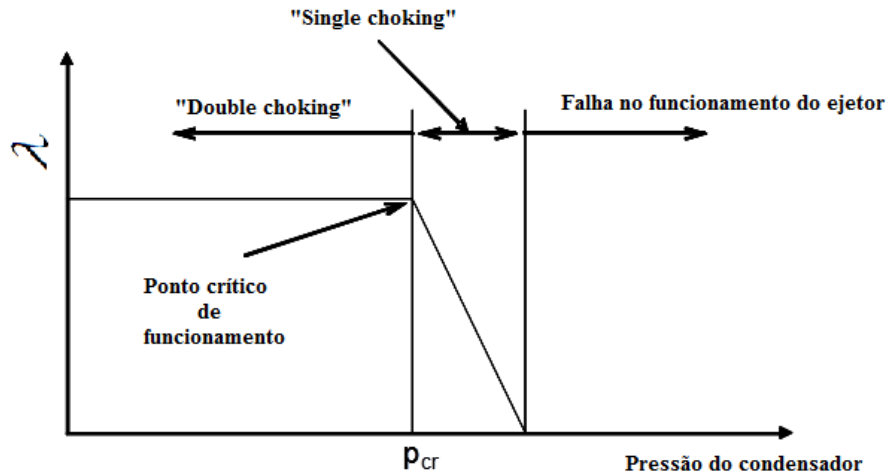


Figura 2.20 - Regime funcional do ejetor para temperaturas constantes do gerador e evaporador [38].

Além da influência das pressões e temperaturas de funcionamento em cima explicadas, as geométricas também alteram a performance do ejetor. De maneira a otimizar o ejetor, devem ser considerados 3 fatores no estudo da geometria [38].

A razão de áreas (r_a), que é definida como a razão entre a área constante (A_v) e a área de garganta do *nozzle* primário (A_i):

$$r_a = \frac{A_v}{A_i} = \left(\frac{d_v}{d_i}\right)^2 \quad (2.13)$$

A influência do aumento de r_a faz com que a razão de sucção aumente e a pressão crítica do condensador diminua para as mesmas temperaturas T_g e T_{ev} (Figura 2.21). A utilização de um ejetor de geometria variável permite variar a razão de áreas em função de T_g e T_{ev} e como consequência trabalhar nas condições ótimas, correspondente à sua P_{cr} [38].

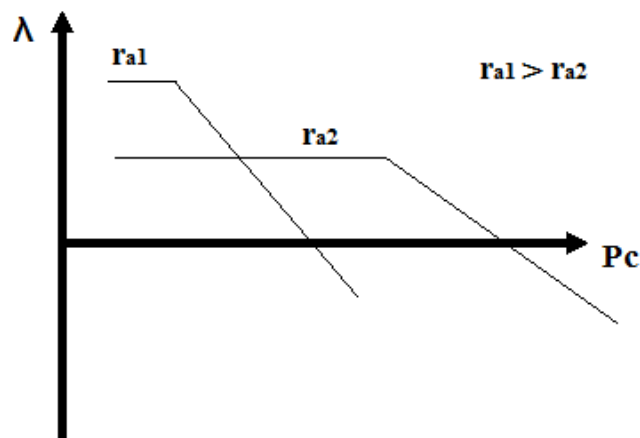


Figura 2.21 - Razão de sucção (λ) em função da pressão crítica (P_c) para dois valores de razão de áreas r_{a1} e r_{a2} . Valores de T_g e T_{ev} constantes.

Um outro fator geométrico importante é a posição de saída do *nozzle* (NXP) que é definido pela distância entre o ponto de saída do *nozzle* primário em relação à entrada da secção de área constante [38]. Ao mover para dentro ou fora da câmara de mistura o desempenho do ejetor tende a se alterar, devido à influência na razão de sucção. Segundo o estudo realizado por Varga *et al.* [38], existe um valor ótimo para o qual a variação positiva do NXP aumenta a razão de sucção e a pressão crítica do condensador, e a partir desse ponto os valores caem abruptamente.

O último fator geométrico é o comprimento da secção de área constante (L_m) e é definido como o comprimento total da secção de área constante da câmara de mistura [38]. A razão de sucção varia muito pouco com o aumento do L_m . Apenas a pressão crítica do condensador é que apresenta uma variação significativa. Isto pode ser utilizado para o aumento da pressão crítica até certos valores limite e assim aumentar a gama de condições de trabalho possíveis sem sair da zona de “double choking”. Em contrapartida, o aumento de L_m conduz a aumentos de custo e peso do equipamento [38].

O fluido de trabalho escolhido para um ciclo ejetor pode alterar decisivamente a performance de um ejetor. Hoje em dia existe uma grande variedade de fluidos frigorigéneos disponíveis para uso em ciclos de refrigeração. Como fatores de escolha de um fluido de trabalho ideal consideraram-se as seguintes propriedades termodinâmicas e características mais importantes [21]:

- Valores altos de calor latente para a gama de temperaturas do evaporador e gerador.
- Alta temperatura crítica.
- Pressão de saturação não muito alta no gerador e não muito baixa no evaporador.
- Baixo volume específico no estado de vapor.
- Deve ser um fluido seco (curva de saturação de vapor com declive positivo).
- Não tóxico.
- Não deve ser inflamável.
- Não deve apresentar perigo para o meio ambiente.
- Um baixo custo.
- Uma boa disponibilidade de aquisição.
- Boa compatibilidade com os equipamentos utilizados.

Tendo em conta todas estas características, foram elaborados estudos por Varga *et al.* [40, 41] sobre a influência num ejetor para 6 fluidos diferentes: água, R290, R314a, RC318, R512a e R600a. Foi possível concluir que para variações da temperatura do gerador, o fluido frigorigéneo R152a apresentou melhores valores de COP, o R600a melhor comportamento relativamente à λ e o R290 uma menor sensibilidade em relação a r_a (Figura 2.21). A água foi o fluido que apresentou os valores mais baixos de COP. Juntando a esse facto as suas baixas pressões de saturação no evaporador e condensador, e concluiu-se que a água é uma má opção para o ejetor. Os fluidos R290, R134a e R512a, apesar de bons valores de COP, requerem uma construção mais robusta e equipamentos especiais devido às elevadas pressões de vapor no gerador e condensador. O RC318 apresenta os valores de COP mais baixos para todos os fluidos com exceção da água. Por último, o Iso-butano (R600a), apesar da sua

inflamabilidade, apresenta bons indícios de performance para valores de pressões moderadas. Comparativamente aos outros fluidos utilizados, com exceção da água, é o menos prejudicial para o meio ambiente e como tal foi o fluido escolhido para o uso no ciclo ejetor do presente projeto.

O gráfico da Figura 2.22 representa a variação da razão de áreas ótimas com a temperatura do gerador para os fluidos de trabalho referidos anteriormente. Os dados indicados foram obtidos por um modelo numérico desenvolvido para a simulação de um ejetor de “*constant-pressure mixing*” [41]. É possível constatar que todos os fluidos aumentam a razão de áreas ideais com o aumento da temperatura do gerador, com maior destaque para a água que apresenta uma variação 6 vezes superior relativamente aos outros fluidos, considerando a mesma gama de temperaturas. Devido às variações da temperatura que o gerador vai sofrer com a radiação solar, fica demonstrado que a utilização de um ejetor de geometria variável é o mais indicado de maneira a manter a razão de áreas no valor ótimo.

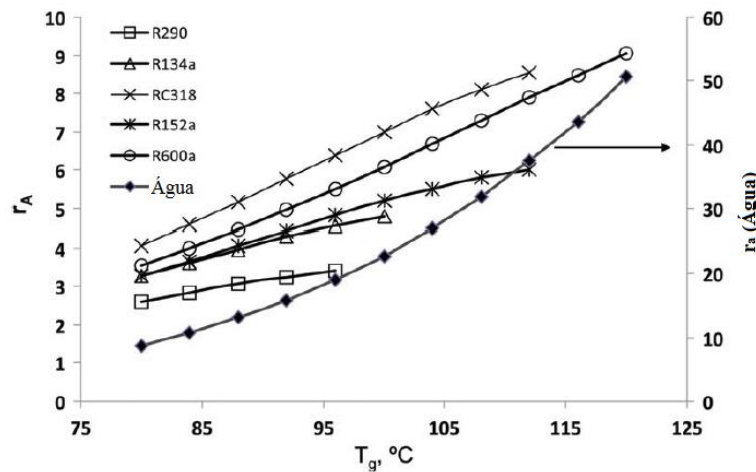


Figura 2.22 - Comportamento da razão de áreas ótimas (r_a) em função da temperatura do gerador (T_g) para os fluidos: água, R290, R314a, RC318, R152a e R600a. Valores obtidos para uma temperatura do evaporador de 10°C e uma temperatura do condensador de 35°C [41].

2.3 Subsistema de aquecimento/arrefecimento

Este subsistema consiste nos equipamentos utilizados para a climatização do TDF. A ligação ao subsistema de arrefecimento é feita pelo evaporador, que apresenta uma potência de frio de 1,5 kW e uma temperatura média de circulação da água de 17,5°C. Relativamente ao subsistema de aquecimento, a ligação é feita diretamente ao depósito de água. A potência de aquecimento é limitada maioritariamente pela radiação incidida nos coletores e a temperatura média de circulação da água é de 65°C. A comuta entre aquecimento e arrefecimento é feito pela válvula de 3 vias com servomotor (componente 18 da Figura 2.1) existente à saída do evaporador, a seguir ao caudalímetro.

Com base na potência de arrefecimento e os caudais de circulação, foram escolhidos 3 unidades de emissão de frio/calor Dubal Hybrid 1000x500. Nas Tabelas 2.5 – 2.7 e Figura 2.23 estão descritas as características técnicas deste equipamento.

Tabela 2.5 - Caudal de ar debitado pelo Dubal Hybrid 1000x500 para cada modo de dispersão do ar [24].

| Circulação de ar (m³/h) | |
|-------------------------|-----|
| Convecção natural | 72 |
| Super-silenciosa (V1) | 168 |
| Silenciosa (V2) | 240 |
| Turbo (V3) | 384 |

Tabela 2.6 - Potência frigorífica debitada pelo Dubal Hybrid 1000x500 em função da temperatura de ida e modo de dispersão do ar [24].

| Potência Frigorífica (W) | | |
|--------------------------|-------------|------------|
| T° Ida (°C) | 16°C / 19°C | 7°C / 12°C |
| Convecção natural | 169 | 396 |
| Super-silenciosa (V1) | 503 | 967 |
| Silenciosa (V2) | 609 | 1195 |
| Turbo (V3) | 860 | 1566 |

Tabela 2.7 - Potência calorífica debitada pelo Dubal Hybrid 1000x500 em função da temperatura de ida, caudal e modo de dispersão do ar [24].

| Potência calorífica (W) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------------|------|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| T° Ida (°C) | 35°C | | | | 45°C | | | | 55°C | | | | 65°C | | | | 75°C | | | |
| Caudal (l/min) | 3 | 4 | 5 | 6 | 3 | 4 | 5 | 6 | 3 | 4 | 5 | 6 | 3 | 4 | 5 | 6 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Convecção natural | 190 | 206 | 222 | 246 | 351 | 379 | 424 | 462 | 501 | 542 | 507 | 651 | 612 | 698 | 753 | 866 | 720 | 801 | 906 | 1018 |
| Super-silenciosa (V1) | 389 | 435 | 483 | 522 | 760 | 846 | 938 | 1007 | 1155 | 1265 | 1386 | 1496 | 1276 | 1412 | 1562 | 1671 | 1390 | 1562 | 1732 | 1860 |
| Silenciosa (V2) | 548 | 602 | 675 | 723 | 1082 | 1179 | 1261 | 1335 | 1470 | 1562 | 1674 | 1802 | 1788 | 1901 | 2012 | 2099 | 2142 | 2232 | 2310 | 2406 |
| Turbo (V3) | 802 | 866 | 935 | 1016 | 1502 | 1589 | 1712 | 1860 | 2146 | 2231 | 2421 | 2573 | 2464 | 2613 | 2808 | 2967 | 2755 | 2904 | 3088 | 3190 |

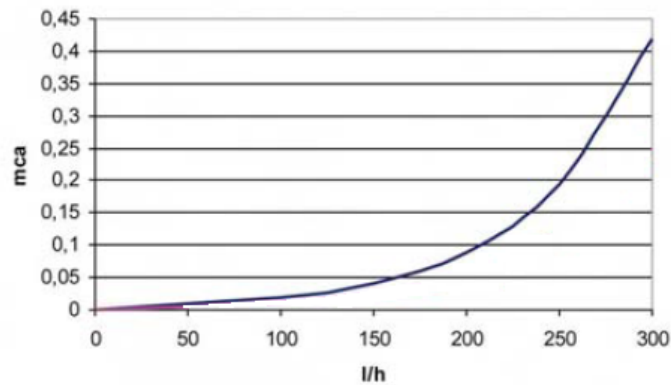


Figura 2.23 - Perda de carga em função do caudal para a série Dubal Hybrid 1000x500 [42].

Na Tabela 2.6, para uma velocidade turbo (V3) e uma temperatura entre os 16°C/19°C, 2 equipamentos conseguem debitar uma potência de arrefecimento de 1,72 kW, acima dos 1,5 kW, e também suportam a temperatura média da água de 17,5°C. O caudal em cada equipamento seria então metade do total, 6,65 l/min (399 l/h). A curva de perda de carga em função do caudal de circulação no equipamento Dubal Hybrid 1000x500 é apresentada na Figura 2.23 e utilizando o *Software Excel* obteve-se a equação de aproximação das perdas (h_{DH}):

$$h_{DH} = 1 \times 10^{-10}\dot{V}^4 - 2 \times 10^{-8}\dot{V}^3 + 1 \times 10^{-6}\dot{V}^2 + 0,0002\dot{V} + 0,0002 \quad (2.14)$$

Aplicando apenas 2 emissores, a perda de carga por cada equipamento seria de aproximadamente 1,5 m.c.a. Para 3 emissores, o caudal situa-se nos 266 l/h por equipamento e a perda de carga respetiva é de 0,25 m.c.a. Este valor de perda de carga é bastante mais baixo relativamente ao anterior (decréscimo de aproximadamente 84%). De modo a não aumentar as perdas de carga necessárias vencer na bomba do tipo 2, foram escolhidos então os 3 emissores para o projeto.

O TDF é uma casa pré-fabricada em material de poliuretano e será o espaço climatizado a partir dos subsistemas apresentados nos capítulos anteriores 2.1 e 2.2. Para estimar o comportamento térmico do TDF foi necessário conhecer as propriedades termofísicas do material. Para esse efeito utilizou-se o *KD2 Pro thermal Properties Analyzer* da Decagon (USA). Este equipamento possui uma sonda que deve ser inserida no objeto de estudo e de seguida efetua as medições das propriedades. Na Figura 2.24 é mostrada uma foto da colocação da sonda numa amostra do material utilizado na construção da casa das máquinas e da TDF, com as dimensões $5,4 \times 14,1 \times 27,9 \text{ mm}$. Os resultados da medição são apresentados na Tabela 2.8. A massa da amostra (246,9 g) foi determinada com recurso a uma balança digital e o volume da amostra ($2124,3 \text{ mm}^3$) foi estimado com base nas dimensões do bloco. A massa específica obtida é então de $116,23 \text{ kg/m}^3$.

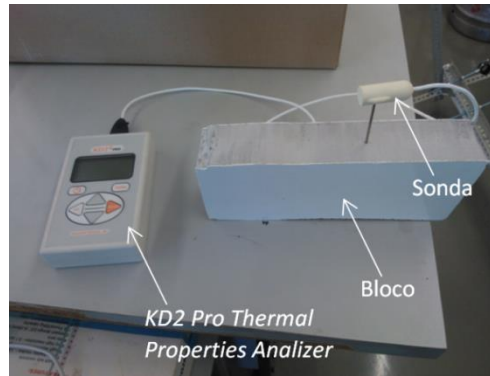


Figura 2.24 - Montagem do *KD2 Pro thermal Properties Analyzer* no bloco de amostra de poliuretano.

Tabela 2.8 - Propriedades térmicas medidas do bloco de poliuretano.

| | |
|-------------------------------------|--------------|
| Resistividade térmica | 32,19 mK/W |
| Condutividade térmica | 0,031 W/mK |
| Difusidade térmica | 0,15 mm /s |
| Calor específico volumétrico | 0,241 MJ/m K |

3. Modelação tridimensional da instalação

Neste capítulo será apresentado o trabalho de modelação 3D com a planificação do projeto final utilizando o *software SolidWorks*.

O procedimento foi utilizado para abordar alguns problemas no projeto incluindo, perdas de carga/perdas térmicas da tubagem e otimização do espaço disponível. O modelo foi então elaborado para finalizar a configuração do sistema e minimizar o tempo da construção do mesmo, tudo isto sem afectar o funcionamento do sistema.

Foram definidos como objetivos:

- Modelação dos componentes.
- Posicionamento dos mesmos na casa das máquinas e na cobertura do edifício.
- Posicionamento da tubagem hidráulica entre os componentes.
- Otimização do conjunto final.

O *SolidWorks* é um *software* de modelação CAD (*computer-aid design*) desenvolvido por *Dassault Systèmes SolidWorks Corp.* (EUA). Foi lançado pela primeira vez em 1995 e até hoje continua a lançar novas versões cada vez mais atualizadas. Conta já com uma base de mais de 2 milhões de engenheiros e designers em mais de 165.000 empresas [43].

Para a elaboração do projeto 3D dividiu-se o desenvolvimento do modelo em 7 fases enumeradas nas secções seguintes.

3.1 Modelo tridimensional do ciclo ejetor

O ciclo ejetor foi dos únicos constituintes em que, tanto o desenho tridimensional como o próprio ciclo real já se encontravam realizados. Com base nos resultados dos ensaios laboratoriais efetuados, houve necessidade de alterar o *layout* do mesmo. As alterações realizadas no modelo podem ser vistas e numeradas na tabela 3.1 e Figura 3.1.

Tabela 3.1 - Número e descrição das alterações realizadas ao modelo tridimensional do ciclo ejetor.

| Número da Alteração | Descrição da Alteração |
|---------------------|--|
| 1 | Distâncias do evaporador, gerador e evaporador relativas à bomba |
| 2 | Troca das ligações de quente e frio dos permutadores do gerador |
| 3 | Troca de um T por um cotovelo |
| 4 | Acréscimo de uma válvula de corte para enchimento |

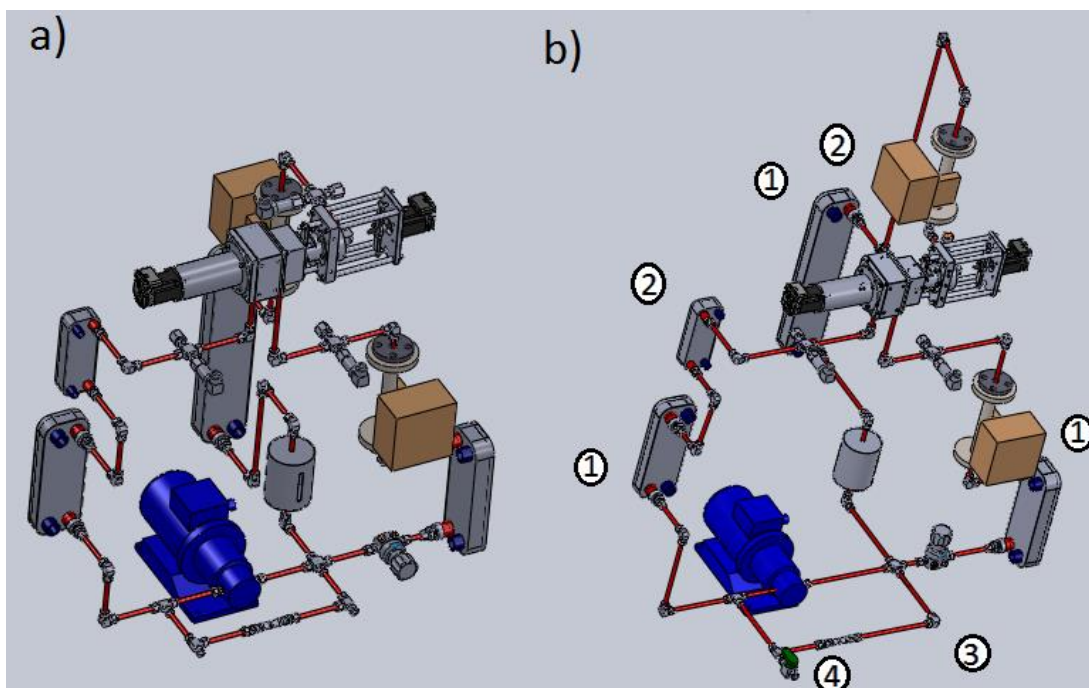


Figura 3.1 - Desenho tridimensional do ciclo ejetor: a) original e b) final (numeração das alterações na Tabela 3.1).

Como se pode ver na Figura 3.2, a tubagem à entrada do reservatório promovia a acumulação do fluido de trabalho, R600a, líquido na zona mais baixa (caixa vermelha) e de vapor de água na zona mais alta (caixa azul). O condensador, juntamente com o caudalímetro e o resto da tubagem, foram então elevados, impedindo a acumulação de R600a. Ao mesmo tempo foi promovida a perda de um cotovelo, diminuindo a perda de carga e correspondente queda de pressão. Para além da alteração da tubagem junto do reservatório, as distâncias do evaporador, gerador e condensador relativamente à bomba não correspondiam às medidas reais. Os permutadores de calor utilizados para o gerador e condensador também se encontravam com as ligações entre fluido quente e frio, trocadas. Por fim, no circuito que faz ligação à bomba, um dos T's foi trocado por um cotovelo. No T oposto, foi acrescentada uma válvula de corte, utilizada no enchimento da tubagem de azoto para eventuais limpezas no interior. Na Figura 3.1 é possível ver as correções efetuadas e comparações com a modelação inicial.

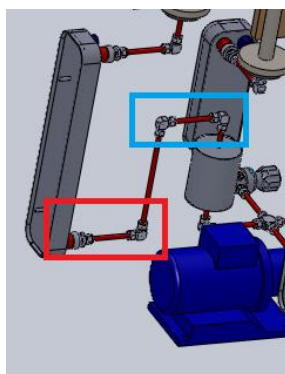


Figura 3.2 - Desenho tridimensional da tubagem de ligação entre o condensador e o reservatório. A caixa vermelha representa a zona mais baixa e a caixa azul a zona mais alta.

A estrutura inicial envolvente do ciclo ejetor, utilizada para garantir o suporte dos constituintes do ciclo (Figura 3.3 a)), é constituída por 26 barras e duas chapas, utilizadas como proteção dos ocupantes do laboratório, ambas de alumínio. Sem alterar o funcionamento do ciclo, as dimensões da estrutura foram modificadas de maneira a garantir um maior espaço para o resto da maquinaria e circulação de tubagens, passando de 1,6 m de largura para 1 m e de 1,6 m de comprimento para 1,13 m. Já na sala das máquinas da TDF, devido à ocupação não permanente, deverão ser retiradas as chapas de alumínio da estrutura envolvente do ciclo ejetor. Tendo em atenção estas alterações, a estrutura final passou a ser constituída por 24 barras e dimensões mais reduzidas, como pode ser constatado na Figura 3.3 b).

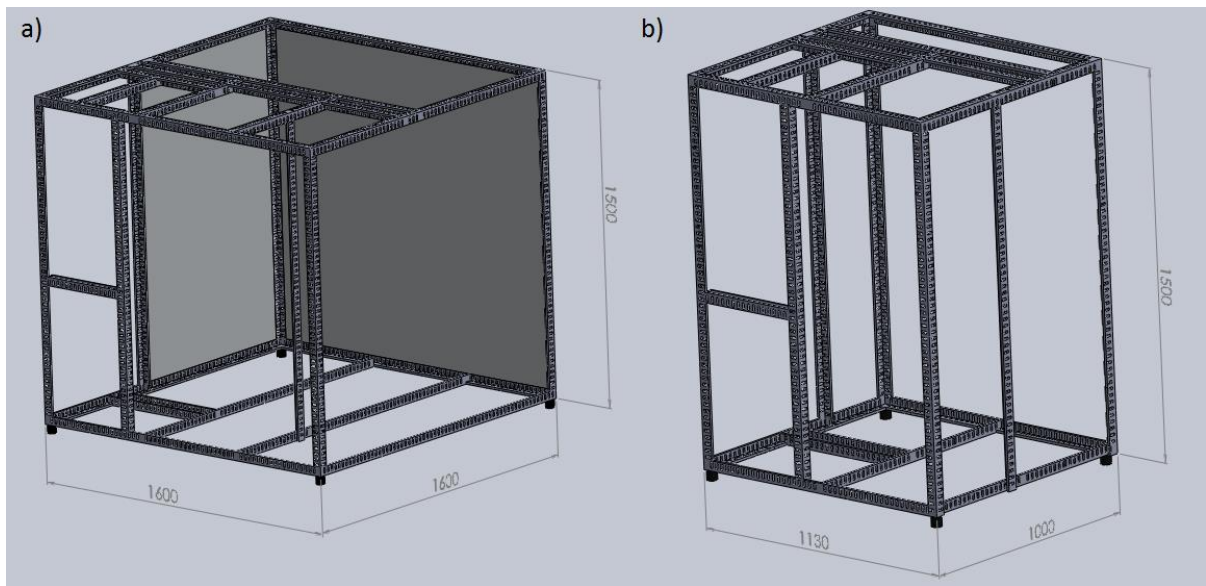


Figura 3.3 - Desenho tridimensional com as respetivas dimensões da estrutura do ciclo ejetor: a) original e b) final.

3.2 Modelo tridimensional da TDF e casa das máquinas

A sala de máquinas do TDF, vista na Figura 3.4 com todas as características geométricas, tem como área útil 4 m^2 e é constituída por uma porta na fachada virada a sul. Este é o compartimento onde se irão colocar todos os equipamentos necessários ao funcionamento do projeto, com exceção do dissipador de calor e emissor calor/frio. Dentro da casa máquinas um dos problemas existentes, devido ao pouco espaço disponível, prendia-se com a temperatura no interior. As altas temperaturas de funcionamento de alguns equipamentos, como por exemplo o gerador, aumentariam em demasia a temperatura no interior e poderia alterar a eficiência do ciclo. Outro problema prendia-se na falta de mecanismo de evacuação de gás para contrariar possíveis casos de fuga de fluido de trabalho dentro do ciclo. O fluido frigorígeno utilizado é perigoso devido à sua alta inflamabilidade. Para garantir uma circulação máxima de ar no interior da casa das máquinas, foram instaladas na parede direcionada a Oeste, 2 pares de grelhas de extração de ar, uma no interior e outra no exterior. Como se pode ver na Figura 3.4, um par localiza-se a 10 cm do teto e outro a 10 cm do chão da sala.

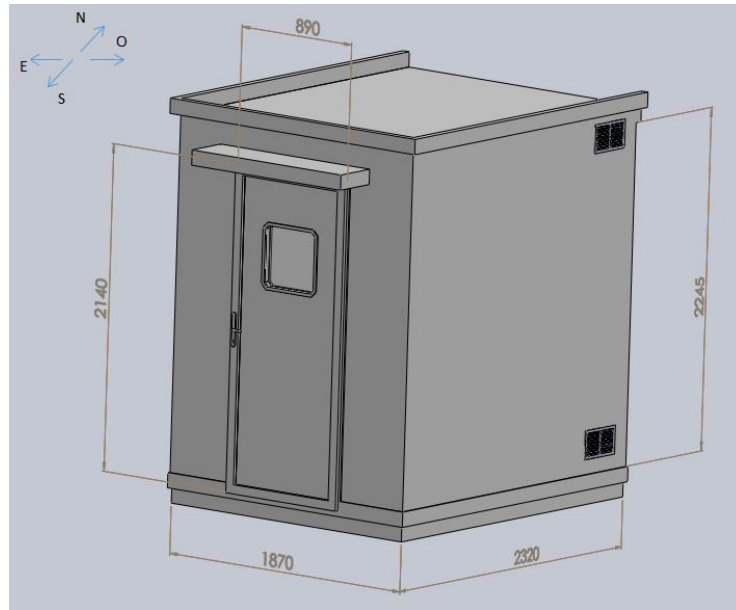


Figura 3.4 - Desenho tridimensional da casa das máquinas.

A TDF, representada na Figura 3.5 com as respetivas características geométricas, tem como área útil 14 m^2 e é constituída por uma janela e porta na fachada virada a sul. Este é o compartimento onde se vai realizar o aquecimento e arrefecimento a partir da energia solar.

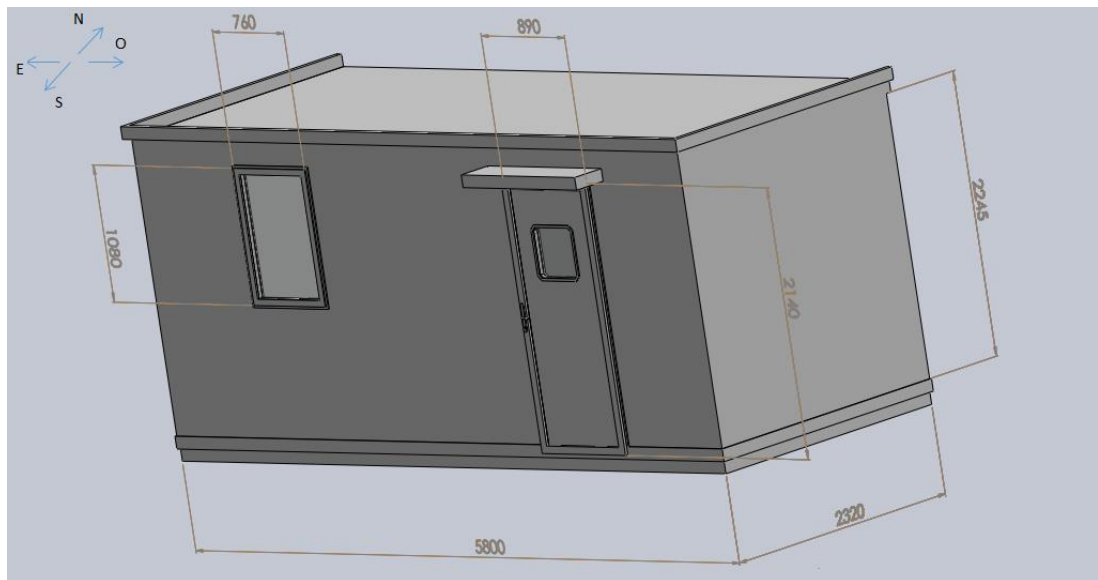


Figura 3.5 - Desenho tridimensional da TDF.

3.3 Modelo tridimensional da cobertura exterior do edifício L da FEUP

A cobertura exterior do edifício L da FEUP é o local escolhido para se realizar SOLAC-TDF. A modelação da cobertura exigiu um maior trabalho, em grande parte devido à falta de plantas com dimensões reais. Na figura 3.6 é representado o modelo com as respetivas dimensões e vários detalhes da cobertura.

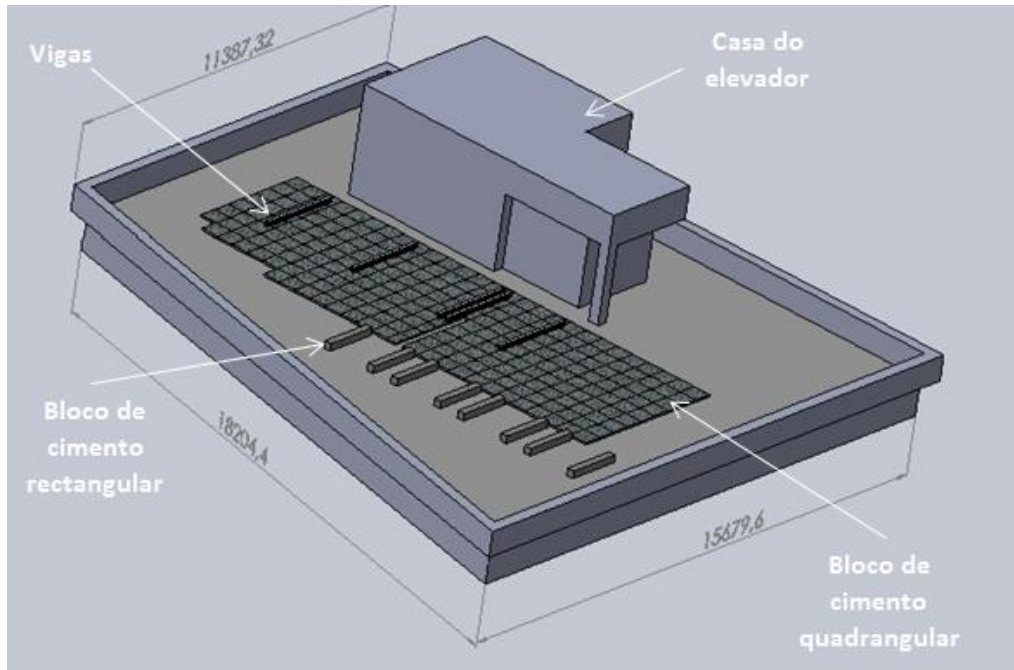


Figura 3.6 - Desenho tridimensional da cobertura exterior do edifício L da FEUP.

Os constituintes da cobertura, vistos na Figura 3.6, são:

- 227 Blocos quadrangulares de cimento (Figura 3.7);

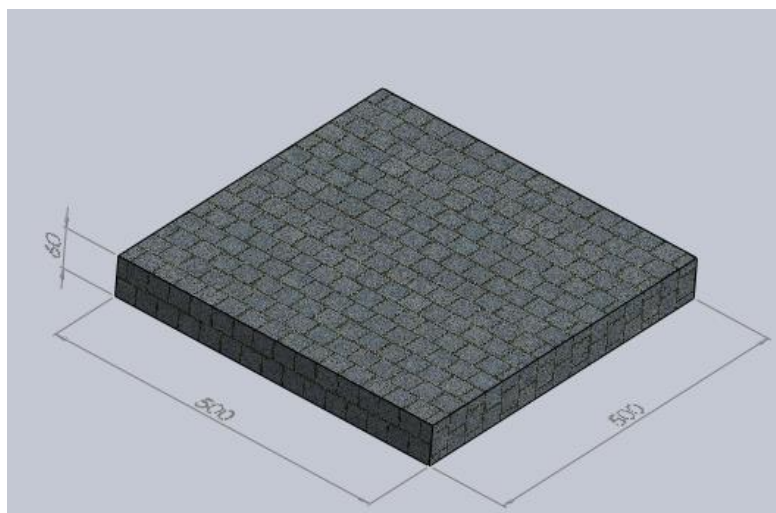


Figura 3.7 - Desenho tridimensional do bloco quadrangular de cimento existente na cobertura exterior do edifício L da FEUP.

- 8 Blocos retangulares de cimento utilizados como base para aparafusar o suporte dos coletores solares em vez do chão da cobertura (Figura 3.8);

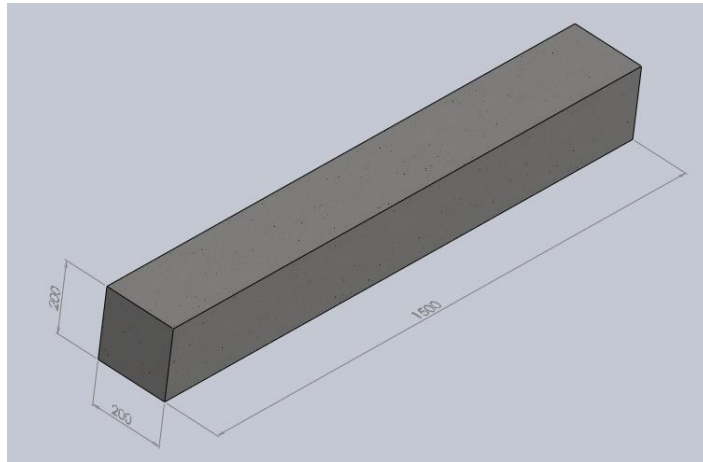


Figura 3.8 - Desenho tridimensional do bloco retangular de cimento utilizado para suporte dos coletores, existente na cobertura exterior do edifício L da FEUP.

- 5 Vigas usadas para nivelção da casa das máquinas e TDF (Figura 3.9);

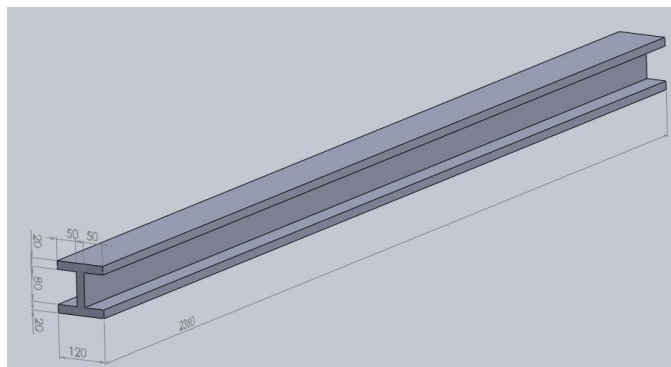


Figura 3.9 - Desenho tridimensional da viga utilizada na nivelção dos compartimentos existentes na cobertura exterior do edifício L da FEUP.

3.4 Modelo tridimensional do coletor solar de tubos de vácuo AR 30

Os coletores solares de vácuo AR 30, representados na Figura 3.10 a) e b), foram os equipamentos escolhidos para captação de energia pelas razões enumeradas na secção 2.1.1.

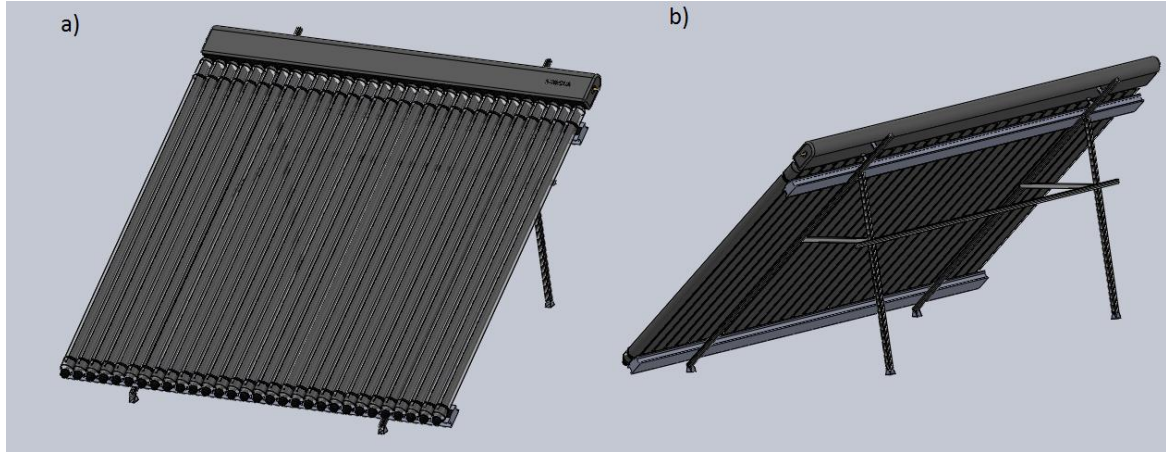


Figura 3.10 - Desenho tridimensional do coletor na: a) 1ª vista e b) 2ª vista.

A inclinação correta dos coletores é assegurada por um suporte para cobertura plana com inclinação regulável entre 35° e 55° . Como se pode ver na Figura 3.11 a inclinação escolhida foi a mais baixa, 35° , de maneira a garantir o maior aproveitamento solar durante os meses de verão. Nas Figuras 3.12 – 3.14 é possível ver com mais pormenor as características do suporte.

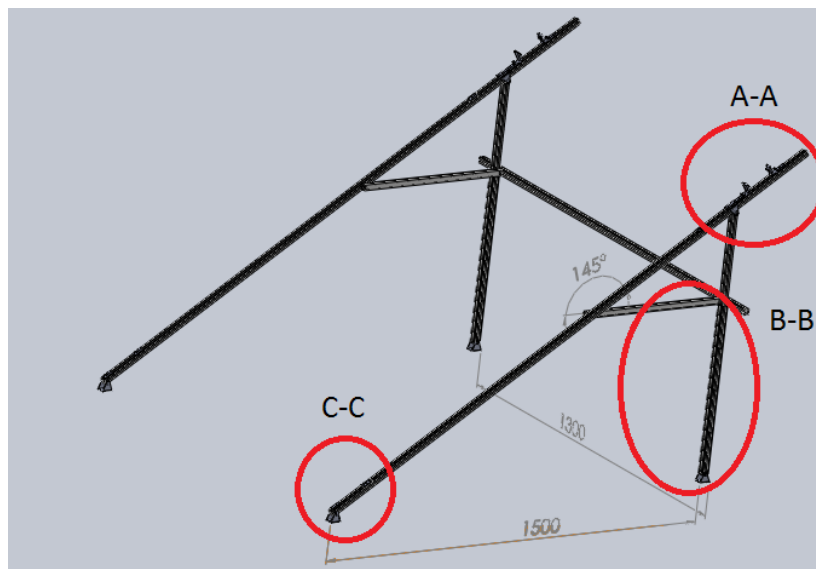


Figura 3.11 - Desenho tridimensional do suporte de cobertura plana.

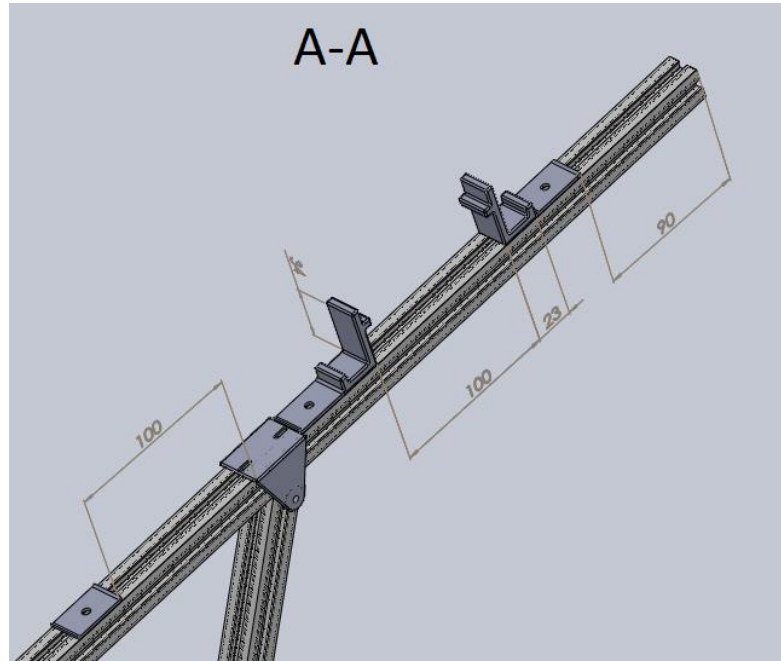


Figura 3.12 - Desenho tridimensional do detalhe A-A, local onde se coloca o adaptador de coletores do suporte de cobertura plana.

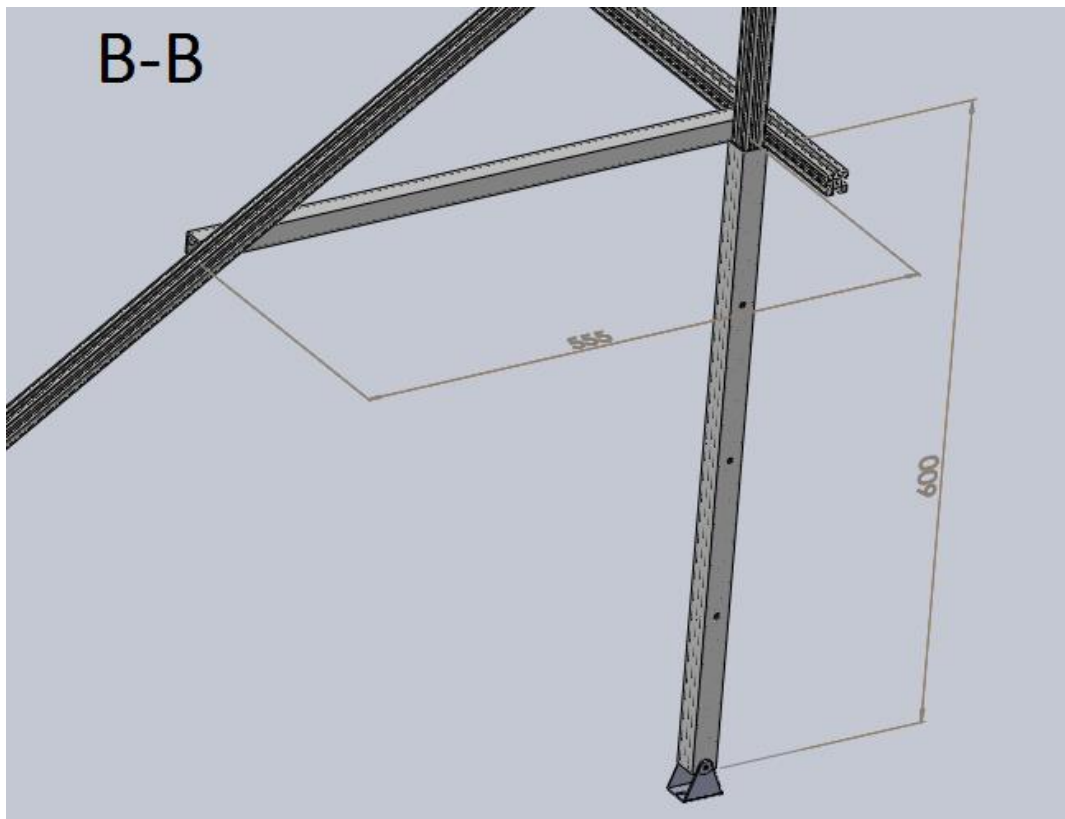


Figura 3.13 - Desenho tridimensional do detalhe B-B, local onde se ajusta o ângulo do suporte de cobertura plana.

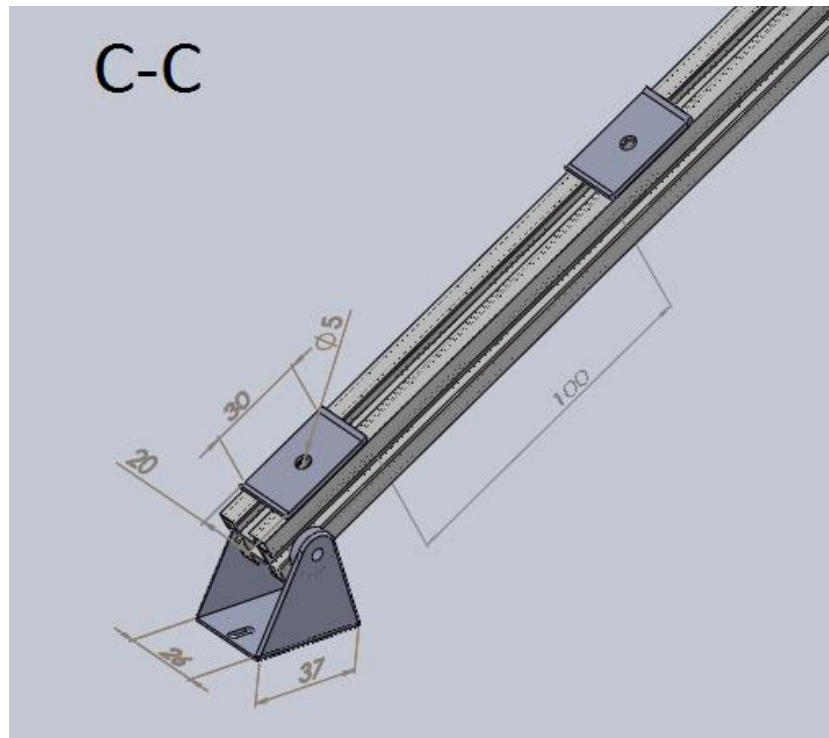


Figura 3.14 - Desenho tridimensional do detalhe C-C, local onde se fixa o suporte ao bloco de cimento retangular e se coloca o posicionador de tubos inferior do suporte de cobertura plana.

A radiação solar projetada é convertida em calor nos 30 tubos de vácuo existentes em cada coletor. As características geométricas de um dos tubos podem ser vistas nas Figura 3.15 – 3.17

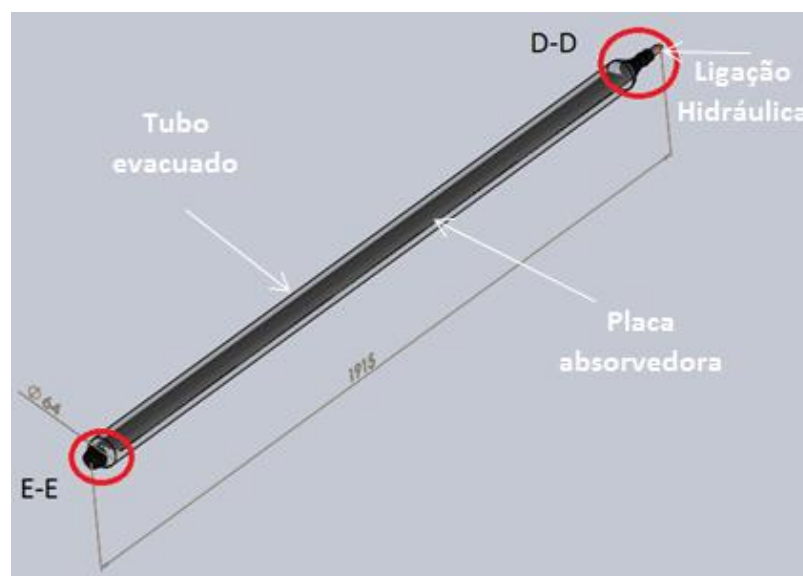


Figura 3.15 - Desenho tridimensional do tubo de vácuo.

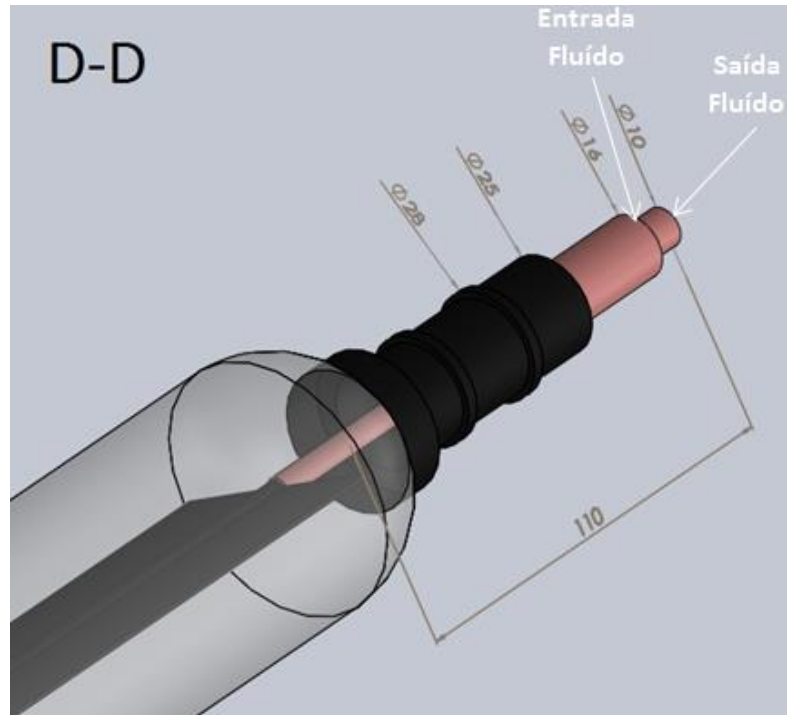


Figura 3.16 - Desenho tridimensional do detalhe D-D do tubo de vácuo.

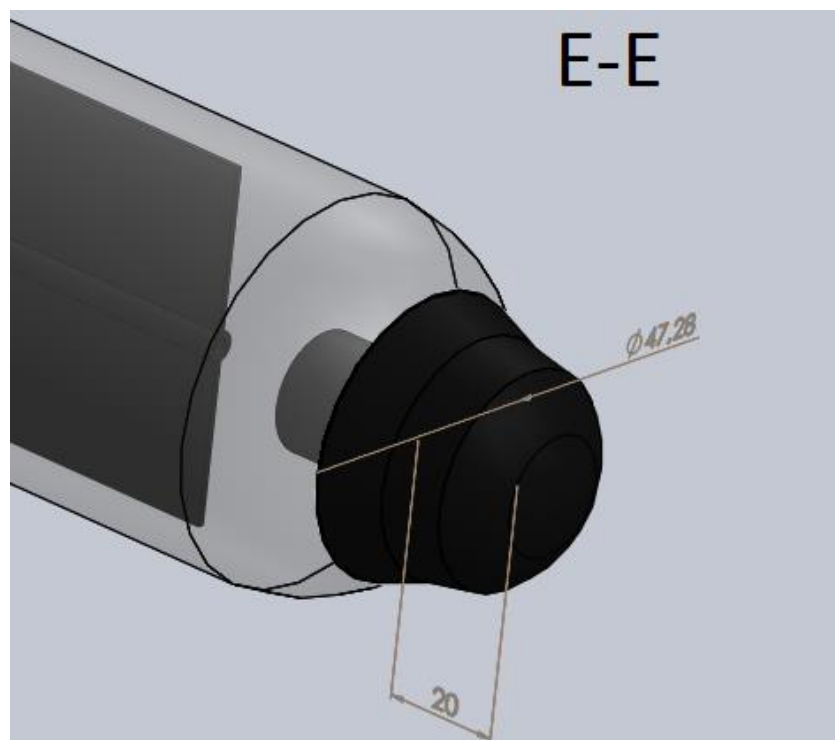


Figura 3.17 - Desenho tridimensional do detalhe E-E do tubo de vácuo.

A energia captada nos tubos de vácuo, transmitida para a água, será fornecida ao ciclo solar a partir da ligação hidráulica dos tubos com o adaptador do coletor (Figura 3.18). O alinhamento dos tubos com a restante estrutura é assegurado por dois posicionadores (Figura 3.19).

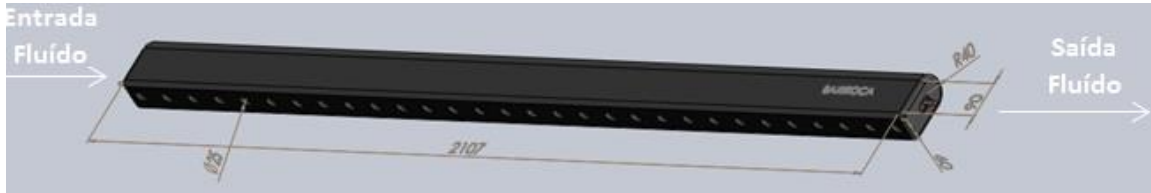


Figura 3.18 - Desenho tridimensional do adaptador do coletor.

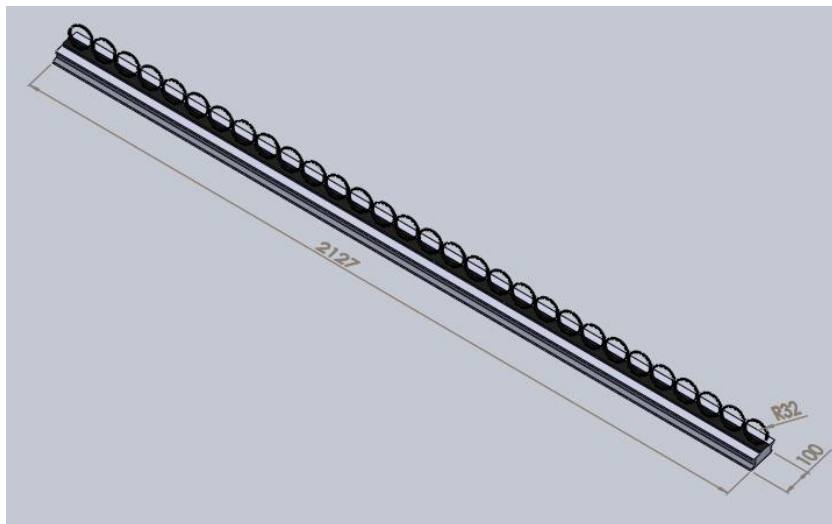


Figura 3.19 - Desenho tridimensional do posicionador de tubos.

3.5 Modelo tridimensional dos equipamentos instalados na casa das máquinas

Devido à falta da representação tridimensional dos equipamentos instalados na casa das máquinas, nas secções seguintes serão apresentados os modelos 3D desenvolvidos.

3.5.1 Depósito acumulador ASA 50 - IN

O depósito utilizado, é composto por 2 orifícios para entrada e saída da água proveniente dos coletores e 4 orifícios para o resto do sistema como é possível ver nas Figuras 3.20 a), b) e c).

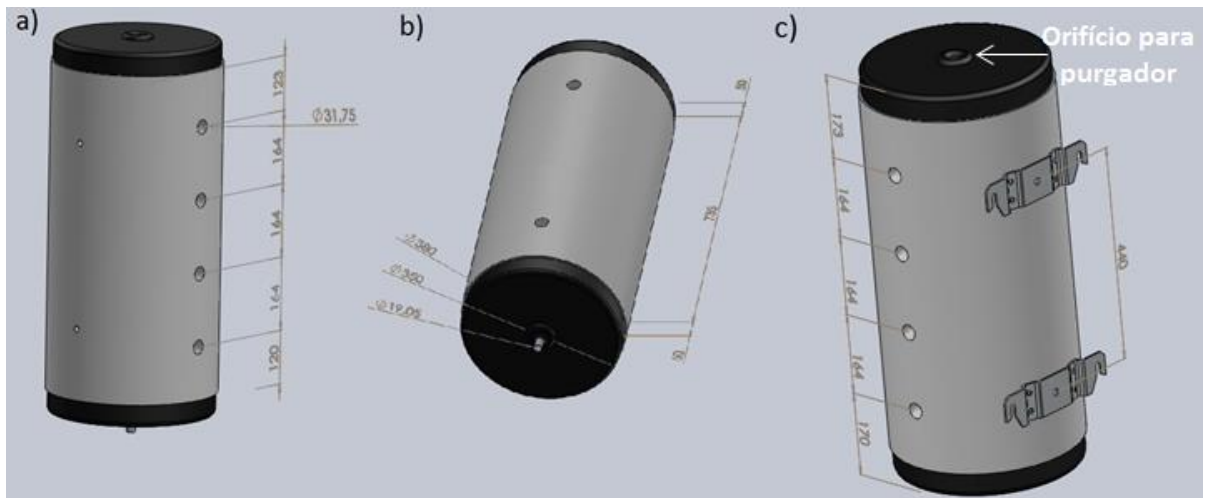


Figura 3.20 - Desenho tridimensional das entradas e saídas do fluido do depósito de água para o sistema e respetivas características geométricas na: a) 1ª vista, b) 2ª vista e c) 3ª vista.

Na Figura 3.21 é possível ver com maior pormenor, um dos 2 apoios que constituem o depósito.

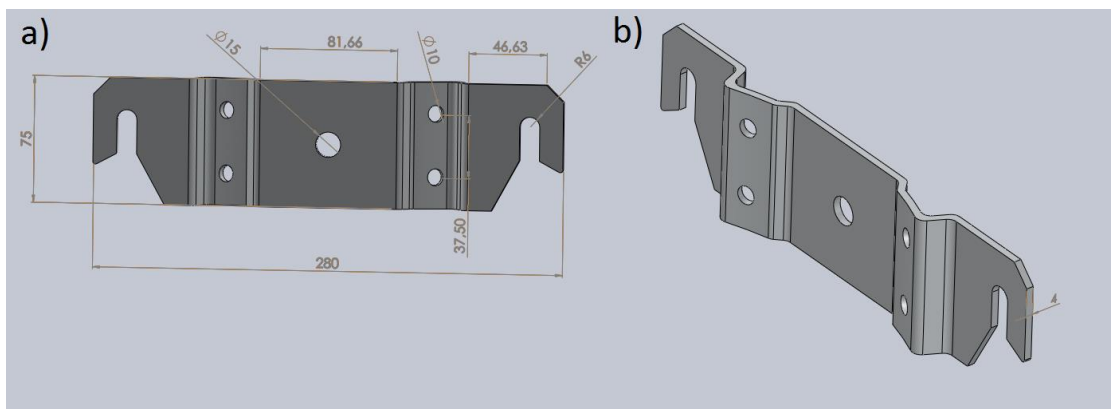


Figura 3.21 - Desenho tridimensional do apoio do depósito de água e as características geométricas na: a) 1ª vista e b) 2ª vista.

No topo do depósito será colocado um purgador, obrigando o mesmo a ser elevado acima do resto da instalação. Este procedimento garante que não haja acumulação de vapor no resto das condutas. Na Figura 3.20 c) é possível observar o orifício de colocação do purgador.

As dimensões e peso do depósito, aproximadamente 70 kg quando cheio com água, do depósito levantaram algumas questões sobre o melhor modo da instalação dentro da casa das máquinas. Foi então dimensionada e modelada tridimensionalmente uma possível solução de suporte ao mesmo. Esta solução passaria pela montagem de uma estrutura metálica, constituída por várias barras de alumínio de um determinado perfil a ser definido, que permitisse a distribuição do peso pelo chão. O perfil foi escolhido a partir de 3 opções diferentes existentes no mercado. As imagens dos perfis (Figura 4.1) e cálculos de dimensionamento estático estão presentes no Capítulo 4.5. O preço do perfil quadrangular é de 5,99 €/m, do perfil quadrangular de 9,99 €/m e do perfil *Maytec* de 8,66 €/m.

Na Figura 3.22 a) é possível visualizar as dimensões da estrutura idealizada para suportar o depósito. As duas barras verticais colocadas na face esquerda da estrutura tinham como objetivo segurar o depósito na posição vertical e permitir ao mesmo tempo a sua deslocação ao longo das mesmas caso fosse necessário ajustar o posicionamento.

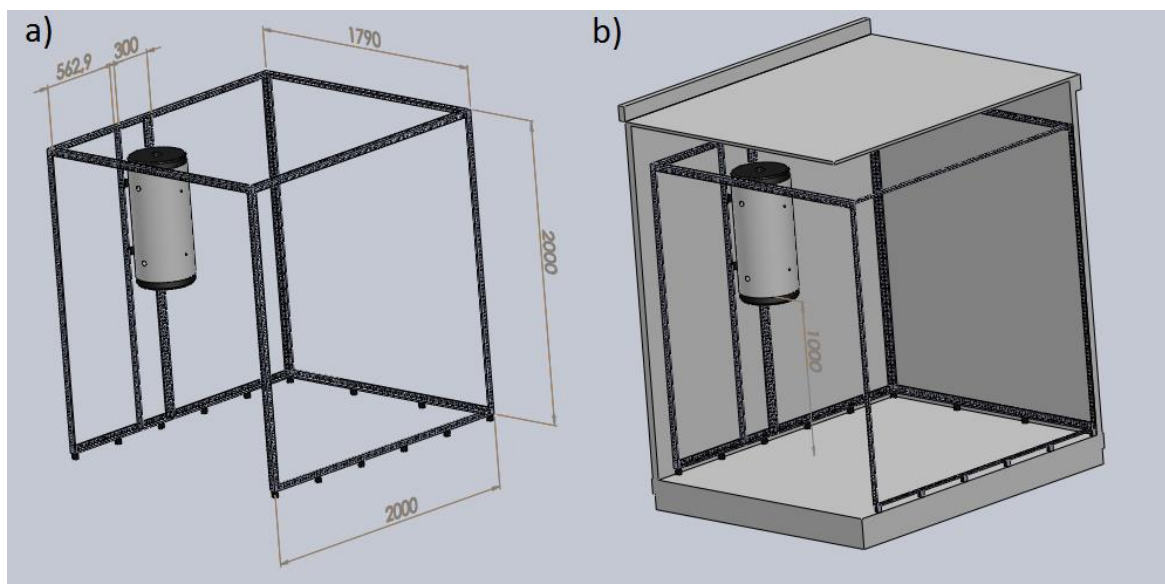


Figura 3.22 - Desenho tridimensional da: a) estrutura e depósito com as respetivas dimensões geométricas e b) estrutura e depósito colocados no interior da casa das máquinas.

O comprimento total das barras a usar na estrutura era aproximadamente 25,37 m. Para este comprimento o preço total para o uso do perfil quadrangular era de 152 €, do perfil retangular 253 € e do perfil *Maytec* de 250 €.

Sabendo que o alumínio usado nos perfis apresentava uma tensão de cedência de 250 MPa [44] e comparando com os valores de tensão máxima para os diferentes perfis, visto no Capítulo 4.5, pode ser concluir que nenhum colocaria a estrutura em risco face do peso do depósito. Devido a todos os perfis servirem para a estrutura, o preço tornou-se então o fator que mais contribuiu para a escolha e face a estas condições, o perfil quadrangular apresentou a melhor relação tensão/preço relativamente aos outros.

Apesar da modelação e estudo da eventual estrutura, chegou-se à conclusão que esta solução não seria necessária. O preço elevado e o facto de não estar previsto no orçamento obrigaram a procura de outras soluções. Ao entrar em contacto com a empresa que produziu e realizou a instalação da casa de máquinas, Timeless Landscape, para saber se a fixação era possível na parede, esta confirmou que a mesma conseguia suportar o peso.

3.5.2 Vaso de expansão Vasoflex solar N 35/2,5 l

Na Figura 3.23 são visualizadas as características geométricas do vaso de expansão, utilizado para impedir problemas na instalação relacionadas com a variação do volume da água a altas temperaturas em alguns pontos do sistema. No topo existe uma tampa que cobre o orifício onde se realiza o enchimento de azoto e na lateral, um orifício de 19,05 mm de diâmetro que irá ser ligado à água bombeada para os coletores. O apoio do vaso é feito no chão da casa das máquinas.

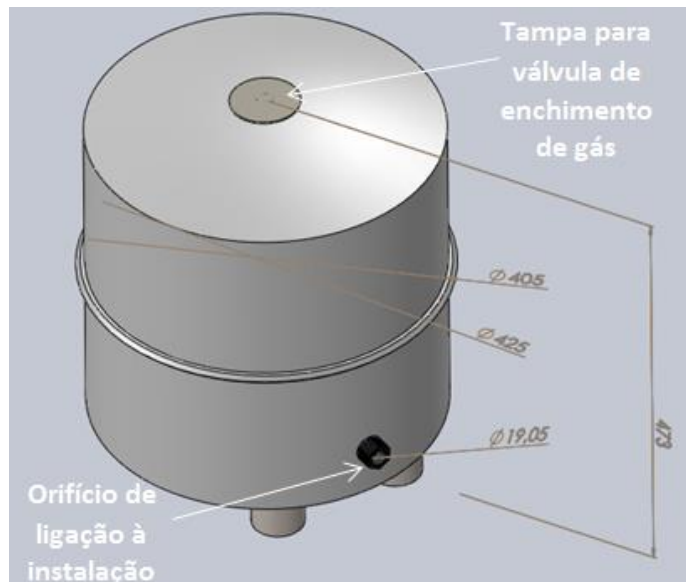


Figura 3.23 - Desenho tridimensional do vaso de expansão e respetivas dimensões geométricas.

3.5.3 Bomba ECO QUANTUM 1035

A modelação da bomba ECO QUANTUM 1035 foi um dos componentes de maior trabalho devido a um número elevado de pormenores de construção. Na Figura 3.24 a), b) e c) encontram-se as suas características geométricas. A zona superior da bomba, caixa negra e cinzenta, é o local onde se encontram as ligações elétricas que permitem o controlo da velocidade de funcionamento. No total serão utilizadas 3 bombas deste tipo na instalação, todas colocadas no interior da casa das máquinas.

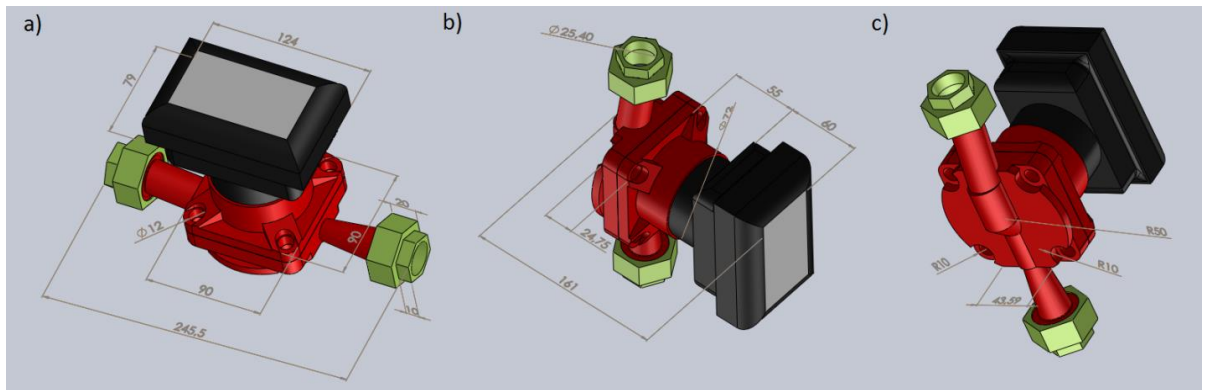


Figura 3.24 - Desenho tridimensional da bomba ECO QUANTUM 1035 e as características geométricas na: a) 1ª vista, b) 2ª vista e c) 3ª vista.

3.5.4 Grupo hidráulico Solar Hydraulic 10 simples

O grupo hidráulico Solar Hydraulic 10 simples, responsável pela circulação/regulação do caudal nos coletores, é constituído pelos seguintes componentes:

- Regulador de caudal com um circulador no centro e termómetro no topo (Figura 3.25 a) e b));

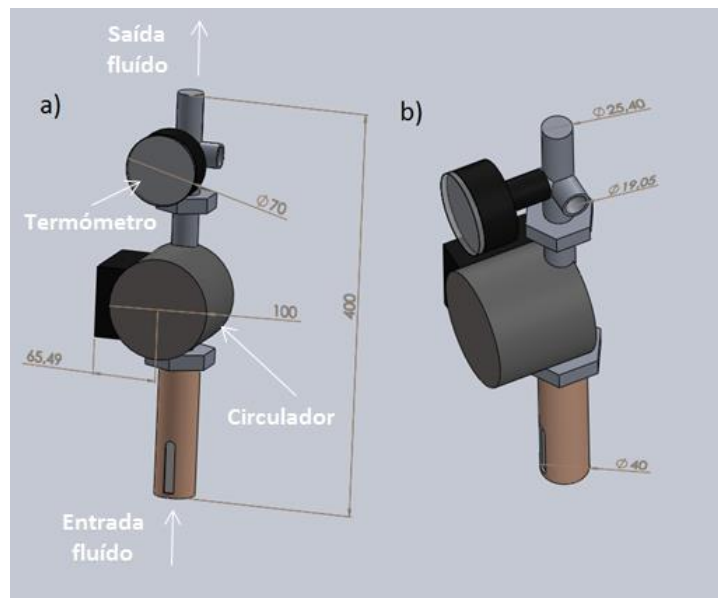


Figura 3.25 - Desenho tridimensional do regulador de caudal pertencente ao Grupo hidráulico solar Hydraulic 10 simples e as características geométricas na: a) 1ª vista e b) 2ª vista.

- Válvula de segurança, com um manómetro no meio (Figura 3.26);

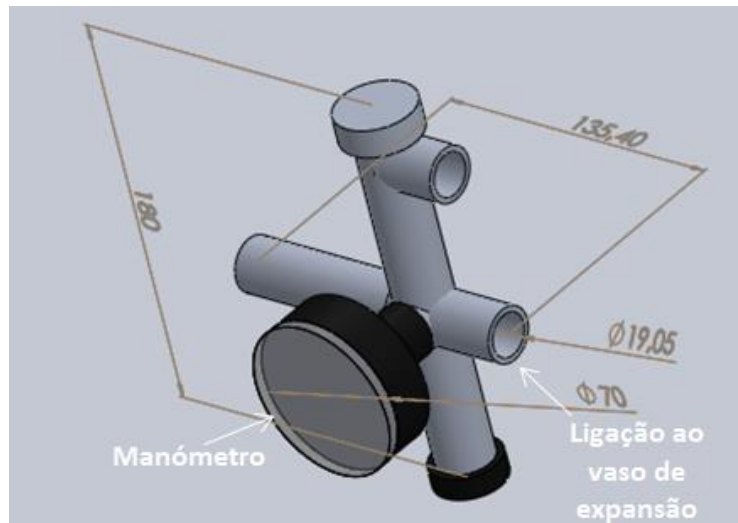


Figura 3.26 - Desenho tridimensional da válvula de segurança pertencente ao Grupo hidráulico solar Hydraulic 10 simples.

- Carcaça do grupo hidráulico frontal (Figura 3.27 a) e b));

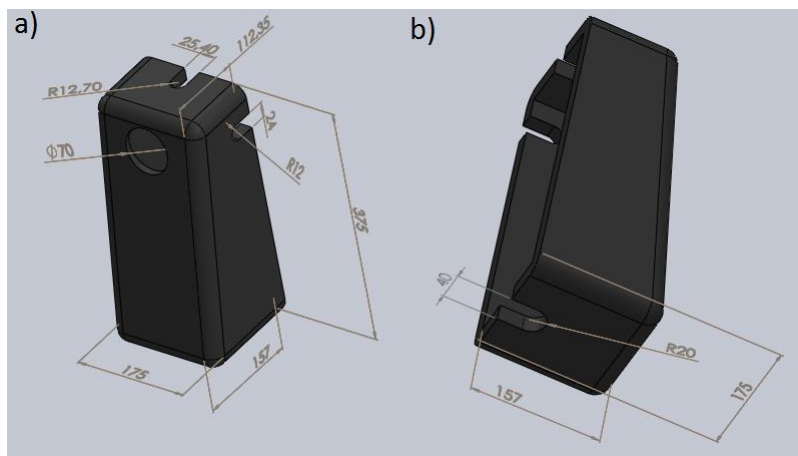


Figura 3.27 - Desenho tridimensional da carcaça frontal pertencente ao Grupo hidráulico solar Hydraulic 10 simples e as características geométricas na: a) 1ª vista e b) 2ª vista.

- Carcaça traseira (Figura 3.28 a) e b));

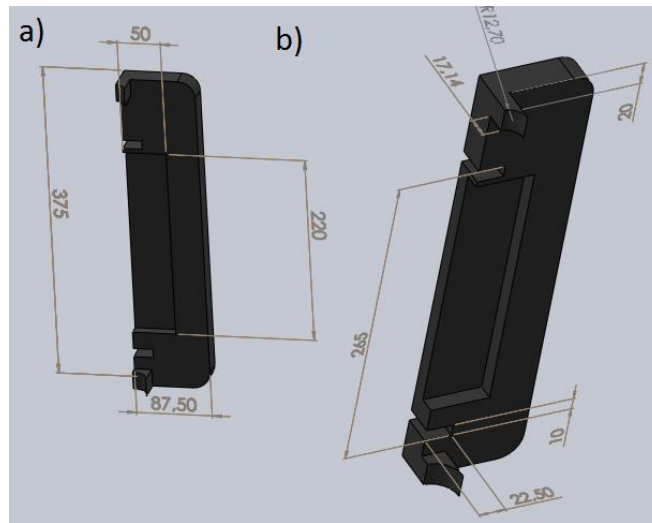


Figura 3.28 - Desenho tridimensional da carcaça traseira pertencente ao Grupo hidráulico solar Hydraulic 10 simples e as características geométricas na: a) 1ª vista e b) 2ª vista.

- Suportes de ancoragem na parede (Figura 3.29 a) e b));

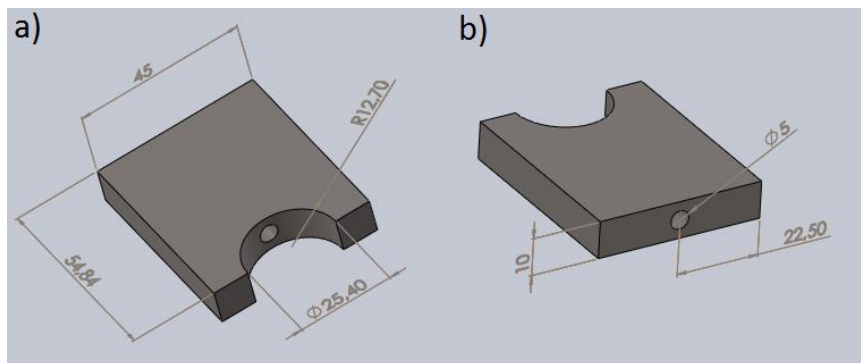


Figura 3.29 - Desenho tridimensional do suporte de ancoragem pertencente ao Grupo hidráulico solar Hydraulic 10 simples e as características geométricas na: a) 1ª vista e b) 2ª vista.

Na Figura 3.30 a) e b) é possível ver a montagem e aspeto final do grupo hidráulico

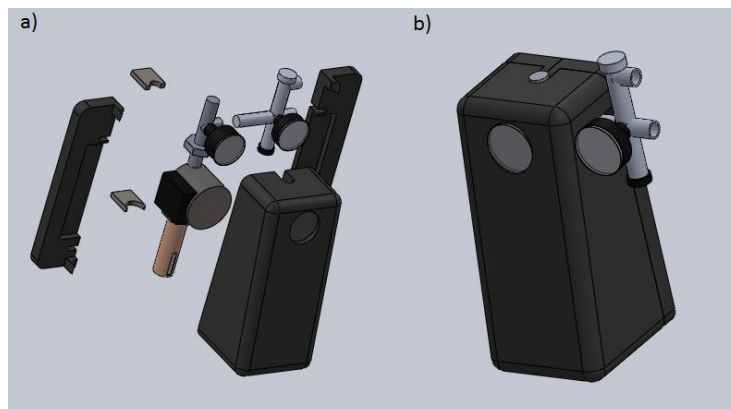


Figura 3.30 - Desenho tridimensional do grupo hidráulico solar hydraulic 10 simples com: a) vista explodida e b) conjunto final.

3.5.5 Válvula de corte

Na parte solar do sistema serão usadas ao total 8 válvulas de corte, onde 6 serão usadas para as saídas e entradas de fluido no depósito de inércia e as restantes 2 serão usadas no circuito de dissipação. Na Figura 3.31 apresenta-se o modelo com as características geométricas mais relevantes.

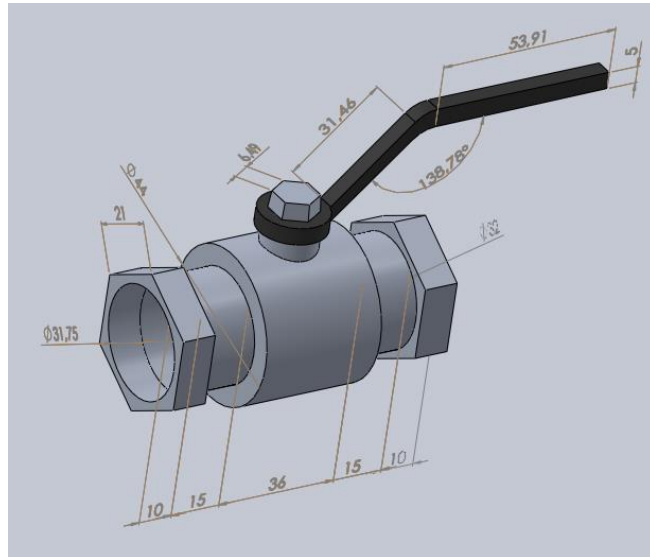


Figura 3.31 - Desenho tridimensional da válvula de corte de 1-1/4”.

3.5.6 Válvula de 3 vias com servomotor

As 2 válvulas de 3 vias previstas usar no sistema têm como constituinte um servomotor, localizado na parte superior da válvula e utilizado para controlar a abertura e fecho de cada via. É possível ver a na Figura 3.32 a) e b) o modelo desenvolvido com as características geométricas do componente.

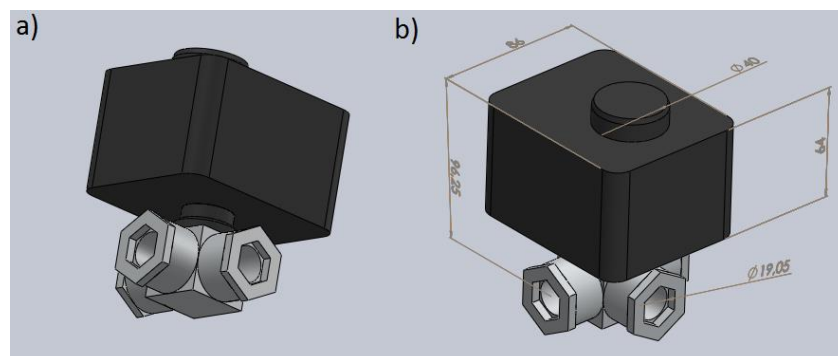


Figura 3.32 - Desenho tridimensional da válvula de 3 vias com Servomotor e as características geométricas na: a) 1ª vista e b) 2ª vista.

3.5.7 Caudalímetro ultra-sónico DUK 21 G4 HL 443 L

Serão utilizados 2 novos caudalímetros para medição de caudais de água, um no circuito solar e outro no circuito de dissipação de frio proveniente do evaporador. Na Figura 3.33 a), b) e c) mostra-se o modelo do caudalímetro e as respetivas características geométricas.

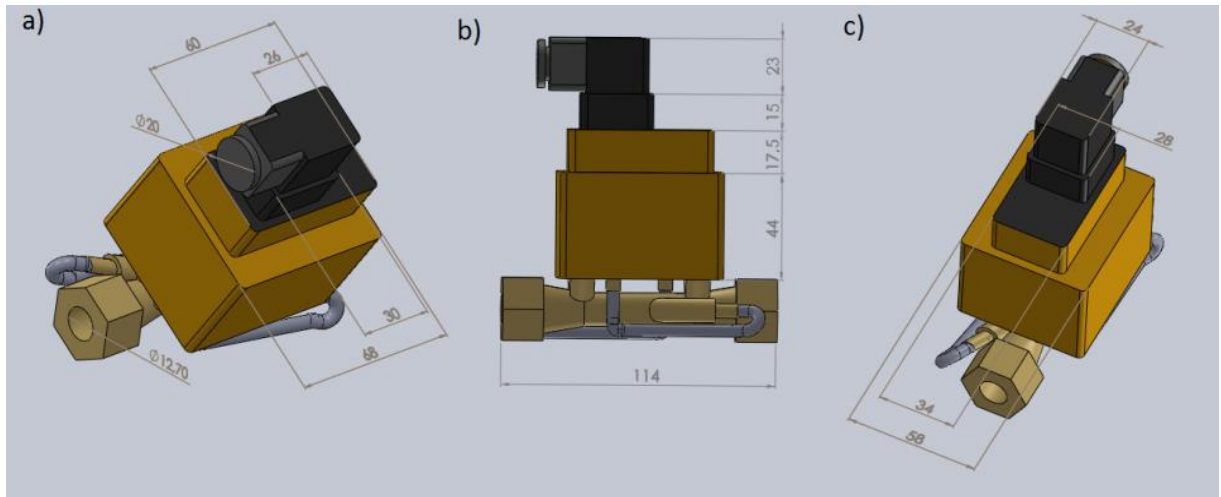


Figura 3.33 - Desenho tridimensional do ultra-sónico DUK 21 G4 HL 443 L e as características geométricas na: a) 1ª vista e b) 2ª vista e c) 3ª vista.

3.5.8 Tubos e outros acessórios

Na instalação serão usados tubos e acessórios para se fazer a ligação entre todos os equipamentos. Na Tabela 3.2 são mostradas os nomes e representações tridimensionais.

Tabela 3.2 - Nome e respetivo desenho tridimensional dos acessórios utilizados.

| Acessórios | Tubo | Cotovelo 90° | Cotovelo 45° | T | Redutor |
|------------|------|--------------|--------------|---|---------|
| Imagem | | | | | |

A tubagem hidráulica a usar é feita de cobre e apresenta um diâmetro nominal de 22 mm, juntamente com os acessórios, cotovelos e T's. Os redutores serão utilizados para compensar a diferença de diâmetro dos equipamentos para os tubos de cobre.

3.6 Instalação dos compartimentos e coletores no exterior da cobertura do edifício L da FEUP

De modo a se realizar uma correta estimativa da quantidade de tubagem necessária à ligação entre subsistemas, foi necessário fazer a montagem inicial dos componentes na cobertura do edifício L da FEUP. Na Figura 3.6 da secção 3.3, é mostrado o antes, e na Figura 3.34 o depois de colocados os componentes.

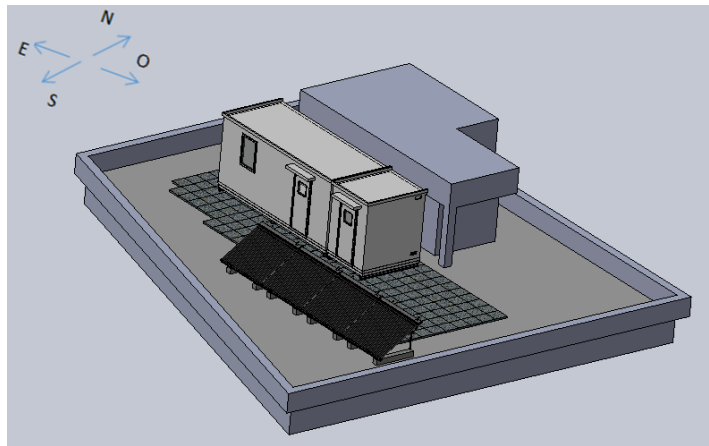


Figura 3.34 - Desenho tridimensional da cobertura depois da colocação dos compartimentos e equipamentos.

Tanto o TDF como a casa das máquinas serão posicionadas perto da casa do elevador para permitir proximidade ao quadro elétrico e ao mesmo tempo garantir espaço para circular por trás da instalação. Já os coletores, orientados a Sul para maior captação solar no verão, foram posicionados o mais encostado para Oeste e junto da casa das máquinas para que, primeiro, a sombra provocada pela vedação da cobertura não prejudique a captação solar e segundo, para que a proximidade da casa permita um menor comprimento de tubagem possível, deixando sempre espaço para a circulação de pessoas entre a casa das máquinas e os coletores.

Relativamente à circulação da tubagem hidráulica dos coletores para o restante sistema, colocaram-se duas soluções possíveis:

- 1^a- A tubagem circularia por trás da casa das máquinas (Figura 3.35 a))
- 2^a- A tubagem circularia por baixo da casa das máquinas (Figura 3.35 b))

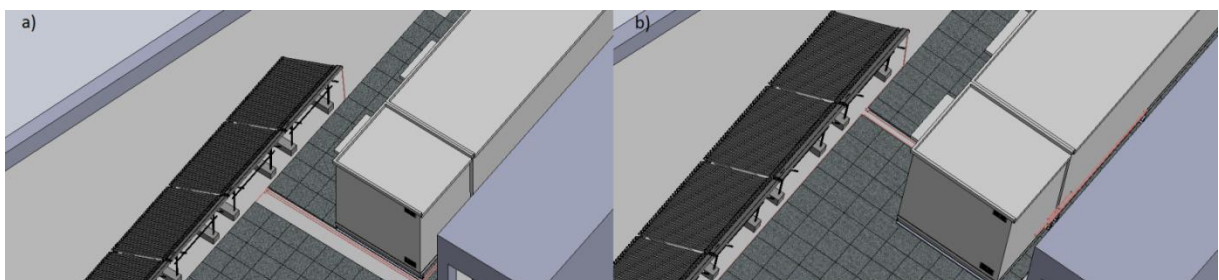


Figura 3.35 - Desenho tridimensional da passagem da tubagem do exterior para o interior da casa das máquinas para: a) 1^a solução e b) 2^a solução.

No final escolheu-se a 2ª solução. Esta decisão deveu-se ao estudo realizado sobre o comprimento total de tubagem e as perdas térmicas/perdas de carga para as duas soluções, detalhado na secção 4.6 e 4.7. Com base nesse estudo concluiu-se que os 13 metros de diferença de comprimento de tubagem entre as duas soluções trariam um acréscimo de 139 € no custo total do isolamento (considerando um isolamento de 20 mm da Armaflex HT/S [45]), sem contar com o custo de tubagem. Na Figura 3.36 a) e b) é possível observar as algumas diferenças no *Layout* escolhido para a passagem da tubagem hidráulica.

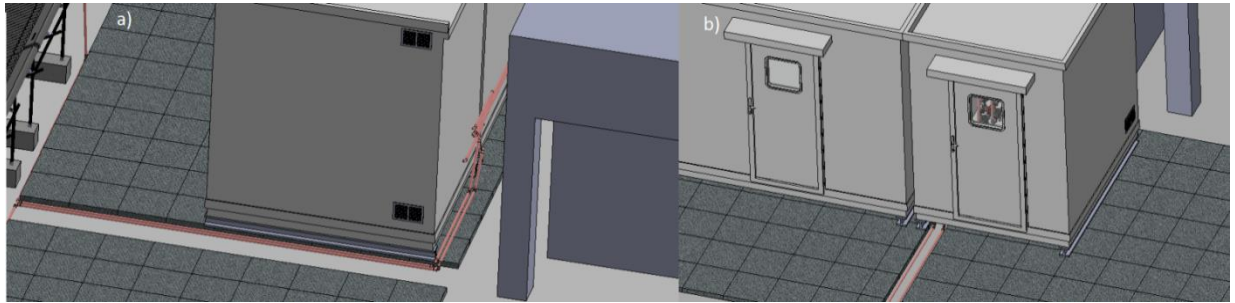


Figura 3.36 - Desenho tridimensional, com uma perspetiva diferente, da passagem da tubagem do exterior para o interior da casa das máquinas para: a) 1ª solução e b) 2ª solução.

3.7 Montagem dos equipamentos no interior da casa das máquinas

Após modelados os componentes, procedeu-se à projeção dos mesmos no interior da casa das máquinas. Depois de realizada uma análise da posição ótima do ciclo ejetor, decidiu-se então o colocar entre a parede oposta à entrada, direcionada a Norte, e a parede direcionada a Este, como se pode constatar na Figura 3.37. O espaço deixado na esquerda ficaria para o resto do equipamento e tubagens.

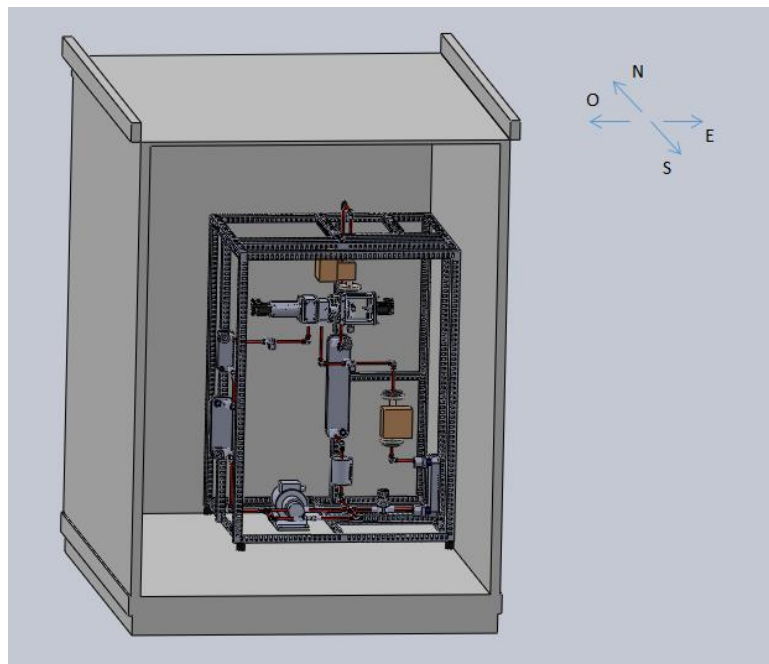


Figura 3.37 - Desenho tridimensional do espaço interior da casa das máquinas com o ciclo ejetor e estrutura posicionados.

Nas Figuras 3.38 a) e b) e Figuras 3.39 a) e b), é possível ver a características geométricas dos equipamentos antes e depois da colocação da tubagem de ligação. Em relação à disposição dos equipamentos, foram seguidas as seguintes restrições:

- Altura de 1,2 m do grupo hidráulico, escolhida de maneira a permitir uma fácil consulta do termómetro e manómetro. Como consequência do grupo hidráulico ter de estar alinhado com o retorno do depósito, este apresentou no fim, uma altura de aproximadamente 1,12 m em relação ao chão da casa das máquinas.
- A distância de 0,2 m em relação á parede do grupo hidráulico e vaso de expansão deveu-se à necessidade de espaço necessário para que a tubagem, já a contar com isolamento, entrasse dentro de casa.
- Os 0,866 m de distância entre a parede e o depósito de água deveu-se ao espaço necessário deixar para colocar uma válvula de corte e a tubagem de ligação ao grupo hidráulico.

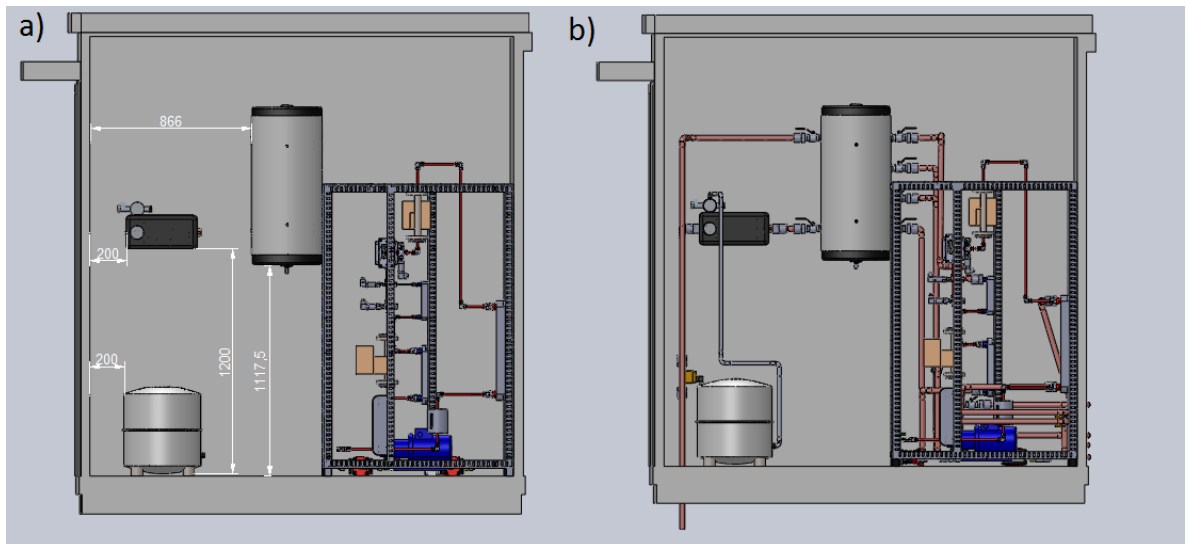


Figura 3.38 - Desenho tridimensional da casa das máquinas, ciclo ejetor, depósito de inércia ASA 50 - IN, Vasoflex solar N35/2,5 L e grupo hidráulico Solar Hydraulic 10 simples com: a) com características geométricas sem tubagem e b) sem características geométricas e com tubagens.

- As válvulas de 3 vias com servomotor e bombas ECO QUANTUM 1035, vistas na Figura 3.39 a) e b), foram colocadas consoante o espaço restante disponível.

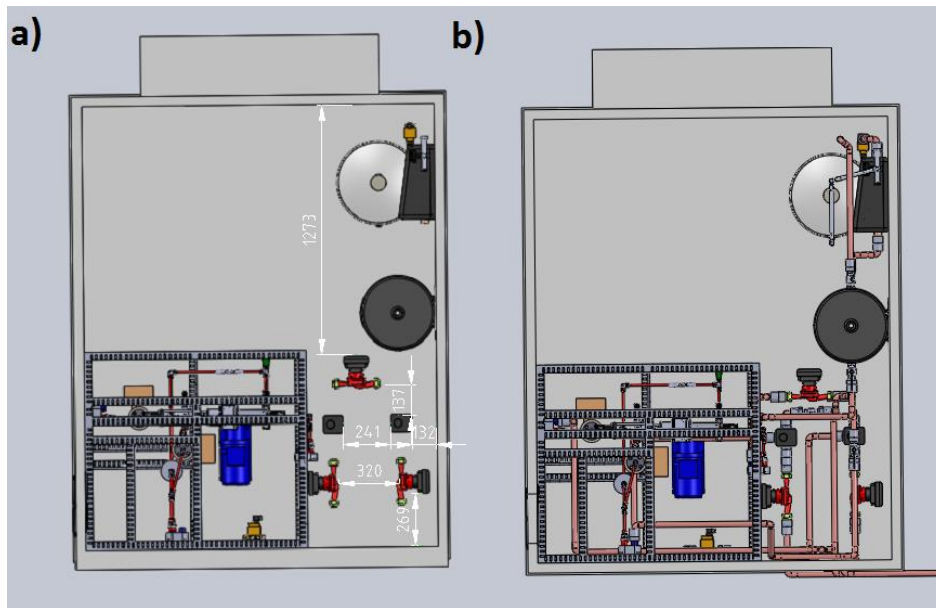


Figura 3.39 - Vista de cima do desenho tridimensional da casa das máquinas, ciclo ejetor, depósito de inércia ASA 50 - IN, Vasoflex solar N35/2,5 L, grupo hidráulico Solar Hydraulic 10 simples, válvulas de 3 vias com servomotor e bombas ECO QUANTUM 1035 com: a) características geométricas sem tubagem e b) sem características geométricas e com tubagem.

Para melhor compreensão da disposição dos componentes e ligações efetuadas com a tubagem de cobre, seguem-se as Figuras 3.40 e 3.41 a) e b).

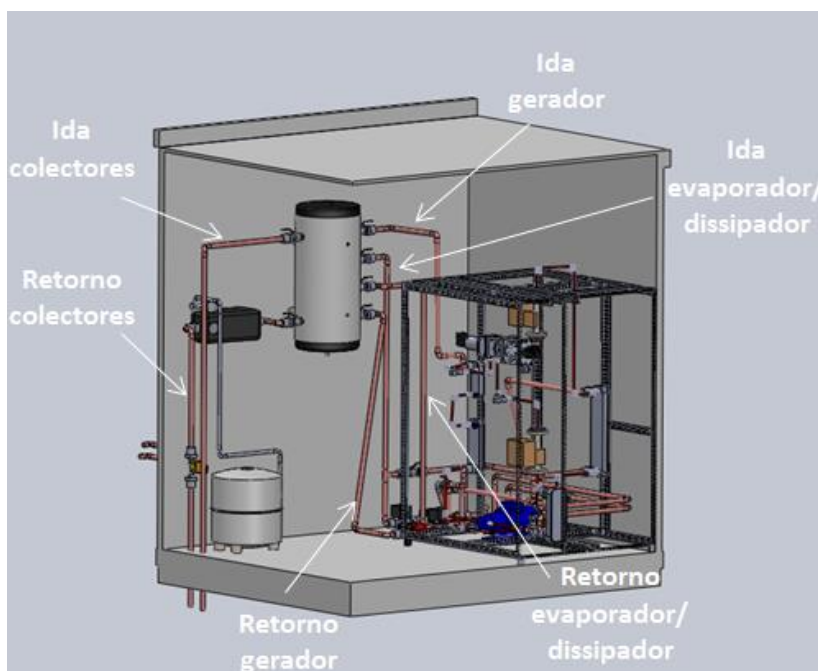


Figura 3.40 - Desenho tridimensional da casa das máquinas com equipamentos e tubagem.

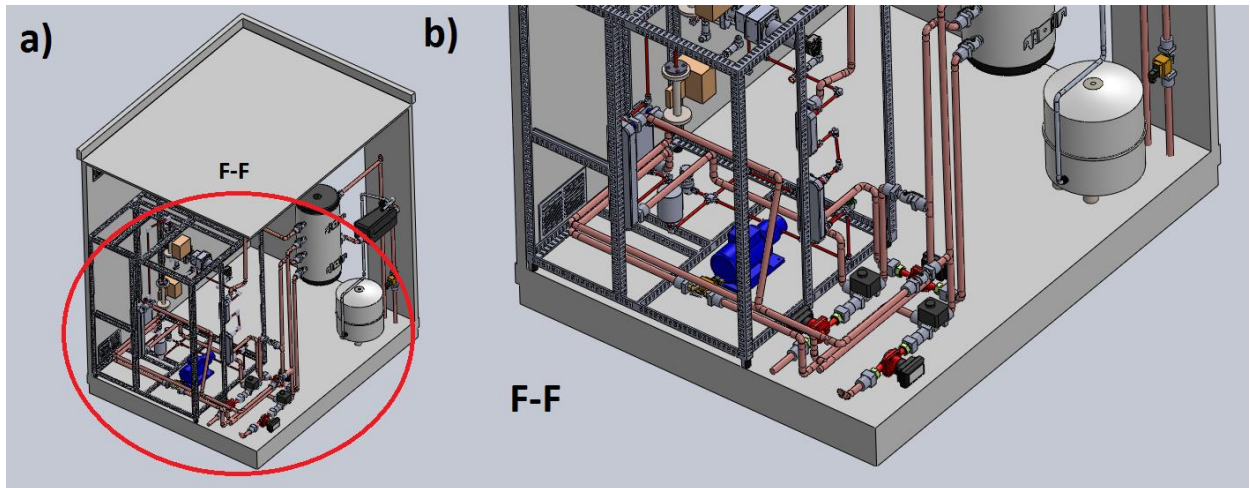


Figura 3.41 - Vista tridimensional da casa das máquinas com equipamentos e tubagens em: a) vista geral e b) vista detalhada F-F.

Tal como a colocação da tubagem exterior, a tubagem interior e equipamentos sofreram alterações da fase inicial para a final. Para além dos motivos enumerados no Capítulo 3.6, as bombas sofreram alterações na sua disposição, pois o modo de funcionamento imponha que a caixa no topo estivesse deitada. Como a tubagem já não necessitaria de passar pela parte de trás da casa, sobrou espaço para organizar as bombas na nova disposição junto com as válvulas. Quanto ao grupo hidráulico, este foi disposto na vertical para evitar necessidade de mais desvios ou acessórios de tubagem do retorno dos coletores e como consequência o depósito de água e vaso de expansão foram deslocados para a esquerda. Na Figura 3.42 a) e b) conseguem-se perceber as referidas alterações na disposição dos equipamentos.

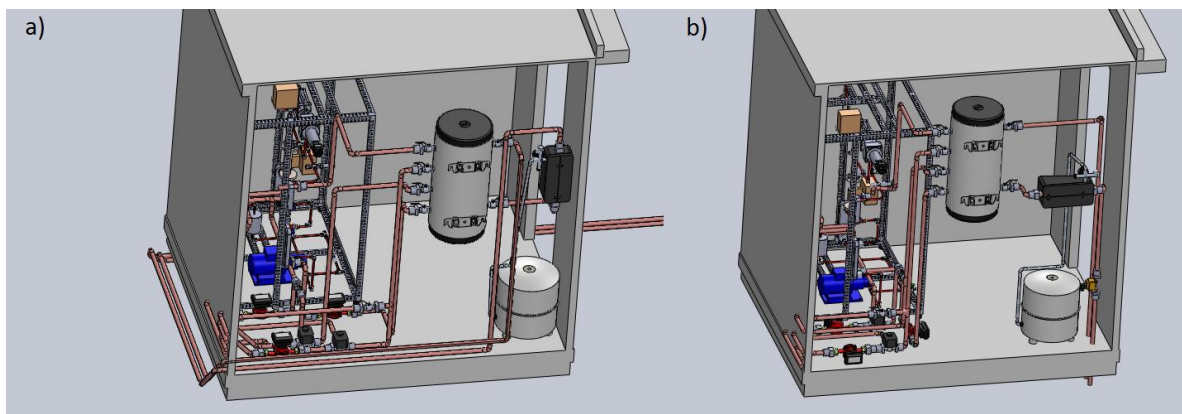


Figura 3.42 - Desenho tridimensional da passagem da tubagem no interior da casa das máquinas para: a) 1ª solução e b) 2ª solução.

O trabalho de modelação realizado e descrito neste Capítulo permitiu que no final se obtivesse um modelo tridimensional completo do SOLAC-TDF. Com este modelo foi possível planificar o posicionamento e ligação de todos os equipamentos necessários ao projeto antes da montagem real e com isso realizar um estudo das perdas térmica/perdas de carga e elaboração de orçamentos para tubagens e isolamentos.

4. Estudo das perdas de carga, tensão de flexão, perdas térmicas e comportamento térmico dos coletores.

Neste capítulo são explicados os processos de cálculo e os respetivos resultados utilizados do estudo da melhor configuração da tubagem na instalação, da resistência dos perfis a usar na estrutura do depósito, dimensionamento de equipamentos, espessura de isolamento e o comportamento térmico do subsistema solar.

4.1 Estudo das perdas de carga nas ligações hidráulicas.

As perdas de carga do sistema definem-se como as perdas energéticas, expressas em unidades de energia por volume ou peso, que o fluido sofre devido à fricção das partículas do fluido entre si e com a parede do tubo de onde circula [46].

Existem dois tipos de perdas de carga em tubagens. As perdas de carga localizadas (h_C) que ocorrem quando existe uma mudança de direção das linhas de fluxo do escoamento, por exemplo em acessórios (válvulas, redutores, etc.). Neste caso a perda de energia é concentrada nesse curto espaço compreendido pelo acessório e é proporcional com a energia cinética do fluido. Ao fator de proporcionalidade denomina-se de coeficiente de perda de carga (K_L). Sendo assim, a perda de carga, em unidades de pressão, pode ser estimada pela equação [46]:

$$h_C = \Sigma K_L \frac{V^2}{2g} \quad (4.1)$$

As perdas de carga em linha (h_L) ocorrem ao longo de trechos retilíneos devido ao atrito entre a parede da tubagem e o fluido em escoamento e podem ser exprimidas em unidades de pressão, pela equação [46]:

$$h_L = f \frac{L}{D_{in}} \frac{V^2}{2g} \quad (4.2)$$

O coeficiente de *Darcy* (f), ou coeficiente de atrito, descreve o comportamento de um fluido a circular num meio poroso e apresenta dependência do regime de escoamento do fluido e da rugosidade da parede (ε), para além das características geométricas [46]. O regime do escoamento é caracterizado pelo número de *Reynolds* (Re) e é dado por:

$$Re = \frac{VD_{in}\rho}{\mu} \quad (4.3)$$

Para valores de Re abaixo de 2000, o escoamento é considerado laminar e acima de 4000, regime turbulento. Entre os dois valores, dá-se o nome de regime de transição [46]. Na tabela 4.1 encontram-se as fórmulas empíricas para a estimativa do fator f com as suas gamas de validade.

Tabela 4.1 - Cálculo do coeficiente de *Darcy* em função do número de *Reynolds* [46].

| Validade | Coeficiente de <i>Darcy</i> (f) |
|-------------|--|
| $Re < 2100$ | $f = \frac{64}{Re}$ |
| $4000 > Re$ | $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon D_{in}}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$ |

No final do estudo da modelação tridimensional, apresentado nas seções 3.6 e 3.7, foram colocadas como hipóteses duas configurações possíveis para a ligação do campo solar com a casa das máquinas (Figura 3.35, 3.36, 3.41 e 3.42). Um dos fatores de escolha foi o estudo das perdas de carga no sistema para as duas hipóteses, elaborado no *software EES*. No geral foram considerados, um caudal de circulação do sistema (\dot{V}) igual a 15 l/min, o diâmetro exterior do tubo de cobre (D) de 22 mm, o interior (D_{in}) de 20 mm e a rugosidade (ε) de 0,0015 mm [46]. As características de cada configuração, descrita em maior detalhe nas seções 3.6 e 3.7, com o número/tipo de acessórios utilizados e o comprimento de tubagem encontram-se na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Número e tipos de constituintes das duas configurações com o comprimento de tubagem total associado.

| | 1ª Configuração | 2ª Configuração |
|----------------------------------|-----------------|-----------------|
| Nº cotovelo - 90° | 67 | 49 |
| Nº cotovelo - 45° | 8 | 2 |
| Nº T | 4 | 4 |
| Comprimento de tubagem total (L) | 55 m | 42 m |

A temperatura de referência para a determinação das propriedades físicas da água foi considerada como a média entre a temperatura média mais baixa no sistema (subsistema de refrigeração) e a temperatura média mais alta (subsistema solar)

$$T = \frac{\bar{T}_{s,r} + \bar{T}_{s,s}}{2} = \frac{17,5 + 110}{2} = 63,75 \text{ °C} \quad (4.4)$$

A velocidade média (V) e respetivo número de *Reynolds* (Re) é dado por:

$$V = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{15}{\frac{\pi \times 0,02^2}{4}} = 0,8 \text{ m/s} \quad (4.5)$$

$$Re = \frac{VD_{in}\rho}{\mu} = \frac{0,7958 \times 0,02 \times 981,4}{4,414 \times 10^{-4}} = 35387 \quad (4.6)$$

O número de *Reynolds* calculado indica que o regime de escoamento é turbulento e, como tal, o coeficiente de *Darcy* calculado é igual a 0,023 (Tabela 4.1)

Os coeficientes de perda de carga dos acessórios são dados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Coeficientes de perda de carga (K_L) para os diferentes acessórios [47].

| | K_L |
|----------------------------------|-------|
| Cotovelo - 90° | 0,34 |
| Cotovelo - 45° | 0,18 |
| T de passagem directa | 0,22 |
| T de saída lateral | 0,68 |
| Válvula de 3 vias com servomotor | 8,2 |

Recorrendo às equações 4.1 e 4.2, os resultados das perdas de carga em linha, localizadas e totais para cada uma das configurações são resumidas na Tabela 4.4. Como se pode ver na tabela, a 2ª configuração é claramente a melhor opção. Em primeiro lugar, esta solução requer um comprimento total de tubagem e número de acessórios inferior, que resulta num custo mais baixo. Em segundo lugar, a perda de carga estimada é cerca de 51% mais baixa que a 1ª configuração, o que contribui para um custo de funcionamento significativamente inferior.

Tabela 4.4 - Perdas de carga para as duas configurações.

| | 1ª Configuração | 2ª Configuração |
|--|-----------------|-----------------|
| Perdas em Linha (kPa) | 17,93 | 9,21 |
| Perdas Localizadas (kPa) | 8,69 | 4,24 |
| Total das Perdas de Carga (kPa) | 26,62 | 13,45 |

4.2 Estudo da altura necessária à bomba do tipo 1.

A bomba do tipo 1 utilizada no circuito solar, como foi referido na secção 2.1.5, necessita de vencer as perdas de carga dos equipamentos utilizados no subsistema solar (Figura 1.3).

A circulação da água é feita em circuito fechado, e como tal, a pressão da bomba (ΔP_b) será dada pela equação:

$$\Delta P_b = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} + \Sigma K_L \frac{\rho V^2}{2} \quad (4.7)$$

A bomba do tipo 1 tem de bombear o fluido para um comprimento de tubagem de aproximadamente 24 metros, constituído por 12 cotovelos de 90° e 2 válvulas de corte. Os cálculos foram elaborados para uma temperatura média da água de 110°C, um caudal de 15 l/min, coeficientes de perda localizada para os acessórios na Tabela 4.3 e o coeficiente de Darcy igual a 0,023.

As perdas de carga dos coletores (P_{col}) já foram estimadas com dados adquiridos pela BAXIROCA [24]. Uma vez que os dados foram apresentados de uma forma gráfica decidiu-se ajustar um polinómio de 2º grau. A equação resultante da aproximação têm a seguinte forma:

$$P_{col} = 0,1944\dot{V}^2 + 1,2269\dot{V} - 0,4857 \quad (4.8)$$

Para o caudal considerado, a perda num coletor é aproximadamente de 61,66 kPa. No caso do presente projeto, existem 4 coletores ligados em série e consequentemente a perda é 4 vezes superior, representado uma perda total nos coletores (P_{T_col}) de 246,64 kPa. Este valor de perda de carga é demasiado elevado para uma bomba compensar e então decidiu-se arbitrar um caudal mais baixo de circulação nos coletores de 8 l/min. Para este valor, as perdas de carga totais nos coletores são de 87,08 kPa. Existe também um purgador instalado com uma perda de carga muito baixa e como tal, desprezável. Na folha informativa do caudalímetro DUK 21 G4 HL 443 L [32], o valor de perda de carga (P_{DUK}) é de 15,17 kPa.

Na secção 2.1.5 foi referido ainda que o tipo de bomba a escolher teria de ser um grupo hidráulico Solar Hydraulic 10 Simple. Este grupo hidráulico apresenta uma perda de carga (P_{GH}) de aproximadamente 4,24 kPa.

Realizando o somatório de todas as perdas de carga obtêm-se a perda de carga total e é igual a:

$$\begin{aligned} \Delta P_b &= f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} + \left(\Sigma K_L \frac{\rho V^2}{2} + P_{T_col} + P_{DUK} + P_{GH} \right) \quad (4.9) \\ &= 2,54 + (1,74 + 87,08 + 15,17 + 4,24) = \mathbf{110,77 \text{ kPa}} = \mathbf{11,4 \text{ m. c. a}} \end{aligned}$$

4.3 Estudo da altura necessária à bomba do tipo 2.

Para cálculo das perdas de carga total, referidas na secção 2.1.6, são necessárias as perdas de carga dos permutadores e das propriedades da água para as temperaturas de trabalho. Os 4 permutadores de calor utilizados no subsistema de arrefecimento (evaporador, condensador e gerador) têm as condições operativas nas fichas técnicas do fabricante, com exceção do caudal do evaporador que foi medido experimentalmente [48] e de valor 13,3 l/min. A temperatura média da água do evaporador é de 17,5°C e o valor de perda de carga de 1,43 kPa. O condensador apresenta uma temperatura média da água de 27,5°C, um valor de perda de carga de 3,07 kPa e um caudal de 9,6 l/min. Por último, no gerador, a temperatura média da água é de 110 °C, a perda de carga dos dois permutadores é de 5,71 kPa e o caudal de 8,05 l/min. Os coeficientes de perdas considerados para os acessórios encontram-se na Tabela 4.3 e o coeficiente de *Darcy* é de 0,023

As bombas do tipo 2 serão instaladas em 3 troços diferentes, definidos na secção 2.1.6. Os equipamentos e perdas de carga associadas ao 1º, 2º e 3º troço podem se encontrar nas Tabelas 4.5-4.7. Como conclusão o troço com maiores perdas é o 2º. Isto deve-se às elevadas perdas que o caudalímetro e emissores de calor/frio Dubal Hybrid acrescentam no total. Só a perda do caudalímetro é superior às perdas do 1º e 3º troço juntos.

Tabela 4.5 - Equipamentos e perdas de carga do 1º troço.

| 1º troço | | |
|--------------|---------------|--------------------------|
| Quantidade | Componentes | Perda de carga (kPa) |
| 1 | Gerador | 5,71 |
| - | 3 m Tubagem | 0,29 |
| 15 | Cotovelos 90º | 1,67 |
| 1 | T | |
| Total | | 7,67 (0,78 m.c.a) |

Tabela 4.6 - Equipamentos e perdas de carga do 2º troço.

| 2º troço | | |
|--------------|----------------------------------|---------------------------|
| Quantidade | Componentes | Perda de carga (kPa) |
| 3 | Dubal Hybrid | 7,36 |
| 1 | Evaporador | 1,43 |
| 1 | Caudalimetro | 15,17 |
| 1 | Válvula de 3 vias com servomotor | 1,67 |
| - | 10 m Tubagem | 3,63 |
| 15 | Cotovelos 90º | 1,57 |
| 1 | T | |
| Total | | 30,83 (3,15 m.c.a) |

Tabela 4.7 - Equipamentos e perdas de carga do 3º troço.

| 3º troço | | |
|--------------|----------------------------------|--------------------------|
| Quantidade | Componentes | Perda de carga (kPa) |
| 1 | Condensador | 3,07 |
| 1 | Válvula de 3 vias com servomotor | 0,5 |
| - | 9 m Tubagem | 1,67 |
| 12 | Cotovelos 90º | 0,59 |
| 1 | T | |
| Total | | 5,83 (0,59 m.c.a) |

4.4 Cálculo do volume do vaso de expansão.

O método de cálculo para o volume do vaso foi baseado nas fórmulas apresentadas nas fichas técnicas da BAXIROCA [24]. Considerando que o volume total da instalação é aproximadamente de 100 l; o volume de líquido em cada coletor é de 5,6 l; o coeficiente de dilatação (β) para a água é de 3,5%; a pressão absoluta mínima (P_{\min}) de 3 bar e a máxima (P_{\max}) de 7 bar; temos então:

$$V_D = V_T \times \beta = 100 \times 0,035 = 3,5 \text{ l} \quad (4.10)$$

$$\eta_E = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max}} = \frac{7 - 3}{7} = 0,57 \quad (4.11)$$

$$V_V = \frac{V_D \times 1,25}{\eta_E} + V_C \quad (4.12)$$

$$= \frac{3,5 \times 1,25}{0,57} + (4 \times 5,6) = 30,08 \text{ l} \quad (4.13)$$

Na fórmula do volume do vaso, foi considerado um coeficiente de segurança de 25%. A soma final do volume dos 4 coletores de tubos de vácuo (V_C), para além de já estar incluído no volume total da instalação, prende-se com o perigo de estagnação, explicado na secção 2.1.8.

4.5 Estudo das tensões de flexão na estrutura de suporte do depósito de água.

Foi efetuado o cálculo das tensões de flexão provocadas na estrutura de suporte do depósito de água, como componente de maior peso instalado na casa de máquinas. Foram consideradas então 3 tipos de perfis como alternativas diferentes para as barras da estrutura (Figura 4.1).

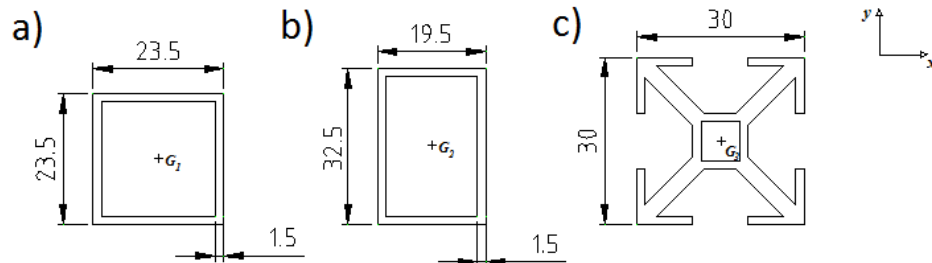


Figura 4.1 - Desenho e eixo neutro (G) do perfil: a) quadrangular, b) retangular e c) Maytec.

O apoio do depósito é feito em 4 pontos nas duas barras verticais e o seu peso, quando cheio, é dado por:

$$P_d = m_d \times g = 70 \times 9,81 = 686,7 \text{ N} \quad (4.14)$$

A força provocada pelo peso em cada apoio, quando distribuída de forma igual em cada, é de 171,7 N. A disposição das forças provocadas pelo depósito na estrutura são visualizadas na Figura 4.2.

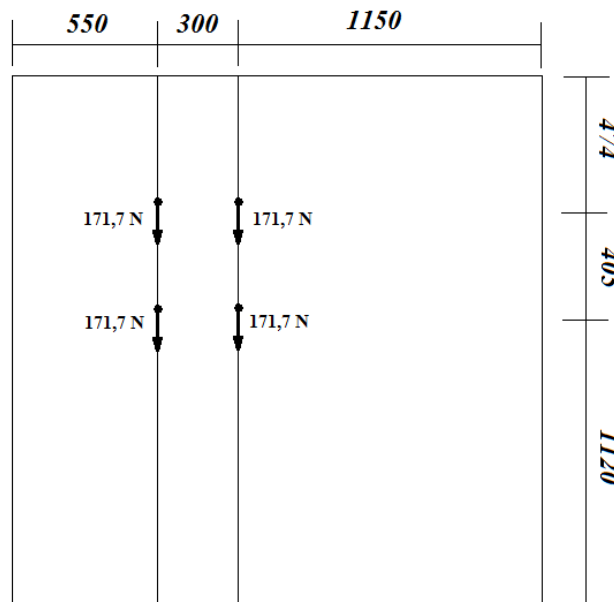


Figura 4.2 - Esquema das forças provocadas na estrutura pelo depósito.

As forças provocam, tanto na barra horizontal superior e inferior, tensões de flexão de igual magnitude. Considerando que a ligação a cada uma das barras na extremidade se pode equivaler a um apoio duplo, determinou-se a variação do momento fletor ao longo da barra horizontal. Primeiro, as reações da barra à solicitação, RA_x , RA_y , RB_x , RB_y , têm de ser determinadas. Para tal, foi realizado o esquema visto na Figura 4.3 e o somatório de forças segundo as direções x e y nas equações 4.15 e 4.16.

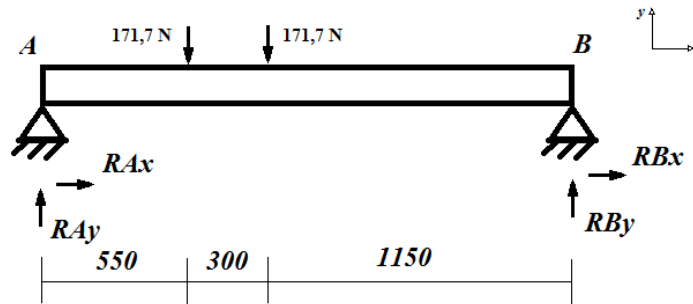


Figura 4.3 - Esquema simplificado para o estudo do momento fletor aplicado na barra horizontal da estrutura.

$$\Sigma F_x = RA_x + RB_x = 0 \quad (4.15)$$

$$\Sigma F_y = RA_y + RB_y - 2 \times 171,7 = 0 \quad (4.16)$$

A soma dos momentos no ponto B é igual a:

$$\Sigma M_B = -2000RA_y + (171,7 \times 1450) + (171,7 \times 1150) = 0 \quad (4.17)$$

De acordo com as equações 4.15 – 4.17 obtêm-se os valores $RA_x = RB_x = 0 \text{ N}$, $RA_y = 232,21 \text{ N}$ e $RB_y = 120,19 \text{ N}$.

Com as reações calculadas, procedeu-se ao cálculo dos momentos fletores ao longo da barra. O esquema apresentado na Figura 4.4 foi construído utilizando o método das secções. Este método é aplicado de modo a conhecer a variação dos esforços internos, mais especificamente o momento fletor, ao longo das sucessivas secções da barra [49].

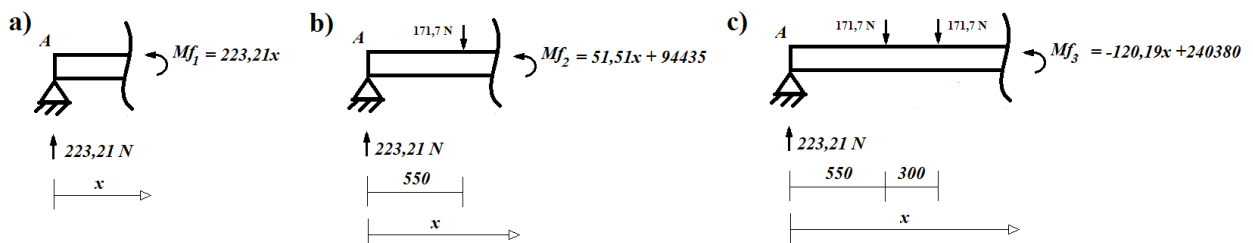


Figura 4.4 - Esquema para o cálculo dos momentos fletores ao longo da barra, a partir do método das secções.

A Figura 4.5 apresenta a variação dos momentos calculados, realizado com apoio no esquema da Figura 4.4. De acordo com os dados apresentados na figura, o valor máximo de momento é igual a 138,2 kNmm.

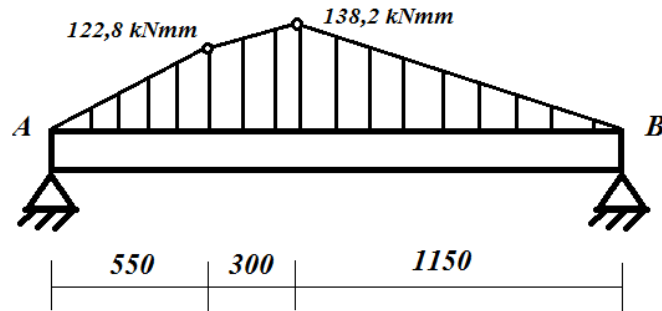


Figura 4.5 - Variação do momento fletor ao longo do comprimento da barra.

A tensão de flexão provocada pelo momento fletor é igual [49]:

$$\sigma = \frac{M_f \times d_e}{I} \quad (4.18)$$

Onde I:

$$I = \frac{bd^3}{12} \quad (4.19)$$

O momento de inércia (I) caracteriza-se pela resistência que um determinado elemento oferece ao movimento de rotação segundo o eixo de cálculo, x ou y [49]. Na equação 4.18, b representa a cota normal ao eixo de inércia a calcular e d a cota perpendicular. De modo a saber qual o perfil mais indicado a utilizar dos 3, calculou-se o valor de tensão de flexão para cada uma. Para isso, é necessário saber os valores de inércia de cada perfil. O da *Maytec* (Figura 4.1 c)) apresenta o valor já referido de $I_{xx} = I_{yy} = 3,3 \times 10^4 \text{ mm}^4$ no catálogo [44]. Para o perfil quadrangular, o momento de inércia também é igual segundo x e y e é dado por:

$$I_{xx} = I_{yy} = \frac{23,5 \times 23,5^3}{12} - \frac{20,5 \times 20,5^3}{12} = 10,7 \times 10^3 \text{ mm}^4 \quad (4.20)$$

Nota para quando se trata de um tubo, pois ao valor de inercia total, retira-se o valor de inércia da furação [49]. Para a secção retangular, o momento de inércia para os eixos xx e yy é dado por:

$$I_{xx} = \frac{19,5 \times 32,5^3}{12} - \frac{16,5 \times 29,5^3}{12} = 20,5 \times 10^3 \text{ mm}^4 \quad (4.21)$$

$$I_{yy} = \frac{32,5 \times 19,5^3}{12} - \frac{29,5 \times 16,5^3}{12} = 9 \times 10^3 \text{ mm}^4 \quad (4.22)$$

Os pontos críticos onde a flexão na estrutura é maior são os mais afastados ao eixo neutro no sentido x. Para os 3 perfis considerados, a tensão máxima é igual:

$$\sigma_{m\acute{a}x_{quadrangular}} = \frac{138,2 \times 10^3 \times 11,75}{10,7 \times 10^3} = 151,76 \text{ MPa} \quad (4.23)$$

$$\sigma_{m\acute{a}x_{rectangular}} = \frac{138,2 \times 10^3 \times 9,75}{9 \times 10^3} = 149,72 \text{ MPa} \quad (4.24)$$

$$\sigma_{m\acute{a}x_{Maytec}} = \frac{138,2 \times 10^3 \times 15}{3,3 \times 10^4} = 62,82 \text{ MPa} \quad (4.25)$$

Como se pode constatar o perfil com maior sollicitação é o quadrangular e o de menor é o *Maytec*.

4.6 Comportamento térmico dos coletores solares

O comportamento térmico dos coletores solares utilizados no projeto depende de dois fatores: i) ambiental (radiação solar e temperatura ambiente) e ii) de trabalho, como por exemplo o caudal. O estudo elaborado no *EES* permitiu quantificar essas influências no desempenho dos coletores. Foram então usadas as fórmulas do rendimento do coletor AR 30 (equação 2.7), a potência útil (equação 2.2) e da potência de radiação incidente (2.3).

No projeto existem 4 coletores montados em série (Figura 4.6), constituindo um campo com 120 tubos de vácuo (n_i) no total.

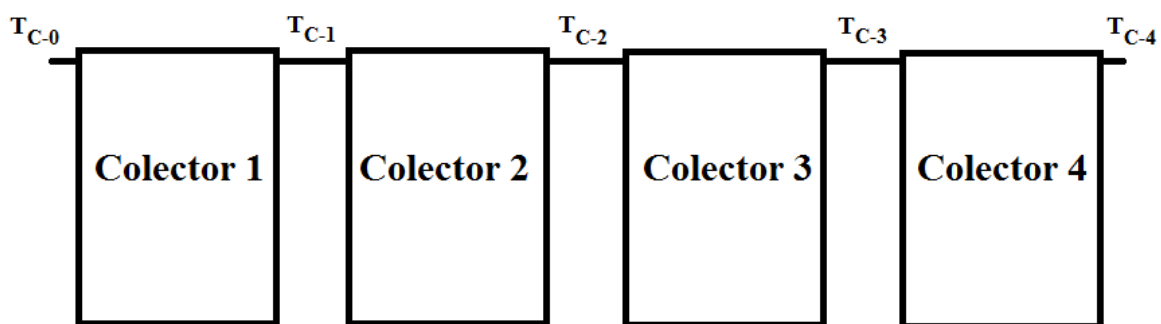


Figura 4.6 - Montagem em série dos coletores solares e respectivas temperaturas de entrada e saída.

Uma vez que a área de cada coletor é de mesmo valor, o desempenho do campo solar pode ser caracterizado pelo rendimento médio dos coletores (η_m) e é dado pela média aritmética do rendimento de cada coletor:

$$\eta_m = \frac{\eta_{c_1} + \eta_{c_2} + \eta_{c_3} + \eta_{c_4}}{4} \quad (4.26)$$

A potência calorífica total produzida pelos coletores (\dot{Q}_T) é dada pela soma da potência útil dos 4 aparelhos (\dot{Q}_i):

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 \quad (4.27)$$

Na simulação consideram-se as condições seguintes: temperatura ambiente (T_a) de 22°C; temperatura de entrada da água nos coletores (T_{C-0}) igual a 65°C; radiação solar incidente (G) de 800 W/m²; o caudal volúmico por tubo de vácuo (\dot{V}_t) é recomendado pelo fabricante [24] entre um valor máximo (0,25 l/min) e um valor mínimo (0,1 l/min).

O caudal mássico total no coletor pode ser obtido por:

$$\dot{m}_c = \rho \times n_t \times \dot{V}_t \quad (4.28)$$

Nas subsecções seguintes as variáveis da radiação (G), temperatura ambiente (T_a) e temperatura de entrada dos coletores (T_{C-0}) serão variadas e estudadas para avaliar os seus efeitos no comportamento térmico do coletor.

4.6.1 Influência da variação da radiação solar no comportamento térmico dos coletores.

A radiação solar incidente nos coletores solares varia durante a hora do dia e as condições atmosféricas. Na Figura 4.7 a) e b) encontram-se os resultados da temperatura da água à saída do último coletor (T_{C-4}), potência total útil (\dot{Q}_T) e rendimento médio em função da radiação incidente, para os limites de caudais de água recomendados. Na Figura 4.7 a) a potência calorífica produzida varia de forma linear com a radiação incidente e o caudal. O declive da curva para o caudal de 0,25 l/min/tubo é ligeiramente maior do que a de 0,1 l/min/tubo. Para valores de radiação média de 800 W/m² a potência total útil é aproximadamente de 7,5 KW independentemente do caudal. Relativamente à temperatura de saída da água do último coletor, existe uma diferença significativa para os dois caudais. A temperatura obtida para uma radiação de 800 W/m² e o caudal maior é de 80°C enquanto para o caudal mais baixo é de 100°C. Visto o ciclo de refrigeração estar projetado para temperaturas médias no gerador à volta de 110°C, apenas para valores de radiação de 1000W/m² e caudais de 0,1 l/min/tubo é que se consegue atingir as temperaturas pretendidas. A única forma de se conseguir os mesmos resultados para valores de radiação mais baixos é aumentar os valores de temperatura de entrada nos coletores. Na Figura 4.7 b), o rendimento médio para um valor de radiação solar de 800 W/m² encontra-se nos 68%, para o caudal mais baixo, e 71% para o caudal mais alto. Para valores acima dos 600 W/m² a curva apresenta um declive mais baixo, ou seja, o aumento do rendimento é pouco acentuado comparativamente com o aumento da radiação solar incidida.

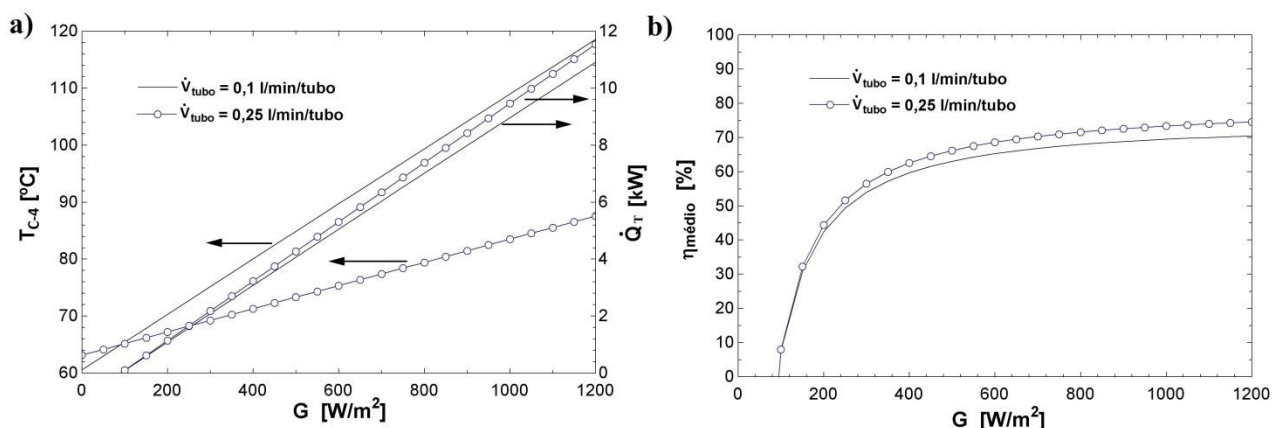


Figura 4.7 - Influência da radiação solar na: a) temperatura de saída do último coletor e potência total útil; b) rendimento médio.

4.6.2 Influência da variação da temperatura ambiente no comportamento térmico dos coletores.

Tal como a radiação solar, a temperatura ambiente varia consoante a hora, o dia e mês do ano. As Figuras 4.8 a) e b) demonstram a influência que T_a apresenta no comportamento térmico dos coletores. Na Figura 4.8 a) as curvas de temperatura de saída dos coletores para os dois caudais apresentam uma variação quase nula, demonstrando apenas uma pequena dependência na temperatura ambiente (mantendo as restantes características constantes). Para um caudal de $0,1$ l/min/tubo, T_{C-4} é aproximadamente de $96^{\circ}C$, enquanto para $0,25$ L/min/tubo é de $77^{\circ}C$. Relativamente à potência total útil, a variação de T_a provoca um pequeno aumento. A diferença para os dois caudais é de aproximadamente 400 W independentemente de T_a . Uma temperatura ambiente média de $21^{\circ}C$, apresenta uma potência total útil de 7 kW para o caudal mais baixo e de $7,4$ kW para o caudal mais alto. O rendimento médio, visto na Figura 4.8 b), mostra uma pequena variação de 4% para os dois caudais. A variação do η_m no intervalo da temperatura T_a considerado é relativamente alto, cerca de 10% . Para uma T_a de $21^{\circ}C$, o rendimento para os caudais de $0,1$ l/min/tubo e $0,25$ l/min/tubo, são de 68% e de 72% , respetivamente.

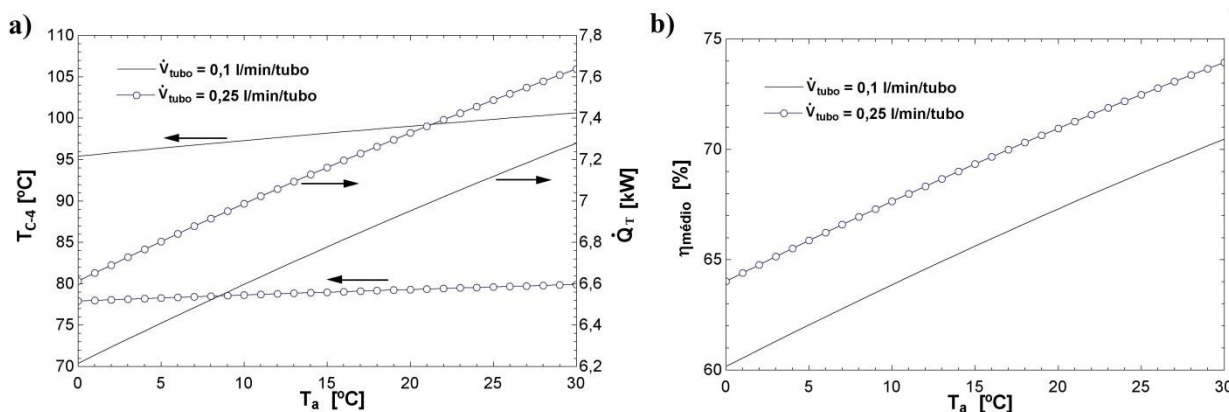


Figura 4.8 - Influência da temperatura ambiente na: a) temperatura de saída do último coletor e potência total útil; b) rendimento médio.

4.6.3 Influência da variação da temperatura da água à entrada dos coletores no seu comportamento térmico.

No arranque do sistema, e quando existem longos períodos de céu coberto, a água que entra nos coletores (T_{C-0}) encontra-se a uma temperatura mais baixa, no limite igual à do ambiente. Nas Figuras 4.9 a) e b) está demonstrada a influência do aumento da temperatura de entrada nos coletores com T_{C-4} , \dot{Q}_T e $\eta_{médio}$. Como se pode ver na Figura 4.9 a), um aumento de caudal e temperatura de entrada dos coletores conduz a uma diminuição da potência total útil. Para uma temperatura média $T_{C-0}=65^\circ\text{C}$, a potência útil é de 7,4 kW, para o caudal mais alto, e de 7 kW, para o caudal mais baixo. Entretanto, um aumento de caudal traduz uma diminuição da temperatura de saída. Para os 65°C é esperada uma temperatura de saída de 80°C , para o caudal maior, e 100°C para o caudal menor. O rendimento médio (Figura 4.9 b)) tem tendência a diminuir significativamente com a temperatura de entrada. Considerando outra vez a temperatura de 65°C para a água à entrada dos coletores, é possível ver no gráfico que para um caudal de 0,1 l/min e 0,25 l/min o rendimento será de aproximadamente de 68% e 72%, respetivamente. Também se pode afirmar que o efeito do caudal no aumento do rendimento médio é menor para temperaturas de entrada mais baixas. Por exemplo, para uma temperatura de entrada de 15°C a diferença de rendimentos é de aproximadamente 2% e para a temperatura já referida atrás, de 65°C , de 4%.

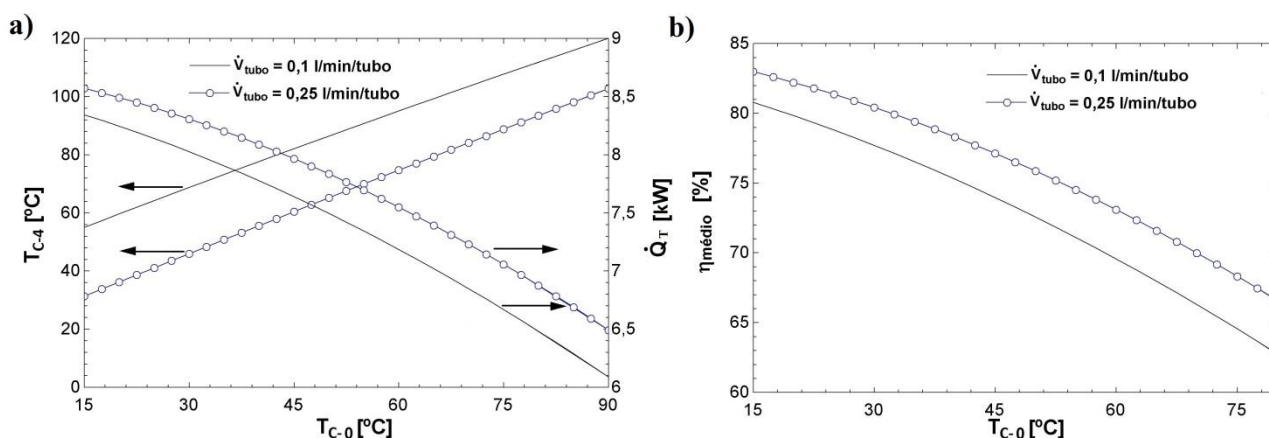


Figura 4.9 - Influência da temperatura de entrada nos coletores na: a) temperatura de saída do último coletor e potência total útil; b) rendimento médio.

Os resultados apresentados nas secções 4.6.1 – 4.6.3 permitiram concluir que a variação isolada da temperatura de entrada dos coletores e a radiação solar incidente são os fatores com maior contribuição no aumento da temperatura de saída dos coletores, enquanto a temperatura ambiente apresenta uma contribuição menos relevante. Relativamente à potência total útil, a temperatura ambiente e a radiação são os dois fatores que contribuem para o seu aumento, com particular destaque para a radiação. Em contraste, um aumento isolado da temperatura de entrada, piora a conversão da radiação solar em calor e como consequência o rendimento médio dos coletores baixa significativamente. A temperatura ambiente e a radiação contribuem para uma melhoria de desempenho a nível de rendimentos médios dos coletores, sendo que a radiação apresenta uma maior influência até aos 600 W/m^2 .

O aumento do caudal no tubo evacuado também trouxe melhores resultados dos rendimentos médios e potência totais úteis enquanto para as temperaturas de saída, piores. O aumento da

potência total útil e diminuição da temperatura de saída podem ser explicados com recurso às equações 2.2 e 4.27. Um aumento de caudal, para as mesmas diferenças de temperatura entre a entrada e saída dos coletores, provoca um aumento na potência total útil. Já para o mesmo valor de potência total útil, um aumento de caudal diminui a variação de temperaturas e consequentemente a temperatura à saída dos coletores. Na equação 2.7, a variação do rendimento do coletor AR 30 também aumenta com a diminuição da temperatura de saída.

4.7 Estudo das perdas térmicas nas ligações hidráulicas e seleção do isolamento.

O estudo das perdas térmicas da água que circula ao longo da tubagem do sistema SOLAC-TDF foi realizado para assistir a escolha entre as duas soluções propostas nas secções 3.6 e 3.7 e ao mesmo tempo permitir a caracterização do isolamento necessário à instalação. A transferência de calor (perdas térmicas) na tubagem ocorre sempre que existe diferença de temperaturas entre o fluido de trabalho/meio ambiente e pode ser de 3 formas: i) condução, ii) convecção e iii) radiação.

As perdas por condução são identificadas pelo modo de transporte molecular, mecanismo típico dos meios sólidos ou fluidos em repouso (meios estacionários). A direção da transferência de energia é no sentido da temperatura mais baixa. Relativamente à convecção, esta pode ser definida pelo modo como o transporte molecular, dos fluidos em movimento, é potenciado com o transporte global (do próprio escoamento e o transporte dos turbilhões quando o escoamento é turbulento). Este processo pode ainda ser dividido em dois modos de convecção. Se o movimento do fluido for provocado por uma bomba, ventilador ou outra fonte estranha ao processo de transferência de calor, por exemplo vento, a convecção diz-se forçada. Caso o movimento do fluido seja causado pelas diferenças de massa volúmica do fluido, provocadas pela própria transferência de calor, a convecção diz-se natural. Por último, as perdas por radiação ocorrem entre superfícies com uma “linha de visão” entre si. Todas as superfícies a uma temperatura maior que zero Kelvin emitem energia na forma de ondas eletromagnéticas. Deste modo existe uma transferência de calor por radiação entre duas superfícies que se encontram a diferentes temperaturas [50, 51].

O foco do estudo será nas perdas térmicas por convecção e condução. As perdas por radiação são desprezadas, por terem pouco peso. A transferência de calor no cobre também foi considerada desprezável por causa da baixa espessura do tubo (1 mm) e a sua alta condutibilidade térmica (401 W/mK). Para facilitar os cálculos da transferência de calor, foi utilizado uma análise reo-elétrica [51], indicada na Figura 4.10. A abordagem escolhida permite estudar o processo de transferência de calor ao longo do sistema com maior eficácia. De acordo com a Figura 4.10, foram consideradas 3 resistências térmicas incluindo a resistência convectiva água/tubo ($R_{cv,ar}$); resistência condutiva do isolamento ($R_{cd,iso}$); resistência convectiva isolamento/ar ($R_{cv,a}$).

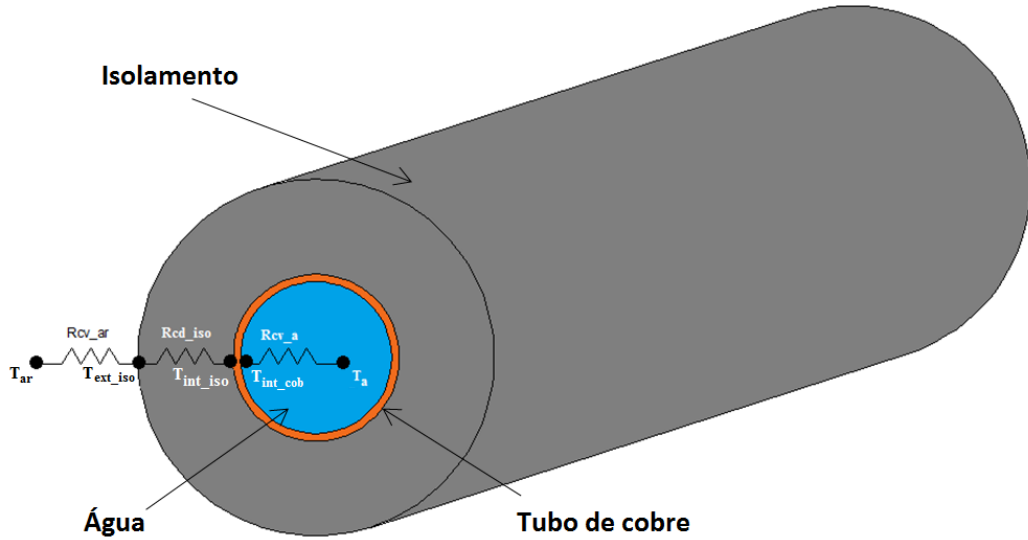


Figura 4.10 - Corte do tubo de cobre isolado, com respetivos constituintes e esquema reo-elétrico.

As resistências térmicas e as perdas caloríficas da água/tubo (\dot{Q}_a), isolamento (\dot{Q}_{iso}) e isolamento/ar (\dot{Q}_{ar}) são dados por [51]:

$$\dot{Q}_a = \frac{(T_a - T_{int_cob})}{R_{cv,\acute{a}gua}} \quad (4.29)$$

$$R_{cv,a} = \frac{1}{h_a \times 2\pi \times R_{int_cob} \times L} \quad (4.30)$$

$$\dot{Q}_{iso} = \frac{(T_{int_iso} - T_{ext_iso})}{R_{cd,iso}} \quad (4.31)$$

$$R_{cd,iso} = \frac{\left(\ln \left(\frac{R_{ext_iso}}{R_{int_iso}} \right) \right)}{k_{iso} \times 2\pi \times L} \quad (4.32)$$

$$\dot{Q}_{ar} = \frac{(T_{ext_iso} - T_{ar})}{R_{cv,ar}} \quad (4.33)$$

$$R_{cv,ar} = \frac{1}{h_{ar} \times A_l} = \frac{1}{h_{ar} \times 2\pi \times R_{ext_iso} \times L} \quad (4.34)$$

Considerando que o regime de transferência de calor é permanente, não há acumulação de calor, por isso as equações 4.31 – 4.36 podem ser combinadas em:

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_{ar} = \dot{Q}_{iso} = \dot{Q}_a = \frac{(T_a - T_{ar})}{R_{cv,ar} + R_{cd,iso} + R_{cv,a}} \quad (4.35)$$

As equações 4.31 – 4.37 vão depender do raio exterior (R_{ext_iso})/espessura (e) do isolamento e propriedades do ar e água. As propriedades da água e do ar variam consoante a temperatura e velocidade a que circulam. Devido a estas variações, decidiu-se fazer um estudo para avaliar a influência nas perdas de calor da temperatura ambiente (T_{ar}), temperatura da água (T_a) e o local onde se desenvolve o escoamento (exterior/ interior da casa de máquinas).

Portugal tem um clima com bastantes variações de temperatura durante o ano inteiro, por isso a análise das perdas para diferentes temperaturas ambiente torna-se essencial. Neste caso, foram consideradas temperaturas ambiente entre os 0 e os 30°C. Relativamente à água que circula no interior dos tubos, dois tipos de variação devem ser considerados. Primeiro, a temperatura do fluido que circula no subsistema solar é muito superior à que circula no subsistema de refrigeração. Segundo, existe uma variação temporal da temperatura de aquecimento. Por exemplo, no início do dia a temperatura da água nos tubos encontra-se a temperaturas mais baixas do que a meio do dia, devido a uma conversão nos coletores de energia solar em calor para esse intervalo de tempo. Foram escolhidas as temperaturas da água de 15 e 120°C para o estudo. A de 15°C aproxima-se da temperatura da água proveniente da rede e será a menor temperatura esperada no subsistema solar. Os 120°C é a temperatura da água máxima do projeto à saída dos coletores e entrada do acumulador.

A transferência de calor do isolamento para o ar é tipicamente do tipo, convecção forçada para os tubos instalados no exterior da casa das máquinas e do tipo convecção natural quando no interior. Consequentemente os coeficientes de convecção do ar no exterior (h_{ext}) são esperados serem superiores aos interiores (h_{int}).

O coeficiente de convecção é dado por:

$$h = \frac{N_u \times k}{L} \quad (4.36)$$

De acordo com a equação 4.36, h é dependente da condutibilidade térmica do fluido (k), da geometria característica do escoamento (L) e do número de *Nusselt* (N_u). Para escoamentos interiores de tubulares em regime laminar e fluxo de calor constante N_u é 4,36, enquanto a temperatura constante N_u é 3,66. No caso de escoamentos turbulentos e considerando calor/temperatura constante, o N_u pode ser determinado pelas seguintes equações empíricas [50]:

$$Nu = 0,036Re^{0,8}Pr^{1/3} \left(\frac{D}{L}\right)^{0,055} \quad \{10 < L/D < 400 \quad (4.37)$$

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^n \quad \begin{cases} 0,7 < Pr < 160 \\ Re \geq 10^4 \\ L/D \geq 10 \end{cases} \quad (4.38)$$

$$n = 0,4 \text{ (Aquecimento)}$$

$$n = 0,3 \text{ (Arrefecimento)}$$

$$Nu = 0,027Re^{0,8}Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_p}\right)^{0,14} \quad \begin{cases} 0,7 < Pr < 16700 \\ Re > 10^4 \\ L/D \geq 10 \end{cases} \quad (4.39)$$

Para escoamentos externos, no exterior da tubagem (em contacto com o ar), o número de *Nusselt* varia consoante o tipo de convecção. Para convecção forçada, Nu é dado na equação 4.40 e os respetivos coeficientes C e n em função de Re na Tabela 4.8 [50]:

$$Nu = CRe^n Pr^{1/3} \quad (4.40)$$

Tabela 4.8 - Coeficientes C e n em função do número de *Reynolds* para convecção forçada no exterior de tubos circulares horizontais [50].

| Re | C | n |
|------------------|--------|-------|
| 0,4 - 4 | 0,989 | 0,33 |
| 4 - 40 | 0,911 | 0,385 |
| 40 - 4 000 | 0,683 | 0,466 |
| 4 000 - 40 000 | 0,193 | 0,618 |
| 40 000 - 400 000 | 0,0266 | 0,805 |

No caso da convecção natural em tubagens, Nu é dado por [50]:

$$Nu = C(Gr Pr)^n \quad (4.41)$$

Os coeficientes C e n em função de Re são fornecidos na Tabela 4.9. O número adimensional de *Grashof* (Gr) é definido por [50]:

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TD^3}{\nu^2} \quad (4.42)$$

Tabela 4.9 - Coeficientes C e n em função do número de *Reynolds* para convecção natural no exterior de tubos circulares horizontais. [50]

| Re | C | n |
|---------------------------|-------|-------|
| $10^{-10} < Re < 10^{-2}$ | 0,675 | 0,058 |
| $10^{-2} < Re < 10^2$ | 1,02 | 0,148 |
| $10^2 < Re < 10^4$ | 0,85 | 0,188 |
| $10^4 < Re < 10^7$ | 0,48 | 0,25 |
| $10^7 < Re < 10^{12}$ | 0,125 | 0,33 |

As condições utilizadas no estudo térmico do isolamento podem se encontrar na secção 4.1, com exceção das propriedades da água (temperatura, viscosidade e densidade). A condutibilidade térmica do isolamento é 0,033 W/mK, enquanto a velocidade do ar no exterior da casa considerou-se de 2 m/s. A Tabela 4.10 apresenta o comprimento total de tubagem no interior e exterior da casa das máquinas para as duas soluções estudadas.

Tabela 4.10 - Comprimento da tubagem (L) no interior e exterior da casa das máquinas para cada solução estudada.

| | 1ª solução | 2ª solução |
|----------------------|------------|------------|
| Interior da Casa (m) | 24,6 | 20,2 |
| Exterior da Casa (m) | 30,0 | 21,6 |
| Total (m) | 55 | 42 |

Utilizando o conjunto de equações 4.29 – 4.42 e Tabelas 4.8-4.10, foram obtidos os resultados apresentados no conjunto das Figuras 4.11 – 4.14. Nestas, são apresentadas as perdas térmicas (\dot{Q}_p) para diferentes valores de temperatura do ar e da água, consoante a espessura de isolamento (e) escolhida em cada solução de *layout* na casa das máquinas.

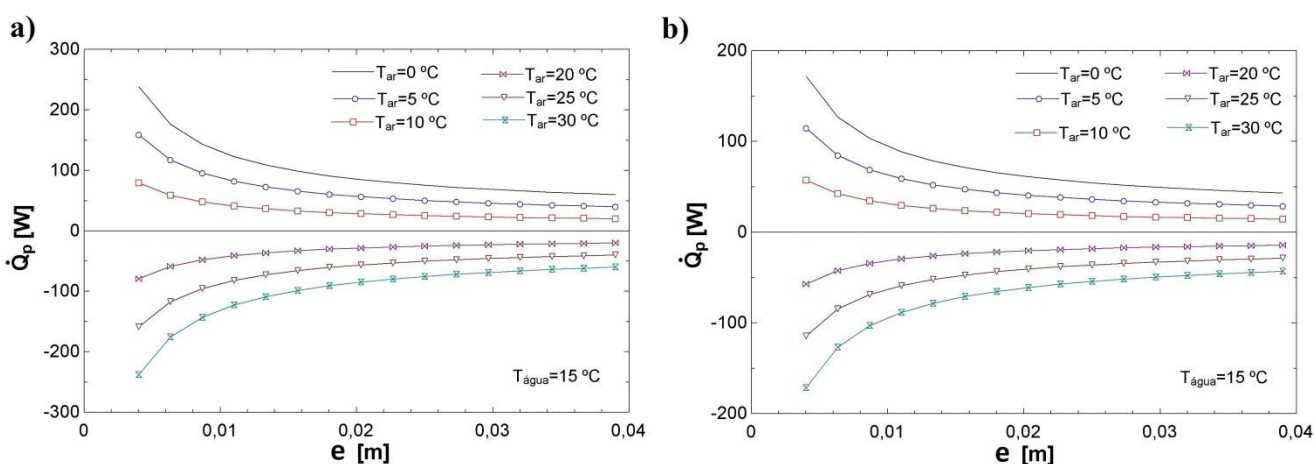


Figura 4.11 - Variação de \dot{Q}_p com a espessura do isolamento para diferentes temperaturas exteriores do ar e uma temperatura da água de 15°C: a) 1ª solução e b) 2ª solução.

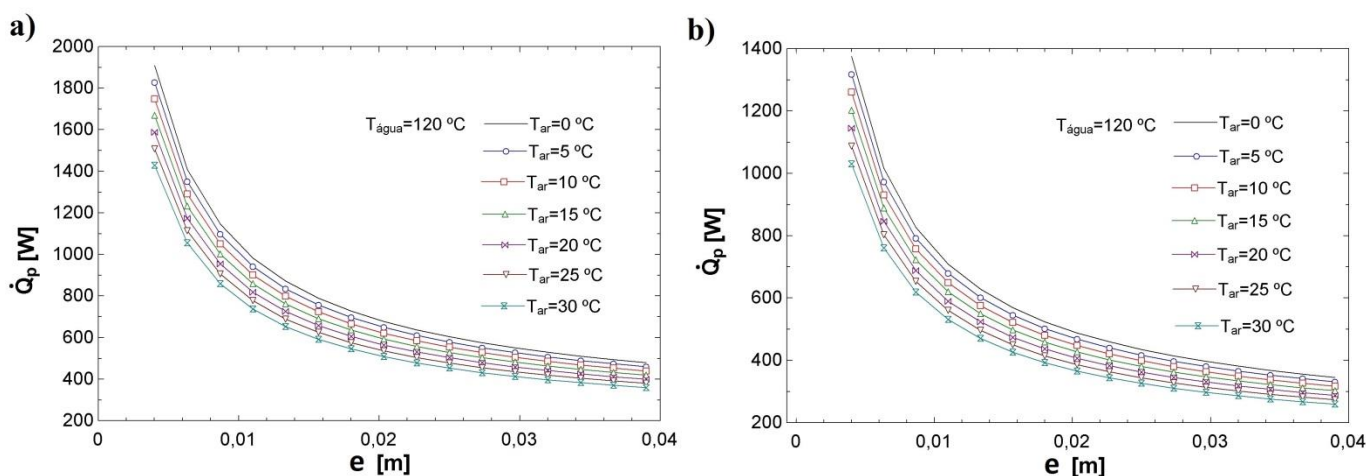


Figura 4.12 - Variação de \dot{Q}_p com a espessura do isolamento para diferentes temperaturas exteriores do ar e uma temperatura da água de 120°C: a) 1ª solução e b) 2ª solução.

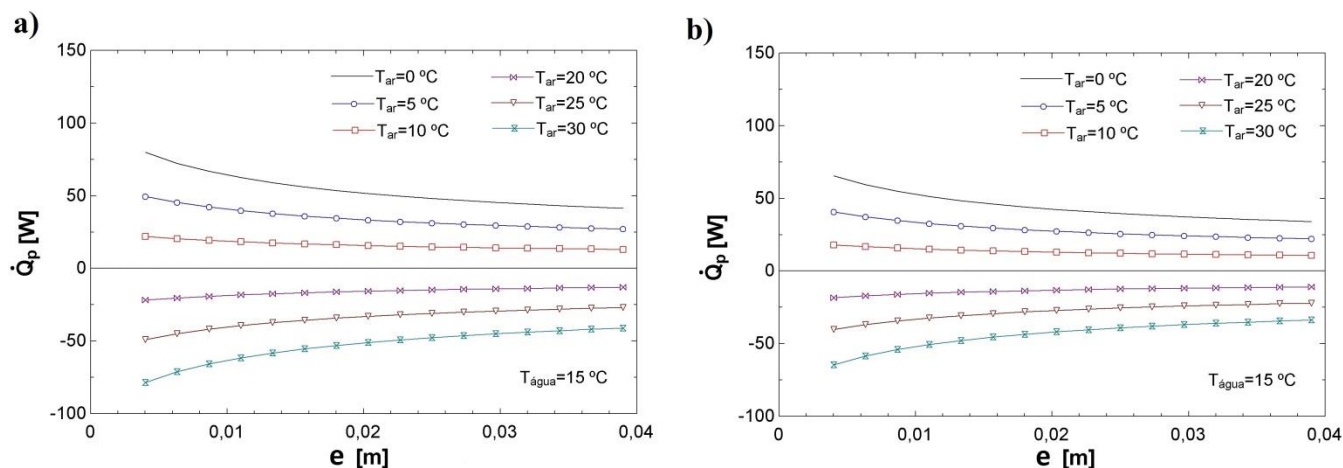


Figura 4.13 - Variação de \dot{Q}_p com a espessura do isolamento para diferentes temperaturas interiores do ar na casa das máquinas e uma temperatura da água de 15°C: a) 1ª solução e b) 2ª solução.

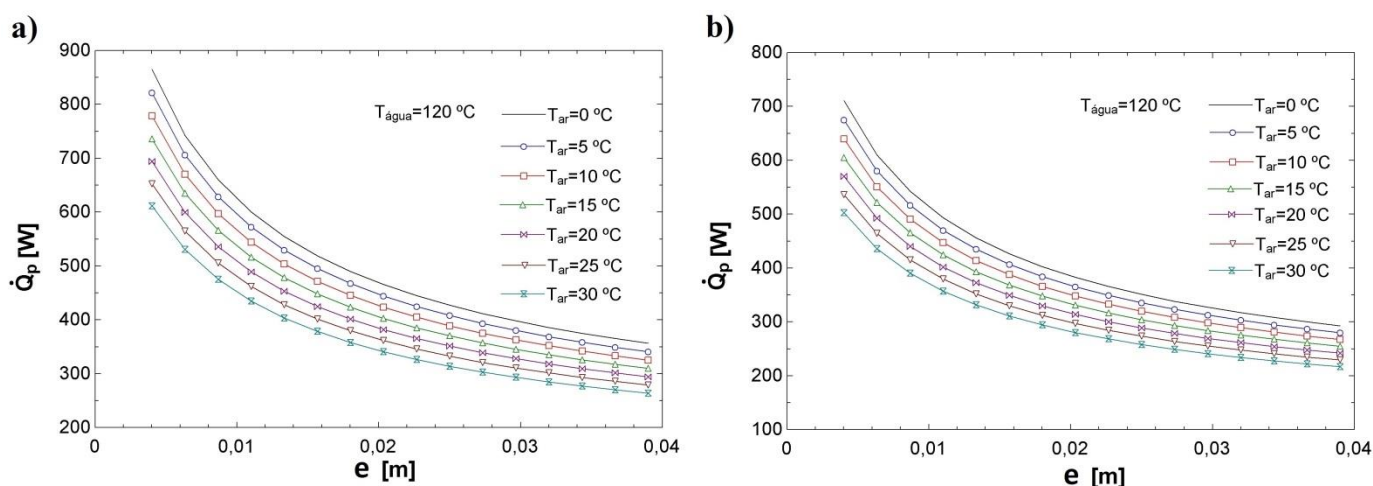


Figura 4.14 - Variação de \dot{Q}_p com a espessura do isolamento para diferentes temperaturas interiores do ar na casa das máquinas e uma temperatura da água de 120°C: a) 1ª solução e b) 2ª solução.

Olhando para as Figuras 4.11 – 4.14, é possível observar que as perdas térmicas, para as mesmas espessuras de isolamento e temperatura do ar, são inferiores para a 2ª solução. Isto deve-se ao menor comprimento de tubagem e como consequência uma menor área de superfície de contacto para transferência de calor. Para temperaturas de água de 120°C e 15°C (Figuras 4.11 – 4.14) a diminuição da temperatura ambiente promove um aumento das perdas e como consequência é necessário um aumento da espessura do isolamento. Por exemplo, para o caso da Figura 4.14 b), considerando uma $T_a = 10^\circ\text{C}$ e uma $e = 9\text{ mm}$, a perda de calor é de aproximadamente 500 W. Ao mesmo tempo, para uma $T_a = 30^\circ\text{C}$, o mesmo valor de perda de calor corresponderia a uma $e = 4\text{ mm}$. Comparando as perdas caloríficas para as duas temperaturas da água consideradas, estas tendem a baixar com a diminuição da temperatura de água e como consequência também as espessuras de isolamento. Como exemplo, nas

Figuras 4.11 b) e 4.12 b), considerando uma espessura de 10 mm e uma T_a de 10°C, as perdas são de aproximadamente 25 W e 710 W, respetivamente.

O valor de espessura de isolamento escolhida para a solução do projeto (2ª solução) foi feita considerando um valor de perdas aceitável de 5% do total da potência útil dos coletores (7,4 kW), ou seja, 370 W. Considerando uma $T_a = 10^\circ\text{C}$ e uma temperatura da água a 120°C (temperatura de maiores perdas), a espessura mínima no exterior da casa das máquinas é de 28 mm (ver Figura 4.12 b)) e para o interior da casa de 17 mm (ver Figura 4.14 b)).

5. Construção da casa das máquinas, TDF e montagem dos coletores solares.

A montagem do projeto foi feita na cobertura do edifício L da FEUP e teve 5 fases diferentes:

- 1) Construção da TDF e casa de máquinas.
- 2) Montagem dos coletores.
- 3) Colocação dos equipamentos do subsistema solar e as respetivas ligações hidráulicas.
- 4) Colocação e montagem do ciclo ejetor no interior da casa de máquinas.
- 5) Ligações hidráulicas dos restantes subsistemas de refrigeração e de aquecimento/arrefecimento.

O projeto está previsto terminar com a realização destas fases em agosto de 2015. Com o tempo disponível para a realização da presente dissertação, apenas serão cobridas as duas primeiras fases. A empresa Timeless Landscape foi responsável pelo fornecimento e montagem da casa das máquinas e TDF. O material constituinte dos compartimentos já foi referido na secção 2.3 e as paredes de ambos foram cortadas à medida nas instalações da empresa. As janelas também foram instaladas previamente e a porta foi colocada já na fase de montagem dos espaços. As paredes, chão e teto foram colados na cobertura. Este era o procedimento mais adequado pois o transporte e colocação na cobertura destes compartimentos já montados levantariam muitos problemas devido aos acessos. Depois de descarregado o material na cobertura, para evitar dificuldades de encaixe dos constituintes e circulação de tubagens, procedeu-se no início, ao estudo da nivelção do chão da cobertura que apresentava várias irregularidades. Para contrariar o desnível, vigas de metal foram usadas juntamente com calços por baixo, caso fosse necessária maior elevação (Figura 5.1). Só após a nivelção da superfície é que se procedeu à montagem.



Figura 5.1 - Nivelção do chão da cobertura do edifício L da FEUP.

Começou-se então pela colocação das placas pertencentes ao chão da casa das máquinas e TDF em cima das vigas de metal com uma distância a separar ambas de 10 cm. Com a base definida, procedeu-se à colagem do resto das placas que formam as paredes e teto, primeiro da TDF (Figura 5.2) e depois da casa das máquinas (Figura 5.3).



Figura 5.2 - Montagem da TDF em diferentes fases: a) colocação do chão, b) colocação das paredes e c) colocação do teto e porta.



Figura 5.3 - Montagem da casa das máquinas em diferentes fases: a) colocação do chão, b) colocação das paredes e porta e c) colocação do teto.

Devido a um regime de ventos mais forte na cobertura quando comparado com o nível do chão, especialmente na altura de Inverno, foram utilizadas duas cordas de aço para a TDF e uma para a casa de máquinas, de modo a fixar os espaços (Figura 5.4 a)). As cordas foram presas com ganchos de aço, fixados na beira da cobertura e parede da casa do elevador, existente por de trás dos dois espaços. Relativamente à circulação do ar no interior da casa das máquinas, esta foi garantida por dois pares de grelhas instaladas, uma grelha no interior e outra no exterior, na parede da direita relativamente à entrada (parede este). Um par encontra-se a 10 cm do teto e outro a 10 cm do chão (Figura 5.4 b)). Esta montagem teve com propósito diminuir as temperaturas no seu interior como também garantir exaustão do isobutano em caso de fugas.



Figura 5.4 - a) TDF e casa das máquinas fixadas com cordas de aço e b) grelhas instaladas na casa de máquinas.

A segunda fase da montagem (campo de captação solar) foi realizada em 3 partes diferentes. A primeira é composta pelos apoios utilizados na fixação do suporte dos coletores. Para evitar que os coletores possam sair do sítio, pelo regime de ventos já referido anteriormente, foram usados blocos de cimento de 130 kg. Colocaram-se então 8 blocos, 2 para cada perna do suporte dos coletores, e nivelados de maneira a permitir uma correta ligação entre os coletores (Figura 5.5 a) e b)). Um outro benefício dos blocos é o evitar de infiltrações no edifício L, caso a fixação fosse feita diretamente na cobertura e não nos blocos.



Figura 5.5 - a) Aplicação de cimento para fixação dos blocos e b) disposição dos blocos no final da colocação

A segunda parte é constituída pela colocação dos suportes dos coletores. Os acessórios de fixação da estrutura foram alinhados com ajuda de um fio colocado entre o primeiro e ultimo bloco (Figura 5.6 a)). Depois de colocados todos os acessórios (Figura 5.6 b)), procedeu-se à instalação da estrutura dos coletores (Figura 5.6 c)). No final, foi utilizado o mesmo fio entre a primeira e última estrutura dos coletores de modo a confirmar a nivelação. A este método de nivelação dá-se o nome de nivelação simples é usada para a determinação do desnível entre dois pontos [52]. Chegou-se à conclusão que existia uma pequena diferença de cotas no 1º coletor mas a sua correção foi assegurada com pequenos ajustes na estrutura.



Figura 5.6 - a) Alinhamento dos acessórios de fixação, b) Blocos e respetivos acessórios de fixação e c) Colocação do suporte dos coletores.

A terceira e última fase da montagem realizada teve como base a colocação dos adaptadores dos coletores para cada estrutura (Figura 5.7). Uma dos cuidados que se teve na instalação destes componentes é na conexão entre os vários coletores, pois esta é feita nas ligações hidráulicas dos adaptadores, existentes à entrada e saída. Devido à nivelção efectuada os adaptadores foram ligados e fixados, graças aos acessórios de ligação inter-coletores, sem problemas.



Figura 5.7 - Estrutura dos coletores com os adaptadores montados.

6. Conclusões e perspectivas de futuros trabalhos.

A presente dissertação teve como objetivos, o dimensionamento e respetiva modelação tridimensional de todos os constituintes do projeto, o estudo do comportamento térmico dos coletores e das perdas totais térmicas/carga para diferentes *layouts* dos componentes. Por fim, realizar a construção e montagem da TDF, casa das máquinas e suporte de coletores na cobertura do edifício L da FEUP.

O projeto foi dividido em 3 subsistemas diferentes, o de refrigeração, o solar e o de aquecimento/arrefecimento. Destes três apenas o subsistema de refrigeração tinha os equipamentos selecionados, restando dimensionar e escolher para os outros dois. No subsistema de aquecimento/arrefecimento foram dimensionados os equipamentos de emissão de calor/frio. A potência de 1,5 kW de frio gerado no subsistema de refrigeração foi o ponto de partida para a escolha de dois equipamentos Dubal Hybrid 1000x500 W. No conjunto apresentavam valores de 1,72 kW de frio debitado o que seria suficiente mas devido a um valor de 14,7 kPa de perda de carga por equipamento, decidiu-se acrescentar mais um e consequentemente os valores baixaram para 4,9 kPa por equipamento, o que já são valores mais comportáveis na bomba do ECO QUATUM.

No subsistema solar, os coletores de tubo de vácuo foram selecionados a partir da potência calorífica necessária no gerador para a realização do frio (5,2 kW). No catálogo da BAXIROCA [24] existiam 2 opções, o coletor AR20, constituído por 20 tubos de vácuo, e o AR30, constituído por 30 tubos de vácuo. Foi então estudado qual dos dois tipos necessitaria de uma menor área/quantidade de coletores (ligados em série) e como variam os seus rendimentos para condições de radiação média de 800 W/m^2 , uma temperatura de entrada da água de 65°C , um caudal de 0,25 l/min/tubo e uma temperatura ambiente de 22°C . Concluiu-se que, para atingir o valor de potência necessária eram necessários no mínimo, 3 coletores AR30 e 5 coletores AR20. No final foram escolhidos 4 coletores da gama AR30 devido à menor área e ao facto de a potência absorvida por 3 coletores (5,6 kW) estar muito perto dos 5,1 kW do gerador, o que pode evitar problemas de falta de energia em dias de menor exposição solar. Também ficou visto que o rendimento da gama AR20 é ligeiramente superior à AR30, no máximo 2,3%, e que para os 4 coletores AR 30 utilizados o rendimento rondaria os 72%. O depósito de água foi escolhido, inicialmente, com base na dissertação [27] em que o valor recomendado de volume de água é de 150 l mas no final o depósito escolhido, ASA-50 IN, apresentava um volume de 50 l. Como o sistema de refrigeração não vai suprir todos os picos de carga de arrefecimento durante os dias de maior calor, o volume utilizado pode ser então substancialmente menor do que o previsto. O vaso de expansão, utilizado para controlo das variações volumétricas da água, foi selecionado tendo em conta o volume total de água do sistema, a expansão volumétrica da água para as temperaturas mais altas e o problema de estagnação nos coletores. No final foi calculado um volume de aproximadamente 30 l,

suficiente para manter o sistema em segurança e por isso foi escolhido o Vasoflex solar N50/2,5 l (volume 50 l), pois era o que apresenta o valor mais perto do desejado. O purgador FLAMCOVENT foi colocado à saída dos coletores para impedir a acumulação de gases na tubagem. Este equipamento trabalha com temperaturas até 200°C e pressões de 10 bar e como tal apresentou condições para ser usado no sistema. No subsistema solar vão ser utilizadas dois tipos de bombas. A bomba do tipo 1 tem como função compensar as perdas de carga do circuito solar e ao mesmo tempo regular o caudal consoante as temperaturas necessárias no sistema. Os únicos componentes disponíveis da BAXIROCA capaz de um controlo variável de caudal em função das temperaturas são o grupo hidráulico solar Hydraulic 10 simples juntamente com a central solar CS-10. Com o estudo das perdas de carga do circuito solar, ficou provado que um caudal de 15 l/min a circular nos coletores apresentaria uma perda de carga, só para os 4 coletores, de 264,64 kPa. Este valor era demasiado elevado para qualquer bomba presente no catálogo e, como tal, decidiu-se reduzir o caudal considerado para 8 l/min e trocar o circulador existente no grupo hidráulico pelo circulador SXM 25. Este já permitia compensar o total de perdas no circuito para um valor de 110,77 kPa. O controlo da temperatura à saída dos coletores é feito pela central solar CS-10. Este equipamento permite a leitura dos termopares, instalados à entrada e saída dos coletores, e mediante as temperaturas requeridas à saída, regula o caudal que circula nos coletores. A bomba do tipo 2 foi dimensionada para a maior perda de carga existente em 3 troços distintos. No primeiro troço a água circula entre o gerador e o depósito de água. No segundo, a água circula entre o evaporador e os 3 equipamentos Dubal Hybrid. No terceiro, a água circula entre o condensador e o dissipador de calor. Elaborados os cálculos, o segundo troço é o que apresenta maior valor de perdas de carga (30,83 kPa). Como tal, a compensação das perdas nos 3 troços foram feitas por 3 bombas QUANTUM ECO 1035 instaladas em cada circuito. Para o projeto, quando existe a necessidade de troca entre o aquecimento e o arrefecimento do espaço utiliza-se uma válvula de 3 vias com servomotor instalada para comutar a circulação da água. Quando por exemplo se quer uma troca do arrefecimento para o aquecimento, é dado um sinal ao servomotor que comuta a válvula de maneira a que, em vez de a água que circula para os Dubal Hybrid ser proveniente do evaporador, passa a ter origem no depósito de água. Uma outra válvula é instalada no circuito de dissipação e é usada principalmente para alturas em que o sistema não se encontra em funcionamento. Para essas situações, a válvula é comutada e o calor que se acumula nos coletores solares é circulado diretamente para o dissipador de calor, impedindo que ocorra estagnação.

Definidos os equipamentos necessários ao projeto, seguiu-se então a modelação tridimensional dos mesmos no interior da casa das máquinas juntamente com todas as ligações hidráulicas necessárias. Esta abordagem permitiu estudar as melhores disposições de todos os componentes tal como apoiar nas estimativas de perdas de carga/térmicas. No final sobraram duas soluções de *layout* possíveis. Na primeira, a tubagem circularia por trás da casa a partir dos coletores solares e apresentaria um comprimento total aproximado de 55m. No segundo *layout*, a tubagem entraria por baixo da casa e o seu comprimento total era aproximadamente 42 m. Concluiu-se então que a primeira solução apresentava um valor de perdas de carga de 26,62 kPa e a segunda solução 13,45 kPa. Relativamente às perdas térmicas, para as mesmas condições, a primeira solução apresenta maiores valores de perdas, muito devido ao maior comprimento de tubagem e conseqüente área para ocorrência de transferência de calor. Para o caso de uma temperatura do ar de 15°C e uma temperatura da água de 120°C, para a primeira solução as perdas térmicas no exterior da casa das máquinas são aproximadamente 1,7 kW e na segunda 1,2 kW. O estudo do isolamento ajudou a descobrir a espessura ideal para diminuir os valores de perdas térmicas para temperaturas da

água de 15 e 120°C, com a variação da temperatura ambiente. Para um valor de perdas térmicas a rondar o 5% da potência absorvida (370 W), uma espessura de 28 mm no exterior da casa das máquinas e de 17 mm no interior eram suficientes.

O comportamento térmico de captação solar dos coletores foi estudada, para valores de caudal recomendado de 0,1 l/min/tubo e 0,25 l/min/tubo, com o intuito de perceber quais os fatores que mais a influenciam e ao mesmo tempo quantificar as variações. No final do estudo foram retiradas varias conclusões. A temperatura de entrada dos coletores e a radiação incidente são os fatores que mais contribuem para um aumento da temperatura de saída dos coletores. Para um acréscimo de, por exemplo, 10°C na temperatura de saída é necessário um aumento de aproximadamente 10°C na temperatura de entrada ou de um aumento da radiação de, 500 W/m² para um caudal de 0,1 l/min/tubo ou 200 W/m² para um caudal de 0,25 l/min/tubo. Já relativamente à potência total útil do conjunto dos 4 coletores, a temperatura ambiente e especialmente a radiação são os que mais contribuem positivamente para a sua variação. Para um aumento de, por exemplo, 1 kW da potência, a temperatura de entrada têm de variar quase 30°C e a radiação 100 W/m². Por fim, o rendimento médio dos coletores é prejudicado com a temperatura de entrada. Para uma variação de 25°C o rendimento cai cerca de 5%. A radiação pelo contrário contribui para um aumento significativo do rendimento até aos 600 W/m², à volta dos 70%. Dos 600 até aos 1000 W/m² o rendimento cresce no máximo 2%. Relativamente aos caudais utilizados nos coletores, o seu aumento provoca uma melhoria dos rendimentos médios e potências totais úteis mas ao mesmo tempo uma diminuição da temperatura de saída. Considerando uma radiação de 800 W/m², uma temperatura de entrada da água nos coletores de 65°C e uma temperatura ambiente de 22°C, o caudal de 0,25 l/min/tubo relativamente ao de 0,1 l/min/tubo permite um aumento de rendimento e potência útil de, respetivamente, 3,6% e 5,3% (194 W) e a temperatura desce aproximadamente 20% (19,94 °C).

A montagem do TDF e casa das máquinas foram realizadas na cobertura do edifício L da FEUP pela empresa Timeless Landscape. Devido a um grande desnível, utilizaram-se vigas por baixo dos compartimentos para garantir um bom equilíbrio dos componentes depois de instalados no seu interior. Foram também utilizadas cordas de aço a atravessar o teto dos compartimentos de modo a prevenir que um regime de ventos mais forte possa fazer ceder a estrutura. Relativamente aos suportes para os coletores solares, estes foram montados em cima de blocos de cimento de maneira a garantir uma boa fixação. Foi também realizado o nivelamento da estrutura com recurso ao método de nivelção simples.

Para futuros trabalhos, uma vez que não existiu tempo suficiente para terminar, é sugerido acabar as restantes 3 fases da montagem dos equipamentos na cobertura do edifício L. Com a modelação tridimensional concluída, a disposição dos componentes dos subsistemas já foi estudada e seria apenas necessário adaptar o *layout* para a casa das máquinas e no fim estabelecer as respetivas ligações hidráulicas.

Referências

- [1] (IEA), I.E.A., *World Energy Outlook*. 2009.
- [2] Afonso, C.F., *Refrigeração*. 2013, Porto: FEUP.
- [3] *Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer* U. Nation. 1987.
- [4] *Regulamento (CE) N° 2037/2000 do Parlamento Europeu e do conselho*, P.E.e.o.C.d.U. Europeia. 2000.
- [5] Abdulateef, J.M., et al., *Review on solar-driven ejector refrigeration technologies*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2009. **13**(6–7): p. 1338-1349.
- [6] H.Gutiérrez, *Simulação horária e otimização termo económica de ciclos de refrigeração com ejetor movidos a energia solar e gás natural*. Universidade Federal de Santa Catarina, 2005.
- [7] Frimague. *Microgeração - Painéis Solares Fotovoltaicos*
O que é a Microgeração? 27/01/2015]; Disponível em: <http://www.frimague.pt/?pID=11>.
- [8] Wikipédia. *Grécia*. 12/01/2015]; Disponível em: <http://pt.wikipedia.org/wiki/Gr%C3%A9cia>.
- [9] Wikipédia. *Portugal*. 12/01/2015]; Disponível em: <http://pt.wikipedia.org/wiki/Portugal>.
- [10] Federation, E.S.T.I., *Solar Thermal Markets in Europe in Trends and Market Statistics 2013*. 2014.
- [11] Depósitos, C.G.d. *Caixa inaugura a maior Central Solar Térmica em Portugal*. 2008 5/12/2014]; Disponível em: <https://www.cgd.pt/Institucional/Sala-Imprensa/2008/Pages/Central-Solar-Termica.aspx>.
- [12] *Caixa Geral de Depósitos - Solar thermal central*. Sustainable Energy Technology at Work, 2008.
- [13] Photobucket. 12/12/2014]; Disponível em: <http://s379.photobucket.com/user/ambiente2008/media/CGD1.jpg.html>.
- [14] *Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE)*, in *I Série - A*, D.d. República. 2006.
- [15] *Painel Solar Térmico. Sistemas solares térmicos*. 2009 05/01/2015]; Disponível em: <http://www.painelsolartermico.com/sistemas-solares-termicos/>.
- [16] Oliveira, A.C.F.C.d., *Slides de Energias Renováveis 2013*, FEUP.

- [17] Santos, J.P.T.B.d., *Estudo de sistemas solares térmicos para aplicação a micro-cogeração*, in *Engenharia Mecânica*. 2008, FEUP.
- [18] Leitão, J.C.L.C., *Projecto de Sistema Solar Térmico*, in *Engenharia Electrotécnica e de Computadores*. 2006, FEUP.
- [19] Kaisundun. *Coletor solar com tubulação de calor*. 04/01/2015]; Disponível em: <http://www.solarwaterheater.com.pt/2-3-heat-pipe-solar-collector.html>.
- [20] Solar Tribune. *Evacuated Tube Collectors*. 2011 05/01/2015]; Disponível em: <http://solartribune.com/evacuated-tube-solar-hot-water/>.
- [21] solar, Á.q., *Guia para Instaladores de Colectores Solares*. 2004.
- [22] Pereira, P.R., et al., *Experimental Analysis of a Variable Geometry Ejector for Solar Air Conditioning*, in *13th International Conference on Sustainable Energy technologies*. 2014: Geneva. p. 9.
- [23] Allouche, Y., C. Bouden, and S. Varga, *A CFD analysis of the flow structure inside a steam ejector to identify the suitable experimental operating conditions for a solar-driven refrigeration system*. *International Journal of Refrigeration*, 2014. **39**(0): p. 186-195.
- [24] *Catálogo Geral de Aquecimento*, BAXIROCA. 2014.
- [25] BALDOR. *Energy Management Best Practices - Peak Shaving Generators*. 2005 14/11/2014]; Disponível em: <http://www.sustainableplant.com/assets/WP00010.pdf>.
- [26] Solar, Á.Q. *Para além do colector solar quais são os restantes equipamentos que compõem o sistema solar?* 20/12/2014]; Disponível em: <http://www.aguaquentesolar.com/faq/questao.asp?id=11>.
- [27] Andrade, A.F.P.d., *Análise e dimensionamento de um sistema de arrefecimento solar por ejeção*, in *Engenharia Mecânica* 2014, FEUP.
- [28] *Acumulador para instalações solares ASA 50-IN*, BAXIROCA. 2009. p. 8.
- [29] CALEFI, *Vasos de expansão CALEFI*.
- [30] *Complementos e acessórios - Vasos de expansão VASOFLEX e VASOFLEX/S*, BAXIROCA. 2013.
- [31] *Compact Ultrasonic Flowmeter*, KOBOLD. 2009.
- [32] *Ultrasonic flow meter*. 2015 15/11/2014]; Disponível em: http://en.wikipedia.org/wiki/Ultrasonic_flow_meter.
- [33] Roriz, L., *Solar Térmico: Uso de painéis solares térmicos*. 2008.
- [34] *Catálogo - Permutadores de calor*, A. Laval. 2011.
- [35] *Techincal data HTP*, gemmecotti.
- [36] *Reguladores de Pressão*, Swagelok. 2005.
- [37] Chunnanond, K. and S. Aphornratana, *Ejectors: applications in refrigeration technology*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2004. **8**(2): p. 129-155.

- [38] Varga, S., A.C. Oliveira, and B. Diaconu, *Influence of geometrical factors on steam ejector performance – A numerical assessment*. International Journal of Refrigeration, 2009. **32**(7): p. 1694-1701.
- [39] Ma, X., et al., *Experimental investigation of a novel steam ejector refrigerator suitable for solar energy applications*. Applied Thermal Engineering, 2010. **30**(11–12): p. 1320-1325.
- [40] Pereira, P.R., et al., *Experimental results with a variable geometry ejector using R600a as working fluid*. International Journal of Refrigeration, 2014. **46**(0): p. 77-85.
- [41] Varga, S., P.S. Lebre, and A.C. Oliveira, *Readdressing working fluid selection with a view to designing a variable geometry ejector*. International Journal of Low-Carbon Technologies, 2013.
- [42] *Emissor térmico frio-calor Dubal Hybrid*, BAXIROCA. 2012.
- [43] *SolidWorks*. 2015 [15/10/2014]; Disponível em: <http://en.wikipedia.org/wiki/SolidWorks>.
- [44] *The Profile System - English*, Maytec. 2013.
- [45] *Tabela de Preços 2014*, Armaflex. 2014.
- [46] Palma, J.M.L.M.d., *Slides Mecânica dos Fluidos II*. 2011.
- [47] *Friction Losses in Pipe Fittings - Resistance Coefficient K (use in formula $hf = Kv^2/2g$)*. 21/12/2014]; Disponível em: <http://www.metropumps.com/ResourcesFrictionLossData.pdf>.
- [48] Lopes, P.J.G., *Análise experimental de um ciclo de arrefecimento solar com ejetor de geometria variável*, in *Engenharia Mecânica*. 2013, FEUP.
- [49] Gomes, C.M.B.R., *Mecânica das Estruturas*. 2011.
- [50] Fernandes, E.G.O., *Slides Transferência de Calor*. 2012.
- [51] Incropera, F.P. and D.P. DeWitt, *Fundamentos de transferência de calor*. 1999: Prentice-Hall.
- [52] Coelho, R.M.S. and P.F. Ribeiro, *Topografia - Nivelamento*. 2006, Universidade Nova de Lisboa - Faculdade de Ciências e Tecnologia