

**Desenvolvimento de um sistema de aquecimento ambiente para
uma caravana baseado numa bomba de calor**

Márcio Filipe Gonçalves Castro

Relatório final da Dissertação do MIEM

Orientador na FEUP: Prof. Óscar Mota



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Fevereiro de 2010

Dedico

À Marina, pela atenção e carinho.

À Luísa, ao Rui e à Liliana, por todo o apoio.

Resumo

O presente trabalho consiste no desenvolvimento de um sistema de aquecimento por bomba de calor para uma caravana. O objectivo desta tese é estudar as necessidades energéticas da caravana para, dessa forma, escolher uma bomba de calor adequada e analisar qual o local mais favorável a uma distribuição de calor eficiente. Para além disso, estudou-se a possibilidade de recorrer a um sistema solar fotovoltaico de modo a tornar a caravana auto-suficiente em termos energéticos.

Inicialmente foi feita uma pesquisa sobre bombas de calor e analisados os ciclos termodinâmicos intervenientes no seu funcionamento. Adicionalmente, foram objecto de estudo os elementos constituintes da bomba de calor, bem como os diferentes tipos de sistemas fotovoltaicos.

De modo a obter dados experimentais sobre a caravana realizaram-se medições de temperaturas e de infiltrações de ar no seu interior e foram calculadas as perdas de calor pela envolvente e por infiltrações para condições extremas na estação de aquecimento. Os cálculos permitiram a escolha de dois modelos de bombas de calor do tipo Ar – Ar, para posterior comparação e determinação do modelo que melhor se adapta aos requisitos considerados. Com as características da bomba de calor, foi analisada a viabilidade de integração de painéis fotovoltaicos na área disponível da caravana, de modo a alimentar o sistema de aquecimento.

A etapa seguinte passou pela criação da malha da caravana no software Gambit e vários modelos representativos da caravana foram simulados no software CFD Fluent. Numa fase inicial foram feitas simulações de validação do modelo da caravana com os dados experimentais recolhidos, não incluindo as infiltrações. Numa fase posterior simulou-se o condensador em localizações diferentes da caravana, inicialmente com convecção natural e depois com convecção forçada.

Os resultados obtidos permitiram concluir que a melhor localização da bomba de calor será junto ao chão na parede traseira da caravana. Para além disso, foi possível verificar que o recurso a energias renováveis para alimentação da caravana é viável mas depende, contudo, das condições climáticas a que esta estará sujeita.

Abstract

The present work consists on the development of a heat pump system for a caravan. This thesis objective is to study the caravan energy requirements, to choose an appropriate heat pump and to analyze its most favourable location for an efficient heat distribution. Furthermore it was studied the possibility of using a solar photovoltaic system to make the caravan self-sufficient in energy terms.

A background search of current heat pump concepts and the thermodynamic cycles were performed. Additionally, the elements of the heat pump were studied, as well as the different photovoltaics systems.

To obtain experimental data of the caravan, measurements of air temperature and air leaks inside the caravan were performed. The heat losses by infiltration and by surrounding walls were calculated in extreme conditions for the heating season. These calculations led to the choice of two models air-air heat pumps. Based on these two heat pumps a detailed study was elaborated to compare and determine the model that best suits the energy requirements. It was also examined the feasibility of integrating photovoltaic panels in the available area of the caravan to support the heating system.

A caravan mesh was created in Gambit and several representative models of the caravan were simulated on CFD Fluent software. Several simulations were performed to validate the caravan model with the experimental data, excluding the infiltration. To improve the heat distribution in the caravan the best location for the condenser was found considering initially natural convection and after forced convection.

In conclusion the best location for the heat pump is close to the floor in the back wall of the caravan. In addition, it was observed that the use of renewable energy to power the caravan is feasible but depends, however, on the climatic conditions to which it is subjected.

Agradecimentos

Agradeço, em primeiro lugar, à Campinanda por ceder a caravana alvo deste projecto.

Ao Prof. Clito Afonso pela possibilidade de realizar este trabalho e por toda a atenção dispensada.

Agradeço ao meu orientador Prof. Óscar Mota por toda a disponibilidade, tempo em mim investido e conhecimentos transmitidos.

Ao professor Szabolcs Varga por todas as intervenções sempre pertinentes.

Aos meus colegas Marco e Carlos pelas longas horas de trabalho passadas juntos e pela partilha deste desafio.

À minha família e à minha namorada por me apoiarem em todos os momentos menos bons e estarem presentes para celebrar comigo todas as vitórias.

Índice de Conteúdos

| | |
|---|----|
| 1. Introdução..... | 1 |
| 1.1. Campismo, Caravanismo e Autocaravanismo | 2 |
| 1.2. Campinanda | 3 |
| 1.3. Enquadramento do sector do Caravanismo | 3 |
| 1.3.1. Panorama energético nacional..... | 3 |
| 1.3.2. O sector dos transportes | 6 |
| 2. Bomba de Calor..... | 7 |
| 2.1. Introdução | 7 |
| 2.2. Ciclos termodinâmicos das bombas de calor | 7 |
| 2.2.1. Ciclo de Carnot Invertido..... | 7 |
| 2.2.2. Ciclo de Compressão de Vapor..... | 9 |
| 2.2.2.1. Coeficiente de performance da Bomba de Calor (COP) | 12 |
| 2.3. Principais elementos que constituem uma bomba de calor | 17 |
| 2.3.1. Compressor..... | 17 |
| 2.3.2. Condensadores | 20 |
| 2.3.3. Sistema de Expansão..... | 22 |
| 2.3.4. Evaporadores..... | 23 |
| 2.4. Tipos de Bombas de Calor..... | 24 |
| 3. Sistemas fotovoltaicos..... | 25 |
| 3.1. Componentes de um sistema fotovoltaico | 25 |
| 3.2. Efeito fotovoltaico | 29 |
| 3.3. Características eléctricas das células fotovoltaicas..... | 31 |
| 3.4. Tipos de células fotovoltaicas..... | 35 |
| 3.4.1. Células de silício cristalino | 36 |
| 3.4.2. Células de película fina | 37 |
| 3.4.3. Células híbridas – células HCI (Heterojunção com uma Camada fina Intrínseca) | 39 |
| 3.5. Aplicações de sistemas fotovoltaicos | 39 |
| 3.5.1. Sistemas fotovoltaicos autónomos | 40 |
| 3.5.2. Sistemas fotovoltaicos ligados à rede..... | 42 |
| 4. Trabalho experimental..... | 45 |
| 4.1. Propriedades e características da Caravana | 45 |

| | | |
|---|--|-----|
| 4.2. | Medição de temperaturas no interior da caravana..... | 48 |
| 4.3. | Medição das infiltrações na caravana..... | 49 |
| 5. | Cargas térmicas de aquecimento | 53 |
| 5.1. | Perdas de calor pela envolvente | 53 |
| 5.2. | Perdas de calor resultantes das infiltrações | 56 |
| 5.3. | Escolha de Bomba de Calor | 57 |
| 5.4. | Escolha de painel Fotovoltaico..... | 60 |
| 6. | Simulação em software CFD da Caravana | 67 |
| 6.1. | Criação do modelo e das malhas | 67 |
| 6.2. | Simulação e validação do modelo | 71 |
| 6.3. | Simulação do modelo com sistema de aquecimento | 81 |
| 6.3.1. | Convecção natural | 82 |
| 6.3.2. | Convecção forçada..... | 88 |
| 7. | Conclusão e propostas para trabalhos futuros | 97 |
| 7.1. | Conclusão | 97 |
| 7.2. | Propostas de trabalhos futuros..... | 98 |
| 8. | Referências e sites consultados..... | 101 |
| ANEXO A: RESULTADOS DA VARIAÇÃO DA CONCENTRAÇÃO DO GÁS EM INTERVALOS DE TEMPO REGULARES | | 103 |
| ANEXO B: TABELAS AUXILIARES DE CÁLCULO PARA DETERMINAÇÃO DAS CARGAS TÉRMICAS | | 107 |
| ANEXO C: SIMULAÇÕES AUXILIARES DE APRENDIZAGEM DO SOFTWARE FLUENT | | 111 |

Índice de figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1. Evolução da energia eléctrica produzida a partir de fontes renováveis (GWh) (Renováveis – estatísticas rápidas, Fevereiro de 2009)..... | 4 |
| Figura 2. Evolução da potência instalada em Portugal Continental - Energia Eólica e Bioenergia (MW) (Renováveis – estatísticas rápidas, Fevereiro de 2009) | 5 |
| Figura 3. Evolução da potência instalada em Portugal Continental - Energia Fotovoltaica e Biogás (MW) (Renováveis – estatísticas rápidas, Fevereiro de 2009)..... | 5 |
| Figura 4. Motor de Carnot e representação do ciclo de Carnot no diagrama T-s (temperatura versus entropia), (Çengel, 2006)..... | 8 |
| Figura 5. Bomba de calor de Carnot e representação do ciclo de Carnot Invertido no diagrama T-s (temperatura versus entropia), (Çengel, 2006)..... | 9 |
| Figura 6. Bomba de calor e representação do ciclo de compressão de vapor no diagrama T-s (temperatura versus entropia), (Çengel, 2006). | 10 |
| Figura 7. Representação do ciclo de compressão de vapor da bomba de calor num diagrama p-h, (Çengel, 2006). | 12 |
| Figura 8. Bomba de calor com ciclo de compressão de vapor com permutador interno, (Çengel, 2006). | 15 |
| Figura 9. Representação diagrama p-h (pressão versus entalpia) do ciclo real de compressão de vapor, (Çengel, 2006). | 16 |
| Figura 10. Representação de um sistema fotovoltaico autónomo, (TradeKey, 2009)..... | 25 |
| Figura 11. Princípio de funcionamento da sobrecarga e descarga: (a) Sobrecarga. (b) Sobre-descarga, (Kalogirou, 2009). | 27 |
| Figura 12. Representação de um circuito eléctrico de uma bateria, (Kalogirou, 2009). | 29 |
| Figura 13. Efeito fotovoltaico na junção p-n, (Easy-engineering, 2009). | 30 |
| Figura 14. Circuito eléctrico representativo de uma célula fotovoltaica, (Kalogirou, 2009)... | 31 |
| Figura 15. Curva característica da corrente-tensão das células fotovoltaicas, (Kalogirou, 2009)..... | 32 |
| Figura 16. Curva representativa da potência-tensão para uma célula fotovoltaica, (Kalogirou, 2009)..... | 33 |
| Figura 17. Influência da radiação incidente e da temperatura nas células fotovoltaicas: (a) Efeito do crescimento da radiação incidente. (b) Efeito do crescimento da temperatura, (Kalogirou,2009). | 34 |
| Figura 18. Conexão em paralelo (a) e em série (b) de duas células ideais, (Kalogirou, 2009). | 35 |
| Figura 19. Evolução dos custos dos painéis fotovoltaicos em função da potência na Europa, (Europa, 2009)..... | 40 |
| Figura 20. Representação de sistemas fotovoltaicos autónomos montado numa caravana (à esquerda) e num meio rural (à direita), (Eurocosm, 2009)..... | 41 |

| | |
|---|----|
| Figura 21. Representação de um sistema fotovoltaico autónomo, (Leonics, 2009). | 41 |
| Figura 22. Representação de um sistema fotovoltaico ligado à rede eléctrica, (Planob, 2009). | 42 |
| Figura 23. Central Fotovoltaica Hércules no concelho de Serpa, (Wapedia, 2009). | 43 |
| Figura 24. Representação da caravana Caravelair Antares Luxe 400 Fonte: Camping..... | 45 |
| Figura 25. Evolução das temperaturas medidas no interior da caravana no dia 18 de Novembro 2009..... | 49 |
| Figura 26. Representação das Infiltrações sem isolamento dos orifícios num gráfico Ln (C) versus tempo. | 51 |
| Figura 27. Orifícios localizados em várias zonas do chão da caravana. | 51 |
| Figura 28. Representação das infiltrações com isolamento dos orifícios num gráfico Ln (C) versus tempo. | 52 |
| Figura 29. Bomba de calor de parede, modelo DAIKIN FTXR28EV1B9, (Megaclima, 2009). | 59 |
| Figura 30. Bomba de calor de chão, modelo DAIKIN FVXS25V1B, (Megaclima, 2009.).... | 59 |
| Figura 31. Representação da curva do COP versus Temperatura exterior para uma temperatura interior constante de 20°C. | 61 |
| Figura 32. Gráfico de barras da produção e consumo de energia eléctrica ao longo dos 5 meses mais frios da estação de Inverno para a Covilhã. | 63 |
| Figura 33. Representação da potência produzida FV e de alimentação BC em função do tempo para valores médios anuais do dia 20 de Dezembro para o concelho da Covilhã | 64 |
| Figura 34. Representação da potência produzida FV e de alimentação BC em função do tempo para valores médios anuais do dia 29 de Outubro para o concelho da Covilhã..... | 65 |
| Figura 35. Representação do painel fotovoltaico do modelo BP 4175T da BP Solar Fonte: BP. | 66 |
| Figura 36. Representação do volume da caravana e ligação de vértices entre volumes interior e exterior | 68 |
| Figura 37. Representação do modelo Caravana com janelas..... | 69 |
| Figura 38. Representação do modelo Caravana com a configuração de alguns nós | 70 |
| Figura 39. Modelo Caravana com malha e análise de malha..... | 70 |
| Figura 40. Representação do menu de comandos de resolução | 73 |
| Figura 41. Representação do menu inicialização | 73 |
| Figura 42. Representação do menu de cálculo das iterações | 74 |
| Figura 43. Representação em Gambit de alteração da malha: A - Modelo caravana; B - Modelo caravana com 2 nós..... | 75 |
| Figura 44. Representação em Gambit de alteração da malha: A - Modelo caravana com 2 nós; B - Modelo caravana com 3 nós..... | 76 |

| | |
|--|----|
| Figura 45. Evolução da temperatura do ar exterior e interior da caravana em função do tempo ao longo de 1 hora. | 77 |
| Figura 46. Representação num plano longitudinal central xy da distribuição de temperaturas do ar do modelo Caravana ao fim de 1 hora em regime transitório. | 77 |
| Figura 47. Representação num plano longitudinal central xy da distribuição de temperaturas do ar do modelo Caravana com 2 nós ao fim de 1 hora em regime transitório. | 78 |
| Figura 48. Representação num plano longitudinal central xy da distribuição de temperaturas do ar do modelo Caravana com 3 nós ao fim de 1 hora em regime transitório. | 78 |
| Figura 49. Evolução das temperaturas entre as 19h do dia 17 e as 8h do dia 18 de Novembro de 2009: Temperatura do ar exterior, Temperatura do ar interior (data logger 1) e Temperatura do ar interior (modelo Caravana com 3 nós). | 79 |
| Figura 50. Influência dos coeficientes de convecção (em $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$) na temperatura do ar interior da caravana. | 80 |
| Figura 51. Modelos com as bombas de calor: A - Bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do chão; B - Bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do tecto; C - Bomba de calor na parede traseira ao nível do chão; D - Bomba de calor na parede traseira ao nível do tecto | 81 |
| Figura 52. Representação de um plano transversal zy da distribuição de temperaturas do ar no interior (K) da caravana (Bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do chão) com convecção natural ao fim de uma hora em regime transitório. | 83 |
| Figura 53. Representação de um plano longitudinal xy (A) e um plano transversal zy (B) da distribuição de temperaturas do ar no interior (K) da caravana (bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do chão) com convecção natural ao fim de uma hora em regime transitório. | 84 |
| Figura 54. Representação de um plano longitudinal xy (A) e um plano transversal zy (B) da distribuição de temperaturas do ar no interior (K) da caravana (bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do tecto) com convecção natural ao fim de uma hora em regime transitório. | 85 |
| Figura 55. Representação de um plano longitudinal xy (A) e um plano transversal zy (B) da distribuição de temperaturas do ar (K) no interior da caravana (bomba de calor na parede traseira ao nível do chão) com convecção natural ao fim de uma hora em regime transitório | 86 |
| Figura 56. Representação de um plano longitudinal xy (A) e um plano transversal zy (B) da distribuição de temperaturas do ar no interior (K) da caravana (bomba de calor na parede traseira ao nível do tecto) com convecção natural ao fim de uma hora em regime transitório | 87 |
| Figura 57. Representação de um plano longitudinal xy (A) e um plano transversal zy (B) da distribuição de temperaturas do ar (K) no interior da caravana (bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do chão) com convecção forçada ao fim de uma hora em regime transitório. | 89 |

| | |
|--|----|
| Figura 58. Representação de um plano longitudinal xy (A) e um plano transversal zy (B) da distribuição de temperaturas do ar (K) no interior da caravana (bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do tecto) com convecção forçada ao fim de uma hora em regime transitório. | 90 |
| Figura 59. Representação de um plano longitudinal xy (A) e um plano transversal zy (B) da distribuição de temperaturas do ar (K) no interior da caravana (bomba de calor na parede traseira ao nível do chão) com convecção forçada ao fim de uma hora em regime transitório. | 91 |
| Figura 60. Representação de um plano longitudinal xy (A) e um plano transversal zy (B) da distribuição de temperaturas do ar (K) no interior da caravana (bomba de calor na parede traseira ao nível do tecto) com convecção forçada ao fim de uma hora em regime transitório. | 92 |
| Figura 61. Representação dos vectores de velocidade (m/s) num plano transversal zy no interior da caravana (bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do chão) com convecção forçada ao fim de uma hora em regime transitório. | 93 |
| Figura 62. Representação dos vectores de velocidade (m/s) num plano transversal zy no interior da caravana (bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do tecto) com convecção forçada ao fim de uma hora em regime transitório. | 93 |
| Figura 63. Representação dos vectores de velocidade (m/s) num plano longitudinal xy no interior da caravana (bomba de calor na parede traseira ao nível do chão) com convecção forçada ao fim de uma hora em regime transitório. | 94 |
| Figura 64. Representação dos vectores de velocidade (m/s) num plano longitudinal xy no interior da caravana (bomba de calor na parede traseira ao nível do tecto) com convecção forçada ao fim de uma hora em regime transitório. | 94 |

Índice de tabelas

| | |
|---|----|
| Tabela 1. Tipos de compressores utilizados nos ciclos de compressão de vapor, (Alves Afonso, 2007). | 17 |
| Tabela 2. Tipos de condensadores utilizados nos ciclos de compressão de vapor. | 20 |
| Tabela 3. Tipos de sistemas de expansão utilizados nos ciclos de compressão de vapor. | 22 |
| Tabela 4. Tipos de evaporadores utilizados nos ciclos de compressão de vapor. | 23 |
| Tabela 5. Principais tipos de células fotovoltaicas. | 35 |
| Tabela 6. Processos utilizados na produção comercial de células. | 37 |
| Tabela 7. Características dimensionais da caravana. | 46 |
| Tabela 8. Materiais constituintes da caravana e propriedades. | 46 |
| Tabela 9. Materiais que constituem as paredes e espessuras. | 47 |
| Tabela 10. Representação das propriedades equivalentes de cada parede e janelas. | 48 |
| Tabela 11. Valores dos coeficientes de transmissão térmica relativos a cada parede. | 55 |
| Tabela 12. Perdas caloríficas em cada parede. | 55 |
| Tabela 13. Apresentação de alguns modelos de bombas de calor Ar-Ar. | 58 |
| Tabela 14. Dimensões exteriores do modelo para simulação da Caravana. | 67 |
| Tabela 15. Características para configuração de nós. | 69 |
| Tabela 16. Propriedades equivalentes dos materiais constituintes das paredes da caravana. | 72 |
| Tabela 17. Dimensão das unidades interiores das bombas de calor. | 82 |
| Tabela 18. Resultados dos fluxos de calor. | 83 |

NOMENCLATURA

| Símbolo | Descrição | Unidades |
|-------------------|---|-----------------|
| A | Área | m^2 |
| c | Concentração do gás ao longo do tempo | ppm |
| c_0 | Concentração inicial de gás | ppm |
| Cp_i | Calor específico do material da camada de índice i | $J/(kg.K)$ |
| e | Carga electrónica | J/V |
| E | Fonte de tensão do circuito eléctrico da bateria | V |
| \dot{E} | Potência eléctrica produzida pelo painel fotovoltaico | W |
| $E_{acumulada}$ | Energia eléctrica acumulada ao longo do dia | Wh |
| E_G | Energia da barreira potencial | J |
| e_i | Espessura do material da camada da parede de índice i | m |
| E_p | Energia do fotão | J |
| h_i | Valor da entalpia do frigorifénio no ponto i | kJ/kg |
| I | Corrente | A |
| \dot{I} | Radiação incidente | W/m^2 |
| I_D | Corrente do diodo | A |
| I_{inf} | Taxa de infiltrações do ar | s^{-1} |
| \bar{I}_{inf} | Infiltração média do ar | s^{-1} |
| I_P | Corrente de fuga inversa | A |
| I_{ph} | Fonte de corrente do circuito eléctrico representativo da célula fotovoltaica | A |
| $I_{P\ máx}$ | Corrente para a potência máxima | A |
| I_{sc} | Corrente de curto-circuito | A |
| I_0 | Corrente de saturação | A |
| k | Constante de gás de Boltzmann | J/K |
| K | Coefficiente de perdas | $W/(m^2.K)$ |
| \dot{m} | Caudal mássico do fluido | kg/s |
| \dot{m}_{ar} | Caudal mássico do ar infiltrado | kg/s |
| p | Pressão relativa do ar à saída do condensador | Pa |
| p_a | Linha isobárica de alta pressão | Pa |
| p_b | Linha isobárica de baixa pressão | Pa |
| \dot{P}_{elect} | Potência eléctrica gerada pelo painel | W |
| P_{in} | Potência de entrada do inversor | W |

| | | |
|-------------------|---|-----------------------|
| \dot{P}_{inc} | Potência da energia solar incidente | W |
| $P_{m\acute{a}x}$ | Potência máxima da célula fotovoltaica | W |
| P_{out} | Potência de saída do inversor | W |
| q | Fluxo de calor imposto na condição de fronteira do condensador | W/m ² |
| \dot{Q} | Potência cedida para o ar interior | W |
| q_a | Calor cedido à fonte quente | kJ/kg |
| \dot{Q}_a | Potência calorífica cedida para a fonte quente | W |
| q_b | Calor absorvido da fonte fria | kJ/kg |
| \dot{Q}_b | Potência calorífica absorvida da fonte fria | W |
| q_{bat} | Capacidade de energia na bateria | Ah |
| $q_{bat\ máx}$ | Capacidade nominal da bateria | Ah |
| \dot{Q}_{env} | Perdas de calor através da envolvente | W |
| \dot{Q}_{ext} | Perdas de calor para o exterior | W |
| \dot{Q}_{inf} | Perdas de calor por infiltrações | W |
| R | Resistência do circuito eléctrico representativo da célula fotovoltaica | Ω |
| $R_{conv,e}$ | Resistência térmica de convecção exterior | (m ² .K)/W |
| $R_{conv,i}$ | Resistência térmica de convecção interior | (m ² .K)/W |
| R_i | Resistência térmica de condução da camada i | (m ² .K)/W |
| R_{opt} | Resistência óptima | Ω |
| R_P | Resistência em paralelo | Ω |
| R_S | Resistência em série | Ω |
| R_0 | Resistência interna do circuito eléctrico da bateria | Ω |
| t | Tempo | s |
| T_C | Temperatura da fonte fria | °C |
| $T_{C\acute{e}l}$ | Temperatura absoluta da célula | K |
| T_{Cond} | Temperatura no condensador | °C |
| T_{Evap} | Temperatura no evaporador | °C |
| T_{ext} | Temperatura do ar exterior | K |
| T_H | Temperatura da fonte quente | °C |
| T_{int} | Temperatura do ar interior | K |
| U | Coefficiente de transmissão térmica dos elementos da envolvente | W/(m ² .K) |
| V | Tensão | V |
| v_{ar} | Velocidade do ar | m/s |

| | | |
|----------------|--|---------|
| V_{ar} | Volume de ar | m^3 |
| \dot{V}_{ar} | Caudal volúmico de ar infiltrado | m^3/s |
| \dot{V}_C | Caudal volúmico do ar à saída do condensador | m^3/s |
| v_i | Volume específico do refrigerante no ponto i | kJ/kg |
| \dot{V}_i | Caudal volúmico do refrigerante no ponto i | m^3/s |
| V_{oc} | Tensão de circuito aberto | V |
| $V_{P\ máx}$ | Tensão para a potência máxima | V |
| w_C | Trabalho de compressão | kJ/kg |
| \dot{W}_C | Potência de compressão | W |

Letras Gregas

| Símbolo | Descrição | Unidades |
|----------------|---|-----------------|
| α_{BC} | Coefficiente de rendimento da bomba de calor | |
| α_e | Coefficiente de convecção interior | $W/(m^2.K)$ |
| α_i | Coefficiente de convecção interior | $W/(m^2.K)$ |
| β | Coefficiente de temperatura | K^{-1} |
| η | Rendimento da célula fotovoltaica | |
| η_{FV} | Rendimento do painel fotovoltaico | |
| η_{inv} | Eficiência de conversão do inversor | |
| η_{ref} | Rendimento de referência do painel fotovoltaico | |
| Δh_i | Diferença de entalpia do fluido | kJ/kg |
| λ_i | Condutibilidade térmica do material da camada da parede de índice i | $W/(m.K)$ |
| ρ_{ar} | Massa volúmica do ar | kg/m^3 |
| ρ_i | Massa volúmica do material da camada da parede de índice i | kg/m^3 |
| $\tau\alpha$ | Rendimento óptico | |

Abreviaturas

| Símbolo | Descrição |
|------------------|---|
| AC | Corrente alternada |
| BC | Bomba de calor |
| COP_{ARREF} | Coeficiente de performance do ciclo de arrefecimento |
| COP_{BC} | Coeficiente de performance da bomba de calor |
| $COP_{BC IDEAL}$ | Coeficiente de performance da bomba de calor do ciclo ideal |
| $COP_{Prático}$ | Coeficiente de performance prático |
| $COP_{Teórico}$ | Coeficiente de performance teórico |
| DC | Corrente contínua |
| FF | Factor de forma da célula fotovoltaica |
| FV | Fotovoltaico |
| MPPT | Sistema de rastreio do ponto de máxima potência |
| SOC | Estado de carga da bateria |

1. Introdução

O presente relatório surge no âmbito da dissertação final de curso do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto e visa a documentação de um estudo sobre sistema de aquecimento para uma caravana.

Recentemente, com a necessidade de uma vez mais primar pela inovação, a Campinanda (empresa portuguesa de comercialização de caravanas e autocaravanas) estabeleceu diversas parcerias com Faculdades e Institutos Tecnológicos de modo a criar investimentos em novas tecnologias que possibilitem o crescimento da empresa e a inserção no mercado de novos produtos que revolucionem o actual conceito de caravanismo. É nesse sentido que surge a oportunidade de desenvolver esta tese. Todos os dados aqui explanados terão como alicerce o estudo realizado na caravana cedida pela empresa supracitada.

O principal objectivo deste projecto, e que invariavelmente serve de mote a esta investigação, é o desenvolvimento de um sistema de aquecimento baseado numa bomba de calor para a caravana (modelo Caravelair Antares Luxe 400) cedida pela Campinanda à Faculdade de Engenharia e Universidade do Porto (FEUP).

Para conseguir alcançar o pretendido é necessário traçar um conjunto de objectivos específicos que conduzirão, de acordo com as expectativas, à independência energética da caravana em questão e a mais uma aplicação das energias renováveis. Assim sendo, enumeram-se de seguida os objectivos específicos para o desenvolvimento deste trabalho.

- Estudar sistemas de aquecimento com recurso a bomba de calor;
- Recolher dados experimentais na caravana (temperaturas, infiltrações);
- Calcular as cargas térmicas da caravana;
- Escolher a bomba de calor apropriada às necessidades energéticas;
- Estudar os sistemas de produção de energia eléctrica do tipo fotovoltaico, para verificar a viabilidade de a caravana poder produzir a sua própria energia. Recorrendo às energias renováveis para utilizar um sistema não poluente, preservando assim o ambiente.
- Criar um modelo da caravana para simulação de temperaturas e validação desse modelo;
- Simular em Fluent vários estados de funcionamento da caravana: convecção natural e convecção forçada.

Segundo os objectivos delineados, a organização deste trabalho foi feita de modo a dar conhecimento dos temas abordados para a sua realização e, de uma maneira esquematizada, mostrar as fases/etapas percorridas até à conclusão do trabalho.

Primeiramente, e ainda no seguimento da introdução, é feita uma breve abordagem sobre alguns temas que envolvem a temática Caravanismo, passando, de seguida, para a apresentação da empresa que possibilitou o surgimento do presente trabalho. A parte introdutória culmina com uma breve resenha sobre enquadramento energético nacional e o

sector dos transportes de forma a salientar a interligação do desenvolvimento energético da caravana e a sua mobilidade.

No segundo capítulo faz-se um estudo sobre o conceito de bomba de calor, os seus principais ciclos e elementos constituintes e, no terceiro capítulo, são apresentadas algumas noções sobre sistemas fotovoltaicos. Descreve-se a constituição de um sistema fotovoltaico e tecem-se alguns comentários sobre o efeito fotovoltaico. Para além disso, abordam-se as características eléctricas das células, os tipos de células existentes e as principais aplicações dos sistemas fotovoltaicos.

No quarto capítulo apresenta-se o trabalho experimental baseado na recolha de informação sobre a caravana (propriedades, medição de temperaturas e infiltrações no interior).

No quinto capítulo é feito o cálculo das cargas térmicas de aquecimento (perdas pela envolvente e infiltrações) e, posteriormente, é feita a escolha do equipamento do sistema de aquecimento por bomba de calor, assim como a escolha do painel fotovoltaico para alimentação do sistema.

No sexto capítulo são criados vários modelos da caravana (com validação dos mesmos) para simulação das temperaturas no interior, no sentido de determinar a melhor localização do sistema de aquecimento. De salientar que tanto neste capítulo como no anterior os resultados vão sendo analisados e discutidos.

No sétimo capítulo é apresentada a conclusão final e as propostas para trabalhos futuros.

1.1. Campismo, Caravanismo e Autocaravanismo

Campismo, palavra que advém da origem inglesa, “camping”, de seu significado, viver no campo, vales, planícies e montanhas, num ambiente calmo e puro (de baixo índice de poluição) afastado das zonas urbanas recorrendo ao uso de tendas, caravanas, autocaravanas e seus derivados. O campismo pode, de uma maneira mais generalizada, ser encarado sob dois pontos de vista: pode ser uma actividade turística mais económica para passar férias ou, por outro lado, pode mesmo ser encarado como um modo de vida.

O caravanismo é uma das práticas do campismo que segue os mesmos princípios que o campista, que apenas utiliza a tenda para acampar. No entanto, esta prática diverge nalgumas regras a cumprir, nomeadamente não prescindindo de um certo grau de comodidade que uma caravana oferece, desde ter um maior espaço para habitar, cama, quarto de banho, fogão, frigorífico e outros electrodomésticos que podem ser ligados, estando a caravana ligada a uma fonte eléctrica. Para além disso, as caravanas e autocaravanas usufruem da possibilidade de um sistema de aquecimento.

A caravana é, para muitos, como uma segunda casa que tem a capacidade de locomoção apenas com o recurso a um automóvel. Estes veículos, como possuidores das capacidades acima referidas, necessitam de locais apropriados para poderem ter as condições necessárias para seu funcionamento, desde electricidade, fontes de reabastecimento de água e locais apropriados para o despejo de águas residuais ou sujas. Como alternativa ao caravanismo existe o autocaravanismo onde, em vez de se ter a caravana como elemento

separado do carro, esta passa a ser um elemento integrante do mesmo, tornando-se o seu deslocamento mais simples e tendo outros benefícios relativos à alimentação energética da autocaravana que pode recorrer a energia fornecida pelo próprio motor.

As caravanas e autocaravanas, para além de toda a comodidade oferecida, têm como grande vantagem a possibilidade de usufruir da prática do campismo durante todo o ano o que, relativamente às tendas, lhes confere protecção contra as mudanças climáticas nestas estações do ano. (FCMP, 2009)

1.2. Campinanda

A empresa Campinanda tem sede em Leça da Palmeira e foi criada no ano de 1988. Desde então, esta representante exclusiva em Portugal das marcas do grupo Francês “TRIGANO”, dedica-se ao comércio das mais modernas caravanas e autocaravanas. A sua principal preocupação é, e sempre foi, investir em soluções inovadoras que melhorem o conforto e bem-estar dos seus clientes, tendo-se tornado líder de mercado neste sector.

Os seus veículos são das reconhecidas marcas CARAVELAIR (Caravanas) e CHALLENGER/ EUROMOBIL (Autocaravanas) que procuram satisfazer as exigências de qualidade dos seus clientes.

No ano de 2005 a Campinanda recebe a certificação ISO 9001 que faz dela a única empresa do sector com este tipo de reconhecimento. Trata-se de uma empresa pautada pela excelência no atendimento e na procura de satisfação por parte dos seus clientes. Para além disso, promove o investimento activo em inovação tecnológica. Daí a sua preocupação crescente com a valorização e criação de veículos auto-suficientes e amigos do meio ambiente.

A campinanda propôs a elaboração deste projecto no sentido de criar um investimento válido que proporcione novidade e que lhe confira a capacidade de entrar num novo mercado.

1.3. Enquadramento do sector do Caravanismo

Para se ter uma melhor percepção do que o sector do Caravanismo acarreta para este trabalho, analisa-se, a seguir, o panorama energético nacional, a influência das energias renováveis e a importância do sector dos transportes.

1.3.1. Panorama energético nacional

A modernização crescente, fruto dos tempos que se seguiram à Revolução Industrial trouxe consigo um aumento da necessidade/consumo energético que, conseqüentemente, obrigou à recorrente utilização dos combustíveis fósseis. Como combustível fóssil entende-se todo o recurso natural não renovável. É o caso, por exemplo, do carvão, do petróleo e do gás natural.

Para além de se estimar que este consumo exacerbado venha a reflectir-se num esgotamento das reservas dos combustíveis fósseis, a sua utilização conduz a um preocupante aumento da concentração de Dióxido de Carbono (CO₂) na atmosfera. Este facto acarreta, invariavelmente, alterações climáticas graves decorrentes do aumento do efeito de estufa à escala Mundial (ADEPORTO, 2009). As alterações climáticas tornaram-se na principal razão pela qual valerá a pena aproveitar o potencial das fontes renováveis de energia. Outra das razões, que funciona como motor catalisador para a utilização das energias renováveis, é o facto de Portugal possuir poucos recursos energéticos e, por esse motivo, necessitar de importar combustíveis fósseis.

Em 2007 o petróleo representava 54% do consumo energético total nacional enquanto que o carvão representava 11%. O gás natural tem vindo, nos últimos dez anos, a dar um importante contributo na redução da dependência nacional face ao exterior, em relação ao petróleo. (DGGE, 2009)

Portugal tem um papel privilegiado no que respeita às energias renováveis. Apresenta uma rede hidrográfica relativamente densa, uma elevada exposição solar média anual e, para além disso, beneficia dos ventos provenientes da sua frente marítima. Este conjunto de factores confere ao nosso país a possibilidade de aproveitar o potencial energético da água, luz, das ondas e do vento.

Com base no seu potencial energético, Portugal assumiu um compromisso perante as restantes nações da União Europeia: propõe-se a alcançar, no ano de 2010, uma taxa de utilização de fontes renováveis para produção de energia eléctrica de 45%, bem como fazer com que os biocombustíveis usados nos transportes atinjam 10% do consumo.

O investimento nas energias renováveis visa mudar o panorama energético nacional que, nos últimos anos, sofreu uma significativa evolução. O contributo das energias renováveis para a produção de energia eléctrica é mostrado na Figura 1.

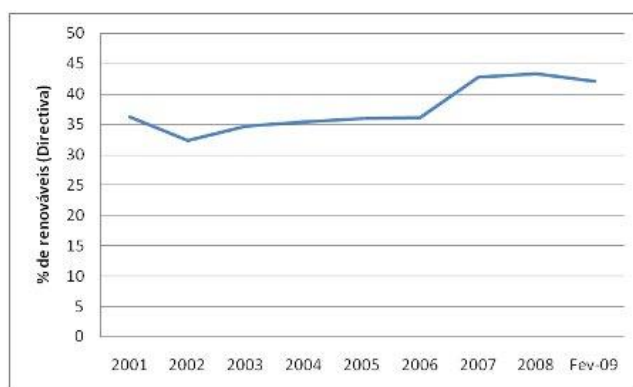


Figura 1. Evolução da energia eléctrica produzida a partir de fontes renováveis (GWh) (Renováveis – estatísticas rápidas, Fevereiro de 2009)

A potência instalada de energias renováveis em Portugal Continental tem vindo a ter um aumento nos últimos anos, Figura 1. Este aumento tem sido em alguns anos um pouco lento, mas tudo leva a crer que a meta que foi traçada por Portugal para 2010 irá ser alcançada. A Figura 2, mostra a evolução da energia eólica e da bioenergia nestas datas.

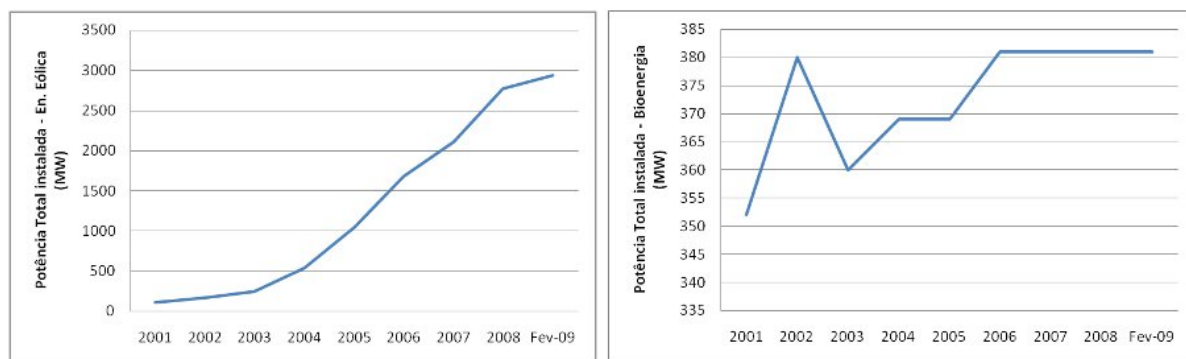


Figura 2. Evolução da potência instalada em Portugal Continental - Energia Eólica e Bioenergia (MW) (Renováveis – estatísticas rápidas, Fevereiro de 2009)

A potência instalada de Energia Eólica tem tido desde 2003 um crescimento constante, com perspectivas do seu aumento futuro continuar a subir. Relativo às potências instaladas de Bioenergia (Figura 2) e Biogás (Figura 3) nos últimos dois, três anos, têm-se mantido constantes.

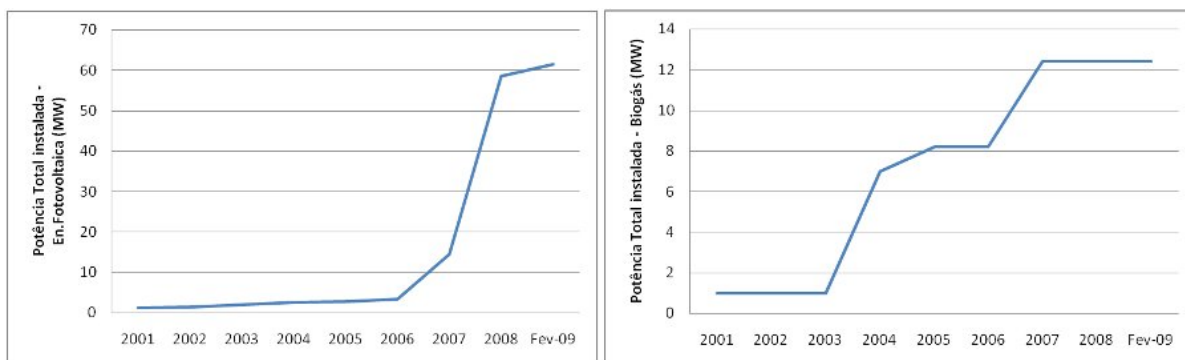


Figura 3. Evolução da potência instalada em Portugal Continental - Energia Fotovoltaica e Biogás (MW) (Renováveis – estatísticas rápidas, Fevereiro de 2009)

No que se refere à potência instalada relativa à energia fotovoltaica nos últimos três anos houve um crescimento acentuado, Figura 3. Estes dados reflectem a tendência de continuar a investir no aumento das energias renováveis e na procura de soluções que garantam uma redução do consumo de energias não renováveis. É também nesse sentido que este trabalho pretende dar um contributo. Ambiciona-se diversificar a aplicabilidade das energias renováveis utilizando, para isso, novos recursos que não passam apenas pela área habitacional imóvel (edifícios) mas também pelos transportes (caravana).

1.3.2. O sector dos transportes

Os transportes tornaram-se num elemento essencial e de características indispensáveis para as actividades desenvolvidas na nossa sociedade. Apesar de serem inequívocas as vantagens dos automóveis particulares em meios rurais, devido à escassez dos transportes públicos, nas zonas urbanas estes revelam-se como meio de transporte mais poluente e de menor eficiência energética por pessoa.

Nos últimos anos, apesar do acima referido, tem-se verificado a nível europeu um acréscimo dos volumes de transporte (1,9 % para os transportes de passageiros e 2,7 % para o transporte de mercadorias). Este aumento tem superado em grande escala os progressos a nível da melhoria da eficiência dos diversos meios de transporte, tendo como desvantagem um grande aumento do consumo de energia e consequentemente um aumento das emissões de gases com efeito de estufa para o ambiente e que são prejudiciais para a saúde.

Nos países membros da AEA (Agência Europeia do Ambiente) o sector dos transportes representa cerca de um terço do consumo final de energia e é responsável por mais de um quinto das emissões de gases com efeito de estufa, provocando também grande parte da poluição sonora.

Tendo em vista estes aspectos, é crescente a preocupação em relação à diminuição da poluição provocada pelo sector dos transportes, sendo implementadas medidas e normas rigorosas para diminuição das emissões de gases com efeito de estufa e prejudiciais para a saúde. Medidas essas que passam por uma maior utilização dos transportes públicos e pelo consumo de biocombustíveis e o recurso às energias alternativas (AEA, 2009). Com base neste objectivo, pareceu pertinente fazer esta abordagem sobre os transportes na medida em que a caravana acaba por ser uma forma de habitação móvel e, consequentemente, um meio de transporte. Assim sendo, se já é possível encontrar soluções alternativas e amigas do ambiente para o sector dos transportes públicos, impera a questão de porque não alargar estas medidas também para o sector do turismo, mais propriamente para o caravanismo.

2. Bomba de Calor

2.1. Introdução

A bomba de calor é uma máquina térmica que recebe trabalho e tem como objectivo inerente retirar calor de um ambiente de baixa temperatura (ar exterior, poço, rio, etc.) e ceder calor para um espaço a aquecer (por exemplo, uma casa) no Inverno. De uma forma geral, não é mais do que uma simples máquina frigorífica formada por um ciclo frigorífico clássico (compressor, condensador, sistema de expansão e evaporador) que absorve energia calorífica de uma fonte fria, através do evaporador, fornecendo-a para um meio de mais alta temperatura (fonte quente) através do condensador.

Uma das diferenças existentes entre uma máquina frigorífica e uma bomba de calor assenta no seu objectivo final. Enquanto o objectivo de um refrigerador é arrefecer um espaço (fonte fria), o objectivo da bomba de calor é, por oposição, aquecer um espaço (fonte quente). (Çengel, 2006)

2.2. Ciclos termodinâmicos das bombas de calor

As bombas de calor trabalham segundo um ciclo termodinâmico. O fluido de trabalho, ou frigorígeno, parte de um estado inicial e percorre o ciclo através de uma sucessão de várias evoluções, e volta ao estado inicial, repetindo-se de novo o ciclo.

Existem diversos tipos de ciclos termodinâmicos que, de uma perspectiva global, podem demonstrar e classificar os diferentes processos de funcionamento das bombas de calor (Martínez, 2005). O ciclo de Carnot Invertido, o ciclo de Compressão de Vapor e o ciclo de Absorção são exemplos dos diferentes tipos supracitados.

2.2.1. Ciclo de Carnot Invertido

O ciclo motor mais eficiente e conhecido a trabalhar entre duas fontes térmicas a diferentes temperaturas, recebendo calor de uma fonte quente, cedendo calor para uma fonte fria e produzindo daí trabalho, é o ciclo de Carnot como se vê na Figura 4.

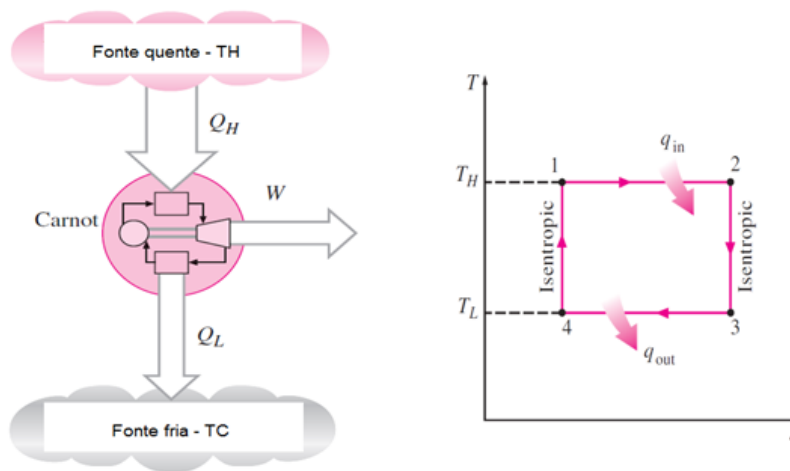


Figura 4. Motor de Carnot e representação do ciclo de Carnot no diagrama T-s (temperatura versus entropia), (Çengel, 2006).

O enunciado de Clausius da 2ª lei da Termodinâmica afirma que:

“É impossível construir um dispositivo a operar continuamente, cujo único efeito sobre o exterior seja o da transferência de calor de um corpo a uma dada temperatura para outro a uma temperatura superior.” (Çengel, 2006)

Clausius salienta a impossibilidade de haver transferência de calor de um corpo a uma temperatura baixa para outro a uma temperatura superior, ou seja, é impossível que este fenómeno aconteça de uma maneira natural e sem intervenção do exterior. Assim sendo, é necessário fornecer trabalho para que haja transferência de calor: este é o objectivo do presente trabalho.

Como o ciclo de Carnot é reversível, basta inverter o mesmo e fornecer trabalho externo para passar-se a ter um ciclo de Carnot Invertido, ver Figura 5.

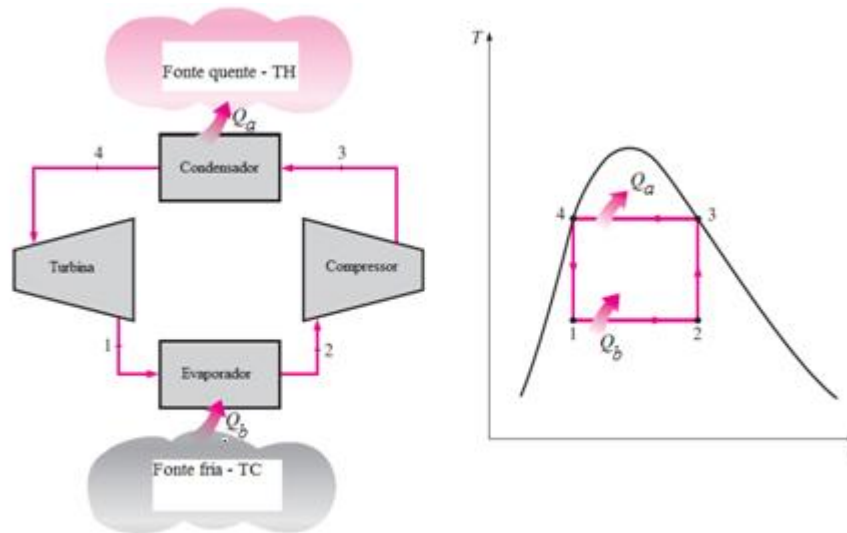


Figura 5. Bomba de calor de Carnot e representação do ciclo de Carnot Invertido no diagrama T-s (temperatura versus entropia), (Çengel, 2006).

A temperatura no condensador T_{cond} deve ser mais elevada que a temperatura da fonte quente T_H para que ocorra troca de calor, assim como a temperatura no evaporador T_{evap} deve ser mais baixa que a da fonte fria T_C .

O ciclo da Figura 5 é então constituído pelas seguintes evoluções reversíveis:

- 1-2: Troca isotérmica de calor (\dot{Q}_b) entre a fonte fria e o refrigerante - admite-se teoricamente que a fonte e o fluido estão à mesma temperatura (diferença infinitésima, dT);
- 2-3: Compressão adiabática (\dot{W}_C) em que o refrigerante recebe trabalho do exterior;
- 3-4: Troca de calor isotérmica (\dot{Q}_a) entre o refrigerante e a fonte quente;
- 4-1: Expansão adiabática (\dot{W}_T) em que o refrigerante fornece trabalho ao exterior.

2.2.2. Ciclo de Compressão de Vapor

O ciclo de Carnot Invertido não tem aplicação prática. Uma das impossibilidades de implementação do ciclo são as trocas de calor entre o fluido e as fontes. Na prática para que haja troca de calor tem de haver uma diferença finita de T (temperatura) entre ambos, ou seja, o processo passa a ser irreversível.

Relativamente à evolução da compressão na prática o compressor não pode comprimir vapor húmido. Para que tal não aconteça, é aconselhado ter à entrada do compressor o fluido no estado de vapor saturado (ponto 1 da Figura 6) ou vapor sobreaquecido. Na prática é então utilizado um sobreaquecimento depois do fluido sair do evaporador para garantir que não haja o risco de se ter vapor húmido à entrada do compressor. Este sobreaquecimento não pode ser

exagerado, pois conduziria a um sobredimensionamento do compressor: as linhas isobáricas p_a e p_b (Figura 6) divergem à medida que a entropia, s , aumenta. Devido às irreversibilidades de fricção entre peças móveis, parte do trabalho fornecido ao compressor dissipa-se em forma de calor para o ambiente, fazendo com que deixe de ser isentrópico.

Na prática a expansão também não é isentrópica e não pode ocorrer na zona de vapor húmido devido a deficiente lubrificação e danificação dos seus componentes constituintes. Uma solução prática utilizada nestas circunstâncias é o recurso a uma válvula de laminagem (Figura 6) para provocar a queda de pressão necessária entre o condensador e o evaporador.

Deste modo o ciclo de Carnot invertido, com as alterações acima referidas, transforma-se no ciclo de Compressão de Vapor da Figura 6, que é o mais utilizado hoje em dia.

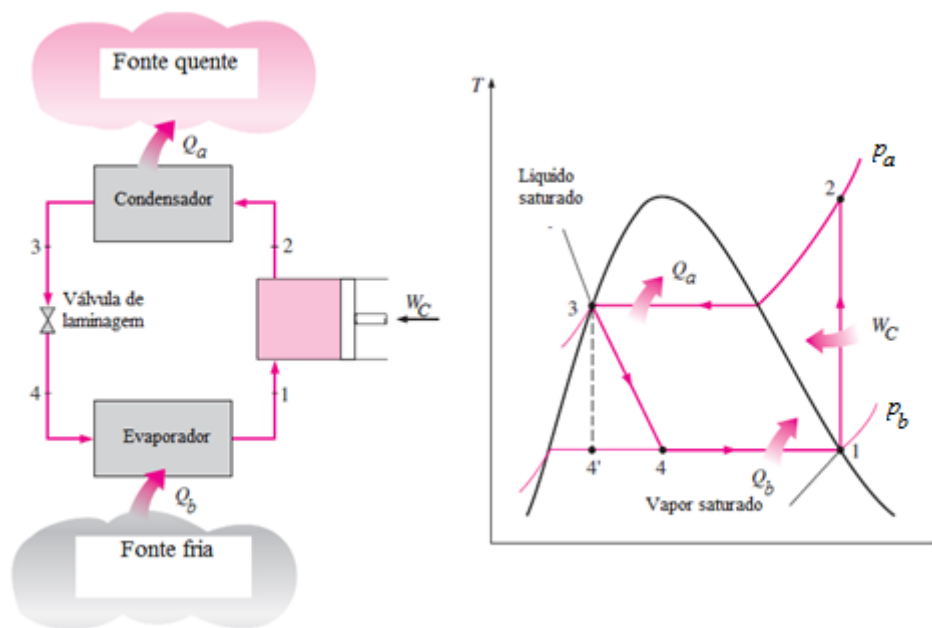


Figura 6. Bomba de calor e representação do ciclo de compressão de vapor no diagrama T-s (temperatura versus entropia), (Çengel, 2006).

A primeira máquina a utilizar o ciclo de compressão de vapor foi construída pelo engenheiro mecânico Jacob Perkins em 1834, baseada numa máquina já concebida por Oliver Evans em 1805, mas que nunca foi construída.

Para uma melhor compreensão deste ciclo faz-se uma breve análise termodinâmica do ciclo teórico de compressão de vapor.

Recorrendo à primeira lei da termodinâmica e aplicando-a aos diversos componentes constituintes da bomba de calor da Figura 6 (considerando desprezáveis as variações de energia cinética e potencial), obtém-se (Alves Afonso, 2007):

- No evaporador:

$$q_b = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad (2.1)$$

Onde,

q_b - Calor absorvido da fonte fria;

\dot{m} - Massa do fluido;

h_i - Valor da entalpia do refrigerante no ponto i .

- No compressor:

$$w_c = \frac{W_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad (2.2)$$

w_c - Trabalho de compressão.

- No condensador:

$$q_a = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}} = h_3 - h_2 \quad (2.3)$$

q_a - Calor cedido à fonte quente.

- No sistema de laminagem:

$$h_4 = h_3 \quad (2.4)$$

As potências trocadas entre a bomba de calor e o exterior, \dot{Q}_a , \dot{Q}_b e \dot{W}_c , Figura 6, resultam das expressões seguintes:

- Potência \dot{Q}_b :

$$\dot{Q}_b = \dot{m}(h_1 - h_4) = \frac{\dot{V}_1}{v_1}(h_1 - h_4) \quad (2.5)$$

Em que $v_1 = \dot{V}_1/\dot{m}_1$ sendo \dot{V}_1 o caudal volumétrico do fluido que depende da dimensão e velocidade do compressor, e $(h_1 - h_4)/v_1$ depende do fluido utilizado e dos parâmetros de funcionamento (p e T).

- Potência \dot{Q}_a :

$$\dot{Q}_a = \dot{m}(h_3 - h_2) = \frac{\dot{V}_1}{v_1}(h_3 - h_2) \quad (2.6)$$

Em que $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3$, pois o ciclo funciona em regime permanente.

- Potência \dot{W}_C :

$$\dot{W}_C = \dot{m}(h_2 - h_1) = \frac{\dot{V}_1}{v_1}(h_2 - h_1) \quad (2.7)$$

A eficiência da bomba de calor COP_{BC} (Coefficient of Performance) é a razão entre o efeito útil (q_a) e o que é necessário para conseguir esse efeito (w_C), i.e;

$$COP_{BC} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad (2.8)$$

Sendo as potências trocadas com o exterior, \dot{Q}_a , \dot{Q}_b e \dot{W}_C proporcionais à diferença de entalpia do fluido, Δh_i , das diversas evoluções, é comum mostrar os diagramas dos ciclos das bombas de calor por representação da pressão em função da entalpia ($p-h$), Figura 7.

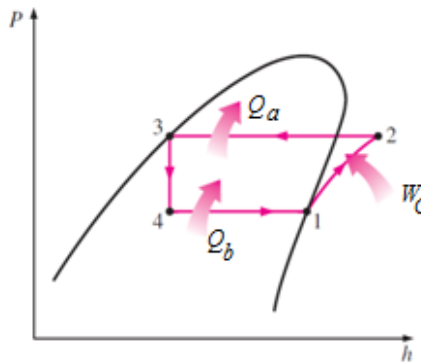


Figura 7. Representação do ciclo de compressão de vapor da bomba de calor num diagrama p-h, (Çengel, 2006).

2.2.2.1. Coeficiente de performance da Bomba de Calor (COP)

É possível dizer-se de acordo com a segunda Lei da Termodinâmica, que nenhuma bomba de calor pode ter um COP superior ao COP do ciclo de Carnot Invertido ($COP_{BC} \leq COP_{BC\ IDEAL}$).

O COP é igual à razão entre a energia térmica cedida à fonte quente e o trabalho consumido para se dar o processo. Tendo em conta esta linha de pensamento o COP passa a ser igual a:

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_a}{W_c} = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_a - \dot{Q}_b} \quad (2.9)$$

Afirmando-se então,

$$COP_{BC} \leq COP_{BC\ IDEAL} = \frac{T_a}{T_a - T_b} \quad (2.10)$$

Nesta situação o COP_{BC} sofrerá uma diminuição se a temperatura a fornecer à fonte quente for elevada ou se a temperatura da fonte fria for muito baixa. As bombas de calor têm como grande vantagem a possibilidade de inversão do ciclo (quando equipadas para este fim) para que na estação de arrefecimento possa funcionar como máquina frigorífica (os típicos ar - condicionados, AC, são o exemplo deste tipo de sistemas).

Uma bomba de calor do tipo ar – ar pode ter COP_{BC} de 3, dependendo das temperaturas da fonte quente e fria. Se as temperaturas do exterior forem muito baixas (temperaturas negativas) o COP_{BC} pode baixar consideravelmente para valores à volta de 1 (para este tipo de situações seria necessário um sistema de aquecimento auxiliar). Normalmente, quando o sistema de aquecimento por bomba de calor não consegue suprir as necessidades caloríficas de um edifício, é habitual ter como sistema auxiliar uma resistência eléctrica para garantir o excesso de energia térmica essencial. Apesar disso, existe a desvantagem da subida de preço do processo de aquecimento.

O dimensionamento da bomba de calor deve ser feito consoante o tipo de finalidade que se vai dar à mesma na maioria do tempo, ou seja, se o pretendido para a bomba for um uso maioritariamente para aquecimento, esta deve ser dimensionada para os requisitos caloríficos da estação de Inverno (estação de aquecimento, que é o caso pretendido para este trabalho). Com o dimensionamento correcto evita-se o sobredimensionamento do sistema e à posteriori um gasto financeiro excessivo.

Quando a bomba de calor funciona com o ciclo de aquecimento tem um COP superior ao ciclo de arrefecimento (COP_{ARREF}):

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_a}{W_c} = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_a - \dot{Q}_b} = \frac{\dot{Q}_b + (\dot{Q}_a - \dot{Q}_b)}{\dot{Q}_a - \dot{Q}_b} = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_a - \dot{Q}_b} + 1 = COP_{ARREF} + 1 \quad (2.11)$$

Devido ao facto de os processos do ciclo de compressão de vapor não poderem, na realidade, acontecer em condições isotérmicas e isentrópicas, tornando-se processos irreversíveis e não perfeitamente adiabáticos, o $COP_{teórico}$ só serve para uma primeira aproximação. Para o cálculo do $COP_{prático}$ é imposto então um factor correctivo ao $COP_{teórico}$:

$$COP_{\text{prático}} = \alpha_{BC} \cdot \frac{T_{\text{cond}}}{T_{\text{cond}} - T_{\text{evap}}} \quad (2.12)$$

T_{cond} e T_{evap} são, respectivamente, as temperaturas absolutas de condensação e evaporação.

O α_{BC} é o coeficiente de rendimento que serve para correcção do ciclo ideal, variando entre 0,3 para máquinas pequenas e 0,65 para máquinas de grande potência, (Martínez, 2005).

COP de um ciclo de compressão de vapor com permutador de calor

O ciclo de compressão de vapor ideal seria aquele que apresentasse características semelhantes ao ciclo de Carnot. Apesar disso, na realidade torna-se impossível garantir que não haja, à entrada do compressor, pequenas gotas que não se vaporizaram e, à saída do condensador para a válvula de expansão, vapor que não se condensou. Para evitar que os elementos constituintes se danifiquem ou reduzam o tempo de vida são aplicados ao sistema um sobreaquecimento e um sub-arrefecimento, (Alves Afonso, 2007). O sobreaquecimento permite que o fluido à entrada do compressor se encontre no estado de vapor sobreaquecido; o sub-arrefecimento permite que o fluido à entrada do sistema de expansão se encontre no estado de líquido comprimido. Classifica-se estas fases do ciclo com o número de graus de sobreaquecimento e de sub-arrefecimento:

⇒ Graus de sobreaquecimento: $T_{\text{entrada compressor}} - T_{\text{saturação à pressão de evaporação}}$

⇒ Graus de sub-arrefecimento: $T_{\text{saturação à pressão de condensação}} - T_{\text{saída condensador}}$

Deste modo é usual o emprego de um permutador de calor para conseguir o sobreaquecimento e sub-arrefecimento desejados, Figura 8. A colocação do permutador de calor traz algumas vantagens ao sistema, tais como:

- Assegura que à entrada do compressor o fluido esteja no estado de vapor (normalmente sobreaquecido), diminuindo o risco de danos no compressor;
- Permite que à entrada do sistema de expansão exista uma única fase do fluido (estado de líquido comprimido);

Por outro lado também traz algumas desvantagens:

- Aumento das perdas de carga;
- Para um dado caudal, o aumento do volume específico do fluido à entrada do compressor conduzirá à necessidade de aumentar o trabalho de compressão (W_C), ou seja, a compressão será desviada para a direita ($h_2' - h_1' > h_2 - h_1$).

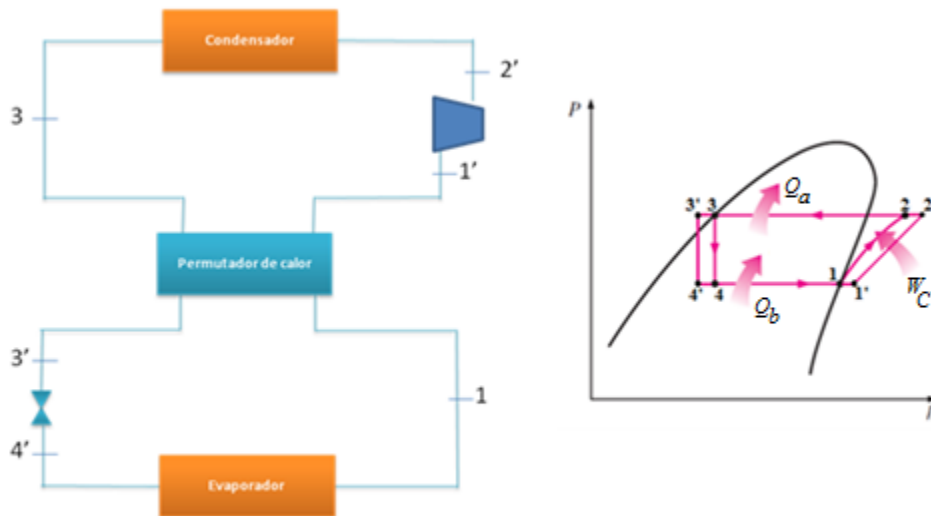


Figura 8. Bomba de calor com ciclo de compressão de vapor com permutador interno, (Çengel, 2006).

O COP da bomba de calor com permutador interno é igual a:

$$COP'_{BC} = \frac{h'_2 - h'_3}{h'_2 - h'_1} \quad (2.13)$$

Para que a implementação deste sistema seja viável este deve cumprir com o seguinte:

$$COP'_{BC} - COP_{BC} = \frac{(h'_2 - h'_3)}{(h'_2 - h'_1)} - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} > 1 \quad (2.14)$$

COP do Ciclo real de Compressão de Vapor

O ciclo real tem diferenças em comparação com o ciclo de compressão analisado atrás. As que mais se evidenciam são as irreversibilidades que surgem nos distintos componentes. As irreversibilidades que ocorrem nos componentes são provocadas vulgarmente pelo atrito do fluido (que origina quedas de pressão) e pelas trocas de calor com a vizinhança. Na figura seguinte é possível observar o diagrama $p-h$ do ciclo real de compressão de vapor:

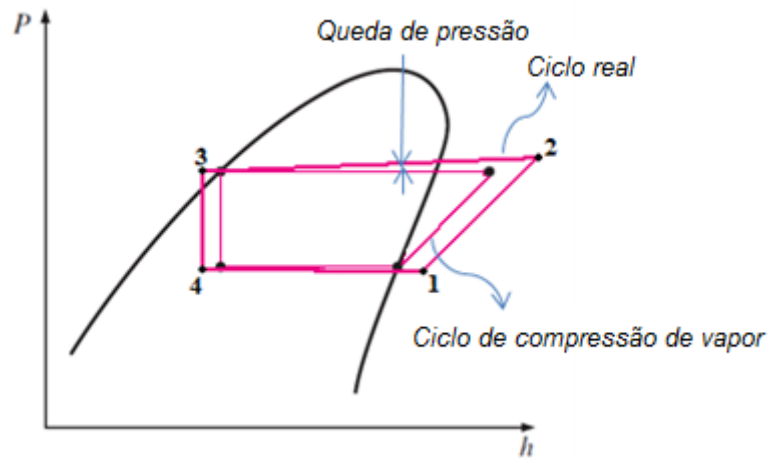


Figura 9. Representação diagrama p-h (pressão versus entalpia) do ciclo real de compressão de vapor, (Çengel, 2006).

No ciclo ideal o refrigerante sai do evaporador e entra no compressor no estado de vapor saturado, o que nem sempre é possível no ciclo real. Entretanto, na prática é mais simples criar um sistema com sobreaquecimento do refrigerante para assegurar a vaporização total do fluido. A linha de ligação do evaporador ao compressor por vezes é muito longa e acarreta uma importância significativa devido à perda de carga que provoca por efeitos de atrito do fluido e de transferências de calor com a vizinhança. O resultado das quedas de pressão no evaporador e nas linhas de ligação, o sobreaquecimento e o ganho de calor nas linhas de ligação correspondem a um aumento do volume específico e, por sua vez, a um aumento da potência requerida para o compressor (desde que o sistema funcione em regime permanente o trabalho é proporcional ao volume específico).

Na compressão real também existem fenómenos de atrito e de transferências de calor, provocando assim um aumento da entropia, deixando de ser um processo reversível e adiabático (isentropico) como seria esperado na compressão ideal.

No caso ideal, é considerado que o refrigerante sai do condensador à pressão de saída do compressor e no estado de líquido saturado. Na realidade, é inevitável ter alguma queda de pressão nas linhas de ligação do compressor ao condensador e deste à válvula de expansão. De igual modo, não é fácil controlar com precisão a passagem total do refrigerante para o estado líquido saturado durante o processo de condensação. Para além disso, não é conveniente que o refrigerante vá para a válvula de expansão sem estar completamente condensado. Daí, o refrigerante ser submetido a um sub-arrefecimento antes de entrar para a válvula de expansão. A presença da válvula de expansão (elemento irreversível) no sistema, por si só, torna o sistema irreversível. O espaço existente entre a válvula de expansão e o evaporador normalmente é reduzido o que não fomentará uma grande queda de pressão, (Çengel, 2006).

O COP do ciclo real da bomba de calor recorrendo ao diagrama p-h da Figura 9 é igual a:

$$COP_{BC \text{ real}} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad (2.15)$$

2.3. Principais elementos que constituem uma bomba de calor

As bombas de calor, como visto, são constituídas por diversos elementos (compressor, condensador, sistema de expansão e evaporador) que por sua vez podem ser de vários tipos. De seguida descreve-se a variedade de gamas que se pode encontrar em cada elemento da bomba de calor.

2.3.1. Compressor

O elemento com maior importância num sistema de bomba de calor é, sem dúvida nenhuma, o compressor. É um elemento que está sujeito a inspeções e verificações periódicas pela sua complexidade (por ser o único elemento da bomba de calor com peças móveis) e delicadeza. Além disso, é o único que necessita de consumir energia mecânica para o funcionamento da instalação.

O compressor permite aumentar a pressão do refrigerante no estado de vapor (e consequente aumento de temperatura) até à pressão adequada para que o fluido no condensador passe do estado gasoso para líquido.

Os compressores são conhecidos como sendo o coração dos sistemas de compressão de vapor. De uma forma geral podem ser agrupados em dois grandes grupos: os volumétricos ou de deslocamento positivo e os roto-dinâmicos ou de deslocamento cinético. Os tipos de compressores e suas variantes podem ser consultados na seguinte tabela:

Tabela 1. Tipos de compressores utilizados nos ciclos de compressão de vapor, (Alves Afonso, 2007).

| | | | | | |
|----------------------|----------------|---------------|-------------------|-----------|-------------|
| Volumétricos | Alternativos | Forma | Horizontal | Dinâmicos | Centrífugos |
| | | | Vertical | | |
| | | | W ou V | | |
| | | Nº de efeitos | Simple | | |
| | | | Duplo | | |
| | | | Nº de compressões | | |
| | 2 andares | | | | |
| | Rotativos | Swing | | | Axiais |
| | | Pistão | | | |
| | | Alhetas | | | |
| Parafuso/Helicoidais | Mono Parafuso | | | | |
| | Duplo Parafuso | | | | |
| Espiral/Scroll | | | | | |

Compressores volumétricos ou de deslocamento positivo

Os compressores volumétricos baseiam-se no aumento da pressão do refrigerante por redução do volume de compressão na câmara através do trabalho do eixo. Estes compressores podem ser de quatro tipos:

Compressores alternativos: são baseados na compressão mecânica segundo o movimento de um pistão no interior de um cilindro, (Martínez, 2005). Neste compressor, existem alguns parâmetros que influenciam a sua eficiência: razão de compressão, volume de espaço morto do cilindro, quantidade de fluido sobreaquecido aspirado, válvula de queda de pressão e as características do refrigerante, (Dinçer, 2003).

Compressores rotativos: estes compressores consistem num conjunto de dois cilindros que se interligam girando um no interior do outro. O seu funcionamento baseia-se no enchimento de um volume com refrigerante que, por rotação do cilindro interior, vai diminuir provocando um aumento de pressão. Neste tipo de compressores são conhecidos os de alhetas, de pistão e os de swing, (Martínez, 2005).

Compressores de parafuso ou helicoidais: estes tipos de compressores são constituídos ou por um rotor helicoidal (o veio) que dos lados têm outros rotores (diferentes) responsáveis pelo movimento, ou por dois rotores, um macho (que origina o movimento) e uma fêmea que se encaixam um no outro, (Dinçer, 2003). Estes compressores são os mais robustos, com menos vibrações e perdas de refrigerante, preço reduzido, poucas partes móveis e boa razão de compressão.

Compressores de espiral ou scroll: são constituídos por duas peças em espiral, uma móvel e a outra fixa, que se movem segundo um deslocamento curvilíneo. O refrigerante é aspirado e comprimido pela variação de volume originada pela espiral com movimentos giratórios, (Martínez, 2005). A aspiração e o escape são feitos simultaneamente, não havendo necessidade de uma válvula.

Compressores dinâmicos ou de deslocamento cinético

O funcionamento deste tipo de compressores consiste no aumento da pressão do fluido de trabalho (refrigerante) através da transformação da energia cinética (troca contínua do momento angular entre a rotação mecânica do elemento e o refrigerante) em pressão. Existem dois tipos de compressores dinâmicos:

Compressores centrífugos: são frequentemente usados no lugar dos compressores volumétricos, quando são necessárias grandes potências de funcionamento. Estes compressores permitem obter vários níveis de compressão (normalmente têm 3 níveis de pressão). As suas aplicações costumam ser empregues ao nível industrial, (Dinçer, 2003).

Compressores axiais: estes também têm várias fases de compressão, mas têm um rendimento inferior. O seu interesse está na possibilidade de se obterem elevadas pressões e volumes de aspiração, tornando-se uma mais-valia para sistemas de ar-condicionados e arrefecimento de água, (Dinçer, 2003).

Tanto os compressores volumétricos como os dinâmicos podem ser dos tipos herméticos, semi-herméticos e abertos. Estes não se relacionam com o tipo de compressor (volumétrico ou dinâmico) mas sim com a maneira como é feito o acoplamento do compressor ao motor de accionamento.

Compressores herméticos

Nos compressores herméticos o compressor e o motor partilham do mesmo veio de trabalho. O rotor do motor eléctrico está montado na própria cambota do compressor (estrutura hermética) de onde saem as ligações para as condutas de admissão, carga e descarga do sistema.

Estes tipos de compressores são preferíveis por razões de fiabilidade principalmente para uso em frigoríficos domésticos e em ar-condicionados, onde a dimensão e o custo têm uma importância significativa, devendo ser reduzidos. Como estão numa estrutura completamente fechada não é possível fazer-se a manutenção do conjunto quando surgem avarias, havendo a desvantagem de se ter de substituir a totalidade das peças quando tal sucede.

Normalmente, para bombas de calor eléctricas de baixa potência (até 60-70 kW) é utilizado este tipo de compressor.

Compressores semi-herméticos

Neste tipo de compressores a configuração da conexão entre o motor e o compressor é idêntica ao tipo anterior (tendo a partilha do mesmo veio de trabalho). Estes compressores trazem a vantagem de o conjunto estar montado na mesma estrutura envolvente que não é selada (possui tampas para acesso simples dos componentes). Assim sendo, existe a possibilidade de manutenção da mesma maneira que é possível obter mais potência do que com os herméticos. A contrapartida passa pelos custos acrescidos.

Compressores abertos

Os compressores abertos têm o motor de accionamento completamente independente sendo a ligação motor-compressor feita através de correias. Este tipo de aparelho é propício a fugas de óleo de lubrificação e de frigorigénio através dos vedantes da cambota. Devido às elevadas dimensões são especialmente utilizados para sistemas de grande potência.

2.3.2. Condensadores

Os condensadores são permutadores de calor que cedem calor para um meio a aquecer (que pode ser ar ou água), proveniente do sobreaquecimento do frigorigénio que foi comprimido e que vai condensar ao fazer a troca de calor. O condensador dissipa a energia que foi absorvida pelo evaporador e o acréscimo de energia inserida pelo trabalho no compressor. Para facilitar a transferência de calor pode-se recorrer ao uso de tubos com alhetas ou ventiladores no caso do aquecimento do ar.

Os condensadores das bombas de calor são habitualmente classificados em concordância com o fluido a aquecer, tipicamente água e ar. Deste modo, é habitual encontrarem-se condensadores a ar, a água, evaporativos e mistos, Tabela 2.

Tabela 2. Tipos de condensadores utilizados nos ciclos de compressão de vapor.

| | | |
|----------------------|---------------------|-------------------------------|
| Condensadores | Ar | |
| | Água | Tubo duplo em contra-corrente |
| | | Imersão |
| | | Multitubulares horizontais |
| | Evaporativos | |
| | Mistos | |

Condensadores a Ar

Os condensadores a ar são constituídos por um tubo que pode ser em serpentina para cobrir uma maior área para transferência de calor. No seu interior percorre o frigorigénio (condensando) e, no exterior, circula o ar.

Para haver um aumento da transferência de calor são incorporadas alhetas no tubo, facilitando assim o coeficiente de transferência de calor para o ar em redor. Estes

condensadores podem ser de convecção natural e forçada, tendo em conta que nesta última é acrescentado ao condensador um ventilador, (Alves Afonso, 2007).

Condensadores a água

Nestes condensadores existe uma melhor transferência de calor, devido ao facto de a água ter um melhor coeficiente de transferência de calor que o ar. Estes podem-se dividir em outros três tipos:

Condensador de tubo duplo em contra-corrente: são formados principalmente por dois tubos concêntricos de diferentes diâmetros. O frigorigénio passa no espaço formado pelos dois tubos e a água que fornecerá o calor passa pelo tubo de menor diâmetro, no sentido inverso.

Condensador de imersão: são constituídos por um reservatório cujo interior possui uma serpentina por onde passa a água que se pretende aquecer e que está imersa no frigorigénio.

Condensadores multitubulares horizontais: tal como nos de imersão, estes condensadores compõem-se por um reservatório com tubos que passam no seu interior (por onde circula a água), com o pormenor que estes em vez de serem em serpentina são vários tubos na horizontal.

Condensadores Evaporativos

Neste tipo de condensador o frigorigénio flui pelo interior de uma tubagem. Existe um conjunto de orifícios pulverizadores de água que têm como objectivo a humidificação da tubagem. Sobre esta é ainda aplicado um fluxo de ar, através de um ventilador, com o propósito de auxiliar a activação da evaporação da água, iniciada no processo de condensação do frigorigénio, (Alves Afonso, 2007).

Condensadores Mistos

Os condensadores mistos, como o próprio nome indica, são baseados numa junção de dois condensadores diferentes, um de ar e outro de água. O frigorigénio neste tipo de dispositivo começa por passar no condensador a ar e, em seguida, dirige-se para o de água, (Alves Afonso, 2007).

2.3.3. Sistema de Expansão

Este elemento, assim como o compressor, tem uma importância relevante para o funcionamento do sistema global. Deste modo, podem-se impor duas funções de funcionamento deste sistema: regular o caudal de refrigerante para o evaporador, necessário para vencer a carga térmica aí existente e reduzir a pressão de forma isentálpica para que a mudança de fase do refrigerante, no evaporador, aconteça a baixa temperatura. Existem vários tipos de sistemas de expansão, Tabela 3.

Tabela 3. Tipos de sistemas de expansão utilizados nos ciclos de compressão de vapor.

| | |
|-----------------------------|---|
| Sistemas de expansão | Tubo Capilar |
| | Válvula de expansão termostática |
| | Válvula automática ou de pressão constante |
| | Válvula de flutuador |

Tubo capilar

O tubo capilar é conhecido por ser o dispositivo de expansão mais simples de todos. Não é mais do que um simples tubo de diâmetro muito reduzido (0,6 a 2,3 mm) e com um comprimento entre os 0,5 a 5 metros. Estes dispositivos sendo de grande simplicidade, o seu uso adequa-se a sistemas de baixa potência e a pressões constantes.

O funcionamento deste tubo resume-se à diminuição da pressão por imposição de perdas de carga ao longo do comprimento, bem como à aceleração do fluido. Uma vez escolhido o tubo, deixa de ser possível alterar as perdas de carga do mesmo. Como o sistema de expansão é dimensionado para condições concretas (não reguláveis), caso haja alguma modificação das condições de funcionamento do sistema, estas traduzir-se-ão a uma diminuição do rendimento da instalação, (Martínez, 2005).

Válvula de expansão termostática

As válvulas de expansão termostáticas são os dispositivos mais utilizados. O grande interesse destas válvulas está na capacidade de regulação do fluxo do refrigerante que entra no evaporador. Este fluxo é controlado consoante a temperatura do vapor à saída do evaporador (para o efeito é utilizado um bulbo medidor de temperatura), mediante um equilíbrio de forças. O sistema protege assim o compressor de entrada de líquido, pois mantém constante o grau de aquecimento à saída do evaporador, (Martínez, 2005).

Válvula automática ou de pressão constante

A válvula automática é semelhante à de expansão, mas em vez de regular o caudal em função das temperaturas de saída do evaporador, esta simplesmente controla a pressão que o atravessa. De uma forma resumida, a válvula tem a capacidade de abrir e fechar automaticamente, sem envolver nenhuma actuação do exterior. Ela mantém o valor da pressão no evaporador constante, controlando o fluido que deve passar na aspiração. A sua aplicação é essencialmente para instalações de baixa capacidade (até 30 kW). Na utilização destas válvulas é preciso ter em atenção as temperaturas de saída do evaporador. Em situações em que haja uma grande variação de carga térmica estas não se tornam adequadas.

Válvula de flutuador

Estas válvulas estão divididas em dois tipos: as válvulas flutuadoras no lado da alta pressão e no lado de baixa pressão. Elas são aplicadas numa situação específica, quando é utilizado um evaporador do tipo inundado (estas melhoram o desempenho deste tipo de dispositivo). As do lado de alta pressão são usadas nos sistemas de refrigeração constituídos por um simples evaporador, compressor e condensador. Por oposição, as do lado de baixa pressão são aplicadas nas situações em que tem-se múltiplos evaporadores, (Dinçer, 2003).

2.3.4. Evaporadores

Os evaporadores, em comparação com condensadores, possuem uma grande variedade de soluções construtivas. Soluções estas que se aplicam a determinados fins.

A classificação dos evaporadores pode ser feita de várias maneiras sendo que uma delas se refere ao tipo de meio em que vão trabalhar, podendo ser com líquido ou com ar (normalmente evaporadores com convecção forçada, com recurso a um ventilador). Pelo tipo de funcionamento, podem ser evaporadores secos ou inundados. Ainda do ponto de vista de construção podem ser de carcaça e tubos, de placas e com alhetas. De seguida faz-se uma pequena descrição de alguns deles que estão representados na Tabela 4.

Tabela 4. Tipos de evaporadores utilizados nos ciclos de compressão de vapor.

| | |
|---------------------|--|
| Evaporadores | Secos |
| | Carcaça e tubos |
| | Inundados ou de recirculação de líquido |

Evaporadores secos: a evaporação do refrigerante que vem directamente do sistema de laminagem, neste tipo de evaporador, é feita ao longo do seu comprimento. Este é constituído por um tubo que tem a forma e o comprimento que mais se adequa ao local onde será inserido para absorção do calor.

Evaporadores de carcaça e tubos: este tipo de evaporador é usado principalmente para remoção de calor de líquidos. É composto por um cilindro e por um feixe de tubos colocados no seu interior. Neste tipo pode-se ter duas configurações: o líquido a arrefecer passa pelos tubos estando o refrigerante a envolvê-los, ou o inverso.

Evaporadores inundados ou de recirculação de líquido: neste tipo de evaporador utiliza-se uma quantidade de refrigerante superior à que se pode evaporar. O refrigerante proveniente do sistema de laminagem é separado nas duas fases distintas num depósito apropriado. O vapor segue para o compressor, enquanto o líquido vai para o evaporador. À saída deste, volta a haver nova separação no mesmo depósito (tem uma válvula de nível que permite passar uma quantidade de refrigerante igual à que foi evaporada), (Alves Afonso, 2007).

2.4. Tipos de Bombas de Calor

As bombas de calor têm diversos métodos de classificação. Um dos métodos mais utilizados, e que distingue melhor o tipo de bomba de calor, é a classificação segundo a fonte energética de onde se retira o calor e a fonte para a qual se cede o calor. As fontes usadas são fontes onde a sua cedência de energia é inesgotável, como é o caso do ar, água (rios, poços, etc.) e o próprio solo (energia geotérmica). As bombas de calor classificam-se, deste modo, segundo vários tipos: ar – ar, ar – água, água – ar, água – água e solo – água. Todos estes tipos têm características específicas, mas só um deles é que reúne as condições desejadas para implementação no sistema de aquecimento da caravana (tipo de bomba de calor ar – ar).

As bombas de calor ar – ar são as mais usadas essencialmente em aquecimento de casas. Embora a bomba de calor seja projectada para aquecimento, também tem a possibilidade de arrefecer (sendo as eficiências inferiores às do aquecimento). No entanto, para isso é preciso que esta tenha, na sua constituição, um sistema de troca (Split System) para transmutar o ciclo de modo a poder proceder ao arrefecimento, (Martínez, 2005).

3. Sistemas fotovoltaicos

O aparecimento dos sistemas fotovoltaicos veio comprovar a possibilidade de produzir uma quantidade considerável de energia, sem que para isso seja necessária a queima de combustíveis fósseis ou recorrer à energia nuclear. Estes sistemas originaram, assim, a possibilidade de geração de energia limpa.

Entende-se por energia limpa a energia que é gerada através de métodos não poluentes, ou seja, métodos que não recorrem a matérias que ao serem queimadas provocam efeitos prejudiciais para o ambiente e para os seres humanos.

Os sistemas fotovoltaicos abriram portas a um novo mundo de energia. Uma energia que está ao alcance de qualquer um, em qualquer parte do mundo e que é grátis. Proporcionaram ainda o acesso à energia eléctrica em zonas que não têm qualquer tipo de ligação eléctrica com centrais onde o próprio acesso terrestre é de difícil acesso (ausência de estradas, zonas subdesenvolvidas).

Trata-se de um conjunto de equipamentos construídos e integrados especialmente para transformar directamente e eficientemente a energia solar em energia eléctrica, armazenar e fornecer adequadamente a energia gerada e utilizar eficientemente essa energia.

3.1. Componentes de um sistema fotovoltaico

Os componentes constituintes de um sistema fotovoltaico autónomo, Figura 10, são: os módulos, o controlador de carga, o inversor, a bateria e o sistema de rastreio do ponto de potência máximo (MPPT – Maximum Power Point Tracker).

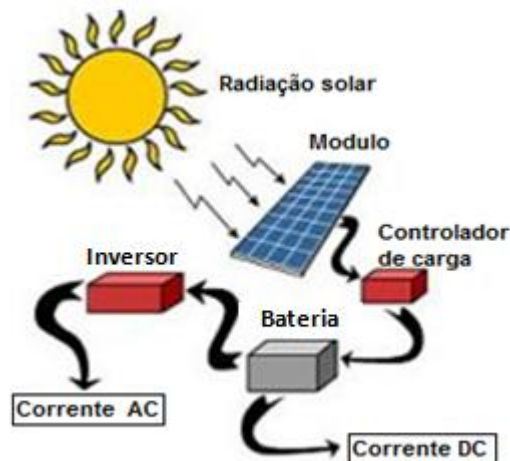


Figura 10. Representação de um sistema fotovoltaico autónomo, (TradeKey, 2009).

Módulos fotovoltaicos

Os módulos fotovoltaicos são constituídos por células que convertem a energia solar, a partir das células semicondutoras, directamente em energia eléctrica quando iluminados pelos fótons. Os módulos fotovoltaicos não são constituídos por nenhuma parte móvel o que lhes confere um longo tempo de vida e uma manutenção reduzida. Alguns sistemas fotovoltaicos encontram-se mesmo a trabalhar durante muitos anos seguidos. O tempo de vida médio é de cerca de 25 anos.

Controladores de carga

Os controladores de carga servem para controlar a potência produzida e proteger as baterias de possíveis sobrecargas que podem ocorrer. O controlo pode ser feito de três maneiras que caracterizam os tipos de controladores existentes:

- 1) Controladores do tipo série: Desligam o gerador fotovoltaico quando é ultrapassada a tensão máxima de carga;
- 2) Controladores de tipo paralelo: Provocam o curto-circuito no gerador fotovoltaico, para reduzir a potência do módulo, quando é atingida a tensão máxima de carga da bateria.
- 3) Controlador de carga do ponto de funcionamento: regula a tensão do ponto de funcionamento.

Os controladores, Figura 10, servem para controlar a carga que vai para a bateria, prevenindo as sobrecargas e aumentando, deste modo, o tempo de vida das baterias. Estas últimas para carregarem necessitam de uma tensão de carga ligeiramente superior à sua tensão nominal. Assim sendo, os controladores regulam os valores máximos e mínimos da tensão que a bateria tem de receber.

A maior parte dos controladores têm dois modos de funcionamento:

- Modo de funcionamento normal, que regula o valor das tensões para estarem entre os valores máximos e mínimos desejados para a bateria;
- Modo de sobrecarga ou descarga, que é accionado quando a tensão na bateria atinge os limites críticos. Neste modo é comumente utilizado um relé que desliga ou liga consoante a necessidade de ter ou não tensão, como pode ser visto na Figura 11.

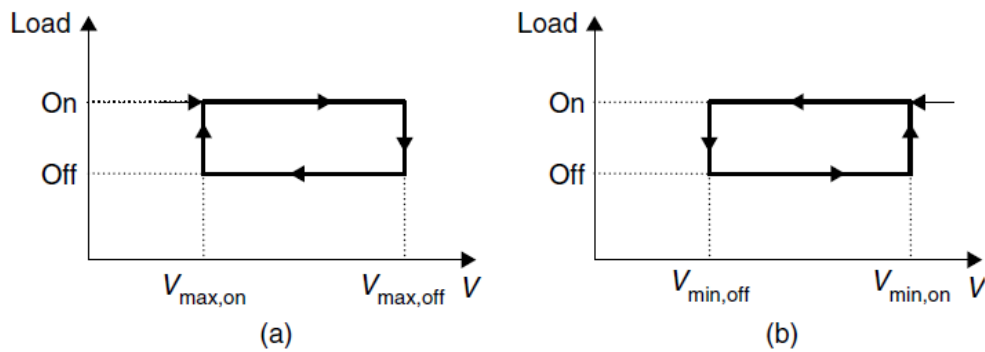


Figura 11. Princípio de funcionamento da sobrecarga e descarga: (a) Sobrecarga. (b) Sobre-descarga, (Kalogirou, 2009).

Inversor

Nos sistemas fotovoltaicos autónomos a energia gerada que vai para a bateria e para o consumo é enviada segundo um sinal contínuo (DC – corrente contínua). Os aparelhos eléctricos convencionais funcionam segundo um sinal alternado (AC – corrente alternada), sendo preciso recorrer-se a um inversor, Figura 10, para que o sinal correcto seja enviado a estes aparelhos.

Os inversores são caracterizados pela sua eficiência de conversão η_{inv} , igual a:

$$\eta_{inv} = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{V_{ac} \cdot I_{ac} \cdot \cos(\varphi)}{V_{dc} \cdot I_{dc}} \quad (3.1)$$

Os inversores podem ser de dois tipos: inversores de onda sinusoidal e inversores trapezoidais.

Baterias

As baterias são um elemento indispensável nos sistemas autónomos, Figura 10, visto que o maior consumo de energia é feito em horas em que a produção é baixa ou nula. A energia produzida durante o dia deve então ser armazenada em baterias, para que durante o período de procura seja satisfeito o consumo eléctrico.

As baterias devem pois, no seu dimensionamento, ter em conta não só a energia consumida diariamente mas também a energia necessária para um período de dias consecutivos sem sol. A sua localização deve ser feita num ambiente onde não sofram grandes variações de temperatura (nem com temperaturas extremas) e que seja adequadamente ventilado.

Os principais tipos de baterias actualmente comercializados são as baterias de ácido de chumbo, de hidreto metálico de níquel, de níquel- cádmio e de iões de lítio. As mais utilizadas e com uma boa relação preço – eficiência são as de ácido de chumbo. Estas podem ser do tipo

húmidas (de electrólito ou fluido) e reguladas por válvulas (VRLA ou de gel). As primeiras requerem uma manutenção superior.

Um dos principais requisitos das baterias é a capacidade de carregarem e descarregarem constantemente sem se danificarem.

Quanto às dimensões podem ser diversas, dependendo da capacidade de armazenamento de cada uma. Para uma maior capacidade de armazenamento de um sistema fotovoltaico é possível a montagem de baterias em paralelo.

As baterias para os sistemas fotovoltaicos são muito semelhantes às dos carros a nível de forma. No entanto, as baterias dos carros não são dimensionadas para suportar cargas e descargas constantes e, nesse sentido, não devem ser utilizadas nestes sistemas.

A classificação das baterias é feita segundo a sua capacidade nominal $q_{m\acute{a}x}$ (de armazenamento), e é fornecida em Ampère hora (Ah). Esta capacidade é contabilizada para o descarregamento completo da bateria depois de estar totalmente cheia, sem carregamento nenhum durante este processo.

A eficiência da bateria é dada pela divisão entre a carga fornecida no descarregamento da bateria (em Ah) e a carga necessária para restabelecer o estado inicial de carga completa da bateria (em Ah). A eficiência ainda depende do estado de carga da bateria (*SOC* – State of Charge) e da corrente de carga e descarga, (Kalogirou, 2009). Um método simples de cálculo do estado de carga é a razão da capacidade de energia (q) medida naquele momento na bateria e a capacidade nominal da mesma:

$$SOC = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} \quad (3.2)$$

Para valores de $SOC=1$ a bateria está totalmente cheia e para valores de $SOC=0$ a bateria está vazia (descarregada).

A bateria pode ser vista como um circuito eléctrico, Figura 12, em que há uma fonte de tensão E em série com uma resistência interna R_0 . Desta maneira, a tensão pode ser calculada por,

$$V = E - I \cdot R_0 \quad (3.3)$$

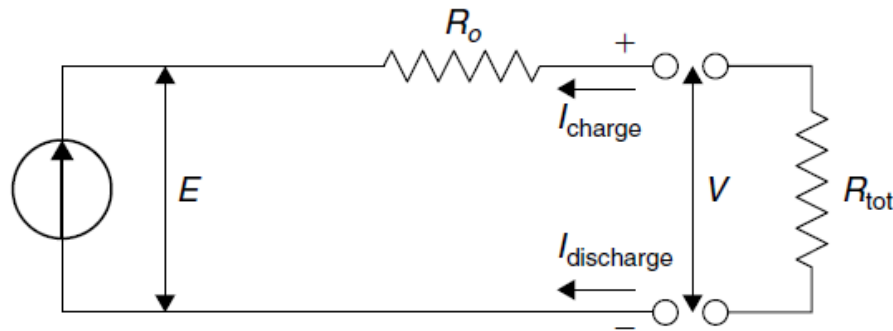


Figura 12. Representação de um circuito eléctrico de uma bateria, (Kalogirou, 2009).

Sistema de rastreio do ponto máximo de potência

Cada célula tem o seu ponto de funcionamento (ponto óptimo de trabalho) que é determinado para a máxima potência produzida pela célula. Nem sempre é possível obter as melhores condições de trabalho para que a célula possa trabalhar na sua máxima produção.

O sistema de rastreio do ponto de máxima potência (MPPT) vai ajustar o sistema, através de um controlo do circuito, para que retire o máximo de potência da célula. O MPPT consiste num conversor DC-DC de alta eficiência que otimiza o valor da tensão do sistema fotovoltaico, para que a corrente também seja máxima. Este conversor funciona como um controlador do ponto de funcionamento óptimo do sistema pois converte a energia que recebe de forma a maximizá-la. É um sistema especialmente desejado para condições atmosféricas frias, céu enublado (dias de pouca radiação) e para situações onde a bateria está quase descarregada. Contudo, o uso deste sistema encarece o sistema fotovoltaico e conduz à necessidade de realizar o balanço entre o ganho de energia e o investimento para a compra do sistema MPPT. (Kalogirou, 2009)

3.2. Efeito fotovoltaico

Os módulos fotovoltaicos são constituídos por células onde ocorre o efeito fotovoltaico (conversão da energia solar (fotões) em energia eléctrica). Os materiais constituintes mais utilizados são o silício, o arsenieto de gálio, o telurieto de cádmio ou disselenieto de cobre e índio. O silício, sendo um dos materiais mais abundantes da Terra, é, de todos os materiais anteriores, o mais usado na produção das células solares (cerca de 95% das células solares são deste material).

O silício é um material com características de condutibilidade eléctrica intermédias entre um condutor e um isolante (logo conhecido como semiconductor). Este, tal como todos os semicondutores, deve ser da maior pureza possível. O silício não é um material extraído directamente da Terra, mas sim produto da fundição da areia. No seu estado puro não possui electrões livres tornando-se, por isso, num mau condutor eléctrico. Para que o silício obtenha propriedades condutoras é necessário passar à sua contaminação. A contaminação (ou dopagem) do silício consiste na inserção de átomos chamados impuros. Estes átomos vão conceder ao silício a capacidade de condução eléctrica.

Dois tipos de átomos impuros podem ser adicionados ao silício conferindo-lhe características distintas. Se forem adicionados átomos de fósforo (tipo *n*), obtém-se um material com electrões de valência livres (carga negativa). Estes electrões podem-se mover dentro do cristal e, por isso, transportar carga eléctrica, (ALTENER, 2004). Se, em vez de fósforo, forem adicionados ao silício átomos de boro (tipo *p*), obtém-se um material com défice de electrões (carga positiva livre).

As células fotovoltaicas são, de uma maneira geral, compostas por duas camadas. Uma camada de silício tipo *n* e outra camada de silício tipo *p*. Na junção destas duas camadas é então formada uma região de transição tipo *p-n* que, devido aos electrões em excesso da camada tipo *n* ocuparem os espaços livres (lacunas) da camada tipo *p*, gera um campo eléctrico E_G (barreira potencial), ver Figura 13.

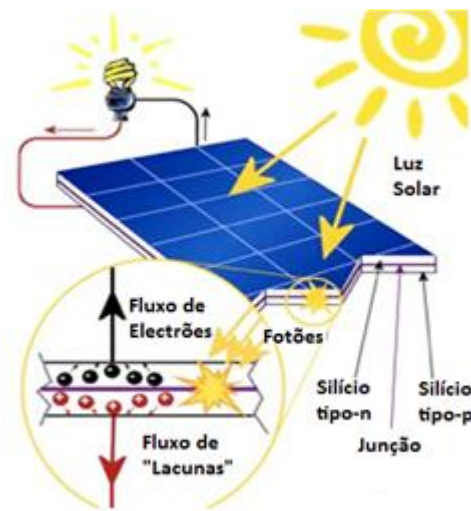


Figura 13. Efeito fotovoltaico na junção p-n, (Easy-engineering, 2009).

As células fotovoltaicas ao serem expostas à luz solar absorvem os fotões, através da camada de silício tipo *n* que fica virada para o sol. Estes, por sua vez, criam um par electrão-lacuna cujas ligações são quebradas quando a sua energia for superior à energia da barreira potencial (E_G). Os electrões movimentam-se no sentido da camada *n* e as lacunas no sentido da camada *p*. Com a ajuda de condutores externos que façam a ligação entre as duas camadas a electricidade começará a fluir, criando-se uma corrente eléctrica.

A célula fotovoltaica produzirá continuamente electricidade enquanto a luz solar incidir na célula. A intensidade de corrente irá variar em função da intensidade de luz (radiação) recebida e da tensão aplicada à célula.

A energia fornecida por um fotão (E_p) é dada pela expressão seguinte, (Kalogirou, 2009):

$$E_p = \frac{h \cdot c}{\lambda} \quad (3.4)$$

Onde,

h – Constante de Planck igual a 6.625×10^{-34} J.s;

C – Velocidade da luz aproximadamente igual a 3×10^8 m/s;

λ – Comprimento de onda em metros, varia com a radiação.

Para que haja a quebra das ligações entre p - n , a energia $E_p > E_G$.

3.3. Características eléctricas das células fotovoltaicas

O princípio de funcionamento da célula fotovoltaica é equivalente ao de um diodo (tipo mais simples de componente electrónico, usado como rectificador de corrente eléctrica) comum de silício de um circuito eléctrico (ALTENER, 2004). Quando o diodo está directamente polarizado não há corrente (caso da célula à noite). Entretanto, se for fornecida uma elevada tensão externa, o diodo gera uma corrente chamada corrente de diodo I_D , (Kalogirou, 2009).

O circuito eléctrico da célula fotovoltaica pode ser representado pelo diagrama completo do circuito eléctrico de um diodo, Figura 14.

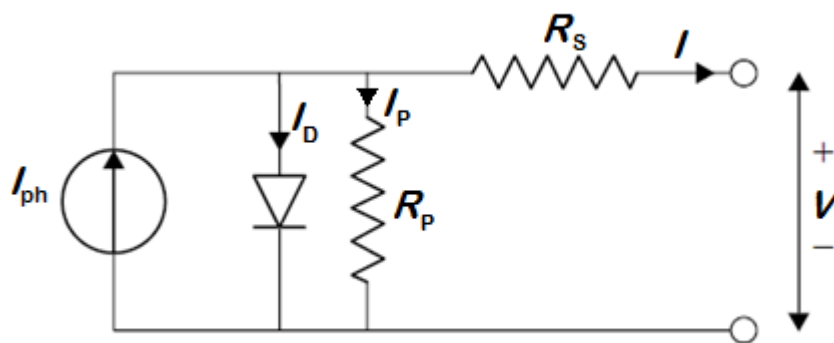


Figura 14. Circuito eléctrico representativo de uma célula fotovoltaica, (Kalogirou, 2009).

Como se pode observar na Figura 14, o circuito é constituído por uma fonte de corrente I_{ph} (conhecido também por photocurrent (fotocorrente) no caso da célula), um diodo com uma resistência em paralelo R_p (com uma amplitude $R_p \gg 10$ ohms, que descreve a corrente de fuga inversa) e uma resistência em série R_s (com uma amplitude de poucos miliohms). Na célula fotovoltaica ocorre uma queda de tensão, que é descrita pela resistência em série, quando os portadores de carga migram do semicondutor para os contactos eléctricos. (ALTENER, 2004)

A corrente I nos terminais da célula é dada pela diferença entre I_{ph} , I_D e I_P , (Kalogirou,2009):

$$I = I_{ph} - I_D - I_P = I_{ph} - I_0 \left\{ \exp \left[\frac{e(V+I.R_S)}{k.T_C} \right] - 1 \right\} - \frac{V+I.R_S}{R_P} \quad (3.5)$$

Onde,

k – constante de gás de Boltzmann, igual a 1.381×10^{-23} J/K;

T_C – temperatura absoluta da célula (K);

e – carga electrónica, igual a 1.602×10^{-19} J/V;

V – tensão nos terminais da célula (V);

I_0 – corrente de saturação, depende fortemente da temperatura (A).

A curva característica da célula fotovoltaica é representada na Figura 15. É possível visualizar nesta imagem a curva característica corrente-tensão de uma célula para uma dada radiação incidente (\dot{I}) a uma determinada temperatura T_C fixa.

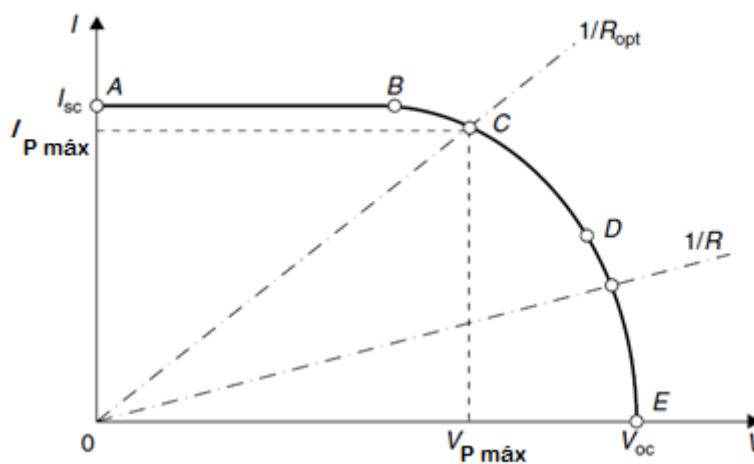


Figura 15. Curva característica da corrente-tensão das células fotovoltaicas, (Kalogirou, 2009).

A tensão e a quantidade de energia solar aplicadas à célula vão determinar a quantidade de corrente existente na mesma. Se as ligações da célula estiverem montadas em circuito aberto, a tensão será máxima (tensão de circuito aberto V_{oc}). Se as ligações estiverem montadas em curto-circuito, a tensão irá ser nula e a corrente máxima (corrente de curto-circuito I_{sc}).

Na Figura 15 são mostradas as várias combinações existentes entre corrente-tensão que se podem obter numa célula. Se à célula for aplicada uma resistência variável R (resistência fictícia que representa a combinação das duas resistências R_S e R_P), o ponto de funcionamento da célula será determinado pela intersecção da curva característica com as rectas correspondentes aos valores da corrente e tensão para a potência máxima $I_{P\text{ máx}}$ e $V_{P\text{ máx}}$.

O valor do ponto de funcionamento pode ser interpretado pela primeira Lei de Ohm, pela expressão:

$$V = R \cdot I \quad (3.6)$$

Quando o valor da carga resistiva for baixo, a célula vai operar com um valor de corrente aproximado ao que se obtém quando as ligações estão montadas em curto-circuito na região AB da curva (valores de corrente constantes), Figura 15. De um outro modo, para valores da carga resistiva elevados, a célula vai ter um comportamento idêntico ao do circuito aberto (tensão de circuito aberto) com valores de tensão quase constantes (região DE da curva), Figura 15.

A potência da célula fotovoltaica pode ser representada pela curva típica entre a potência-tensão da figura seguinte.

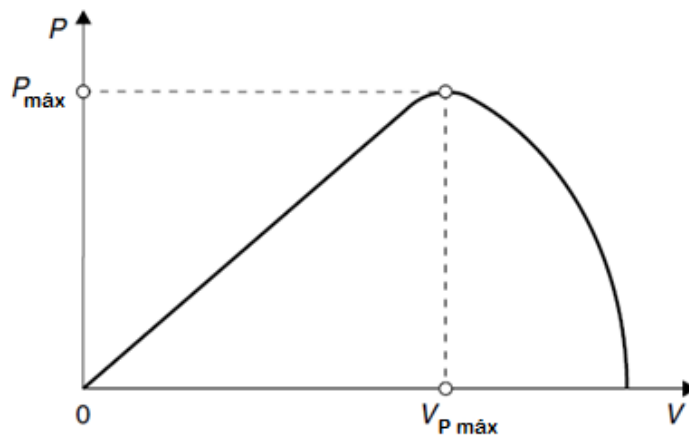


Figura 16. Curva representativa da potência-tensão para uma célula fotovoltaica, (Kalogirou, 2009).

O cálculo da potência máxima $\dot{P}_{máx}$ é determinado a partir do produto da corrente e tensão:

$$\dot{P}_{máx} = I_{P\text{ máx}} \cdot V_{P\text{ máx}} \quad (3.7)$$

Assim sendo, $\dot{P}_{máx}$ é encontrado quando o valor da carga resistiva for o valor óptimo R_{opt} (ponto C da Figura 15). Este ponto C, para além de indicar o ponto para o qual a potência

irá ser máxima, também é conhecido como o ponto de funcionamento da célula. Porém, existe um factor chamado factor de forma (FF) que é definido pela razão entre potência máxima obtida na célula ($I_{P\ m\acute{a}x} \cdot V_{P\ m\acute{a}x}$) e a potência teórica máxima ($I_{sc} \cdot V_{oc}$), que dá o valor real da característica I - V , e é expresso por, (Kalogirou, 2009):

$$\dot{P}_{m\acute{a}x} = I_{sc} \cdot V_{oc} \cdot FF \Leftrightarrow FF = \frac{\dot{P}_{m\acute{a}x}}{I_{sc} \cdot V_{oc}} = \frac{I_{P\ m\acute{a}x} \cdot V_{P\ m\acute{a}x}}{I_{sc} \cdot V_{oc}} \quad (3.8)$$

Os valores dos factores de forma aconselháveis para as células terem um bom funcionamento são valores superiores a 0,7.

A eficiência da célula fotovoltaica é outro parâmetro importante a ter em conta e é determinado a partir da divisão entre a potência gerada pela célula, $\dot{P}_{m\acute{a}x}$, e a potência de energia solar incidente, \dot{P}_{inc} , (Kalogirou, 2009):

$$\eta = \frac{\dot{P}_{m\acute{a}x}}{\dot{P}_{inc}} = \frac{I_{P\ m\acute{a}x} \cdot V_{P\ m\acute{a}x}}{A \cdot \dot{i}} \quad (3.9)$$

Onde,

A – área da célula (m^2);

\dot{i} – radiação incidente (W/m^2);

Os valores da curva característica I - V são determinados para uma dada temperatura e radiação incidente. A Figura 17 demonstra a influência da alteração destes valores na representação da curva característica.

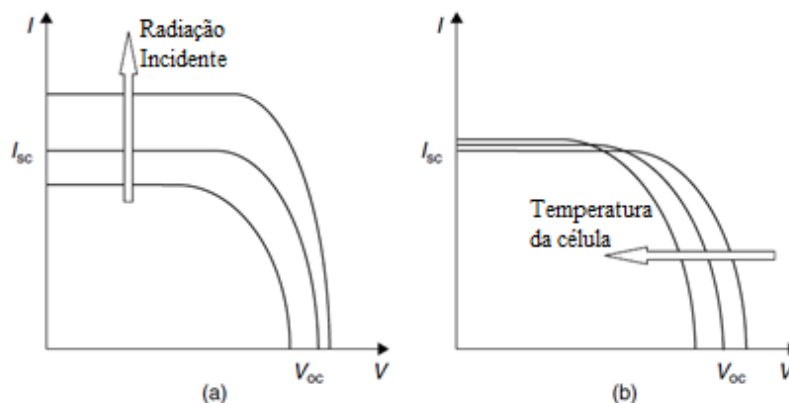


Figura 17. Influência da radiação incidente e da temperatura nas células fotovoltaicas: (a) Efeito do crescimento da radiação incidente. (b) Efeito do crescimento da temperatura, (Kalogirou,2009).

Além da influência da temperatura e radiação incidente na curva de $I-V$, o tipo de conexão entre células altera a curva. Se duas células estiverem ligadas em paralelo, Figura 18-a, o valor da corrente vai ser duplicado mas a tensão mantém-se constante. No caso de as duas células serem ligadas em série, Figura 18-b, a corrente mantém-se constante e a tensão duplicar-se-á.

Na figura seguinte observa-se estas duas alterações.

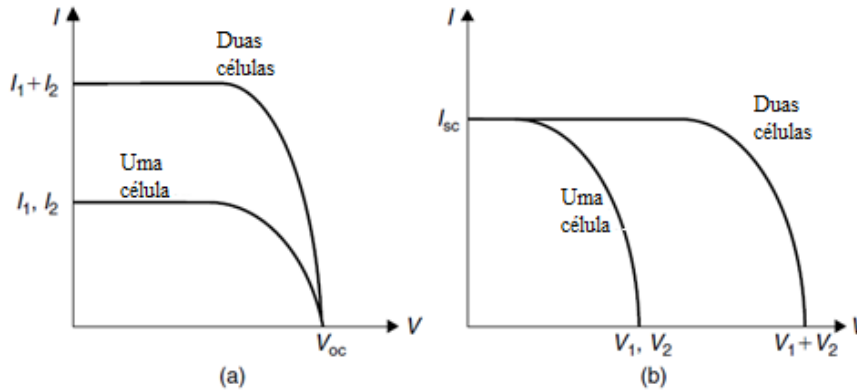


Figura 18. Conexão em paralelo (a) e em série (b) de duas células ideais, (Kalogirou, 2009).

3.4. Tipos de células fotovoltaicas

As células fotovoltaicas possuem, actualmente, uma variedade de materiais com características e estruturas distintas, cuja escolha dependerá dos objectivos finais pretendidos e da relação potência-custo.

As células fotovoltaicas encontram-se divididas em vários tipos. Na tabela seguinte observam-se alguns dos principais tipos de células.

Tabela 5. Principais tipos de células fotovoltaicas.

| Células fotovoltaicas | | | | | | | | | | |
|-----------------------|----------------------|----------------------|-------|-----------|-------------------|-------|------|----------------------|-----------------------|------------------|
| Carac- terísticas | Silício cristalino | | | | Películas Finas | | | | | Híbridas- HCl |
| | Mono- cristalinas | Poli- cristalinas | POWER | Laminadas | Silício Amorfo | CIS | CdTe | Nano- cristalinas | Micro- cristalinas | |
| Espessura (mm) | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,001 | 0,003 | 0,01 | 0,00003 | 0,001 | 0,2 |
| Eficiência (%) | 15 | 12 | 10 | 13 | 7 | 10 | 8 | 5 | 8,5 | 17,3 |

3.4.1. Células de silício cristalino

O silício, tal como referido anteriormente, é dos materiais mais abundantes da Terra mas não se encontra na sua forma pura (resulta da decomposição da areia).

Das aplicações electrónicas, onde o silício (quase 100% puro) é muito usado para construção de peças de circuitos electrónicos, são aproveitados os desperdícios para fabrico das células de silício. Assim, de uma maneira simples é conseguido o acesso ao silício com um grau de pureza elevado e é poupado algum trabalho de exploração deste material (redução dos custos para tratamento do silício).

Após a obtenção do silício com um grau de pureza elevado, este é então processado para produção de células monocristalinas e policristalinas.

As **células monocristalinas**, Tabela 5, são feitas de silício puro, estas células têm uma estrutura homogénea sendo constituídas por um único cristal quase sem defeitos e impurezas. O seu processo de fabrico é complicado, tendo um custo superior a outros tipos de células. Este aspecto é encarado como uma desvantagem mas, em contra partida, existe uma elevada eficiência, normalmente entre os 15 – 18%.

As **células policristalinas**, Tabela 5, são constituídas por um conjunto de grãos monocristalinos de silício, com dimensões reduzidas em relação ao monocristal da célula anterior. O seu fabrico é feito a partir de lingotes de silício no estado bruto. O processo de produção torna-se, por este motivo, mais económico que o anterior mas, por outro lado, a sua eficiência é menor. A eficiência típica para estas células é cerca de 12%.

O processo de produção das **células policristalinas – POWER**, Tabela 5, é idêntico ao anterior. Contudo, numa fase posterior estas células são submetidas a um tratamento mecânico estrutural. Este vai permitir que obtenham uma determinada percentagem de transparência. No entanto, quanto maior for esta percentagem, mais baixa será a sua eficiência. Para uma célula de, por exemplo, 10% de transparência a eficiência rondará os 10% (ALTENER, 2004).

Devido aos processos anteriores terem uma elevada percentagem de material desperdiçado (grande parte sob a forma de pó de serragem), na execução das pastilhas de silício, foi necessário desenvolver novos processos para produzir células laminadas e cristalinas de película fina, Tabela 5.

O desenvolvimento destes novos processos (baseados na laminagem) partiu com o intuito de reduzir os desperdícios devido à fundição dos lingotes e redução das espessuras das pastilhas. Para além disso, permitiram um menor consumo de energia e uma redução dos custos. Surgem assim quatro processos que se têm mantido durante anos na produção comercial de células e que podem ser vistos na seguinte tabela:

Tabela 6. Processos utilizados na produção comercial de células.

| | Policristalino EFG | Faixa de filamentos de Silício policristalino | Rede dendrítica de Silício monocristalino | Apex |
|-----------------------|--|--|---|---|
| Descrição | São formados tubos octagonais de onde são feitos os cortes das pastilhas | São utilizados no seu processo dois filamentos de carbono ou quartzo que passam num cadinho extraíndo o silício e formando a película. | Utiliza uma rede dendrítica num banho de silício com células monocristalinas. | Aplicação de um procedimento de película fina com silício cristalino. |
| Espessura (mm) | 0,28 | 0,3 | 0,13 | 0,3-0,1 |
| Eficiência (%) | 14 | 12 | 13 | 9,5 |

As células de silício cristalino são normalmente aplicadas a sistemas solares ligados à rede eléctrica pública.

3.4.2. Células de película fina

Há muito tempo que as células de película fina despertam um crescente interesse. Os materiais semicondutores utilizados neste tipo de células são o silício amorfo, o diselenieto de cobre e índio (CIS) e o telurieto de cádmio (CdTe). Estes materiais têm um especial interesse pois, devido à sua capacidade de elevada absorção, é teoricamente possível, para uma camada inferior a 0,001 mm de espessura, converter a luz solar em electricidade.

A inserção de átomos estranhos (dopagem) nestes materiais é melhor tolerada. Normalmente, estes materiais são aplicados em finas camadas num substrato de vidro.

As células de película fina têm como mais-valia o baixo consumo de materiais e de energia e um custo de produção inferior, quando comparado com as tecnologias do silício cristalino. Uma outra diferença, em relação às células de silício cristalino, é o tipo de interligação. A interligação das células de película fina é realizada monoliticamente (interligação interna) ao passo que nas tecnologias de silício cristalino a interligação é feita de célula para célula (ligação externa, normalmente por soldadura).

Embora as células de película fina tenham baixa eficiência, em determinadas circunstâncias a energia produzida pode ser considerável. Estas células têm um melhor aproveitamento para radiações tipo difusas ou para baixos níveis de radiação. Outra vantagem destas células é a sua forma celular (são longas e estreitas) o que confere uma menor sensibilidade aos efeitos de sombreamento. (ALTENER, 2004)

As **células de silício amorfo**, Tabela 5, formam uma estrutura cristalina irregular. A eficiência para estas células anda por volta dos 5 a 8%. O silício amorfo possui maior capacidade de absorção do que o silício cristalino. Em aplicações pequenas (como no campismo, em barcos e outras aplicações de lazer) são usadas este tipo de células, devido a terem uma melhor eficiência a baixos níveis de radiação que as restantes. No entanto, futuramente está previsto haver um aumento destas células para grandes sistemas.

As **células de Diselenieto de Cobre e Índio (CIS)**, Tabela 5, equiparadas às células de silício amorfo não são susceptíveis à degradação com a luz solar. Apesar disso, estas células são propícias a ter problemas em ambientes quentes e húmidos e, por esse motivo, deve ser garantida uma boa selagem contra a humidade. As células de CIS são as mais eficientes células de película fina, com eficiência entre os 7,5 – 10 %.

A produção de **células de Telurieto de Cádmio (CdTe)**, Tabela 5, assim como as células de CIS, tem um grande potencial para redução de custos quando produzidas em massa. A problemática deste material prende-se com o facto de o Cádmio ter alguma toxicidade, levando a problemas na sua aceitação. O risco de toxicidade do Cádmio nas células CdTe só surge na etapa de fabrico das células, quando se encontra no estado gasoso. O CdTe em si é um composto não tóxico de elevada estabilidade. Estas células têm uma eficiência ligeiramente inferior que as anteriores, rondando os 6 a 9%.

Mais recentemente foram descobertas outras duas novas células de película fina, as nanocristalinas sensibilizadas com colorantes e as microcristalinas e micromorfas.

As **células nanocristalinas sensibilizadas** com colorante, Tabela 5, surgiram no âmbito da descoberta de novos materiais para alternativas económicas às células de silício. O processo de funcionamento destas células não é baseado no efeito fotovoltaico *p-n*, mas sim na absorção de luz por um corante orgânico, de um modo muito semelhante à fotossíntese das plantas.

Os materiais utilizados não são tóxicos e a produção é económica. Estas células têm como característica o facto de a absorção da luz e o transporte da carga ocorrerem em materiais diferentes. Com esta vantagem estas células incorporam uma maior facilidade e menor esforço na sua produção, não sendo necessário o recurso às tecnologias de vácuo ou salas de fabrico condicionadas em termos da qualidade do ar.

A eficiência destas células é reduzida, cerca de 5%. Apesar disso, com baixas intensidades de radiação, estas células têm um bom comportamento. As células nanocristalinas sensibilizadas ainda não foram muito difundidas mas têm um especial interesse para aplicações futuras, principalmente em edifícios (devido à variedade de cores e transparências).

A produção das células **microcristalinas e micromorfas**, Tabela 5, engloba a possibilidade de utilização dos métodos de corte das células de película fina no silício cristalino. Até ao momento foram conseguidas eficiências de 8,5% em células microcristalinas. Com a combinação de células microcristalinas com o silício amorfo ainda é possível obter melhores resultados. A eficiência máxima conseguida foi de 12%.

3.4.3. Células híbridas – células HCl (Heterojunção com uma Camada fina Intrínseca)

A célula híbrida consiste na combinação de uma célula fotovoltaica cristalina com uma de película fina (camada intrínseca). Nesta célula não há necessidade de contaminação das camadas para criar uma junção *p-n*, pois com a união destas duas estruturas diferentes a junção ocorre naturalmente.

Em comparação com as células fotovoltaicas comuns, este tipo de células têm uma eficiência superior a elevadas temperaturas (cerca de 15 a 17,3%), (ALTENER, 2004).

3.5. Aplicações de sistemas fotovoltaicos

Como se viu o elemento dimensionalmente mais reduzido de um sistema fotovoltaico é a célula fotovoltaica. Mesmo sendo o elemento mais pequeno é crucial para o funcionamento do sistema.

A célula tem uma produção típica de potência eléctrica na ordem dos 1,5 W correspondentes a uma tensão 0,5 V e uma corrente de 3 A, (Castro, 2002). Para produção de potências superiores, as células fotovoltaicas podem ser ligadas em série e/ou em paralelo formando módulos e, posteriormente, painéis fotovoltaicos de mais elevada potência. A potência de um módulo fotovoltaico andarà na ordem dos 50 a 200 W. Para se ter uma perspectiva do potencial de um pequeno sistema fotovoltaico pode-se considerar, por exemplo, um conjunto de 10 – 30 módulos que cubram uma área entre os 15 – 25 m². Este conjunto terá uma capacidade de cerca de 1,5 – 2 kWp (kilowatt pico – potência de pico é a potência máxima que se pode produzir nas condições de referência: radiação incidente igual a 1000 W/m² e temperatura de célula de 25°C), consoante o tipo de tecnologia e orientação solar usadas (Kalogirou, 2009).

As aplicações dos painéis fotovoltaicos são bastante diversificadas, o que implicou ao longo dos últimos anos uma adequação de custos. Como é natural, com o aparecimento crescente de novos e diferentes tipos de painéis, os custos foram reduzindo. Este fenómeno é evidente em todo o tipo de tecnologia e as energias renováveis não são excepção. A cada passo surge um novo painel com maior eficiência reduzindo obrigatoriamente o preço do anterior como é possível verificar pela Figura 19.

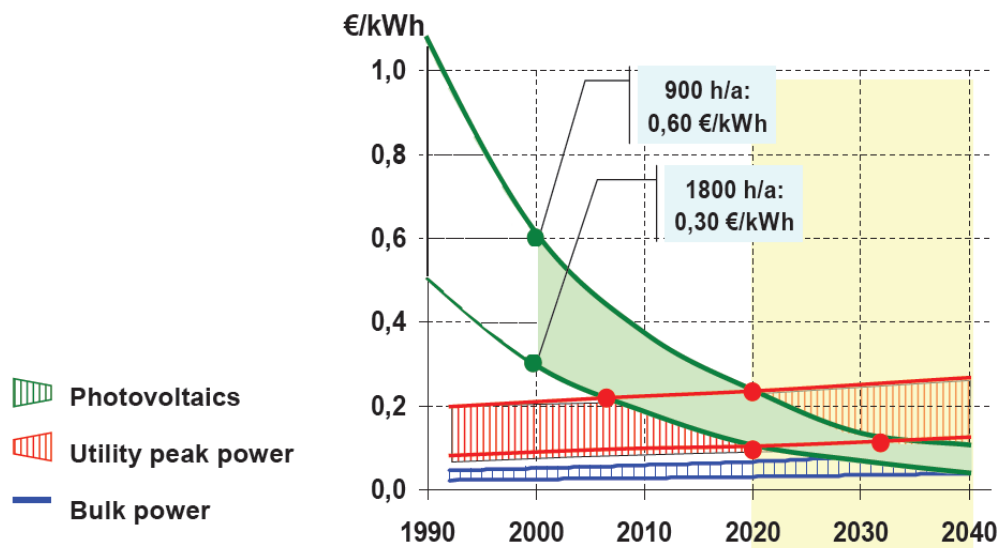


Figura 19. Evolução dos custos dos painéis fotovoltaicos em função da potência na Europa, (Europa, 2009).

A Figura 19 permite verificar a tendência dos preços dos sistemas fotovoltaicos em função da energia eléctrica produzida, desde 1990 até aos dias de hoje e as perspectivas futuras até 2040. Se o preço dos sistemas fotovoltaicos se mantiver em descida, face à energia produzida, é previsto a partir 2010 na Europa o potencial energético dos sistemas fotovoltaicos se tornar economicamente competitivo com a potência de pico útil instalada.

Hoje em dia, os sistemas fotovoltaicos encontram-se instalados em qualquer parte do mundo e com uma vasta gama de aplicações. Os principais sistemas fotovoltaicos existentes são os sistemas autónomos e os ligados à rede.

3.5.1. Sistemas fotovoltaicos autónomos

A aplicabilidade destes sistemas observa-se em zonas onde o fornecimento de energia eléctrica, através da rede pública, é inexistente por razões técnicas e/ou económicas. Exemplos de aplicabilidade destes sistemas são, por exemplo, telemóveis, máquinas de calcular, auto-rádios, carros, caravanas (Figura 20), electrificação de casas em locais isolados (meio rural, Figura 20), etc.



Figura 20. Representação de sistemas fotovoltaicos autónomos montado numa caravana (à esquerda) e num meio rural (à direita), (Eurocosm, 2009).

Os sistemas autónomos, Figura 21, precisam de elementos acumuladores de energia para compensarem a diferença existente entre o tempo de produção e o da procura de energia. Assim sendo, e de uma forma simplificada, podem ter a seguinte configuração:

- 1) Gerador fotovoltaico (um ou vários módulos, maioritariamente dispositivos em paralelo);
- 2) Controlador de carga;
- 3) Bateria ou Acumulador;
- 4) Inversor.

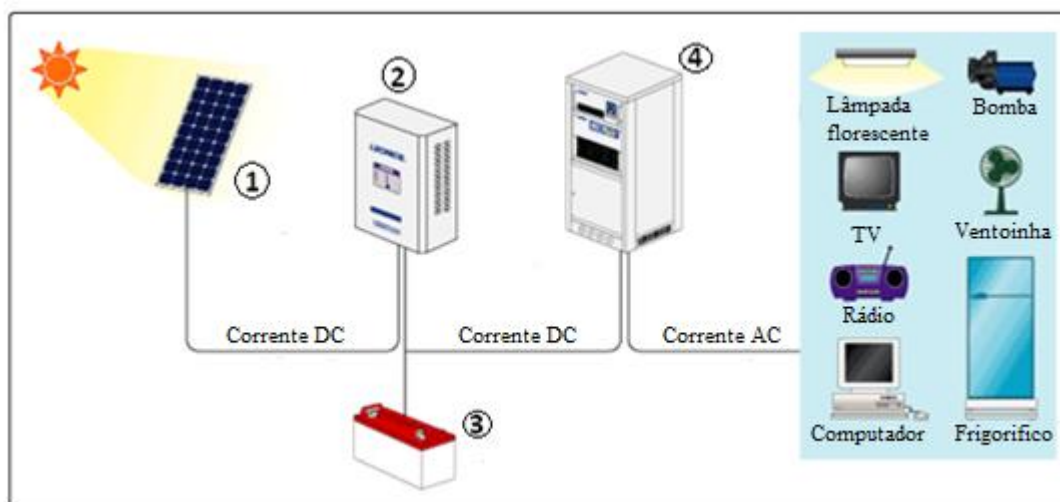


Figura 21. Representação de um sistema fotovoltaico autónomo, (Leonics, 2009).

3.5.2. Sistemas fotovoltaicos ligados à rede

Os sistemas ligados à rede, Figura 22, ainda se encontram em franco crescimento por toda a Europa. Possuem como boa característica a interligação com a rede pública. Isto possibilita que durante o dia a energia gerada pelo sistema fotovoltaico possa ser usada imediatamente (como é comum em sistemas montados em escritórios, edifícios comerciais e em aplicações industriais) ou ser vendida à companhia eléctrica. Uma constituição comum nestes sistemas é:

- 1) Gerador fotovoltaico (vários módulos expostos em série e em paralelo, com estruturas de suporte e de montagem);
- 2) Cabos AC – DC;
- 3) Inversor;
- 4) Mecanismo de protecção e aparelhos de medida;
- 5) Distribuição para a rede eléctrica.



Figura 22. Representação de um sistema fotovoltaico ligado à rede eléctrica, (Planob, 2009).

Na Figura 23 está representado uma outra aplicação dos sistemas fotovoltaicos ligados à rede, a Central Fotovoltaica de Hércules. Cada vez mais as empresas eléctricas estão a investir neste tipo de tecnologia para produção da sua energia.



Figura 23. Central Fotovoltaica Hércules no concelho de Serpa, (Wapedia, 2009).

4. Trabalho experimental

Como ponto de partida para este trabalho começou-se por fazer o reconhecimento da caravana para se ter uma percepção de que equipamentos e exigências estruturais estariam em estudo. A fase inicial compreendeu as medições das dimensões da caravana e a obtenção de toda a informação possível relativa às suas propriedades e características.

Seguidamente, para se ter um conhecimento do comportamento da caravana face às condições exteriores a que estaria exposta, houve a necessidade de efectuar as medições das temperaturas e infiltrações obtidas no interior. Os resultados das medições servirão para posterior comparação dos valores medidos com os simulados, para desta forma se obter um modelo de simulação com uma boa aproximação das condições obtidas no interior da caravana, e determinação das cargas térmicas de aquecimento da caravana.

O local de eleição para efectuar as medições foi o espaço exterior, junto às naves industriais do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia e Universidade do Porto (FEUP).

4.1. Propriedades e características da Caravana

A caravana é uma Caravelair Antares Luxe 400 de gama média-baixa, Figura 24, cedida pela empresa Campinanda que é representante desta marca em Portugal. Tem a capacidade de albergar 4 pessoas, incorporando uma cama de casal e um sofá cama. É também composta por uma casa de banho com duche, mobília para arrumações, equipamento de cozinha (banca com lavatório, fogão a gás e um frigorífico de 86 litros de capacidade e três modos de funcionamento (12 V, 230 V e a gás)), um cilindro para aquecimento de água com capacidade de 6 litros e um aquecedor de 300 W de potência.



Figura 24. Representação da caravana Caravelair Antares Luxe 400 Fonte: Camping.

De modo a obter um conjunto de informações úteis sobre a caravana para posteriores cálculos, começou-se por medir todas as dimensões, calcular áreas e volumes, Tabela 7.

Tabela 7. Características dimensionais da caravana.

| | Largura | Altura | Comprimento tecto | | Comprimento chão | |
|--|--|-----------------|----------------------------------|---------------------|--|-------------|
| Dimensões (m) | 2,11 | 2,00 | 3,70 | | 4,40 | |
| | Tecto | Traseira | Lado Esquerdo (Porta) | Lado Direito | Frente | Chão |
| Áreas sem janelas (m²) | 7,81 | 3,98 | 7,50 | 7,75 | 3,69 | 9,28 |
| Áreas das janelas (m²) | | 0,25 | 0,60 | 0,35 | 0,78 | |
| Espessura paredes (m) | 0,030 | 0,024 | 0,024 | 0,024 | 0,024 | 0,043 |
| | Volume exterior (m³) | | Volume de ar interior (%) | | Volume interior (m³) | |
| Volume | 17,09 | | 70,00 | | 11,96 | |

Após a recolha de todas as medidas seguiu-se a identificação dos materiais que constituem a estrutura das paredes e janelas, e fez-se uma pesquisa para identificação das suas propriedades, Tabela 8.

Tabela 8. Materiais constituintes da caravana e propriedades.

| Propriedades dos materiais usados na caravana | | | |
|--|--|---|------------------------------------|
| Material | Condutibilidade Térmica, λ (W/(m.K)) | Massa volúmica, ρ (kg/m ³) | Calor específico, C_p (J/(kg.K)) |
| Poliestireno Expandido | 0,04 | 15 | 1210 |
| Contraplacado | 0,17 | 700 | 2000 |
| Poliéster | 0,25 | 900 | 1700 |
| Madeira | 0,17 | 700 | 2000 |
| Alumínio | 230,00 | 2700 | 870 |
| Acrílico | 0,22 | 1190 | 1600 |

Os materiais da Tabela 8 fazem parte, de um modo geral, das paredes envolventes da caravana (paredes laterais, frente, tecto, chão e traseira). Contudo, só determinados conjuntos de materiais da tabela acima é que fazem parte de cada parede, Tabela 9. As paredes laterais, frente e traseira são compostas por três camadas de materiais, sendo a constituição destas paredes todas iguais. O chão e tecto para além de terem as três camadas de materiais, na camada do meio são compostos por travessas de madeira intercaladas. No chão a camada de

travessas corresponde a uma quantidade de 20% da camada central total, enquanto o resto da camada é de poliestireno expandido. No tecto acontece o mesmo mas a quantidade de travessas corresponde a 15%. Na tabela seguinte pode-se ver pormenorizadamente a composição de cada parede.

Tabela 9. Materiais que constituem as paredes e espessuras.

| Superfície | Materiais | | |
|----------------------------|---------------|--------------|---------------|
| Parede | Alumínio | Poliestireno | Contraplacado |
| Espessura (m) | 0,001 | 0,02 | 0,003 |
| Chão sem travessas | Contraplacado | Poliestireno | Contraplacado |
| Chão com travessas | Contraplacado | Madeira | Contraplacado |
| Espessura (m) | 0,003 | 0,03 | 0,01 |
| Tecto sem travessas | Poliéster | Poliestireno | Contraplacado |
| Tecto com travessas | Poliéster | Madeira | Contraplacado |
| Espessura (m) | 0,002 | 0,025 | 0,003 |

Para facilitar a utilização das propriedades das paredes utilizaram-se as expressões seguintes de modo a encontrar o valor das propriedades equivalentes para cada parede:

$$C_{p \text{ equivalente}} = \frac{e_1 \cdot C_{p1} \cdot \rho_1 + e_2 \cdot C_{p2} \cdot \rho_2 + e_3 \cdot C_{p3} \cdot \rho_3}{e_1 \cdot \rho_1 + e_2 \cdot \rho_2 + e_3 \cdot \rho_3} \quad (4.1)$$

$$\rho_{\text{equivalente}} = \frac{e_1 \cdot \rho_1 + e_2 \cdot \rho_2 + e_3 \cdot \rho_3}{e_1 + e_2 + e_3} \quad (4.2)$$

$$\lambda_{\text{equivalente}} = \frac{e_1 + e_2 + e_3}{\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3}} \quad (4.3)$$

Onde,

C_{p_i} – calor específico do material da camada da parede de índice i (J/(kg.K));

e_i – espessura do material da camada da parede de índice i (m);

ρ_i – massa volúmica do material da camada da parede de índice i (kg/m³);

λ_i – condutibilidade térmica do material da camada da parede de índice i (W/(m.K)).

As expressões 4.1 a 4.3 permitem obter as propriedades equivalentes de cada parede e as propriedades das janelas, Tabela 10.

Tabela 10. Representação das propriedades equivalentes de cada parede e janelas.

| | Tecto | Traseira | Lado Esquerdo (Porta) | Lado Direito | Frente | Chão | Janelas |
|--|----------|----------|-----------------------|--------------|----------|----------|----------|
| Espessura (m) | 0,030 | 0,024 | 0,024 | 0,024 | 0,024 | 0,043 | 0,003 |
| Condutibilidade Térmica, λ (W/(m.K)) | 0,065 | 0,046 | 0,046 | 0,046 | 0,046 | 0,076 | 0,220 |
| Massa volúmica, ρ (kg/m³) | 226,125 | 212,500 | 212,500 | 212,500 | 212,500 | 317,674 | 1190,000 |
| Calor específico, C_p (J/(kg.K)) | 1895,218 | 1355,294 | 1355,294 | 1355,294 | 1355,294 | 1979,180 | 1600,000 |

Os valores da Tabela 10 serão utilizados para efeitos de criação das propriedades dos materiais para simulação no software Fluent onde serão simulados as distribuições de temperaturas no interior da caravana.

4.2. Medição de temperaturas no interior da caravana

Para medição das temperaturas utilizou-se, como equipamento de apoio, data loggers de referência T 175-H1 da Testo, com capacidade de medir a humidade relativa (%HR) e a temperatura (°C).

Foram feitas medições durante vinte dias (4 a 24 de Novembro de 2009) em intervalos regulares de 15 minutos. Para as medições foram usados dois data loggers, dispostos em duas zonas diferentes da caravana: um no meio (data logger 1) e um na parte traseira da caravana (data logger 2). Observou-se que, no dia 18 de Novembro, Figura 25, ocorreram as temperaturas mais baixas e, foi neste dia que houve a possibilidade de ter acesso às temperaturas exteriores. A temperatura mínima obtida neste dia foi de 7,4 °C.

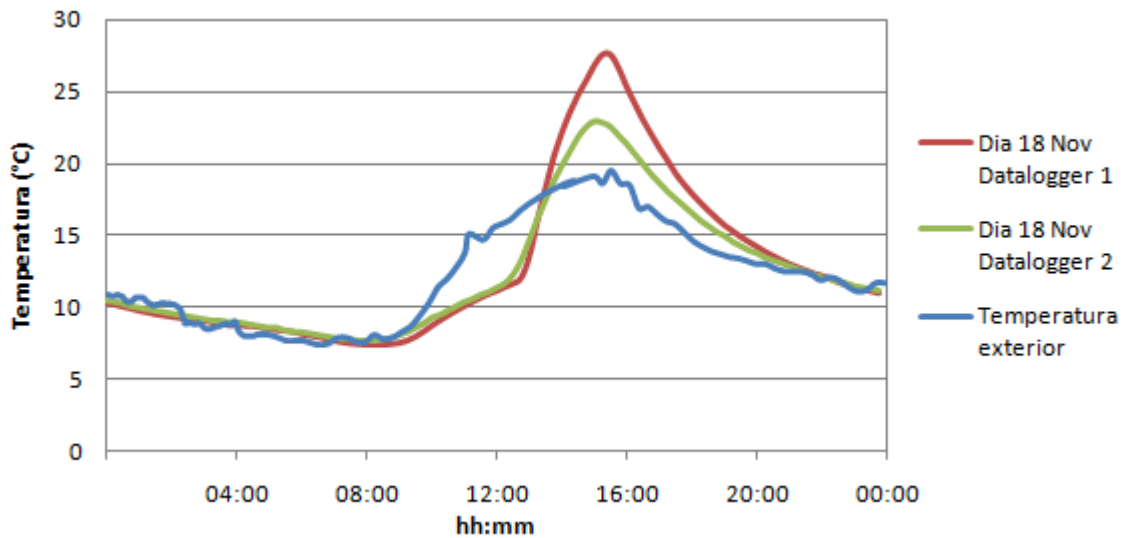


Figura 25. Evolução das temperaturas medidas no interior da caravana no dia 18 de Novembro 2009.

O conhecimento das temperaturas críticas a que a caravana estará sujeita é muito importante para este trabalho, cujo objectivo principal é o desenvolvimento de um sistema de aquecimento. No entanto, as temperaturas medidas não serão utilizadas para efeitos de cálculo de cargas térmicas, onde se entra com valores de temperaturas de projecto correspondentes a valores médios anuais da estação de aquecimento. A recolha da evolução das temperaturas no interior da caravana permitirá viabilizar um modelo da caravana no software Fluent para posteriores simulações.

4.3. Medição das infiltrações na caravana

A medição das infiltrações na caravana representa um parâmetro de relevante importância. As infiltrações dão a conhecer o nível de trocas de calor devidas à entrada de ar pelas frinchas e mistura com o ar interior (sem ser por transferência de calor dos materiais) que existem entre o interior e o exterior da caravana.

Para medição das infiltrações na caravana recorreu-se ao método do gás traçador. Este método baseia-se na libertação de um gás, para a área em análise, até atingir um nível de concentração estável. Depois são medidas as variações de concentração ao longo do tempo e através desses resultados obtêm-se as trocas de massa de ar (infiltrações).

Utilizou-se o equipamento de análise de multi-gás, modelo INNOVA 1312 fabricado pela Brüel & Kjær, que utiliza o gás Hexafluoreto de Enxofre (Sulphur hexafluoride, SF₆) como gás traçador (gás não tóxico, mais denso que o ar e que, em concentrações altas e ambiente fechado, causa asfixia).

A montagem do sistema consistiu na ligação do equipamento INNOVA 1312 monitor a um computador, onde através do software disponibilizado pelo equipamento, ficaram registadas as medições. De seguida, foi feita a ligação, através de um tubo, ao equipamento

medidor. O tubo foi instalado num ponto intermédio da caravana com a finalidade de extrair o ar para medição da concentração do gás. Posteriormente foi ligado outro tubo à botija de gás de Hexafluoreto de Enxofre, com a finalidade de introdução do mesmo no interior da caravana, e instalado também noutro ponto intermédio. Para auxiliar a mistura foi colocada uma ventoinha num ponto afastado dos restantes.

Com os compartimentos interiores (portas dos armários, porta do quarto de banho, frigorífico, e gavetas) todos abertos, para que a mistura do gás fosse completa e não houvesse influência do ar nestes compartimentos sobre as medições, e com a porta do exterior e janelas fechadas iniciou-se a libertação do gás para o interior. A partir daí, e com o auxílio da ventoinha, deixou-se o gás ligado até à obtenção de valores constantes de concentração do gás de 1000 ppm (partes por milhão). Foi então desligada a ventoinha e medida a variação da concentração do gás em intervalos de tempo regulares. Os resultados encontram-se disponíveis no Anexo A.

Para o cálculo das infiltrações recorreu-se às seguintes expressões:

$$I_{inf} = \frac{\dot{V}_{ar}}{V_{ar}} \quad (4.4)$$

Onde,

I_{inf} – Taxa de infiltrações de ar (s^{-1});

\dot{V}_{ar} – Caudal volúmico de ar infiltrado (m^3/s);

V_{ar} – Volume de ar (m^3).

A taxa de infiltrações de ar, I_{inf} , é normalmente apresentada por número de renovações de ar por hora, NR/h, e que pode ser também determinada pela expressão 4.5, (Afonso, 2005):

$$\bar{I}_{inf} = \frac{1}{t} \ln \left(\frac{c_0}{c} \right) \quad (4.5)$$

Onde,

\bar{I}_{inf} - Infiltração média de ar (s^{-1});

c_0 – Concentração inicial de gás (ppm);

c – Concentração do gás ao longo do tempo (ppm);

t – Tempo (segundos).

A utilização de apenas dois parâmetros c_0 e c para medir as variações segundo o método do gás traçador é considerada suficiente para o cálculo das infiltrações. Foram feitas medições durante meia hora para se ter uma boa aproximação destes valores. A representação destes valores é feita num gráfico $\ln(c_0/c)$ versus *tempo*, Figura 26. O valor das infiltrações

pode ser retirado aplicando-se o método da regressão linear ao gráfico. Na equação característica da recta de melhor ajuste aos dados experimentais, gerada pela regressão linear, o valor absoluto correspondente ao declive vai ser igual ao valor das infiltrações, isto é 11 NR/h. A partir do gráfico da Figura 26 também é possível visualizar se as infiltrações são estáveis ou instáveis. Neste caso, devido às elevadas flutuações dos valores verifica-se uma grande instabilidade nas infiltrações.

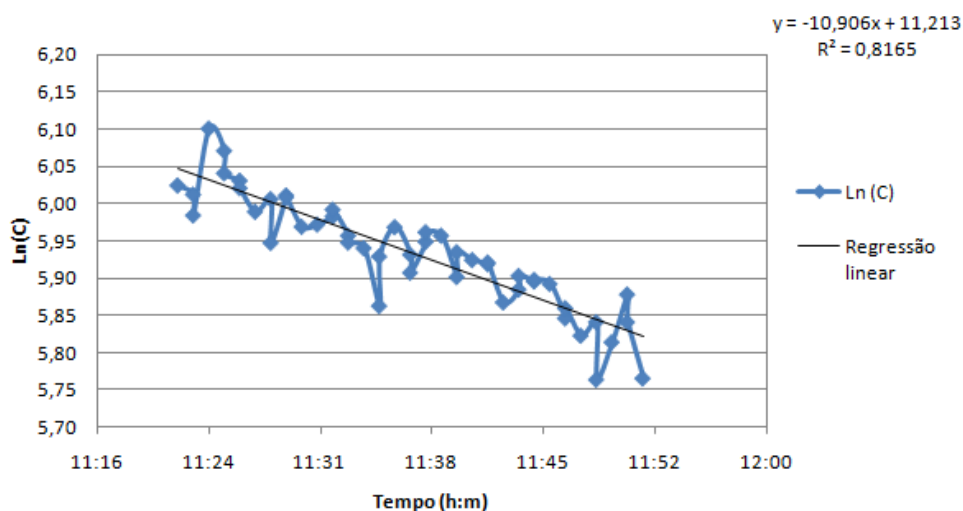


Figura 26. Representação das Infiltrações sem isolamento dos orifícios num gráfico Ln (C) versus tempo.

Como o resultado anterior deu um número de infiltrações elevado e, devido ao facto de a caravana possuir um grande número de orifícios no chão, Figura 27, (orifícios com dimensões exageradas por onde passam alguns cabos e tubos, causando o contacto directo com o exterior), pareceu pertinente recorrer a um novo teste tendo em conta o isolamento de alguns orifícios de modo a analisar a influência dos mesmos.



Figura 27. Orifícios localizados em várias zonas do chão da caravana.

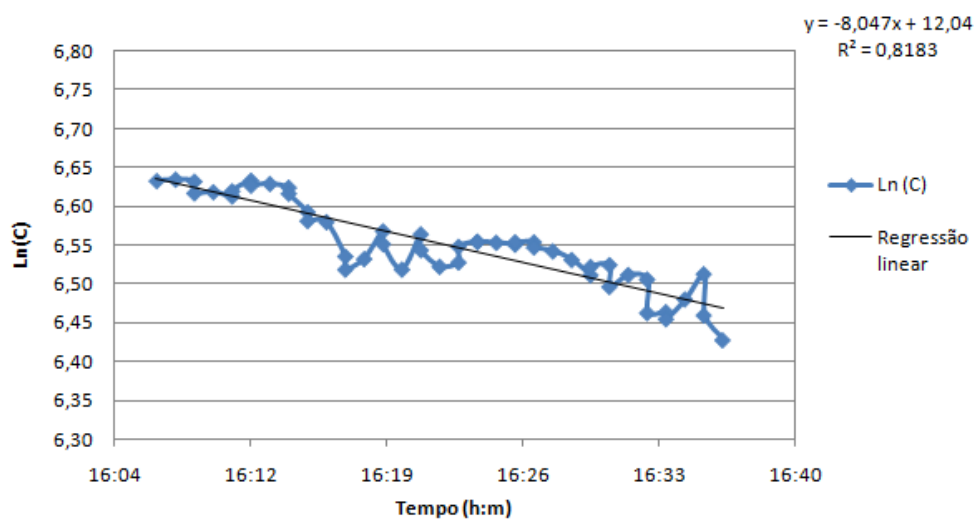


Figura 28. Representação das infiltrações com isolamento dos orifícios num gráfico Ln (C) versus tempo.

Observa-se pela Figura 28 que o número de infiltrações com os orifícios isolados é de aproximadamente 8 NR/h. O valor obtido na segunda medição comprovou que há a possibilidade de se reduzir o número de infiltrações e a sua instabilidade através de um maior isolamento.

De qualquer modo, para efeitos de cálculo das cargas térmicas, o valor de 8 NR/h não vai ser contabilizado sendo utilizado o valor crítico correspondente às 11 NR/h.

5. Cargas térmicas de aquecimento

Para que o dimensionamento de um sistema de aquecimento seja bem feito é necessário saber a quantidade de energia que é preciso fornecer ao ambiente a aquecer. O cálculo das cargas térmicas permite definir a quantidade de energia a fornecer para que as condições de conforto, como a temperatura e a humidade relativa, se mantenham numa gama de valores pretendida.

Para o cálculo das cargas térmicas de aquecimento (ou de Inverno) é usado o critério que assume o pior caso possível que se pode obter na estação de aquecimento e que pressupõe: a inexistência de qualquer tipo de ganhos solares ou internos e o não armazenamento de calor (Coleman, 2009). Os únicos parâmetros que segundo este critério entram no cálculo das cargas térmicas são as perdas de calor através da envolvente (\dot{Q}_{env}) e as perdas de calor resultantes das infiltrações (\dot{Q}_{inf}). Embora estas perdas sejam fenómenos instacionários, elas são consideradas como permanentes, visto serem formuladas para uso de dados médios integrados ao longo da estação de aquecimento.

Como a caravana é um equipamento móvel, o local de escolha apropriado para o dimensionamento terá de ser um local onde ocorrem temperaturas consideradas críticas (muito baixas). Assim sendo, o local em Portugal que se pode adoptar como referência, e onde são atingidas as temperaturas mais críticas, é em Penhas da Saúde (pertencente ao concelho da Covilhã).

O cálculo das cargas térmicas de aquecimento é efectuado para a temperatura mais baixa e com uma probabilidade de ocorrência de pelo menos 5%. A temperatura exterior na zona de Penhas da Saúde com uma probabilidade de ocorrência de 2,5% é igual a $-5,8$ °C. Esta será a temperatura de projecto para o exterior.

A temperatura para o interior é seleccionada segundo as condições de conforto impostas para estação de aquecimento, e que normalmente é de 20°C (Coleman, 2009).

5.1. Perdas de calor pela envolvente

As perdas de calor pela envolvente contabilizam todas as perdas de calor associadas à condução através das paredes (envolvente). No caso da caravana, como o interior é considerado um espaço único, as únicas trocas de calor que vão existir serão as perdas de calor pelas paredes laterais, tecto, chão e janelas em contacto com o exterior. Pode-se calcular o valor das perdas para o exterior (\dot{Q}_{ext}) através de cada parede pela expressão seguinte:

$$\dot{Q}_{env} = \dot{Q}_{ext} = U \cdot A \cdot (T_{int} - T_{ext}) \quad (5.1)$$

Onde,

U – coeficiente de transmissão térmica dos elementos da envolvente (em $W/(m^2 \cdot K)$);

A – área do elemento da envolvente medida pelo interior (em m^2);

T_{int} – temperatura do ar interior (K);

T_{ext} – temperatura do ar exterior (K).

O valor do coeficiente de transmissão térmica de cada elemento constituinte da envolvente pode ser calculado segundo a seguinte expressão:

$$U = \frac{1}{R_{conv,i} + \sum_i R_i + R_{conv,e}} \quad (5.2)$$

Em que,

R_i – resistência térmica de condução da camada i (em $m^2.K/W$);

$R_{conv,i}$ – resistência térmica de convecção interior (em $m^2.K/W$);

$R_{conv,e}$ – resistência térmica de convecção exterior (em $m^2.K/W$).

A resistência R_i é calculada como sendo o quociente entre a espessura da camada i , e_i (em metros), e o valor da condutibilidade térmica do material que a constitui, λ_i ($W/(m.K)$). Os valores das resistências térmicas de convecção são determinados pelos valores inversos dos coeficientes de convecção α ($W/m^2.K$). De uma outra forma, pode-se escrever a equação 5.2 como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e}} \quad (5.3)$$

Onde,

α_i – coeficiente de convecção interior ($W/(m^2.K)$);

α_e – coeficiente de convecção exterior ($W/(m^2.K)$).

A Tabela 11 contém os valores das resistências térmicas de cada camada da parede por condução e das resistências térmicas superficiais calculadas com base na equação 5.2. Para o cálculo das resistências de condução foram usadas as propriedades dos materiais das Tabelas 8 e 9 do capítulo 4. Os valores das resistências térmicas de convecção ($R_{conv,i}$ e $R_{conv,e}$) foram retirados do livro ASHRAE Handbook (ASHRAE-American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) para a situação de Inverno. A resistência de convecção exterior depende da velocidade do vento de referência para o Inverno (que é de 6,7 m/s) e a resistência de convecção interior depende da posição da parede, ou seja, do sentido do fluxo que atravessa a parede.

Tabela 11. Valores dos coeficientes de transmissão térmica relativos a cada parede.

| | Lado Porta | Lado oposto | Frente | Traseira | Tecto | | Chão | | Janelas |
|-------------------------------|------------|-------------|----------|----------|--------------|-----------|--------------|-----------|---------|
| | | | | | Poliestireno | Travessas | Poliestireno | Travessas | |
| $R_{conv,i}$ ($m^2.K/W$) | 0,120 | 0,120 | 0,120 | 0,120 | 0,110 | 0,110 | 0,160 | 0,160 | 0,120 |
| $R1(m^2.K/W)$ | 4,35E-06 | 4,35E-06 | 4,35E-06 | 4,35E-06 | 0,008 | 0,008 | 0,018 | 0,018 | |
| $R2$ ($m^2.K/W$) | 0,500 | 0,500 | 0,500 | 0,500 | 0,625 | 0,147 | 0,750 | 0,176 | 0,014 |
| $R3$ ($m^2.K/W$) | 0,018 | 0,018 | 0,018 | 0,018 | 0,018 | 0,018 | 0,059 | 0,059 | |
| $R_{conv,e}$ ($m^2.K/W$) | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 |
| U ($W/m^2.K$) | 1,498 | 1,498 | 1,498 | 1,498 | 1,265 | 3,198 | 0,984 | 2,258 | 6,111 |

As resistências R1, R2 e R3 correspondem sucessivamente às camadas 1, 2 e 3 de cada parede. No Anexo B encontram-se as tabelas auxiliares de cálculo para determinação dos valores das Tabelas 11 e 12. Com os valores da Tabela 11 calcularam-se as perdas caloríficas existentes em cada parede, Tabela 12.

Tabela 12. Perdas caloríficas em cada parede.

| A.U (W/K) | Lado Porta | Lado oposto | Frente | Traseira | Tecto | Chão |
|--|----------------|---------------|---------------|--------------|---------------|---------------|
| Paredes simples | 11,233 | 11,608 | 5,532 | 5,954 | 8,393 | 7,307 |
| Travessas | | | | | 3,745 | 4,192 |
| Janelas | 3,667 | 2,139 | 4,767 | 1,497 | | |
| (A.U)_{Total} | 14,900 | 13,747 | 10,298 | 7,451 | 12,138 | 11,499 |
| A_{total} | 8,100 | 8,100 | 4,473 | 4,220 | 7,807 | 9,284 |
| U_{Total} (A.U/A_{total}) | 1,840 | 1,697 | 2,302 | 1,766 | 1,555 | 1,239 |
| Qext (W) | 384,42 | 354,67 | 265,70 | 192,23 | 313,16 | 296,67 |
| Q envolvente (W) | 1806,85 | | | | | |

5.2. Perdas de calor resultantes das infiltrações

As perdas por infiltrações são outro parâmetro que tem de ser contabilizado para o cálculo das cargas térmicas de aquecimento. No capítulo 4 foram feitas as medições para a obtenção do valor correspondente ao número de renovações de ar por hora. Como foi dito no referido capítulo o valor de infiltrações que se utilizará para este cálculo será o do valor crítico medido de 11 NR/h. A equação para determinação das perdas por infiltrações (\dot{Q}_{inf}) é a seguinte:

$$\dot{Q}_{inf} = \dot{m}_{ar} \cdot C_p \cdot (T_{int} - T_{ext}) \quad (5.4)$$

Onde,

\dot{m}_{ar} – caudal mássico de ar infiltrado (kg/s);

C_p – calor específico do ar (J/(kg.K));

T_{int} – temperatura do ar interior (K);

T_{ext} – temperatura do ar exterior (K).

O caudal mássico de ar infiltrado é dado por:

$$\dot{m}_{ar} = \dot{V}_{ar} \cdot \rho \quad (5.5)$$

Em que \dot{V} é obtido da equação 4.4, resultando:

$$\dot{m}_{ar} = V_{ar} \cdot I_{inf} \cdot \rho_{ar} \quad (5.6)$$

Por substituição de \dot{m}_{ar} na equação 5.4 resulta:

$$\dot{Q}_{inf} = V_{ar} \cdot I_{inf} \cdot \rho_{ar} \cdot C_p \cdot (T_{int} - T_{ext}) \quad (5.7)$$

Onde,

I_{inf} – taxa de infiltração de ar (s^{-1});

ρ_{ar} – massa volúmica do ar (kg/m^3).

Temos então para a presente situação:

$$\dot{Q}_{inf} = 1137,4 \text{ W} \quad (5.8)$$

5.3. Escolha de Bomba de Calor

A escolha do sistema de aquecimento por bomba de calor para a caravana torna-se simplificada depois de saber a potência calorífica necessária para satisfazer as perdas de calor impostas à caravana. Com os cálculos desenvolvidos atrás é possível passar-se à determinação da carga térmica total incumbida à caravana, e que é estabelecida pela soma das perdas pela envolvente e pelas infiltrações:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{env} + \dot{Q}_{inf} = 1806,9 + 1137,4 = 2944,3 \text{ W} \quad (5.9)$$

Como se pode ver a potência total necessária para aquecimento da caravana é muito elevada, tendo em conta as suas dimensões. Contudo, este valor é justificável devido à grande diferença entre a temperatura de conforto e a temperatura do exterior ($\Delta T=25,8 \text{ }^\circ\text{C}$). Outro factor que tem de ser tido em conta é o elevado número de infiltrações que ocorrem na caravana. O valor de 11 NR/h corresponde a 39% da potência requerida para aquecimento. No capítulo 4 foi visto que com o isolamento de alguns orifícios da caravana as infiltrações eram reduzidas em 3 NR/H o que corresponderá, a cerca de 31% da potência requerida para aquecimento (2634 W).

A título de exemplo, e para que se possa estabelecer uma comparação entre cargas térmicas em diferentes locais, são calculadas as cargas térmicas para o Porto. O valor correspondente para este local será o seguinte:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{env} + \dot{Q}_{inf} = 1309,6 + 824,4 = 2134 \text{ W} \quad (5.10)$$

O cálculo deste valor foi baseado nos mesmos critérios seguidos atrás ($T_{int}= 20^\circ\text{C}$ e $I=11\text{NR/h}$), sendo que para o Porto a temperatura de projecto exterior é de $1,3 \text{ }^\circ\text{C}$. Pode-se verificar que, para um $\Delta T=18,7 \text{ }^\circ\text{C}$, a potência calorífica necessária para satisfazer as perdas é de 2134,03 W (para a situação no Porto), o que conduz a uma redução de aproximadamente 810 W de potência calorífica necessária. Esta é uma redução significativa se a caravana estiver num local onde as necessidades térmicas são menores. Quanto ao valor de potência obtido após o isolamento dos orifícios, este é de 1909 W. De qualquer das formas, os valores que serão usados para o dimensionamento do sistema de aquecimento por bomba de calor serão, como previsto, os correspondentes a Penhas da Saúde.

A tipologia de bomba de calor que mais se adequa para instalação na caravana é a Ar – Ar que funciona com o ciclo de compressão de vapor. A utilização deste tipo de bombas na caravana é considerada a ideal por ser o tipo de equipamento mais utilizado a nível de climatização ambiente (uma vez que podem ter um sistema de inversão do ciclo, sendo possível também realizar arrefecimento). Este aspecto traz consigo benefícios a nível de

custos e de variedade de equipamentos no mercado. Para além disso, outra vantagem prende-se com o facto de possuírem um COP elevado e portanto necessitarem de um valor mais baixo de potência eléctrica.

Procedeu-se a uma selecção de vários equipamentos disponibilizados no mercado, tendo em conta a capacidade calorífica, as dimensões, os caudais, as temperaturas de trabalho, os custos, os valores do COP e a posição do equipamento. Na tabela seguinte é possível observar os equipamentos seleccionados:

Tabela 13. Apresentação de alguns modelos de bombas de calor Ar-Ar.

| | | Marca | | | | | | | |
|--------------------------------------|------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | | SANYO | | MITSUBISHI | | LG | | DAIKIN | |
| Modelo | | SAP-KRV 96EH | SAP-FR 94EH | MSH- GA25VB | MFZ- KA25VA | CS09AQ NB0 | CQ09 NA0 | FTXR28EV 1B9 | FVXS25 V1B |
| Posição | | Parede cima | Chão | Parede cima | Chão | Parede cima | Chão | Parede cima | Chão |
| Capacidade BC (kW) | | 3,3 | 3,2 | 3 | 3,4 | 3,2 | 3,4 | 3,6 | 3,4 |
| Potência eléctrica consumida BC (W) | | 915 | 810 | 820 | 835 | 700 | 790 | 700 | 810 |
| COP BC (Tint=20°C e Text=6°C) | | 3,61 | 3,95 | 3,66 | 4,07 | 4,6 | 4,3 | 5,14 | 4,2 |
| Capacidade arrefecimento (kW) | | 2,65 | 2,5 | 2,65 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,8 | 2,5 |
| Potência consumida arrefecimento (W) | | 825 | 775 | 820 | 590 | 545 | 570 | 560 | 564 |
| COP arrefecimento | | 3,21 | 3,23 | 3,23 | 4,31 | 4,6 | 4,4 | 5 | 4,43 |
| Unidade interior | Dimensão A×L×P (mm) | 285×825× 213 | 700×560× 200 | 278×815× 244 | 600×700× 200 | 285×885× 210 | 600×700× 210 | 209×890× 305 | 600×700× 210 |
| | Caudal (m ³ /h) | 460 | 400 | 588 | 546 | 720 | 420 | 612 | 414 |
| | Peso (kg) | 9 | 18,6 | 9 | 14 | 11 | 13,8 | 14 | 14 |
| Unidade exterior | Dimensão A×L×P (mm) | 548×720× 265 | 548×720× 265 | 550×800× 285 | 550×800× 285 | 545×770× 288 | 540×770× 245 | 693×765× 285 | 550×765× 285 |
| | Peso (kg) | 30 | 35 | 32 | 33 | 35 | 32 | 48 | 32 |
| | Limite de funcionamento (°C) | -15 | -9 | -10 | -10 | -10 | -10 | -20 | -15 |
| Preço* (€) | | 960 | 1098 | 750 | 1595 | 1140 | 1776 | 1668 | 1512 |

* Os preços foram retirados do site www.megaclima.pt, podendo variar consoante a fonte consultada.

Os modelos acima seleccionados foram escolhidos com o objectivo de estabelecer comparações. Só foram escolhidos sistemas de aquecimento com unidades interiores de instalação na parede e no chão, por serem mais favoráveis uma vez que o topo da caravana

será ocupado por painéis fotovoltaicos. É de notar que existem muitas outras marcas e modelos que variam consoante as necessidades.

As escolhas feitas recaíram sobre os dois modelos da DAIKIN, Tabela 13, um para a parede, Figura 29, e o outro para o chão, Figura 30, que segundo as características fornecidas parecem ser os mais interessantes para integração na caravana. Ambos os equipamentos possuem um compressor rotativo e hermético do tipo Swing, um condensador a ar com ventilador (formato em serpentina), um sistema de expansão por válvula de expansão termostática e um evaporador seco em serpentina com ventilador. Para além disso, o critério de escolha foi baseado nos equipamentos que tinham melhor COP e que aguentassem as temperaturas de funcionamento mais baixas. Nesta análise não foi levado em conta se os custos dos sistemas serão economicamente vantajosos para montagem na caravana.



Figura 29. Bomba de calor de parede, modelo DAIKIN FTXR28EV1B9, (Megaclima, 2009).



Figura 30. Bomba de calor de chão, modelo DAIKIN FVXS25V1B, (Megaclima, 2009.)

A importância do COP elevado já foi referida anteriormente, mas será analisada mais aprofundadamente no subcapítulo seguinte com incorporação do sistema fotovoltaico para alimentação do sistema de aquecimento. A temperatura de funcionamento é outro factor que se reveste de especial interesse e que foi tido em conta através da análise dos catálogos de bombas de calor. Como o local para onde se está a projectar o sistema tem temperaturas que podem chegar aos $-5,8\text{ }^{\circ}\text{C}$, é necessário garantir que o sistema de aquecimento tenha capacidade de funcionar bem perante estas condições.

Com estas duas escolhas pretende-se, após serem feitas as simulações do capítulo 6, perceber qual das configurações possíveis se adequa melhor ao objectivo de aquecimento da caravana.

Como se pode ver nas Figuras 29 e 30, os equipamentos escolhidos são compostos por duas unidades, uma exterior e outra interior. O melhor local para instalação da unidade exterior para os dois casos será, em princípio, na parte traseira da caravana onde poderá ser instalado na posição correcta e com os espaçamentos necessários para não haver obstrução na circulação do ar. Para montagem da unidade interior na parede será necessária uma adaptação dos elementos/conteúdos existentes no interior da caravana, ao passo que a instalação da unidade interior no chão não requer esse mesmo trabalho. Aqui, o equipamento é instalado na zona inferior das paredes com uma distância mínima do chão não obrigando, assim, a grandes reformulações. Embora este aspecto seja uma vantagem, a escolha final do equipamento vai variar conforme os resultados obtidos nas simulações. Só nessa altura será possível afirmar qual o equipamento mais apropriado para aquecimento da caravana.

5.4. Escolha de painel Fotovoltaico

A escolha de um painel fotovoltaico é mais complexa do que a escolha do sistema de aquecimento, na medida em que são mais os critérios a ter em conta para a aquisição deste tipo de material. Para o projecto que se pretende desenvolver era necessário que o equipamento satisfizesse um conjunto de critérios que serão estudados mais à frente. Esta lista engloba não somente as características físicas do painel como também, e sobretudo, a sua capacidade energética (potência e eficiência).

O objectivo desta fase do trabalho é perceber se é realmente possível alimentar o sistema de aquecimento da caravana com recurso a energias renováveis (painéis fotovoltaicos). De salientar que não será efectuado, a este nível, um estudo exaustivo pois o objectivo principal do trabalho é o desenvolvimento de uma bomba de calor e não a escolha de um painel fotovoltaico.

O primeiro passo é o cálculo da potência eléctrica necessária para alimentar o sistema de aquecimento da caravana. Assim sendo, serão de seguida apresentados os cálculos efectuados para se chegar ao valor pretendido. De notar que para efeitos de cálculo foi utilizado apenas um dos tipos de bomba previamente seleccionados (bomba de calor de chão).

Através do valor de COP_{BC} (fornecido nas características da bomba de calor seleccionada) e da potência calorífica (obtida por cálculo das cargas térmicas efectuado neste capítulo) é possível, então, calcular a potência eléctrica (\dot{W}_C) necessária através da seguinte expressão:

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{W}_C} \quad (5.11)$$

Visto o COP_{BC} variar em função das temperaturas exteriores e interiores de funcionamento do sistema, é preciso fazer-se uma estimativa do seu valor nas condições extremas consideradas para a determinação das cargas térmicas. A variação do valor do COP_{BC} para uma temperatura interior constante de 20°C é representada por uma curva de variação do COP_{BC} versus Temperatura exterior, Figura 31. Apesar de na bomba de calor pré-seleccionada o fabricante não disponibilizar a curva de variação do COP_{BC} versus Temperatura exterior, é possível, através do conhecimento da curva dos valores de COP ideais (ciclo de Carnot Invertido, equação 2.10) para a $T_{int}=20^\circ\text{C}$ constante e a temperatura exterior variável, fazer-se uma aproximação da curva real. Com base no valor do $COP_{BC} = 4,2$ (bomba de calor chão, Tabela 13) para as temperaturas de referência $T_{int}= 20^\circ\text{C}$ e $T_{ext}=6^\circ\text{C}$ e com o auxílio da curva ideal é possível traçar-se a curva do COP_{BC} “real” da Figura 31.

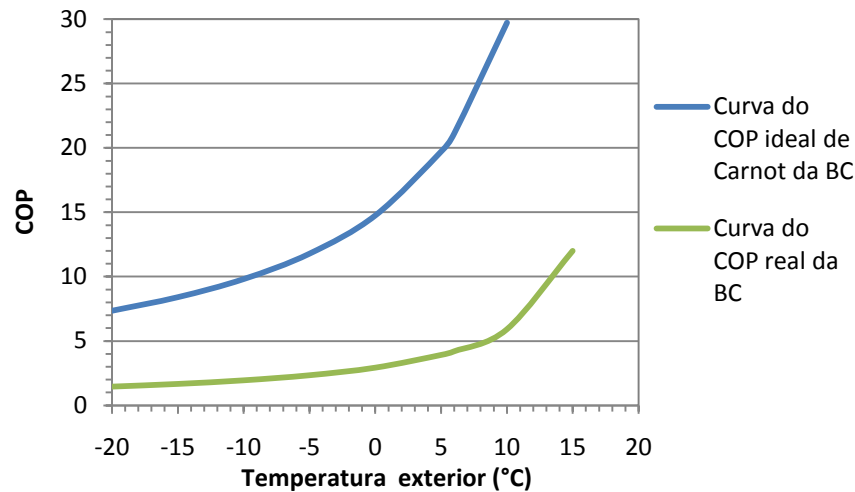


Figura 31. Representação da curva do COP versus Temperatura exterior para uma temperatura interior constante de 20°C.

A curva do COP_{BC} “real” foi traçada com base na noção de rendimento da BC, $\eta_{BC} = COP_{real} / COP_{ideal}$. Para a $T_{ext} = 6^{\circ}C$ o $COP_{ideal} = 21,2$ e o $COP_{real} = 4,2$, obtém-se um $\eta_{BC} = 19,8\%$. Assumiu-se $\eta_{BC} = 20\%$ constante em função da T_{ext} , o que permitiu estimar os restantes valores do COP “real” para as diferentes temperaturas exteriores.

A partir da Figura 31 obtém-se o valor $COP_{BC} = 2,3$ correspondente à temperatura exterior de projecto de aproximadamente $-6^{\circ}C$. Com o valor do COP, e utilizando a equação 5.11, é possível determinar o valor da potência eléctrica consumida pela bomba de calor para as cargas térmicas respectivas:

$$\dot{W}_C = \frac{\dot{Q}_a}{COP_{BC}} = \frac{2944,3}{2,3} \approx 1280 \text{ W} \quad (5.12)$$

Uma vez calculada a potência eléctrica necessária para alimentar o sistema de aquecimento da caravana, importa agora calcular qual a potência conseguida com a aplicação de painéis fotovoltaicos na área disponível no tecto da caravana ($5m^2$). Considera-se ainda que os painéis são colocados na horizontal (sem inclinação para o sol), devido ao facto de no deslocamento da caravana não poderem estar elevados por razões de segurança e por ser mais cómodo para o caravanista a não elevação (desprezando um sistema de elevação automática) quando a caravana estiver parada.

Para o cálculo da potência conseguida com os painéis, vão ser utilizados dados climáticos correspondentes ao local para onde foi calculado o sistema de aquecimento. O interesse, neste caso, é de se saber se, numa primeira abordagem, será possível alimentar a bomba de calor. Neste cálculo é considerado o valor médio de radiação horizontal global correspondente ao mês de menor radiação solar (Dezembro) e que será de $1,7 \text{ kWh/m}^2$ (valor para o concelho da Covilhã, por não haver dados disponíveis para Penhas da Saúde). Como este valor é um valor médio diário, e o pretendido é obter um valor horário, pode-se

considerar que para a estação de Inverno o período de sol é de 8 horas. Assim, passaremos a ter aproximadamente 213 W/m^2 de radiação.

Para o cálculo da potência dos painéis, é sabido que o rendimento (η_{FV}) do painel fotovoltaico é dado pela razão entre a potência eléctrica gerada (\dot{P}_{elect}) e a potência máxima de radiação incidente (\dot{P}_{inc}).

$$\eta_{FV} = \frac{\dot{P}_{elect}}{\dot{P}_{inc}} = \frac{\dot{P}_{elect}}{A \cdot I} \quad (5.13)$$

Onde,

A – Área do painel fotovoltaico (m^2);

I – Radiação incidente (W/m^2).

Pela equação geral do rendimento, o rendimento médio para as condições climatéricas a que o painel fotovoltaico esta sujeito é dado por, (Oliveira, 2008):

$$\eta_{FV} = \eta_{ref} \left[1 - \beta \cdot (T_{ext} - T_{ref}) - \beta \frac{I \cdot \tau \alpha}{K} \cdot (1 - \eta_{ref}) \right] \quad (5.14)$$

Em que,

β – Coeficiente de temperatura (K^{-1});

K – Coeficiente de perdas ($\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$);

$\tau \alpha$ – Rendimento óptico;

I – Radiação incidente (W/m^2);

T_{ext} – Temperatura exterior (K);

T_{ref} – Temperatura de referência (K);

η_{ref} – Rendimento de referência.

Considerando um painel fotovoltaico de silício monocristalino uma vez que é o que tem maior eficiência para as condições climatéricas definidas, tendo os parâmetros seguintes para uma $T_{ref}=0^\circ\text{C}$:

$$\beta = 0,004 \text{ K}^{-1} \quad ; \quad K = 25 \text{ W/m}^2\text{K} \quad ; \quad \tau \alpha = 0,7 \quad ; \quad \eta_{ref} = 0,15$$

Obtém-se:

$$\eta = 0,15 \left(1 - 0,004 \cdot (267,35 - 273,15) - 0,004 \frac{213 \cdot 0,7}{25} \cdot (1 - 0,15) \right) = 0,1504 \quad (5.15)$$

Substituindo na equação 5.13:

$$0,1504 = \frac{\dot{P}_{elect}}{5 \times 213} \Leftrightarrow \dot{P}_{elect} = 160,2 W \quad (5.16)$$

A \dot{P}_{elect} gerada pelos 5 m² de painéis fotovoltaico para as condições de projecto (constantes) não é suficiente para alimentação directa do sistema.

Agora que já é conhecido o valor da potência é necessário aprofundar um pouco mais o estudo efectuado até aqui. Uma vez que este valor corresponde apenas a uma estimativa, pareceu pertinente efectuar um estudo da produção de energia pelo painel ao longo dos 5 meses mais frios do ano (dados relativos ao concelho da Covilhã e considerando o valor constante de COP_{BC}=4,2), bem como do consumo do sistema de aquecimento por bomba de calor, Figura 32. Para determinação do gráfico utilizou-se o método de cálculo anterior. De notar que, os valores utilizados para as condições exteriores variam ao longo do dia e a determinação dos valores mensais são baseados no cálculo da energia acumulada em cada mês (para este cálculo utilizou-se como software auxiliar o Microsoft Excel).

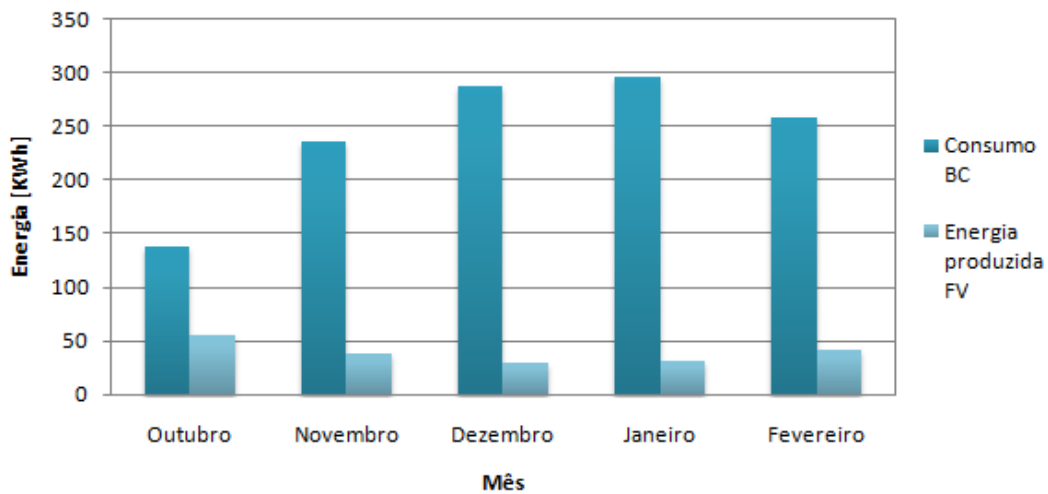


Figura 32. Gráfico de barras da produção e consumo de energia eléctrica ao longo dos 5 meses mais frios da estação de Inverno para a Covilhã.

Como é possível observar pela figura acima, a energia eléctrica produzida em cada mês não é suficiente para satisfazer as necessidades energéticas do sistema se este estiver em funcionamento contínuo. Nesse sentido, e porque não se pretende abandonar a ideia de manter os painéis fotovoltaicos na caravana, calculou-se o número de horas em que o sistema poderia ser utilizado. No entanto, esta utilização só poderá ser feita durante o período nocturno para que ao longo do dia seja armazenada a potência necessária ao seu funcionamento.

Dos cinco meses analisados foi escolhido um dia do mês de Dezembro, no sentido de perceber qual a potência produzida durante o período diurno. Esta análise tem como objectivo

permitir efectuar os cálculos necessários à obtenção do número de horas em que o sistema poderá funcionar durante o período nocturno, Figura 33.

O valor da potência de alimentação da bomba de calor, Figura 33, é o valor médio de consumo ao longo do dia 20 de Dezembro (valores médios anuais) que foi achado utilizando um COP constante de 3,9 (para temperatura média exterior de 5°C). Note-se que o valor médio da potência é calculado a partir dos valores da potência de alimentação da bomba de calor que variam com as cargas térmicas ao longo do dia.

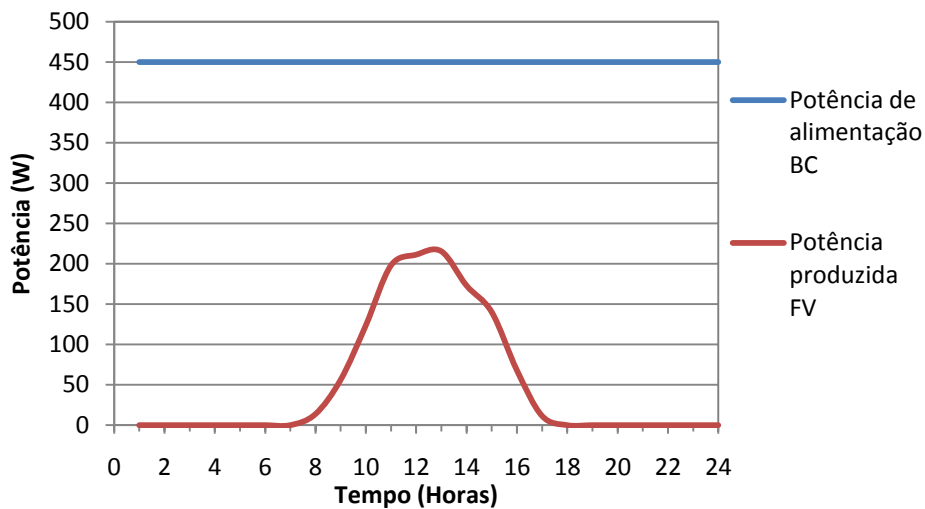


Figura 33. Representação da potência produzida FV e de alimentação BC em função do tempo para valores médios anuais do dia 20 de Dezembro para o concelho da Covilhã

Pela figura acima representada é possível verificar que a potência FV máxima é de 220 W, correspondendo a metade da potência BC requerida para aquela hora. Com os valores da potência produzida pelos painéis fotovoltaicos ao longo do dia será calculado agora o número de horas de autonomia do sistema, considerando que a energia é armazenada numa bateria e que não há perdas.

$$E_{acumulada} = \int_8^{17} \dot{E} dt = 1211,8 Wh \quad (5.17)$$

Dividindo-se pela potência de alimentação da bomba de calor obtém-se:

$$t = \frac{E_{acumulada}}{W_c} = \frac{1211,8}{450} = 2,7 h \quad (5.18)$$

Na expressão acima conclui-se que o sistema terá, no período nocturno, uma autonomia de 2,7 horas (2 horas e 42 minutos), para um dia onde a temperatura média exterior ronda os 5°C.

Fazendo a mesma análise para o dia 29 de Outubro, onde a temperatura média exterior foi de 11,5 °C (COP=6, considerado constante para o cálculo da potência de alimentação da BC), obtém-se uma potência média de consumo da bomba de calor de 161 W, Figura 34.

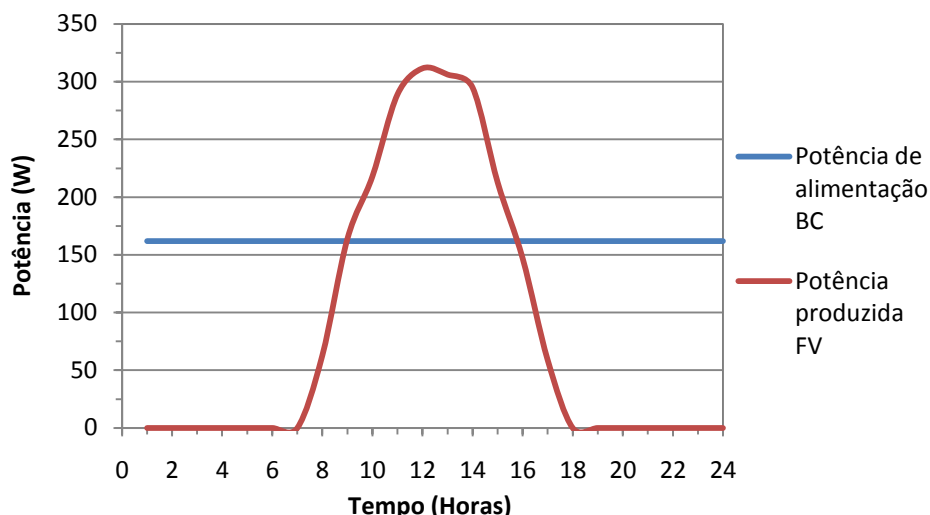


Figura 34. Representação da potência produzida FV e de alimentação BC em função do tempo para valores médios anuais do dia 29 de Outubro para o concelho da Covilhã

Como se pode observar na Figura 34, a curva de potência FV produzida pelos painéis fotovoltaicos ultrapassa a linha de potência de alimentação da bomba de calor (potência média considerada constante) para este dia. Este resultado revela-se bastante animador, na medida em que indica que neste dia há a capacidade de os painéis fotovoltaicos satisfazerem as necessidades energéticas da bomba durante o período diurno e ainda acumular parte da energia em excesso na bateria. Recorrendo à equação 5.17 pode-se estimar a energia total disponível durante o período diurno:

$$E_{acumulada} = \int_7^{18} \dot{E} dt = 2065,8 Wh \quad (5.19)$$

Para este dia, se a energia fosse totalmente armazenada, ter-se-ia uma autonomia de:

$$t = \frac{2065,8}{161} = 12,75 h \quad (5.20)$$

O tempo de autonomia previsto do dia 29 de Outubro será de 12,75 horas (12 horas e 45 minutos), não contabilizando qualquer tipo de perdas (controlador de carga, bateria e inversor).

Com isto, e para se ter uma ideia de quantos painéis são precisos para cobrir a área de 5 m^2 , fez-se uma pesquisa na qual se escolheu como exemplo um painel fotovoltaico de silício monocristalino da BP Solar (modelo BP 4175T), Figura 35, com uma potência máxima de 175 Wp e eficiência de 14%.

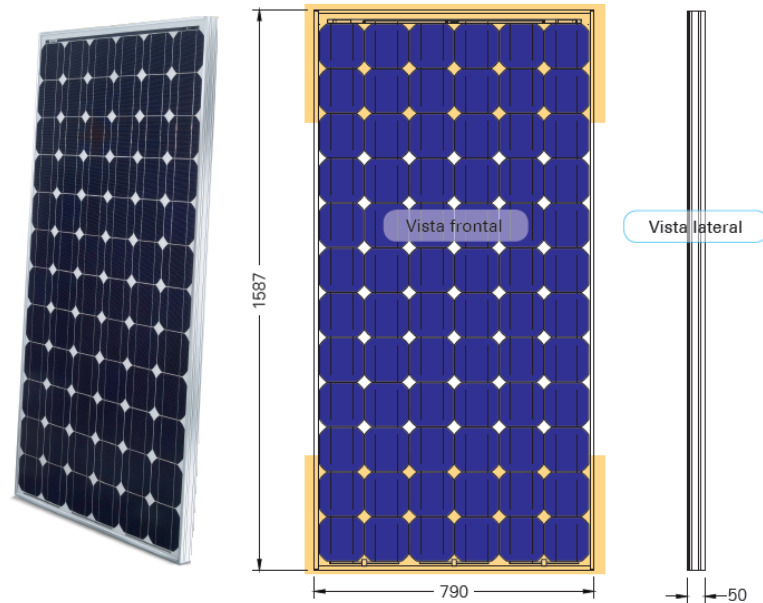


Figura 35. Representação do painel fotovoltaico do modelo BP 4175T da BP Solar Fonte: BP.

A Figura 35 permite observar que o painel fotovoltaico tem 1,587 metros de altura, 0,790 metros de largura e 0,05 metros de profundidade. A área de um só painel será de $1,25 \text{ m}^2$, o que leva a concluir que serão necessários 4 painéis para completar a área de 5 m^2 considerada.

Para as condições de projecto (condições extremas), é necessário o recurso a uma fonte de energia eléctrica auxiliar devido ao facto da área (5 m^2) disponível não ser suficiente para satisfazer as necessidades energéticas. Contudo, ficou comprovado que mesmo fazendo um balanço ao longo de cinco meses de Inverno, onde se observa que a energia acumulada não seria suficiente para alimentar a bomba de calor, é possível satisfazer as necessidades durante algumas horas de determinados dias recorrendo à acumulação de energia. De referir que as condições climatéricas nestes dias não são tão críticas como as condições de projecto mas, apesar disso, não deixam de ser dias frios que requerem aquecimento da caravana para conforto dos seus ocupantes.

6. Simulação em software CFD da Caravana

Para a simulação da evolução das temperaturas no interior da caravana e do local mais apropriado para a colocação do sistema de aquecimento, foi utilizado o programa Fluent (versão 6.3.26). O Fluent é um software de mecânica dos fluidos computacional (CFD – Computacional Fluid Dynamics) que pertence à empresa ANSYS e é concebido especialmente para simulação de escoamentos e transferências de calor nas mais diversas geometrias.

Para obtenção do modelo para simulação é necessário um outro programa onde se define a geometria e a malha pretendida. Assim sendo, foi utilizado um outro programa da ANSYS chamado Gambit (versão 2.3.16) que serve como suplemento ao programa Fluent para criação dos modelos a simular.

Ao longo deste capítulo os modelos de simulação serão validados com os resultados experimentais do capítulo 4.

6.1. Criação do modelo e das malhas

A criação do modelo nem sempre é fácil. Por vezes, é necessário simplificar utilizando uma estrutura aproximada à real mas com algumas alterações. As alterações são feitas de acordo com o objectivo de estudo mas nem sempre são concretizáveis. No caso dos modelos para simulação de escoamentos, a alteração da configuração pode alterar completamente o modelo a simular. No caso em estudo, é de especial interesse a simulação da evolução da temperatura no interior da caravana, para assim poder seleccionar o melhor local de colocação do sistema de aquecimento. A simplificação nesta situação não altera substancialmente os valores a simular (a alteração da estrutura tem um peso muito reduzido nos valores finais quando comparado com a alteração das propriedades dos materiais), tendo sido utilizado um paralelepípedo exterior com as dimensões da Tabela 14 e outro paralelepípedo interior com cinco centímetros a menos em cada dimensão.

Tabela 14. Dimensões exteriores do modelo para simulação da Caravana

| Dimensões exteriores (m) | |
|--------------------------|------|
| Largura | 2,00 |
| Altura | 2,00 |
| Comprimento | 4,00 |

O paralelepípedo de menor dimensão foi deslocado para o interior do de maiores dimensões ficando com um espaçamento entre paredes de 0,025 metros. A utilização deste volume servirá para a recriação da espessura relativa às paredes da caravana.

O volume correspondente à caravana foi criado através do comando Split Volume do Gambit, que faz a divisão entre os dois paralelepípedos de modo a ficarem associados um ao outro (parâmetros necessários para o procedimento de criação de malha para haver ligação dos volumes nas interfaces). A malha que mais se adequa a este tipo de volume é a hexaédrica do tipo estruturada (comando MAP do software Gambit). Este tipo de malha consegue melhores resultados e facilita o controlo do número total de elementos. Contudo, o uso da malha hexaédrica estruturada impõe certos cuidados na escolha dos nós e no tipo de ligação e formato dos volumes. O uso de outro tipo de malha, como por exemplo a tetraédrica, seria possível de ser aplicada ao modelo. Esta facilitaria o processo de ligação entre os nós, pois tem uma maior facilidade de se adaptar a qualquer tipo de formato. Por outro lado, aumentaria em grande escala o número de elementos finais e o tempo de cálculo, o que pode ser desvantajoso.

Para aplicação da malha hexaédrica foi necessário subdividir o volume exterior em seis volumes que foram criados a partir da ligação entre os vértices do volume interior e exterior, Figura 36, e que correspondem a cada parede constituinte da caravana.

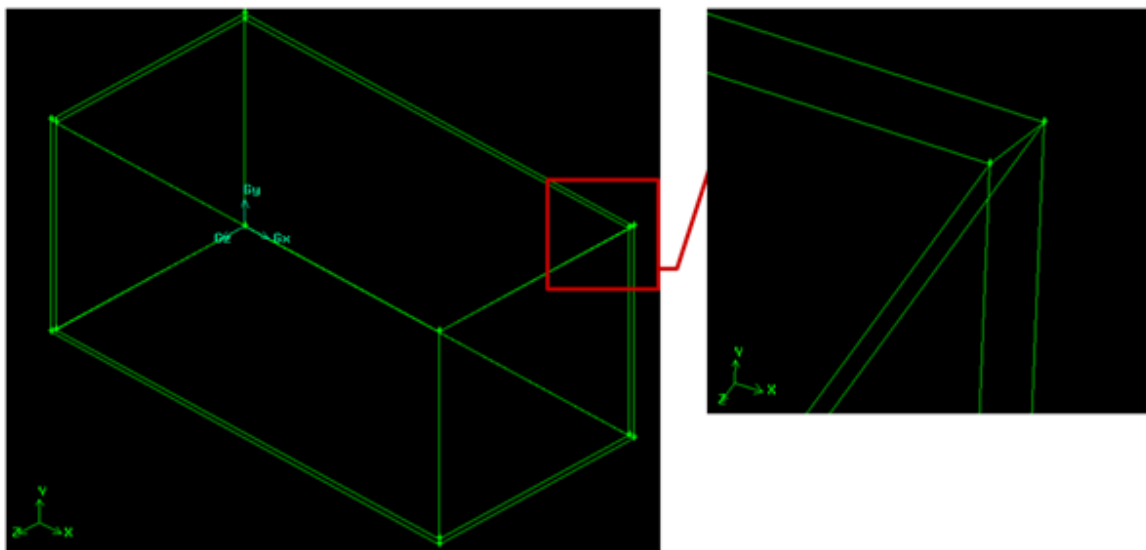


Figura 36. Representação do volume da caravana e ligação de vértices entre volumes interior e exterior.

De seguida foram criadas as janelas. Para inserção das mesmas, sem alterar o tipo de malha e para não haver um grande aumento do número dos elementos, foi necessário considerar, para efeitos de simulação, que são do mesmo tamanho ($1 \times 0,5$ m) e que se encontram centradas em cada face, Figura 37. Só assim seria possível evitar problemas na criação da malha. Para além disso, recorreu-se ao mesmo método de criação de vários volumes para que a malha hexaédrica estruturada fosse criada sem defeitos.

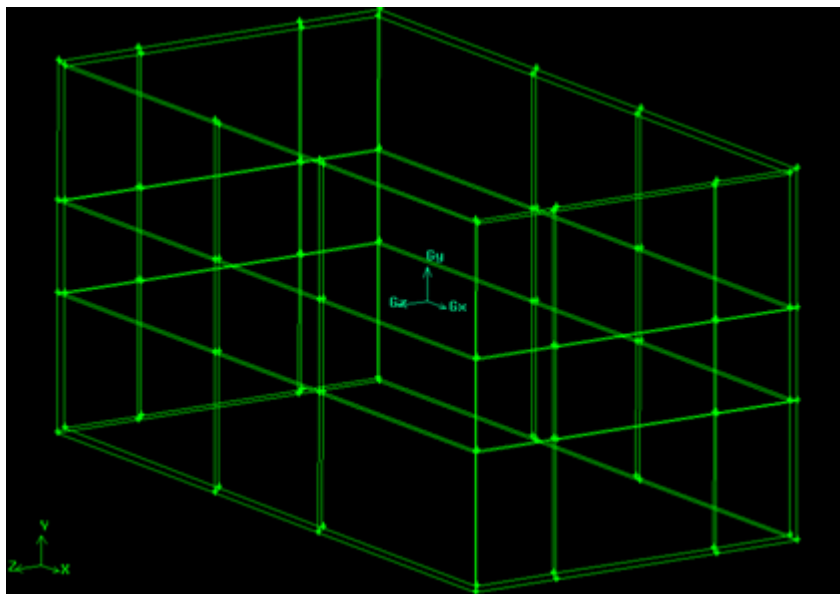


Figura 37. Representação do modelo Caravana com janelas.

Antes da elaboração das malhas dos volumes é necessário criar os nós e/ou espaçamentos pretendidos em cada aresta. Para isso, foram utilizadas as características da seguinte tabela:

Tabela 15. Características para configuração de nós

| Arestas janelas | | | | |
|--|-----------------|-----------------|-----------------|----------------------|
| | Largura | Altura | | |
| Dimensão (m) | 1 | 0,5 | | |
| Tipo | Sucessive Ratio | Sucessive Ratio | | |
| Quantidade de intervalos | 16 | 8 | | |
| Arestas | | | | |
| | Largura | Altura | Comprimento | Diagonal (Espessura) |
| Tipo | Sucessive Ratio | Sucessive Ratio | Sucessive Ratio | Sucessive Ratio |
| Quantidade de intervalos totais | 32 | 32 | 64 | 2 |

Para a criação dos nós escolheu-se o tipo de disposição Successive Ratio, Tabela 15, para que o factor de disposição ao longo das arestas fosse o mesmo, mantendo os nós com espaçamentos equivalentes entre eles. O número de nós foi definido em proporção à quantidade de intervalos que se pretendia nas arestas. Na Figura 38 é possível observar as arestas das janelas com a configuração de alguns nós.

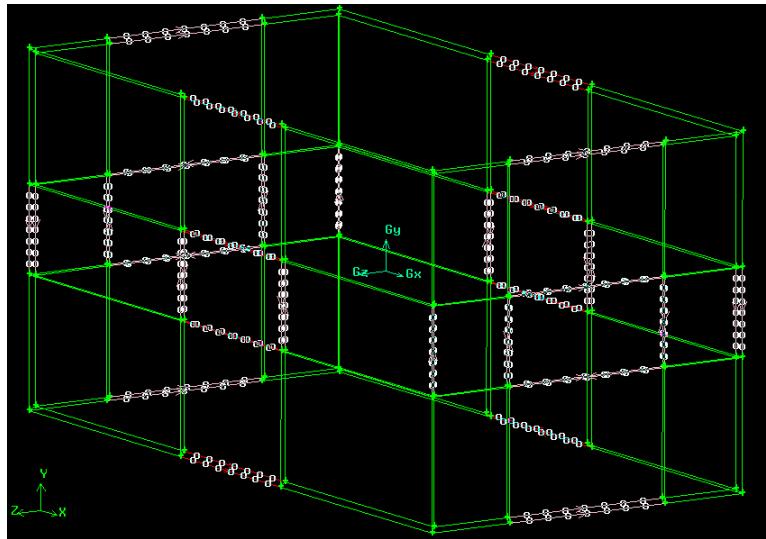


Figura 38. Representação do modelo Caravana com a configuração de alguns nós.

O passo seguinte consistiu na criação das malhas dos volumes. Este processo é simplificado pelo passo anterior bastando agora seleccionar a malha como hexaédrica (HEX) e do tipo estruturada (MAP) para cada volume, Figura 39. Após esta etapa, efectuou-se a análise da malha para ver se esta tinha sido bem construída em cada volume e se a ligação entre malhas nas interfaces dos volumes tinham sido igualmente bem criadas, Figura 39. A este modelo chamou-se modelo Caravana e ficou com 86016 elementos (o tamanho de um elemento médio no interior da caravana é de 62,5mm×60,4mm×61,5).

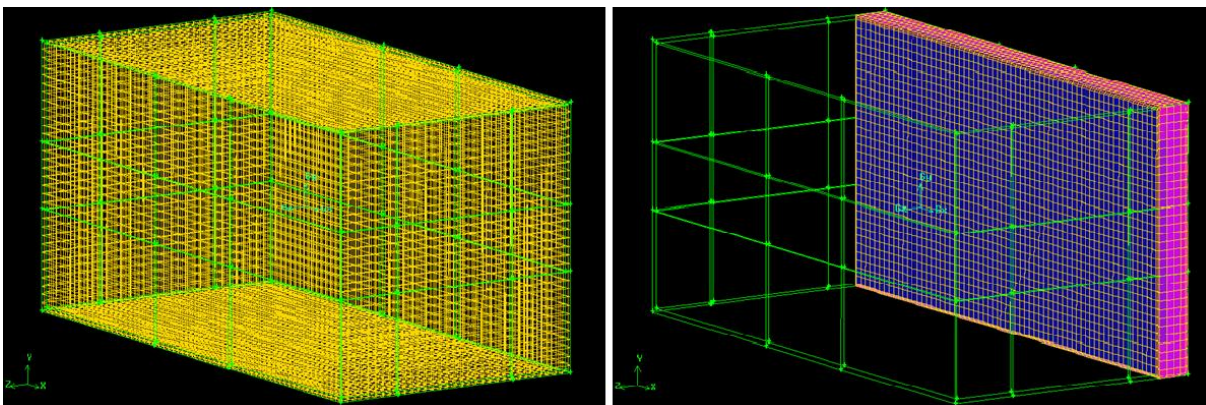


Figura 39. Modelo Caravana com malha e análise de malha

6.2. Simulação e validação do modelo

O modelo criado no software Gambit foi elaborado com o objectivo de simular a caravana. A criação do modelo foi surgindo através de uma sucessão de pré-etapas de aprendizagem do software de simulação Fluent. No anexo C é possível consultar todo um conjunto de simulações que, apesar de posteriormente não se revelarem úteis para este trabalho, foram realizadas para permitir uma maior contextualização e aprendizagem do programa.

Antes de se passar à fase de simulação do modelo com sistema de aquecimento é fundamental a validação do mesmo. Nesta etapa, todas as simulações foram feitas sem incluir as perdas por infiltrações, uma vez que não foi possível configurar o programa para estas condições.

A primeira preocupação nesta etapa de validação foi conhecer as condições a que a caravana estava exposta. Com os valores medidos no capítulo 4 foi possível ter conhecimento das temperaturas e infiltrações que são atingidas no interior da caravana. Com os valores medidos e com o modelo criado no Gambit reúnem-se as condições para se proceder a uma primeira simulação de modo a viabilizar o modelo.

Para verificar a variação de temperaturas do ar interior da caravana ao longo do tempo, e posterior comparação com as temperaturas medidas, foi escolhido para o solver do programa um regime transitório e activada a equação de energia.

Uma vez que na simulação do modelo foi escolhida uma espessura única para o volume da caravana e todas as janelas iguais, na introdução dos materiais das paredes para simulação foi necessário fazer uns pequenos ajustes nas propriedades equivalentes, Tabela 16. Para o cálculo destes valores utilizaram-se as equações seguintes:

$$\lambda_{modelo} = \lambda_{real} \times \frac{e_{modelo}}{e_{real}} \times \frac{A_{real}}{A_{modelo}} \quad (6.1)$$

$$\rho_{modelo} = \rho_{real} \times \frac{e_{real}}{e_{modelo}} \times \frac{A_{real}}{A_{modelo}} \quad (6.2)$$

$$C_{p,modelo} = C_{p,real} \quad (6.3)$$

Com as equações anteriores foi possível determinar os valores da condutibilidade (λ_{modelo}), da massa volúmica (ρ_{modelo}) e do calor específico ($C_{p,modelo}$) do modelo da caravana da Tabela 16.

Tabela 16. Propriedades equivalentes dos materiais constituintes das paredes da caravana

| | Tecto | Paredes | Chão | Janelas |
|--|----------|----------|----------|----------|
| Espessura (m) | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 |
| Condutibilidade Térmica, λ (W/(m.K)) | 0,052 | 0,051 | 0,051 | 1,8103 |
| Massa volúmica, ρ (kg/m³) | 264,810 | 215,437 | 634,088 | 141,015 |
| Calor específico, C_p (J/(kg.K)) | 1895,218 | 1355,294 | 1979,180 | 1600,000 |

No que respeita ao ar interior, foi considerado que teria um comportamento idêntico ao do gás perfeito sendo seleccionada a opção de Ideal-gas para definir a massa volúmica e as restantes propriedades. Nas condições de funcionamento foi mantida a pressão predefinida de 101325 Pa (Pascal) e activou-se a gravidade com uma aceleração gravítica de $9,81 \text{ m/s}^2$.

As condições de fronteira foram definidas para as superfícies exteriores da caravana, tanto nas paredes como nas janelas, considerando a existência de convecção só no exterior. No tipo de condição de fronteira por convecção são necessários dois parâmetros de configuração, o coeficiente de transferência de calor por convecção e a temperatura do ar exterior. No que respeita ao coeficiente de convecção, o valor utilizado foi de $22,7 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, correspondente a $3,7 \text{ m/s}$ de velocidade do vento.

Devido ao facto de na recolha das medições a caravana estar entre edifícios (protegida do sol durante a manhã), optou-se por fazer as simulações para validação num período do dia em que já não houvesse sol de modo a diminuir a margem de erro. O período nocturno é privilegiado para efeitos de simulação, pois corresponde à altura em que são atingidas as temperaturas mais baixas na caravana.

Foi criado um ficheiro de dados (profile) com as temperaturas exteriores atingidas durante o período compreendido entre as 19h do dia 17 de Novembro e as 8h do dia 18 Novembro de 2009. As simulações efectuadas nestes dias permitirão obter as temperaturas no interior da caravana de modo a ser possível compará-las com as medidas no capítulo 4 (Figura 25).

Nos comandos de resolução do menu Solve, Figura 40, foi utilizado, para a ligação pressão-velocidade, o método SIMPLE com os factores de sub-relaxamento pré-definidos. O método de discretização usado para a pressão foi o Standard e o de First Order Upwind para os restantes parâmetros.

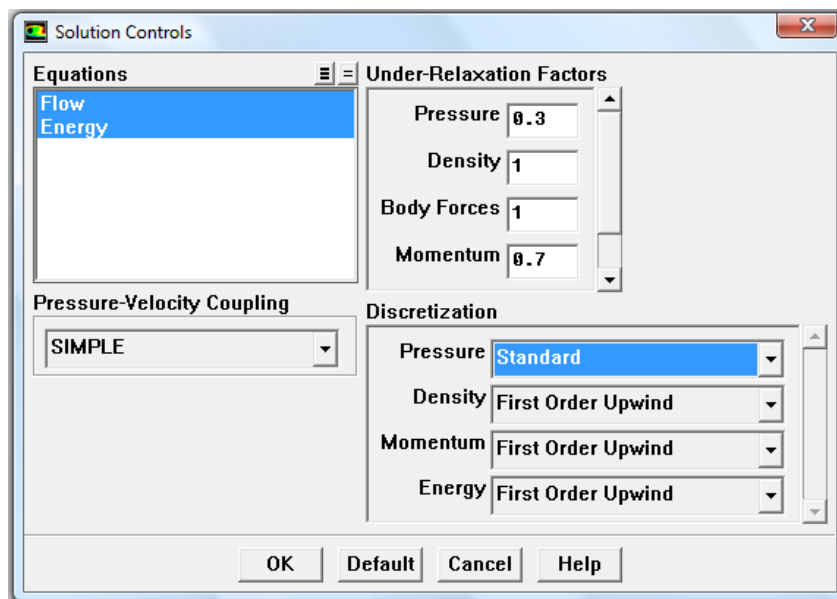


Figura 40. Representação do menu de comandos de resolução

As condições de inicialização foram definidas com a temperatura de arranque de 288,14 K (14,99 °C) para todas as zonas, Figura 41. O valor 288,14 K corresponde à temperatura medida para as 19h do dia 17 de Novembro de 2009 através do data logger 1 que foi o seleccionado por se encontrar num ponto intermédio da caravana. As temperaturas medidas por este equipamento servirão como referência para validação do modelo.

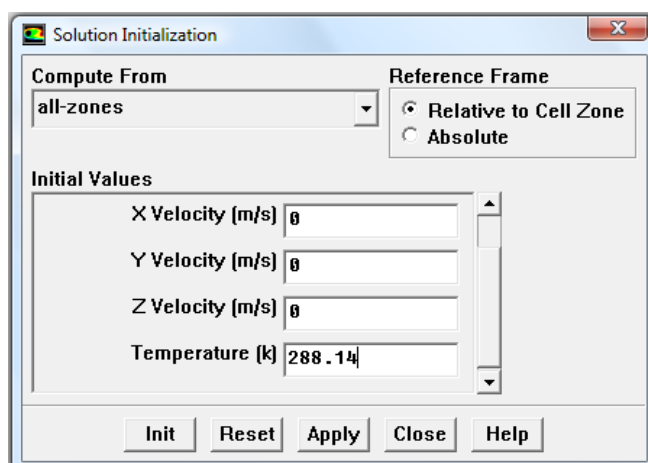


Figura 41. Representação do menu inicialização

Estas configurações são comuns em todas as simulações realizadas para validação do modelo. Apresentam-se de seguida as simulações feitas e as devidas alterações concretizadas até se chegar ao modelo validado.

Simulação do modelo Caravana

Para o cálculo desta simulação foi utilizado um passo temporal (time step size) de 20 segundos e foi simulado para 180 passos temporais (equivalente a 3600 segundos). As iterações máximas definidas por passo temporal foram de 20 iterações e utilizou-se um registo de dados de 50 em 50 iterações. Na figura a seguir está representado a configuração destes valores.

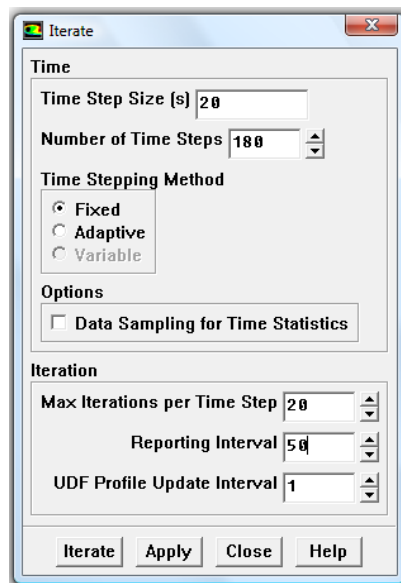


Figura 42. Representação do menu de cálculo das iterações

Com estes valores iniciou-se a simulação verificando-se que, durante o tempo de cálculo, não houve convergência dos resultados. A existência de convergência num cálculo CFD significa que todo procedimento efectuado pelo programa de simulação conduz a todas as soluções possíveis para as equações, sendo sempre considerada uma margem de erro.

Segundo o guia de orientação tutorial do programa, se forem utilizadas as pré-definições do menu de comandos de resolução (Figura 40) a convergência será atingida dentro das vinte iterações por passo temporal. Se, por oposição, a convergência não for atingida, a resolução do problema passa pela redução do tamanho do passo temporal ou pelo refinamento da malha. Tendo em conta esta linha de pensamento, a solução utilizada foi a de redução do passo temporal em 10 segundos (Figura 42), bem como o aumento do número de passos

temporais para 360 (esta simulação tem uma duração de aproximadamente 10 horas). Apesar disso, no final da simulação, verificou-se uma vez mais a não convergência o que conduziu à necessidade de repetir o procedimento anterior, desta vez com um passo temporal de 1 segundo com um número de passos temporais de 3600 (tem uma duração de simulação de aproximadamente 36 horas). Após esta segunda tentativa, não houve alterações de resultado o que obrigou a uma mudança de estratégia. Desta vez, optou-se pelo refinamento de malha com o objectivo de conseguir alcançar uma convergência de resultados. Este procedimento realizou-se através da colocação de mais um nó nas arestas correspondentes à espessura o que, invariavelmente, formou um novo modelo, desta vez denominado por caravana com 2 nós, Figura 43.

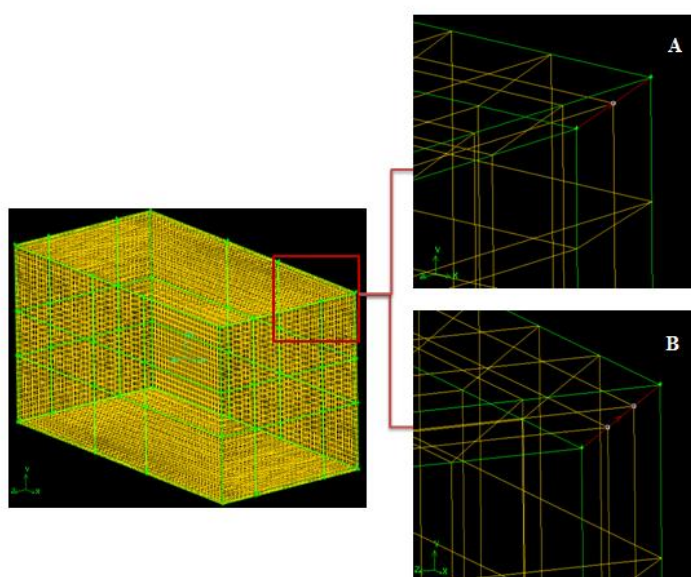


Figura 43. Representação em Gambit de alteração da malha: A - Modelo caravana;
B - Modelo caravana com 2 nós

Simulação do modelo Caravana com 2 nós

Depois da alteração efectuada no programa Gambit e descrita anteriormente, este modelo ficou com 96256 elementos o que acarreta um maior esforço de cálculo por parte do programa e, conseqüentemente, uma necessidade de tempo maior para efectuar a simulação. Para este modelo foi efectuada o mesmo procedimento acima descrito mas, desta vez, utilizou-se já um passo temporal de 1 segundo e 3600 passos temporais. Os resultados obtidos após este procedimento não foram ainda os desejados (existe convergência mas esta não é contínua) e, por esse motivo, optou-se por proceder a novo refinamento (modelo caravana com 3 nós), Figura 44.

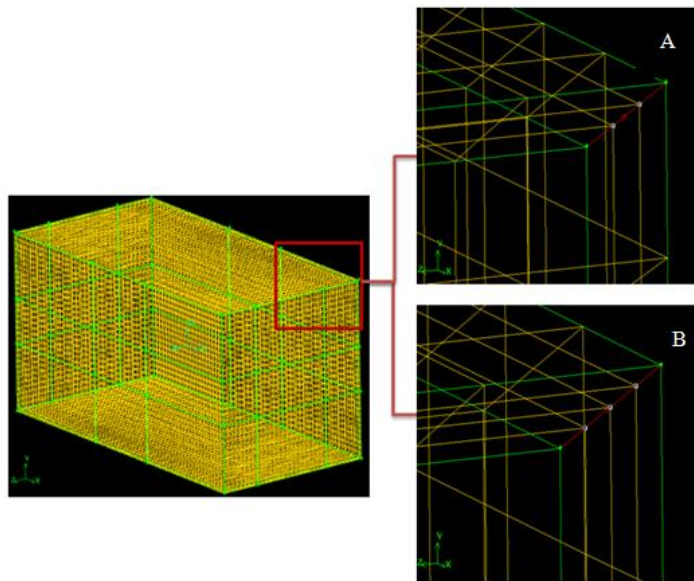


Figura 44. Representação em Gambit de alteração da malha: A - Modelo caravana com 2 nós; B - Modelo caravana com 3 nós

Simulação do modelo Caravana com 3 nós

Utilizou-se o mesmo procedimento atrás descrito sendo o número de elementos de 106496 (com este número de elementos e para o mesmo número de passos temporais que a simulação anterior, esta simulação tem uma duração de aproximadamente 48 horas). Com esta última simulação atingiram-se, finalmente, os resultados esperados e foi possível avançar no sentido de comparar as temperaturas obtidas nos diferentes ensaios.

A Figura 45 mostra a evolução da temperatura do ar exterior e interior da caravana em função do tempo. Comparam-se os valores medidos (data logger 1) com os valores obtidos pela simulação do modelo Caravana com 3 nós.

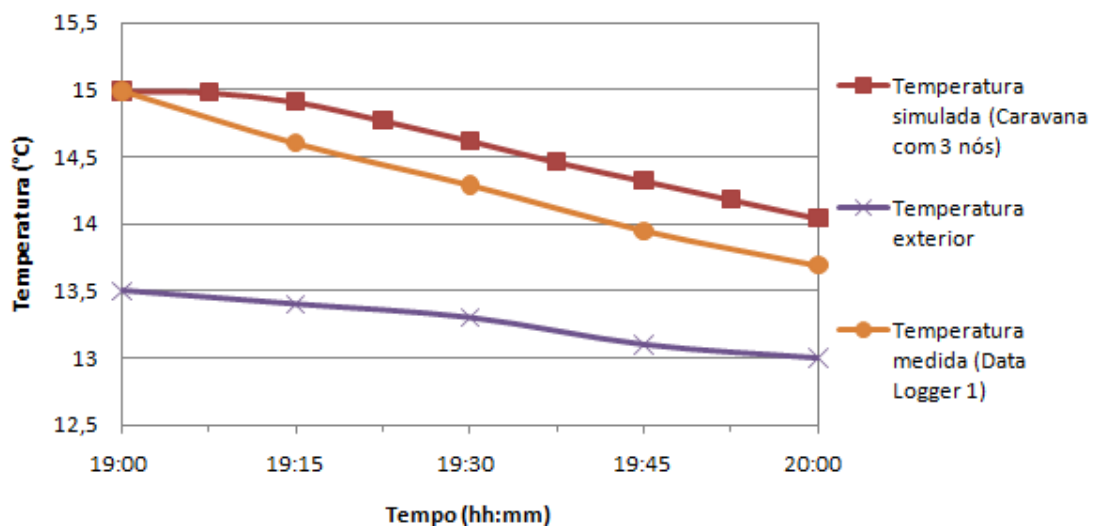


Figura 45. Evolução da temperatura do ar exterior e interior da caravana em função do tempo ao longo de 1 hora.

Apesar de não haver grandes oscilações de temperatura, nas imagens obtidas através do software Fluent é possível observar as pequenas diferenças existentes entre cada simulação (Figuras 46, 47 e 48, respectivamente, modelo Caravana, modelo Caravana com 2 nós e modelo Caravana com 3 nós).

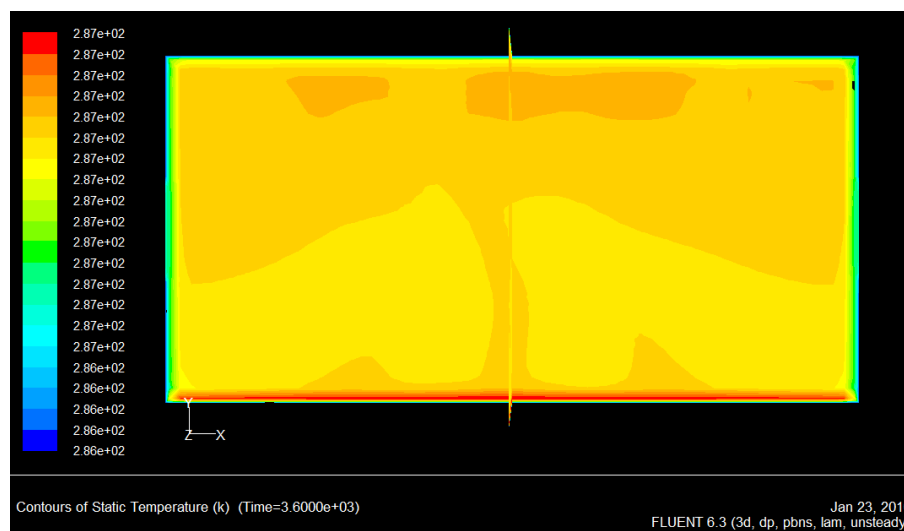


Figura 46. Representação num plano longitudinal central xy da distribuição de temperaturas do ar do modelo Caravana ao fim de 1 hora em regime transitório.

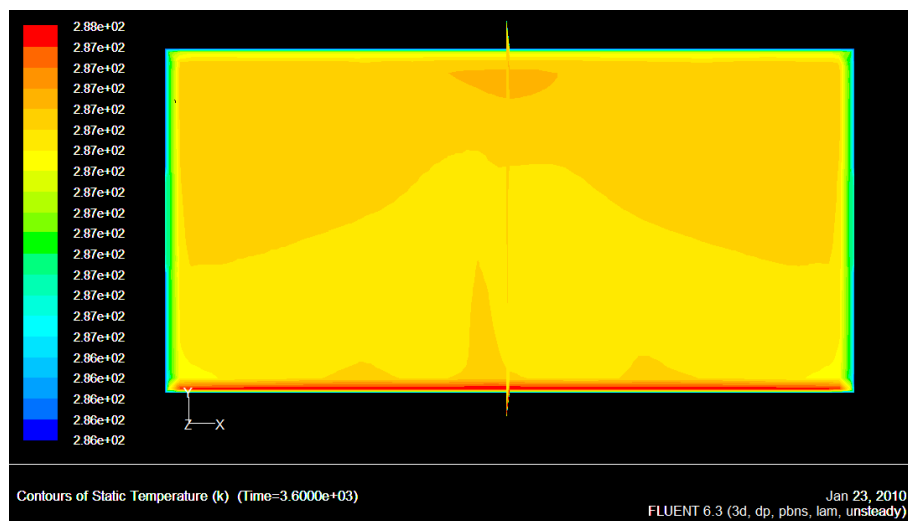


Figura 47. Representação num plano longitudinal central xy da distribuição de temperaturas do ar do modelo Caravana com 2 nós ao fim de 1 hora em regime transitório.

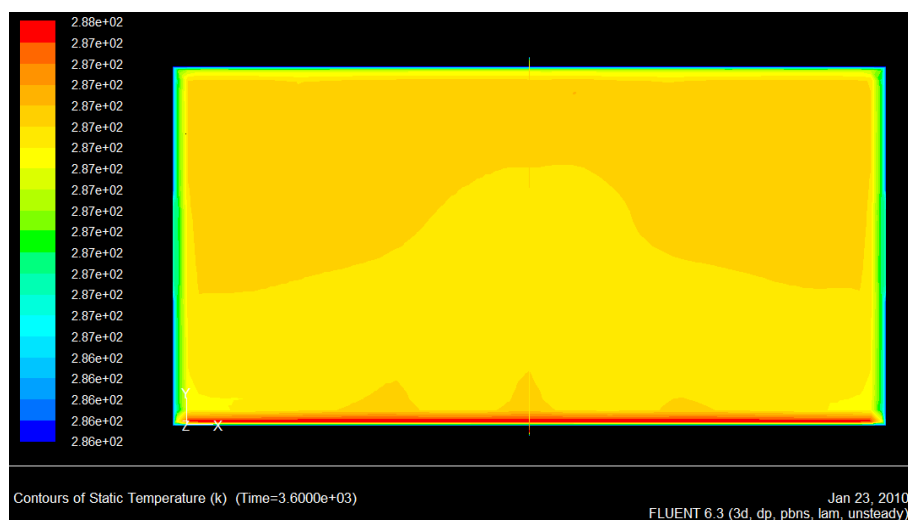


Figura 48. Representação num plano longitudinal central xy da distribuição de temperaturas do ar do modelo Caravana com 3 nós ao fim de 1 hora em regime transitório.

Em todas as simulações anteriores a evolução de temperatura foi avaliada ao longo de uma hora. Com a obtenção do resultado desejado neste modelo Caravana com 3 nós houve a necessidade de proceder a uma análise mais detalhada da temperatura e, para isso, efectuou-se a mesma simulação mas, desta vez, durante todo o período nocturno (13 horas). Este estudo foi efectuado com o objectivo de comparar como a temperatura evolui ao longo das 13 horas com as temperaturas medidas pelo Data Logger 1, Figura 49.

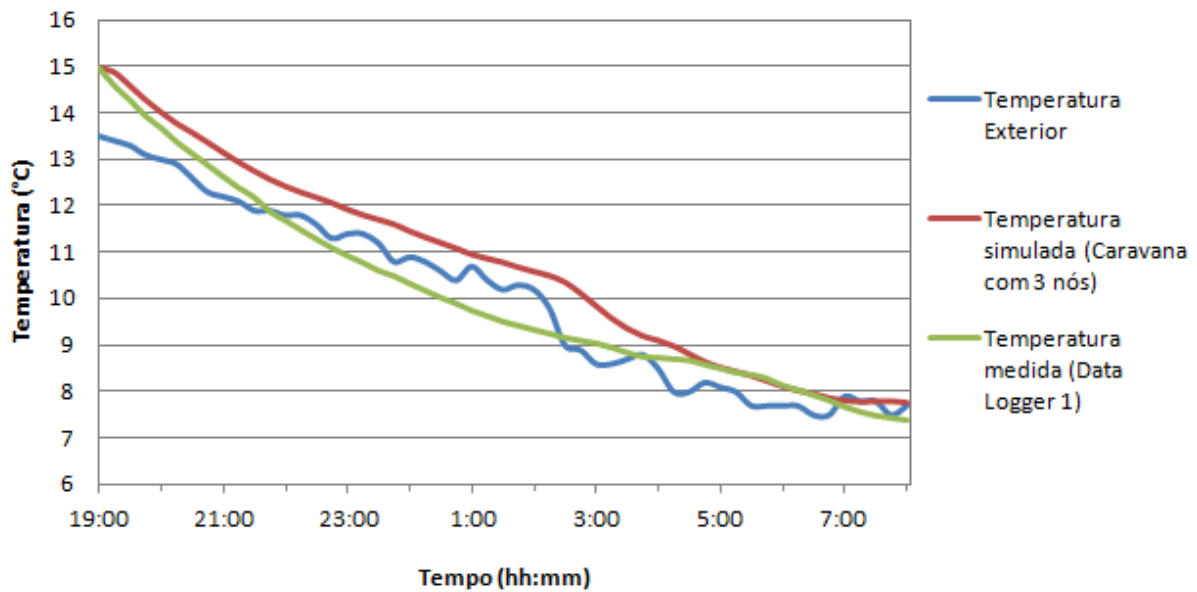


Figura 49. Evolução das temperaturas entre as 19h do dia 17 e as 8h do dia 18 de Novembro de 2009: Temperatura do ar exterior, Temperatura do ar interior (data logger 1) e Temperatura do ar interior (modelo Caravana com 3 nós).

Na figura acima representada é possível verificar que não há uma sobreposição exacta entre a curva da temperatura simulada ao longo das 13 horas e a curva da temperatura medida na caravana. Acredita-se que esta não correspondência se deve a um conjunto de condições que, uma vez resolvidas, permitiriam validar este modelo como aquele que mais se aproxima da realidade. As infiltrações que não são possíveis de considerar na simulação são um dos aspectos que explicam a não correspondência entre as curvas. O facto de se considerarem as infiltrações de ar mais frio faz com que a temperatura interior diminua, aproximando-se da temperatura medida. Outro aspecto, são os coeficientes de convecção que se alteram em função da velocidade do vento a que a caravana está exposta. Para efeitos de simulação foi necessário considerar que estes coeficientes eram iguais a $22.7 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e constantes. Como é evidente, na realidade tanto as infiltrações como o coeficiente de convecção variam ao longo do tempo. As dimensões e propriedades assumidas para a envolvente, poderão não ser exactamente as reais e pode haver também erros de medição da temperatura interior.

No sentido de confirmar se os coeficientes de convecção estavam realmente na base da problemática apresentada, foram efectuadas duas novas simulações com diferentes velocidades de vento. Para a primeira, utilizou-se um coeficiente de convecção de valor igual a $6 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ em que a velocidade de vento é aproximadamente nula. Na segunda, o coeficiente de convecção é igual a $12 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ sendo a velocidade do vento aproximadamente igual a $1,35 \text{ m/s}$. A Figura 50 mostra a influência dos coeficientes de convecção ($\alpha=6, 12$ e $22,7$) na previsão da temperatura do ar interior da caravana.

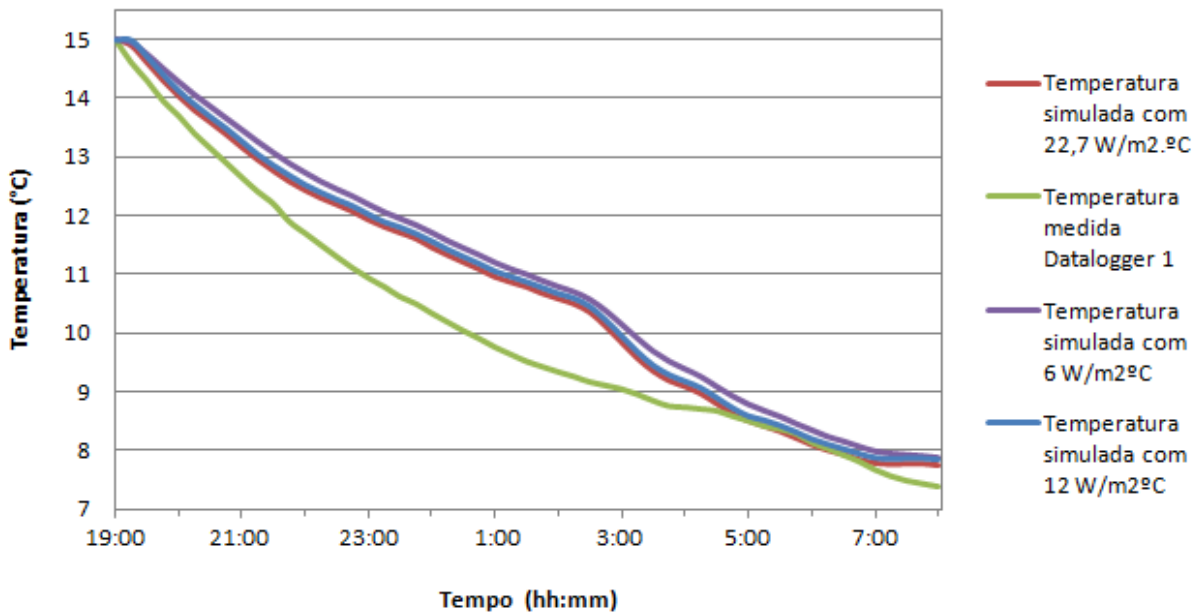


Figura 50. Influência dos coeficientes de convecção (em $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$) na temperatura do ar interior da caravana.

Como é possível observar na Figura 50, as novas simulações afastam-se ainda mais da situação real do que a curva simulada ao longo das 13 horas, o que indica que, se a velocidade do vento diminuir, a temperatura do ar interior terá uma descida menos acentuada. É possível observar na Figura 50 que, a partir das 4 horas, a temperatura medida no interior da caravana teve uma diminuição menor que nas horas anteriores, o que leva a concluir, pela sobreposição da curva da temperatura medida com as curvas dos modelos com $\alpha=12$ e $\alpha=22,7 W/m^2 \cdot ^\circ C$, que nesta altura houve uma diminuição da velocidade do vento. Este aspecto permite-nos confirmar a influência dos coeficientes de convecção e assim concluir que o modelo Caravana com 3 nós é realmente o mais pertinente pois se estes coeficientes e se as infiltrações fossem possíveis de considerar em simulação, haveria uma maior correspondência entre as duas curvas.

6.3. Simulação do modelo com sistema de aquecimento

A validação do modelo caravana com três nós permite, agora, avançar no sentido de acrescentar um novo volume correspondente à unidade interior da bomba de calor (condensador). Para poder proceder às simulações que se seguem foi necessário relacionar alguns dos dados já adquiridos até aqui no que respeita à escolha da localização do condensador. Em capítulos anteriores chegou-se à conclusão de que os locais mais apropriados seriam nas paredes ao nível do tecto ou ao nível do chão. No entanto, é necessário agora ponderar sobre qual das paredes internas da caravana deverá ser seleccionada para a colocação da bomba. Nesse sentido, serão efectuadas quatro novas simulações. Numa primeira (Figura 51 A), a bomba de calor estará posicionada no centro da parede lateral da caravana ao nível do chão, ao passo que na segunda (Figura 51 B) estará posicionada no centro da parede lateral da caravana mas ao nível do tecto. A terceira simulação (Figura 51 C) corresponderá a uma localização ao nível do chão na parede traseira da caravana e, por último, na quarta (Figura 51 D) simulação a bomba estará colocada ao nível do tecto da parede traseira.

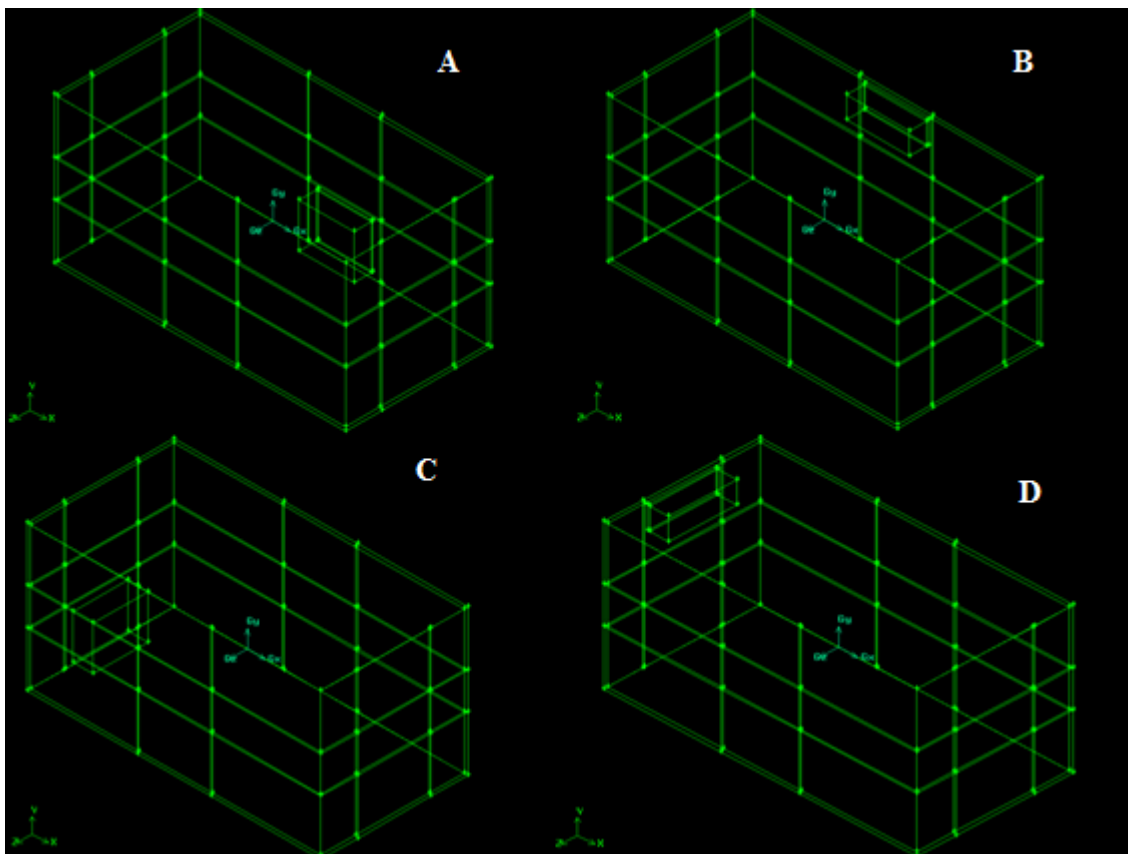


Figura 51. Modelos com as bombas de calor: A - Bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do chão; B - Bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do tecto; C - Bomba de calor na parede traseira ao nível do chão; D - Bomba de calor na parede traseira ao nível do tecto

Para dar início à simulação é necessário, antes de mais, criar os modelos pretendidos no software Gambit, Figura 51. O procedimento aqui utilizado é semelhante ao descrito no

ponto 6.1 do trabalho. O modelo de origem é, tal como previsto, o caravana com 3 nós sendo que, a partir deste, vão ser acrescentados os novos volumes correspondentes às dimensões das unidades interiores previamente escolhidas (Tabela17).

Tabela 17. Dimensão das unidades interiores das bombas de calor

| | Altura (mm) | Largura (mm) | Profundidade (mm) |
|--------------------------|-------------|--------------|-------------------|
| Unidade de parede | 209 | 890 | 305 |
| Unidade de chão | 600 | 700 | 210 |

É importante salientar que este processo de criação dos modelos diverge do anterior apenas no tipo de malha escolhida para os volumes acrescentados. Neste caso, recorreu-se a uma malha hexaédrica do tipo Submap (malha estruturada com capacidade de adaptação à sua antecessora). A análise deste processo permitiu concluir que todas as ligações foram efectuadas sem defeito.

Uma vez criados os novos modelos, importa agora exportar os ficheiros para o programa Fluent com o objectivo de se proceder às simulações da temperatura do ar interior. Desta vez pretende-se saber qual o melhor local de colação da bomba de calor para um aquecimento eficiente da caravana. Importante salientar que agora serão utilizadas como condições de fronteira as condições de projecto para a estação de Inverno, ou seja, recorrer-se-á aos valores utilizados para o dimensionamento da bomba de calor.

Nas condições de fronteira externas, considera-se que a temperatura é constante tendo o valor de 267,35 K (-5,8 °C) e que o coeficiente de convecção exterior tem o valor de 34 W/(m²K) correspondente à velocidade de vento de 6,7 m/s. No que respeita às condições de fronteira no condensador, em primeiro lugar será inserido um fluxo de calor numa das paredes de modo a ser possível estudar a transferência de calor por convecção natural. Após a obtenção destes resultados será repetido o procedimento mas, desta vez, estudando a transferência de calor por convecção forçada. Para todas as simulações utilizou-se na mesma o regime transitório para se ter uma ideia da evolução das distribuições das temperaturas no interior da caravana ao longo do tempo. Foram feitas simulações ao longo de uma hora para que desta forma seja possível ter uma boa uniformização das distribuições de temperaturas.

6.3.1. Convecção natural

Em primeiro lugar será necessário calcular o fluxo de calor numa das paredes do condensador através da seguinte expressão:

$$\dot{Q} = q \times A \quad (6.4)$$

Onde,

\dot{Q} - Potência cedida para o ar interior (W);

q - Fluxo de calor imposto na condição de fronteira do condensador (W/m²);

A – Área correspondente à parede do condensador (m^2).

O fluxo de calor, q , irá variar de acordo com a área correspondente a cada condensador (chão e parede). Na Tabela 18 é possível observar os resultados do cálculo destes fluxos baseado na expressão supracitada. De notar que o valor da potência utilizada não contempla as infiltrações para efeitos de simulação.

Tabela 18. Resultados dos fluxos de calor

| Unidade interior | Área Condensador (m^2) | Fluxo de calor (W/m^2) |
|------------------|----------------------------|----------------------------|
| Parede | 0,19 | 9510 |
| Chão | 0,42 | 4302 |

A primeira simulação não foi bem sucedida mas, apesar disso, será apresentada a imagem da distribuição da temperatura do ar obtida no interior da caravana e serão discutidos os resultados no sentido de perceber o porquê da sua inviabilidade. Figura 52.

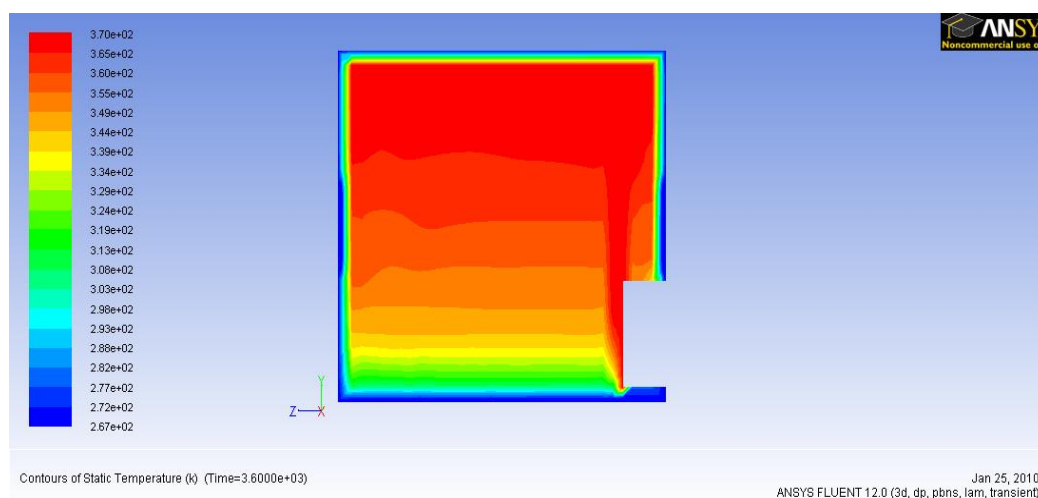


Figura 52. Representação de um plano transversal zy da distribuição de temperaturas do ar no interior (K) da caravana (Bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do chão) com convecção natural ao fim de uma hora em regime transitório.

Como é possível observar pela Figura 52, as temperaturas obtidas são completamente inaceitáveis por serem elevadas 370 K ($96,85^{\circ}C$). As temperaturas esperadas rondariam os 293,15 K ($20^{\circ}C$) o que, nesta simulação, foi ultrapassado em grande escala. Uma das causas que pode estar na base deste problema é o facto de o fluxo que está a ser introduzido na caravana não corresponder ao fluxo perdido pelas paredes da mesma. Outra das causas poderá passar pela necessidade de proceder a um refinamento da malha. Nesta simulação o fluxo introduzido foi mantido constante durante todo o processo.

Tomando por base esta possível causa de erro ($q=constante$), procedeu-se às simulações com convecção natural para todas as posições possíveis da bomba de calor

considerando, como condição de fronteira, q variável. Os resultados obtidos poderão ser observados nas figuras que se seguem:

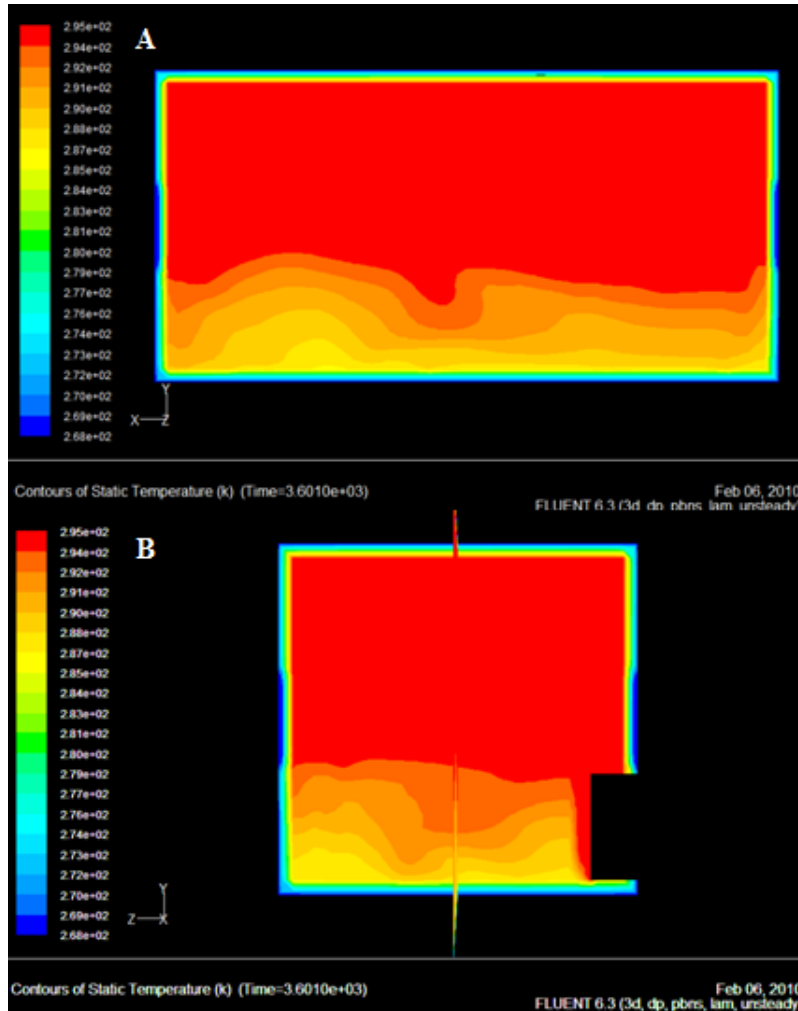


Figura 53. Representação de um plano longitudinal xy (A) e um plano transversal zy (B) da distribuição de temperaturas do ar no interior (K) da caravana (bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do chão) com convecção natural ao fim de uma hora em regime transitório.

Da Figura 53 é possível inferir que a bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do chão é uma solução eficaz para o aquecimento da carava. Aqui, o ar quente sobe de imediato criando-se estratificação de temperatura na camada inferior o que não impede o aquecimento pretendido.

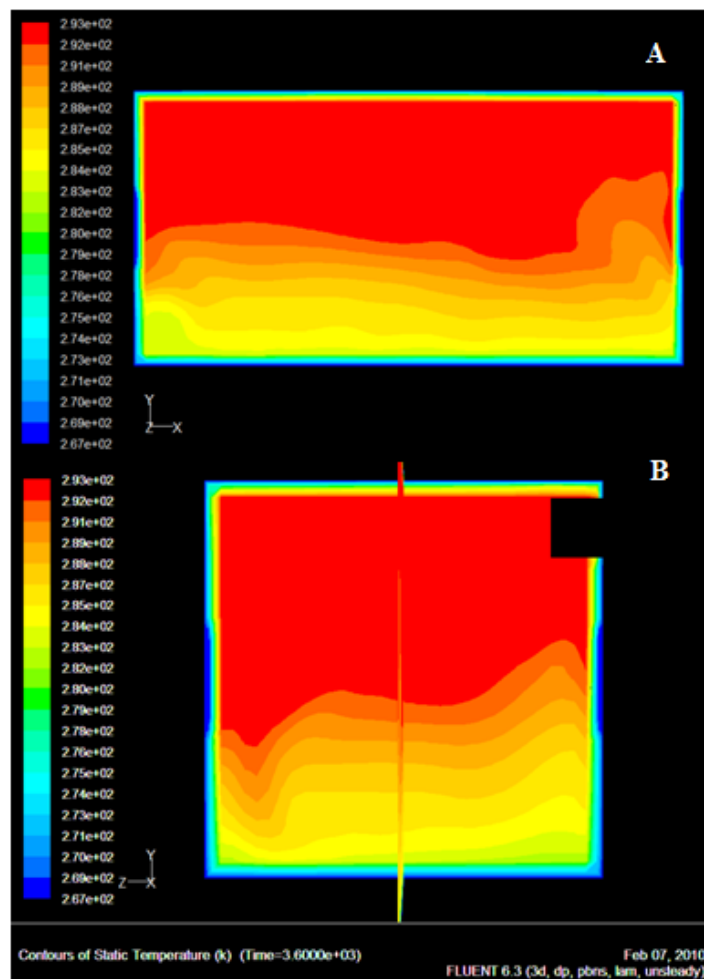


Figura 54. Representação de um plano longitudinal xy (A) e um plano transversal zy (B) da distribuição de temperaturas do ar no interior (K) da caravana (bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do tecto) com convecção natural ao fim de uma hora em regime transitório.

Na Figura 54 é possível verificar que a bomba de calor no centro da parede ao nível do tecto não é tão eficaz, uma vez que a zona de acumulação de calor é mais estreita relativamente à Figura 53 e, por oposição, a zona menos quente (onde existe estratificação de temperatura) corresponde a um volume mais abrangente.

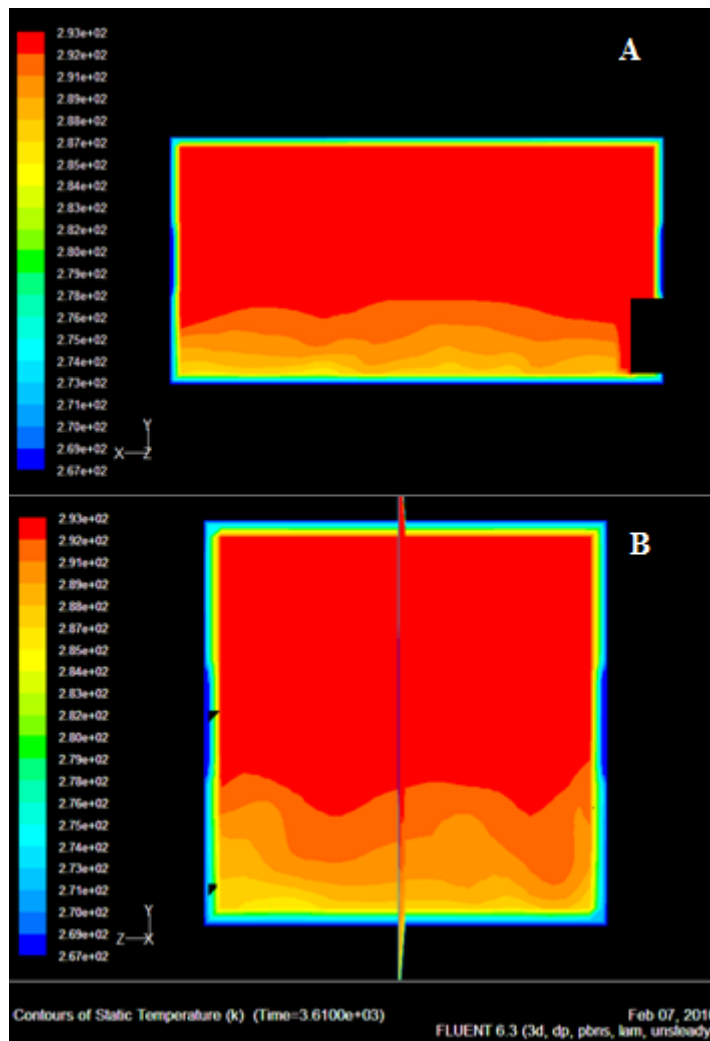


Figura 55. Representação de um plano longitudinal xy (A) e um plano transversal zy (B) da distribuição de temperaturas do ar no interior (K) da caravana (bomba de calor na parede traseira ao nível do chão) com convecção natural ao fim de uma hora em regime transitório.

Comparando a Figura 55 com as Figuras 53 e 54 é possível verificar um aquecimento mais uniforme e eficaz. Confirma-se uma vez mais a hipótese da bomba de calor de chão ser mais favorável mas, desta vez, verifica-se um maior volume aquecido se o sistema se encontrar na parede traseira. Note-se que, relativamente à zona onde existe estratificação de temperatura, é menor o volume de ar com menor temperatura.

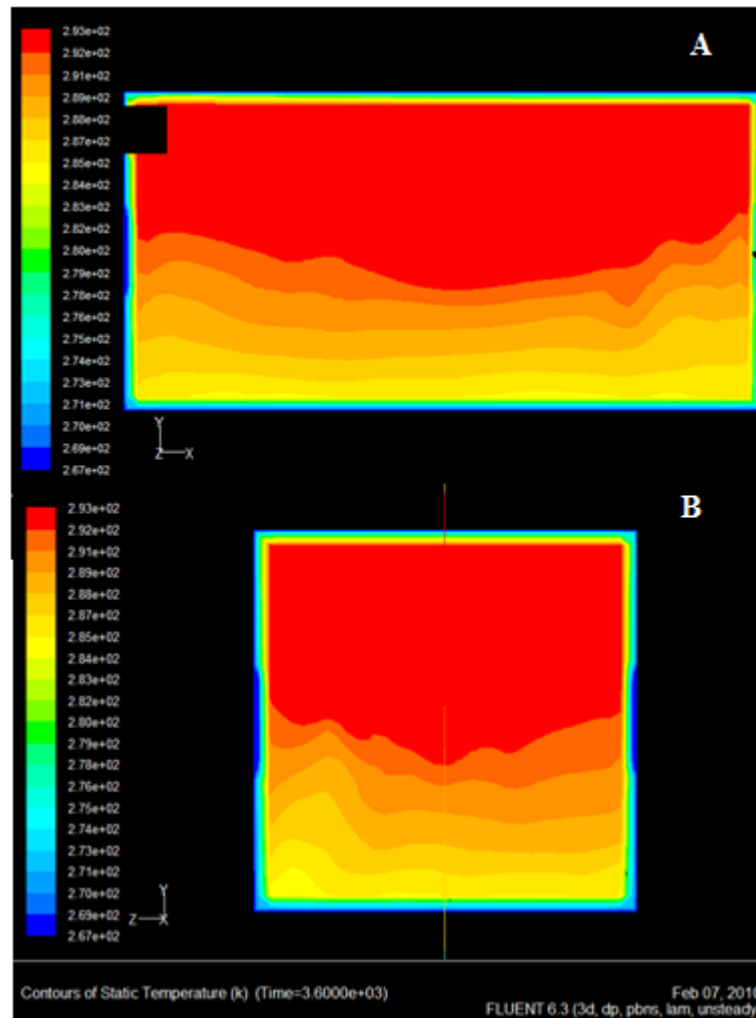


Figura 56. Representação de um plano longitudinal xy (A) e um plano transversal zy (B) da distribuição de temperaturas do ar no interior (K) da caravana (bomba de calor na parede traseira ao nível do tecto) com convecção natural ao fim de uma hora em regime transitório.

Comparando a Figura 56 com a Figura 54 (em que a bomba de calor está ao nível do tecto), observa-se que a colocação da bomba de calor na parte traseira, Figura 56, é mais favorável do que na parede lateral, Figura 54: é maior o volume de ar mais quente e na zona de estratificação de temperatura não se atingem temperaturas tão baixas.

De um modo geral, a distribuição de temperaturas revelou-se mais favorável para um posicionamento da bomba de calor a nível do chão da caravana. Neste caso, obtêm-se uma temperatura desejável (20°C) associada a uma boa distribuição de calor, uma vez que o ar quente, pela sua menor densidade, tem tendência a subir em relação ao ar atmosférico. Para além disso, é possível ainda verificar que o aquecimento da caravana acontece de forma mais rápida e eficaz se a bomba estiver colocada na parede traseira, Figura 55, facto que se explica pela direcção do fluxo de calor. Uma vez que o fluxo segue apenas numa direcção o calor acumula-se com maior facilidade. Se, por outro lado, a bomba de calor se encontrasse no centro da parede lateral da caravana o fluxo aconteceria em duas direcções o que aumentaria a possibilidade de dissipação do calor.

Importante referir que, para a obtenção dos resultados relativos às bombas de calor de chão foi considerado, nos primeiros seis minutos, um fluxo de 4302 W/m², Tabela 18, que conduziu a temperatura obtida para os 297 K (25°C). A partir daqui, reajustou-se o fluxo até aos 1300 W/m² de modo a obter uma temperatura interior constante de aproximadamente 20°C. Estas condições foram mantidas até ao final da simulação que pretendia corresponder a uma hora real. Para a obtenção dos resultados relativos às bombas de calor de parede, o fluxo inicial foi de 9510W/m², Tabela 18, sendo, posteriormente, ajustado para 1900 W/m². A opção do refinamento de malha não foi considerada em primeira instância como resolução do problema pois requer uma disponibilidade de tempo de que não se dispõe neste momento. Esta é também a razão que justifica a impossibilidade de simular durante o tempo necessário à obtenção de convergência. Neste caso, na tentativa de melhor gerir o tempo restante para o fecho deste trabalho, foram utilizados passos temporais de 10 segundos.

A etapa seguinte foi proceder às mesmas simulações mas desta vez com convecção forçada de modo a perceber a influência do movimento de ar na distribuição das temperaturas.

6.3.2. Convecção forçada

Como condição de fronteira foi definida, em vez do fluxo de calor, uma pressão de entrada e de saída em diferentes faces do condensador com o objectivo de simular a convecção forçada. De forma a ser possível a introdução destes valores, alterou-se o tipo de face de *wall* para *pressure-inlet* e *pressure-outlet* nas condições de fronteira.

O cálculo das pressões foi efectuado através dos caudais de saída correspondentes a cada bomba de calor. Para as bombas de calor de parede foi definido como pressão relativa de entrada e de saída 2,2 Pa. Para as bombas de calor de chão a pressão relativa foi de 1,6 Pa. Os valores obtidos foram determinados através das equações seguintes:

$$v_{ar} = \frac{\dot{V}_C}{A} \quad (6.5) \quad \text{e} \quad p = \frac{1}{2} \times \rho_{ar} \times v_{ar}^2 \quad (6.6)$$

Onde,

v_{ar} – Velocidade do ar (m/s);

\dot{V}_C – Caudal do ar à saída do condensador (m³/s);

A – Área de saída do ar do condensador (m²);

p – Pressão relativa do ar à saída do condensador (Pa);

ρ_{ar} – Massa volúmica do ar (kg/m³).

A equação 6.5 permitiu, através do conhecimento dos caudais volúnicos (Tabela 13) à saída dos condensadores, calcular a velocidade correspondente a esses caudais e à área de saída de cada condensador. As áreas de saída dos condensadores por onde se escoia o caudal são menores do que as utilizadas na convecção natural. Por esse motivo foi considerado para a bomba de calor ao nível do chão uma área de saída de 0,07 m² e para a bomba de calor de

parede uma área de $0,089 \text{ m}^2$. Com os valores das velocidades, e recorrendo à equação 6.6, foram determinadas as pressões relativas acima referidas para introdução das condições de fronteira. Outro factor que se introduziu como condição de fronteira em conjunto com a pressão do ar foi a temperatura de saída do ar no condensador. Esta temperatura foi definida com o valor de 20°C ($293,15 \text{ K}$) pretendido como temperatura de conforto do ar no interior da caravana.

As figuras que se seguem dizem respeito a todas as posições possíveis para a bomba de calor simuladas com convecção forçada. Para comparação dos resultados obtidos houve a necessidade de se reduzir a escala de leitura das temperaturas, de maneira a ser possível ver a distribuição das temperaturas do ar no interior da caravana com uma maior resolução.

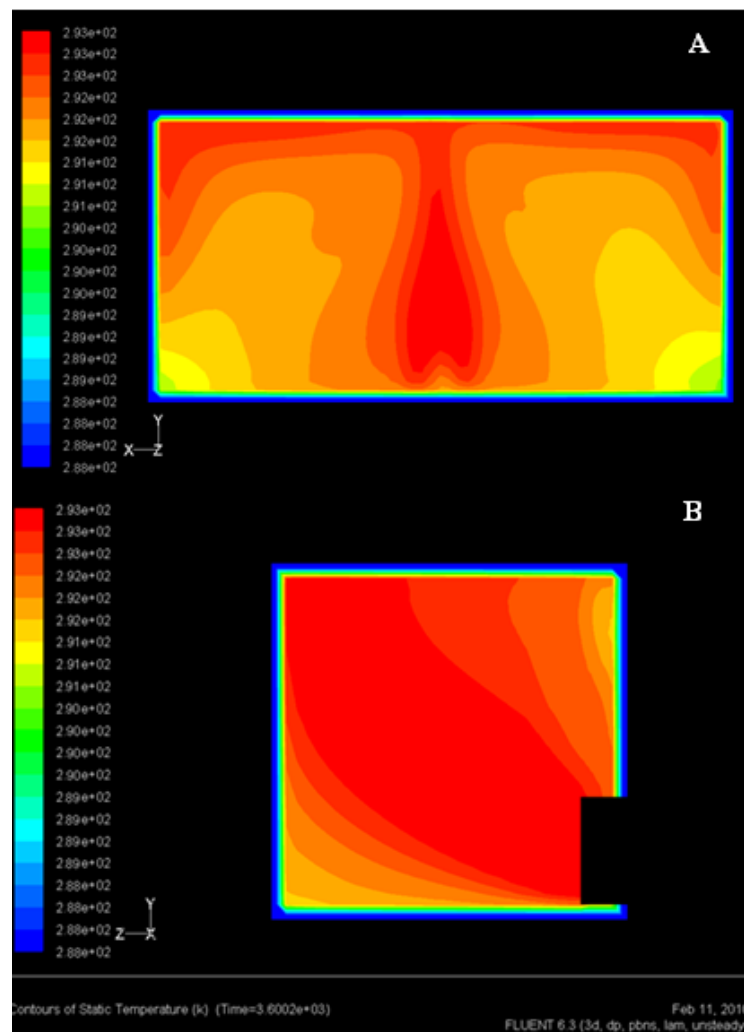


Figura 57. Representação de um plano longitudinal xy (A) e um plano transversal zy (B) da distribuição de temperaturas do ar (K) no interior da caravana (bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do chão) com convecção forçada ao fim de uma hora em regime transitório.

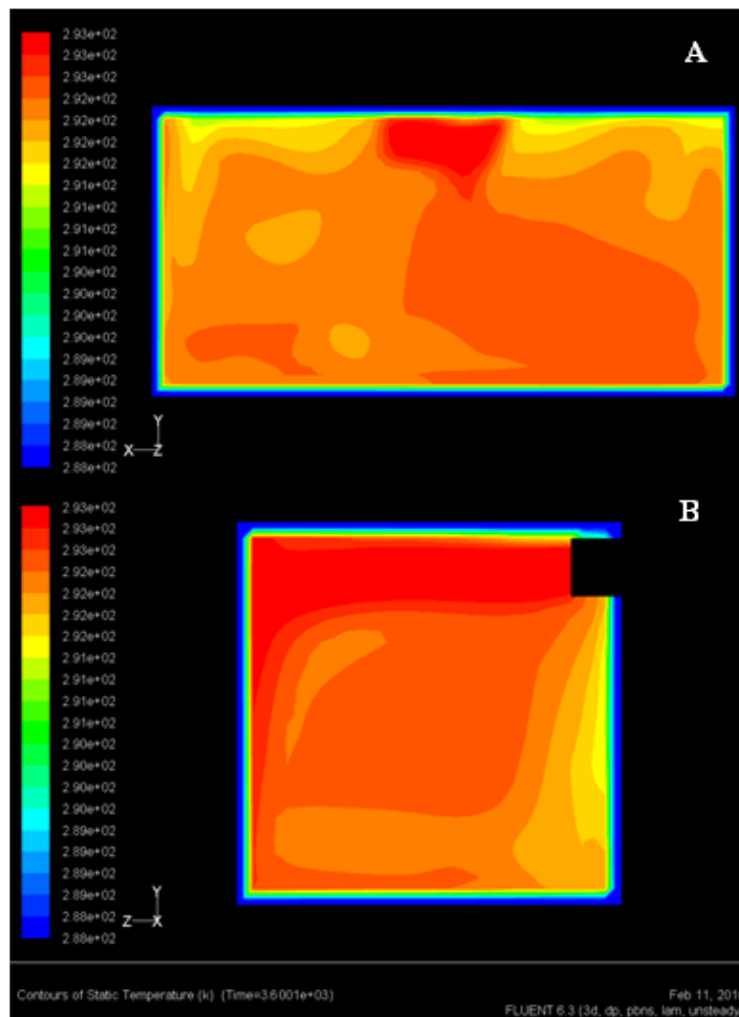


Figura 58. Representação de um plano longitudinal xy (A) e um plano transversal zy (B) da distribuição de temperaturas do ar (K) no interior da caravana (bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do tecto) com convecção forçada ao fim de uma hora em regime transitório.

Como se pode observar nas Figuras 57 e 58, a distribuição do calor estando a bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do chão ou ao nível do tecto propaga-se melhor transversalmente do que longitudinalmente, sendo que o foco de maior aquecimento é na zona central. Contudo, é evidenciado pelas figuras que no caso de a bomba de calor estar ao nível do chão existe uma melhor distribuição de calor nesta zona, que tem um volume de ar quente superior ao que existe quando a bomba de calor está ao nível do tecto.

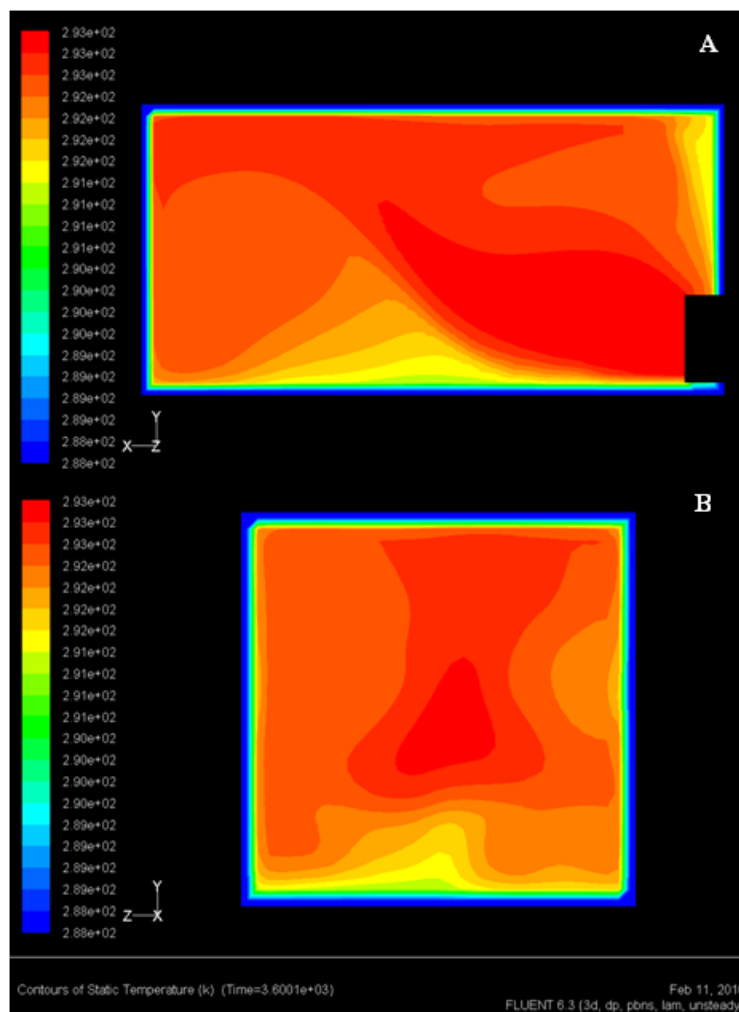


Figura 59. Representação de um plano longitudinal xy (A) e um plano transversal zy (B) da distribuição de temperaturas do ar (K) no interior da caravana (bomba de calor na parede traseira ao nível do chão) com convecção forçada ao fim de uma hora em regime transitório.

Por comparação das Figuras 59 e 60 é possível verificar que a distribuição de calor ao longo da caravana é muito mais homogénea quando a bomba de calor está colocada na parede traseira ao nível do chão do que quando a bomba de calor está situada na parede traseira ao nível do tecto. Comparando o local parede traseira com parede lateral, observa-se que a parede traseira apresenta uma considerável melhoria na distribuição do calor.

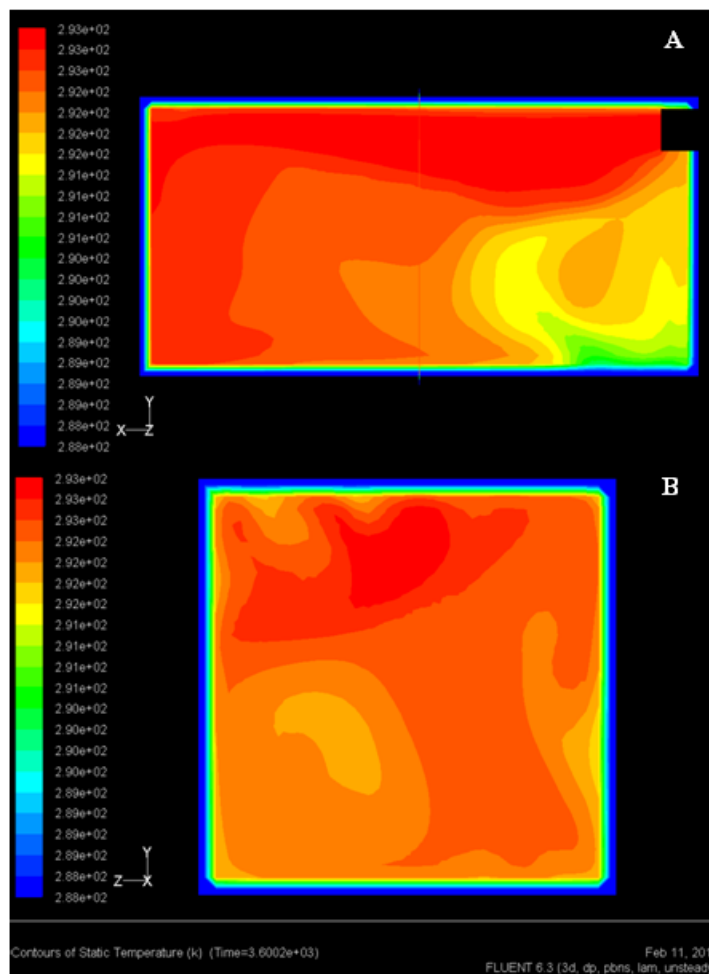


Figura 60. Representação de um plano longitudinal xy (A) e um plano transversal zy (B) da distribuição de temperaturas do ar (K) no interior da caravana (bomba de calor na parede traseira ao nível do tecto) com convecção forçada ao fim de uma hora em regime transitório.

Comparando os resultados obtidos considerando a convecção forçada com os resultados com convecção natural, observa-se uma distribuição de calor mais homogénea em convecção forçada que se deve precisamente à circulação interna do ar. Como é possível observar pelas figuras, a bomba de calor ao nível do tecto não seria tão aconselhada pelo facto do ar quente ficar acumulado no tecto da caravana criando-se uma estratificação de temperatura e dificultando o aquecimento.

Chegou-se ainda à conclusão que a bomba na parede traseira seria a mais eficaz uma vez que nas simulações efectuadas se verifica uma melhor distribuição do calor.

Apresentam-se seguidamente os resultados da distribuição de velocidade de modo a esclarecer um pouco mais sobre a sua direcção e magnitude: Figuras 61 e 62, bomba de calor no centro da parede lateral colocada ao nível do chão e ao nível do tecto respectivamente, e Figuras 63 e 64, bomba de calor na parede traseira colocada ao nível do chão e ao nível do tecto, respectivamente.

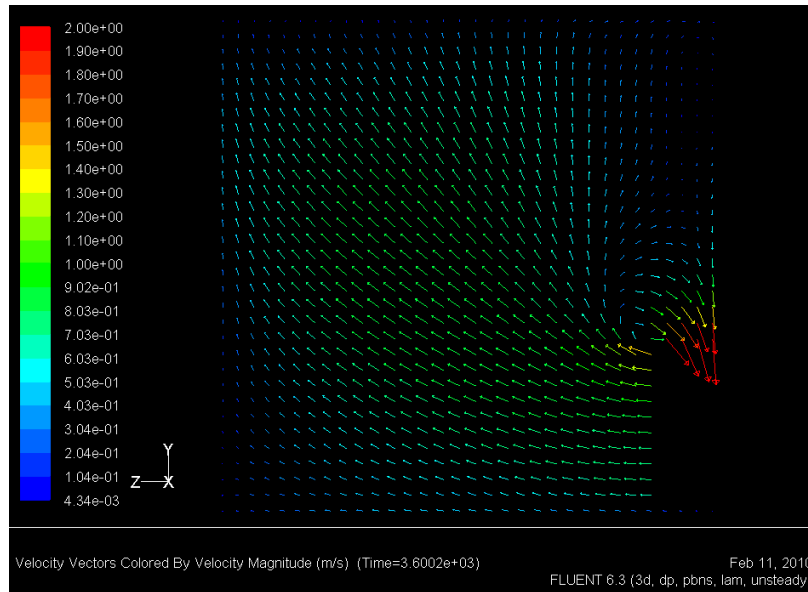


Figura 61. Representação dos vectores de velocidade (m/s) num plano transversal zy no interior da caravana (bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do chão) com convecção forçada ao fim de uma hora em regime transitório.

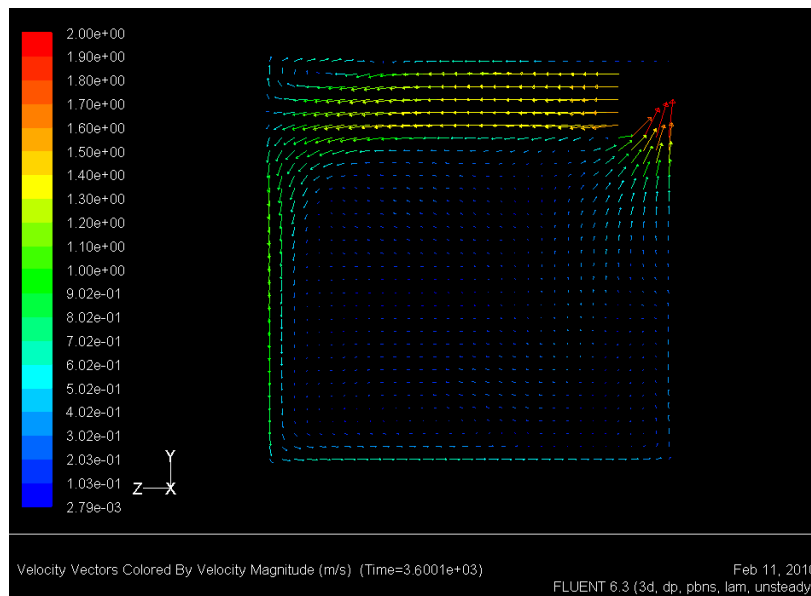


Figura 62. Representação dos vectores de velocidade (m/s) num plano transversal zy no interior da caravana (bomba de calor no centro da parede lateral ao nível do tecto) com convecção forçada ao fim de uma hora em regime transitório.

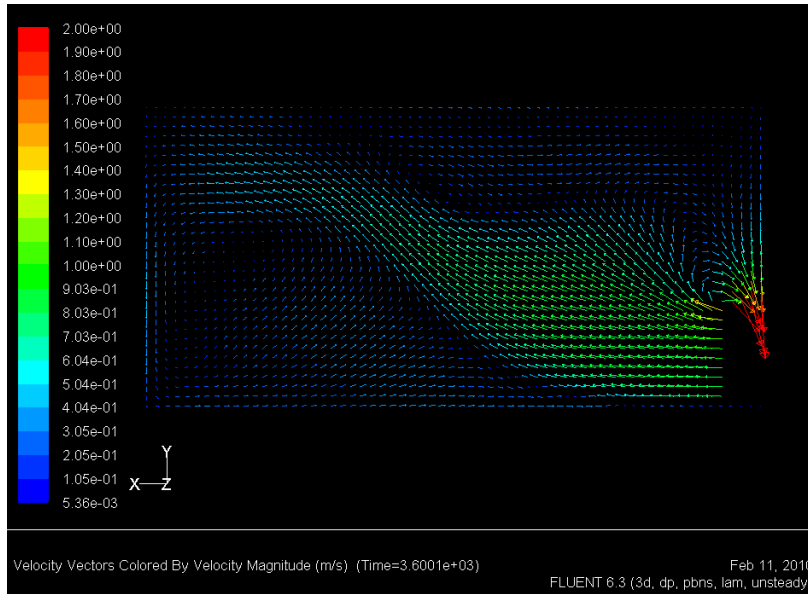


Figura 63. Representação dos vectores de velocidade (m/s) num plano longitudinal xy no interior da caravana (bomba de calor na parede traseira ao nível do chão) com convecção forçada ao fim de uma hora em regime transitório.

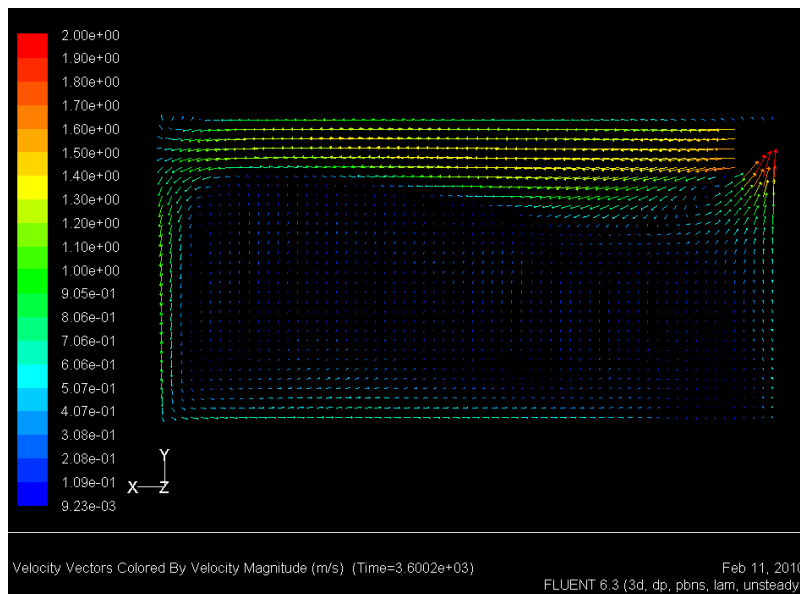


Figura 64. Representação dos vectores de velocidade (m/s) num plano longitudinal xy no interior da caravana (bomba de calor na parede traseira ao nível do tecto) com convecção forçada ao fim de uma hora em regime transitório.

Nas Figuras 61 a 64 é possível observar que se o sistema de aquecimento se encontrar ao nível do tecto as velocidades do ar a esse nível são superiores às velocidades do ar ao nível do chão, sendo o escoamento no sentido descendente. Apesar de a distribuição ser mais homogénea devido à convecção forçada, o calor tem tendência a acumular-se nessa mesma parte criando-se uma zona fria junto ao chão da caravana (com velocidades do ar baixas).

O mesmo não acontece se a bomba estiver ao nível do chão pois, tal como é possível verificar pelas figuras, para além de haver uma melhor distribuição do calor, as velocidades do ar ao nível do chão são superiores às velocidades ao nível do tecto. Aqui o escoamento faz-se no sentido ascendente, possibilitando o aquecimento eficaz de toda a caravana.

Comparando as Figuras 61 e 63 (bomba de calor ao nível do chão) com as Figuras 62 e 64 (bomba de calor ao nível do tecto), é possível verificar que o volume de ar com mais baixas velocidades é maior quando a bomba de calor se situa ao nível do tecto do que quando se situa ao nível do chão.

Como se pode observar nas figuras, o valor das velocidades no interior da caravana em todas as simulações é ligeiramente superior em relação às velocidades consideradas de conforto (normalmente abaixo de 1 m/s). Esta diferença deve-se ao facto de terem sido considerados os caudais nominais das bombas de calor para simulação, sendo que no funcionamento normal destes sistemas de aquecimento estas velocidades serão menores e correspondentes aos valores desejados para o conforto das pessoas.

7. Conclusão e propostas para trabalhos futuros

7.1. Conclusão

Ao terminar este trabalho torna-se imperativo reflectir um pouco sobre todo o percurso feito até aqui. É inevitável que no arranque inicial se criem expectativas que umas vezes se tornam sucessos e outras, por oposição, se revelam fracassos. Apesar disso, nada impede que de cada aspecto menos conseguido se possa retirar algum proveito. Foi isso que aconteceu nestes últimos meses.

Com as medições iniciais efectuadas no Porto (local onde a caravana se encontra) aquando do arranque deste trabalho, concluiu-se que a temperatura mínima obtida no interior da caravana, durante o período em estudo, é de 7,4°C. Para além disso, com as medições das infiltrações existentes na caravana, obteve-se o valor de 11 NR/h que se revelou, de imediato, muito elevado. Após o isolamento de alguns orifícios obteve-se um valor de 8 NR/h que permitiu, desta feita, prosseguir com o estudo.

Tendo em conta as infiltrações supracitadas, determinou-se a carga térmica total da caravana que foi de 2944 W, para o local com as condições climatéricas mais extremas (Penhas da Saúde), e chegou-se à conclusão de que seria muito elevada tendo em vista as dimensões da caravana. Este valor justificou-se precisamente com o elevado número de infiltrações, bem como pela diferença de temperaturas entre o exterior e o interior (26°C). Para o valor de 11 NR/h a potência de perdas por infiltrações requerida para aquecimento da caravana corresponderá a 39% da potência total de aquecimento. A potência total de aquecimento foi reduzida em 8% após o isolamento dos orifícios (2634 W). Para o Porto a carga térmica total é de 2134 W. Após selar os orifícios, a potência necessária para aquecimento da caravana é de 1909 W

Quanto à escolha do equipamento, chegou-se à conclusão que deve ser utilizada uma bomba de calor do tipo ar-ar por ciclo de compressão de vapor pois é a mais eficiente nesta situação.

No que respeita ao objectivo principal deste trabalho pode-se dizer que foi atingido na medida em que se verificou que realmente é possível utilizar um sistema de aquecimento com base em aproveitamento das energias renováveis para a caravana. No entanto, foi também verificado que não é possível usufruir de um sistema de total autonomia na medida em que os cálculos revelaram que a energia gerada e armazenada pelos painéis fotovoltaicos existentes nos 5m² disponíveis não é suficiente para alimentar a caravana (sistema de aquecimento) durante todo o período diurno e nocturno. Apesar disso, as caravanas com este tipo de equipamento poderão dispor de algumas horas de auto-suficiência no período nocturno (2 horas e 42 minutos) para um dia de temperatura média de 5°C, desde que a energia produzida pelo painel fotovoltaico seja armazenada e não gasta durante o dia. Num dia em que a temperatura exterior ronde os 11,5°C, a autonomia do sistema de aquecimento pode ser de 12 horas e 45 minutos (se a energia total produzida pelo painel fotovoltaico for armazenada durante as horas com sol). Para este dia há a possibilidade de, nas horas de maior radiação, o sistema de aquecimento ser alimentado de maneira directa e acumular o excesso de energia na bateria. É necessário ter em conta que quando as temperaturas exteriores são menores que

zero, é imperativo recorrer a uma fonte energética auxiliar, como sucede normalmente nas bombas de calor.

Ao longo deste trabalho foi possível ainda verificar que o modelo Caravana com três nós foi o único que permitiu prever as temperaturas do ar interior da caravana com maior aproximação. Neste modelo não se consideraram as infiltrações. Se estas últimas fossem contabilizadas obter-se-iam melhores aproximações aos valores de temperatura medidos. Para além disso, verificou-se que a velocidade do vento exterior é outro dos parâmetros que influenciam as variações de temperatura.

Outra das conclusões deste trabalho diz respeito ao local de colocação da bomba de calor. As simulações efectuadas com o modelo Caravana com três nós permitiram concluir que a melhor localização seria ao nível do chão com escoamento em convecção forçada e, para além disso, o sistema deverá encontrar-se na parede traseira da caravana no sentido de favorecer o aquecimento (Figura 59).

Com a bomba de calor localizada na parede traseira ao nível do chão, para além de haver uma melhor distribuição do calor, as velocidades do ar ao nível do chão são superiores às velocidades ao nível do tecto (Figura 63). Aqui o escoamento faz-se no sentido ascendente, possibilitando o aquecimento eficaz de toda a caravana.

Muitas foram as simulações que despoletaram uma necessidade acrescida de atenção por não obterem o resultado que se esperava. Apesar disso, é inequívoco o contributo de todos esses ensaios e simulações para o encadeamento de ideias e construção do mecanismo lógico que pautou esta tese. É possível verificar pelos anexos deste trabalho que existiram simulações cujos resultados se revelaram incorrectos mas que, sem dúvida alguma, acabaram por servir para aprofundar conhecimentos sobre software de simulação Fluent, com o qual não havia ainda uma familiarização aquando do arranque deste trabalho.

Uma das principais dificuldades encontradas nestes meses que se passaram, prendeu-se com o facto de cada simulação ser um processo moroso (a simulação de uma hora por vezes chega a demorar dois/três dias e varia com a capacidade de processamento de cada computador) que acabava, involuntariamente, por atrasar a fase de escrita, igualmente importante. Muitas vezes, para simular alguns minutos eram necessárias horas em que não era possível avançar com o trabalho. Apesar disso, as dificuldades foram sendo ultrapassadas e esta tese concluída.

7.2. Propostas de trabalhos futuros

Após a elaboração deste trabalho resta agora tecer algumas sugestões para projectos futuros e que se revelam de especial interesse para a temática abordada. No sentido de conferir alguma continuidade ao que foi feito até aqui propõem-se a elaboração de um estudo aprofundado dos custos destes sistemas, de modo a encontrar valores economicamente competitivos para integração dos mesmos nas caravanas.

Relativamente às simulações efectuadas no software Fluent, é proposta a sua reformulação incluindo, desta vez as infiltrações. É também importante a elaboração de um estudo mais aprofundado da introdução dos fluxos de calor na convecção natural e forçada, na tentativa de encontrar o equilíbrio do sistema e assim igualar os fluxos introduzidos pela

bomba de calor aos perdidos pela caravana com o exterior. A solução poderá passar por uma malha com um refinamento mais elevado e/ou uma mudança das propriedades do ar interior, tendo em conta que este poderá estar a provocar uma resistência térmica superior à esperada.

Seria também de interesse utilizar medições experimentais para validação do modelo, bem como recorrer a outros programas de simulação similares para comparação de resultados.

8. Referências e sites consultados

- ADEPORTO - Agência de Energia do Porto, 2009. Web - www.adeporto.eu
- AEA - Agência Europeia do Ambiente, 2009. Web - www.eea.europa.eu/pt/
- Afonso, Clito; Castro, Manuel; Matos, Joaquim. “*Air Infiltration on Domestic Refrigerators: The Influence of the Magnetic Seals*”, 2005
- ALTENER. “*Energia Fotovoltaica: manual sobre tecnologias, projecto e instalações*”, 2004
- Alves Afonso, Clito F. “*Sebenta de refrigeração*”, FEUP-SFC, 2007
- BP, 2009. Web – www.bp.com
- Camping, 2009. Web - www.camping-cars-caravans.de
- Castro, Rui M.G. “*Introdução à energia fotovoltaica*”, Instituto Superior Técnico de Lisboa 1ª Edição, 2002
- Çengel, Yunus A.; Boles, Michael A. “*Thermodynamics, An Engineering Approach*”, McGraw-Hill, 5th Edition, 2006
- Coleman, John W.; Suryanarayana, Narasipur; Ayub Zahid. “*ASHRAE Handbook – Fundamentals*”, Amer Society of Heating, 2009
- DGGE - Direcção Geral de Energia e Geologia, 2009. Web - www.dgge.pt
- Dinçer, Ibrahim. “*Refrigeration Systems and Applications*”, John Wiley & Sons, 1st Edition, 2003
- Easy-engineering, 2009. Web - www.easy-engineering.ch
- Eurocosm, 2009. Web - www.eurocosm.com
- Europa, 2009. Web – ec.europa.eu
- FCMP - Federação de Campismo e Montanhismo de Portugal, 2009. Web - www.fcmpportugal.com
- Kalorigou, Soteris A. “*Solar Energy Engineering: Processes and Systems*”, Academic Press, 2009
- Leonics, 2009. Web - www.leonics.com
- Martínez, Rey; Javier, Francisco. “*Bombas de callor y energías renovables en edificios*”, International Thomson Editores Spain, 2005
- Megaclima, 2009. Web - www.megaclima.pt
- Moran J.; Shapiro H.N. “*Fundamentals of engineering thermodynamics*”, John Wiley & Sons 5th Edition, 2006
- Oliveira, Armando.”*Apontamentos de Energias Renováveis*”, Porto: FEUP, 2008
- Planob, 2009. Web - www.planob.pt
- TradeKey, 2009. Web- www.tradekey.com
- Wapedia, 2009. Web - wapedia.mobi

ANEXO A: RESULTADOS DA VARIAÇÃO DA CONCENTRAÇÃO DO GÁS EM INTERVALOS DE TEMPO REGULARES

Neste Anexo apresentam-se os valores medidos pelo método do Gás-traçador. Em primeiro lugar é possível observar os valores sem isolamento dos orifícios e, numa fase posterior, serão apresentados os valores com isolamento dos mesmos.

Valores obtidos sem isolamento dos orifícios

"Time""A: Sulphur hexafluoride.B&K [ppm]"

| | |
|-------------------|-------------|
| 21-05-09 11:21:17 | 398624e-003 |
| 21-05-09 11:21:55 | 396911e-003 |
| 21-05-09 11:22:32 | 413808e-003 |
| 21-05-09 11:23:09 | 408785e-003 |
| 21-05-09 11:23:47 | 397504e-003 |
| 21-05-09 11:24:24 | 446632e-003 |
| 21-05-09 11:25:02 | 433506e-003 |
| 21-05-09 11:25:38 | 420643e-003 |
| 21-05-09 11:26:16 | 416427e-003 |
| 21-05-09 11:26:53 | 412310e-003 |
| 21-05-09 11:27:30 | 399447e-003 |
| 21-05-09 11:28:08 | 406282e-003 |
| 21-05-09 11:28:45 | 383110e-003 |
| 21-05-09 11:29:22 | 408291e-003 |
| 21-05-09 11:29:59 | 407303e-003 |
| 21-05-09 11:30:37 | 391476e-003 |
| 21-05-09 11:31:25 | 392695e-003 |
| 21-05-09 11:32:02 | 396977e-003 |
| 21-05-09 11:32:39 | 400584e-003 |
| 21-05-09 11:33:17 | 386799e-003 |
| 21-05-09 11:33:54 | 383241e-003 |
| 21-05-09 11:34:31 | 380376e-003 |
| 21-05-09 11:35:09 | 351999e-003 |
| 21-05-09 11:35:46 | 376127e-003 |
| 21-05-09 11:36:23 | 391278e-003 |
| 21-05-09 11:37:00 | 377115e-003 |
| 21-05-09 11:37:38 | 368073e-003 |

| | |
|-------------------|-------------|
| 21-05-09 11:38:15 | 383735e-003 |
| 21-05-09 11:38:53 | 388610e-003 |
| 21-05-09 11:39:30 | 386815e-003 |
| 21-05-09 11:40:08 | 365965e-003 |
| 21-05-09 11:40:55 | 378350e-003 |
| 21-05-09 11:41:33 | 374397e-003 |
| 21-05-09 11:42:10 | 372322e-003 |
| 21-05-09 11:42:47 | 373162e-003 |
| 21-05-09 11:43:25 | 353679e-003 |
| 21-05-09 11:44:02 | 359822e-003 |
| 21-05-09 11:44:39 | 366459e-003 |
| 21-05-09 11:45:17 | 363758e-003 |
| 21-05-09 11:45:54 | 364516e-003 |
| 21-05-09 11:46:32 | 362572e-003 |
| 21-05-09 11:47:09 | 346185e-003 |
| 21-05-09 11:47:46 | 350945e-003 |
| 21-05-09 11:48:23 | 338214e-003 |
| 21-05-09 11:49:01 | 344440e-003 |
| 21-05-09 11:49:38 | 318797e-003 |
| 21-05-09 11:50:16 | 335266e-003 |
| 21-05-09 11:51:09 | 357450e-003 |
| 21-05-09 11:51:46 | 344407e-003 |
| 21-05-09 11:52:24 | 319357e-003 |
| 21-05-09 11:53:01 | 328448e-003 |
| 21-05-09 11:53:38 | 332829e-003 |
| 21-05-09 11:54:16 | 347964e-003 |
| 21-05-09 11:54:53 | 349166e-003 |

Valores obtidos com isolamento dos orifícios

"Time""A: Sulphur hexafluoride.B&K [ppm]"

| | |
|-------------------|-------------|
| 20-05-09 16:00:11 | 812564e-003 |
| 20-05-09 16:00:48 | 814145e-003 |
| 20-05-09 16:01:26 | 811131e-003 |
| 20-05-09 16:02:03 | 808726e-003 |
| 20-05-09 16:02:40 | 798268e-003 |
| 20-05-09 16:03:18 | 779312e-003 |
| 20-05-09 16:03:55 | 775294e-003 |
| 20-05-09 16:04:32 | 774635e-003 |
| 20-05-09 16:05:09 | 758824e-003 |
| 20-05-09 16:05:47 | 760076e-003 |
| 20-05-09 16:06:24 | 765462e-003 |
| 20-05-09 16:07:01 | 772230e-003 |
| 20-05-09 16:07:38 | 759977e-003 |
| 20-05-09 16:08:31 | 761344e-003 |
| 20-05-09 16:09:09 | 759467e-003 |
| 20-05-09 16:09:46 | 748086e-003 |
| 20-05-09 16:10:23 | 749140e-003 |
| 20-05-09 16:11:01 | 745122e-003 |
| 20-05-09 16:11:38 | 750030e-003 |
| 20-05-09 16:12:15 | 760257e-003 |
| 20-05-09 16:12:53 | 755613e-003 |
| 20-05-09 16:13:30 | 757177e-003 |
| 20-05-09 16:14:07 | 753554e-003 |
| 20-05-09 16:14:44 | 747642e-003 |
| 20-05-09 16:15:21 | 729987e-003 |
| 20-05-09 16:15:59 | 721768e-003 |
| 20-05-09 16:16:36 | 720599e-003 |
| 20-05-09 16:17:13 | 689373e-003 |
| 20-05-09 16:17:50 | 677664e-003 |
| 20-05-09 16:18:39 | 687035e-003 |
| 20-05-09 16:19:16 | 712183e-003 |
| 20-05-09 16:19:53 | 700457e-003 |

| | |
|-------------------|-------------|
| 20-05-09 16:20:31 | 677779e-003 |
| 20-05-09 16:21:08 | 709383e-003 |
| 20-05-09 16:21:45 | 695006e-003 |
| 20-05-09 16:22:22 | 680249e-003 |
| 20-05-09 16:23:00 | 683971e-003 |
| 20-05-09 16:23:37 | 698069e-003 |
| 20-05-09 16:24:14 | 702648e-003 |
| 20-05-09 16:24:51 | 702384e-003 |
| 20-05-09 16:25:28 | 701709e-003 |
| 20-05-09 16:26:05 | 699947e-003 |
| 20-05-09 16:26:42 | 702104e-003 |
| 20-05-09 16:27:20 | 702071e-003 |
| 20-05-09 16:27:57 | 697427e-003 |
| 20-05-09 16:28:45 | 693935e-003 |
| 20-05-09 16:29:22 | 686310e-003 |
| 20-05-09 16:30:00 | 672822e-003 |
| 20-05-09 16:30:37 | 680085e-003 |
| 20-05-09 16:31:14 | 681764e-003 |
| 20-05-09 16:31:52 | 662792e-003 |
| 20-05-09 16:32:29 | 673052e-003 |
| 20-05-09 16:33:07 | 669050e-003 |
| 20-05-09 16:33:44 | 640706e-003 |
| 20-05-09 16:34:21 | 641464e-003 |
| 20-05-09 16:34:58 | 635617e-003 |
| 20-05-09 16:35:36 | 652103e-003 |
| 20-05-09 16:36:13 | 673744e-003 |
| 20-05-09 16:36:50 | 638747e-003 |
| 20-05-09 16:37:28 | 618522e-003 |

ANEXO B: TABELAS AUXILIARES DE CÁLCULO PARA DETERMINAÇÃO DAS CARGAS TÉRMICAS

Neste anexo encontram-se todas as tabelas que permitem efectuar os cálculos necessários à determinação das cargas térmicas.

Esta primeira tabela serviu para calcular o coeficiente de transmissão térmica nas paredes.

Tabela B 1. Valores das propriedades das paredes

| Propriedades das paredes | | | |
|------------------------------------|-------|---------------------|--------------------------|
| Material | e (m) | λ (W/(m.K)) | Re (m ² .K/W) |
| Alumínio | 0,001 | 230,000 | 4,348E-06 |
| Poliestireno | 0,020 | 0,040 | 0,500 |
| Contraplacado | 0,003 | 0,170 | 0,018 |
| R conv,e | | | 0,03 |
| R conv,i | | | 0,120 |
| U Total (W/m².K) | | | 1,498 |

As Tabelas B 2 e B 3 serviram para o cálculo do coeficiente de transmissão térmica do chão com e sem travessas.

Tabela B 2. Valores das propriedades do chão sem travessas

| Propriedades do chão s/ travessas | | | |
|--------------------------------------|-------|---------------------|--------------------------|
| Material | e (m) | λ (W/(m.K)) | Re (m ² .K/W) |
| Contraplacado | 0,003 | 0,170 | 0,018 |
| Poliestireno | 0,030 | 0,040 | 0,750 |
| Contraplacado | 0,010 | 0,170 | 0,059 |
| R conv,e | | | 0,03 |
| R conv,i | | | 0,160 |
| U Total (W/(m².K)) | | | 0,984 |

Tabela B 3. Valores das propriedades do chão com travessas

| Propriedades do chão - travessas | | | |
|---|--------------|---------------------------------------|-------------------------------|
| Material | e (m) | λ (W/(m.K)) | Re (m².K/W) |
| Contraplacado | 0,003 | 0,170 | 0,018 |
| Madeira | 0,030 | 0,170 | 0,176 |
| Contraplacado | 0,010 | 0,170 | 0,059 |
| R conv,e | | | 0,03 |
| R conv,i | | | 0,160 |
| U Total (W/(m².K)) | | | 2,258 |

As tabelas que se seguem tiveram a mesma utilidade das anteriores mas, desta vez, os valores apresentados são aplicáveis às paredes.

Tabela B 4. Valores das propriedades do tecto sem travessas

| Propriedades do tecto s/ travessas | | | |
|---|--------------|--------------------------------------|-------------------------------|
| Material | e (m) | λ (W/m.°C) | Re (m².K/W) |
| Poliéster | 0,002 | 0,250 | 0,008 |
| Poliestireno | 0,025 | 0,040 | 0,625 |
| Contraplacado | 0,003 | 0,170 | 0,018 |
| R conv,e | | | 0,03 |
| R conv,i | | | 0,110 |
| U Total (W/m².°C) | | | 1,265 |

Tabela B 5. Valores das propriedades do tecto com travessas

| Propriedades do tecto - travessas | | | |
|--|--------------|---------------------------------------|-------------------------------|
| Material | e (m) | λ (W/(m.K)) | Re (m².K/W) |
| Poliéster | 0,002 | 0,250 | 0,008 |
| Madeira | 0,025 | 0,170 | 0,147 |
| Contraplacado | 0,003 | 0,170 | 0,018 |
| R conv,e | | | 0,03 |
| R conv,i | | | 0,110 |
| U Total (W/(m².K)) | | | 3,198 |

Esta tabela corresponde aos cálculos efectuados para o coeficiente de transmissão térmica das paredes.

Tabela B 6. Valores das propriedades das janelas

| Propriedades das janelas | | | |
|--------------------------------------|--------------|---------------------------------------|-------------------------------|
| Material | e (m) | λ (W/(m.K)) | Re (m².K/W) |
| Acrílico | 0,003 | 0,220 | 0,014 |
| R conv,e | | | 0,03 |
| R conv,i | | | 0,120 |
| U Total (W/(m².K)) | | | 6,111 |

Por último, a Tabela B7 auxiliou o cálculo dos valores representados na tabela 12 do presente trabalho.

Tabela B 7. Multiplicação entre o coeficiente de transmissão térmica e a área

| | A (m²) | U (W/(m².K)) | A.U (W/K) |
|-------------------------------------|--------------------------|--------------------------------|------------------|
| Frente (sem janela) | 3,69 | 1,498 | 5,532 |
| Janela Frente | 0,78 | 6,111 | 4,767 |
| Esquerda (Lado da porta) | 7,50 | 1,498 | 11,23 |
| Janela esquerda (porta) | 0,60 | 6,111 | 3,667 |
| Direita | 7,75 | 1,498 | 11,61 |
| Janela direita | 0,35 | 6,111 | 2,139 |
| Traseira | 3,98 | 1,498 | 5,954 |
| Janela trás | 0,25 | 6,111 | 1,497 |
| Chão (área sem travessas) | 7,43 | 0,984 | 7,307 |
| Chão travessas (20% Atotal) | 1,86 | 2,258 | 4,192 |
| Tecto (área sem travessas) | 6,64 | 1,265 | 8,393 |
| Tecto travessas (15% Atotal) | 1,17 | 3,198 | 3,745 |

ANEXO C: SIMULAÇÕES AUXILIARES DE APRENDIZAGEM DO SOFTWARE FLUENT

Neste anexo poderão ser consultadas algumas das simulações que contribuíram, de algum modo, para alcançar os resultados finais deste trabalho. Não serão apresentadas todas as simulações pois isso representaria uma necessidade de análise criteriosa e que, invariavelmente, se tornaria demasiado extensa para este trabalho. De salientar ainda que as simulações que se seguem não se revelaram de especial interesse para o encadeamento lógico de ideias ou mesmo do próprio trabalho, uma vez que foram efectuadas com o intuito de criar algum tipo de familiarização com o software de simulação Fluent. Para além disso, e pelo facto de serem ainda poucos os conhecimentos sobre este programa, as simulações aqui apresentadas não possuem as condições e características desejáveis para obter resultados válidos.

Numa fase inicial começou-se por simular um modelo com as dimensões da caravana em estudo (4 metros de comprimento, 2 metros de altura e 2 metros de largura) no sentido de perceber qual a variação de temperaturas no seu interior.

Para a criação do modelo foi utilizada uma malha do tipo estruturada com 16000 elementos (Figura C1).

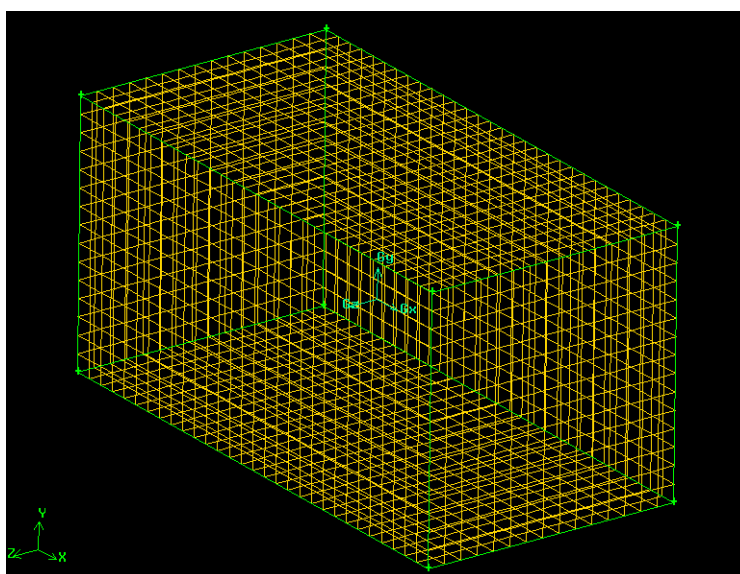


Figura C 1. Malha estruturada com 16000 elementos

No programa Fluent estudou-se a transferência de calor em regime estacionário por convecção. A temperatura exterior utilizada foi de 300 K (26,85°C) e o coeficiente de convecção de 10 W/m²K e, posteriormente, de 30 W/m²K. A temperatura interior utilizada foi de 290 K (16,85°C) e fizeram-se 1200 iterações. O resultado desta simulação poderá ser observado na imagem que se segue (Figura C2).

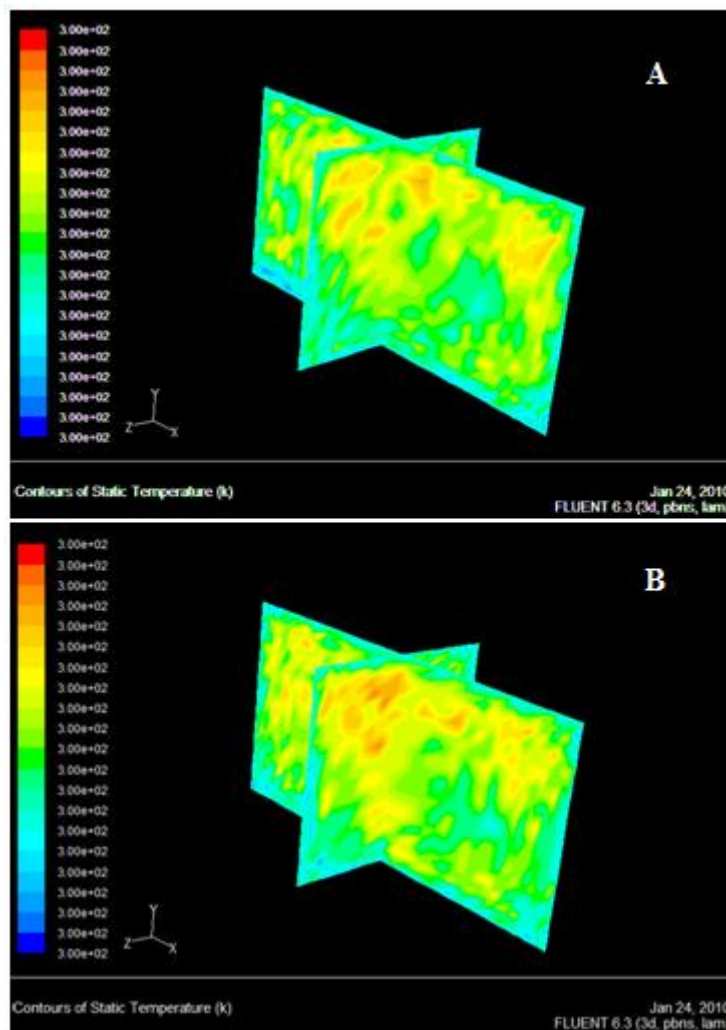


Figura C 2. Evolução da temperatura do ar no interior da caravana: A – com coeficiente de convecção $10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$; B – com coeficiente de convecção $30 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Com a alteração dos coeficientes de convecção foi possível verificar que, neste caso, a variação de temperatura não sofreu alterações significativas. No entanto, na Figura C 2.B foi possível verificar que, para o mesmo número de iterações, a distribuição de temperaturas no interior foi mais uniforme.

Após esta simulação, e com o objectivo de obter o maior número de dados possível sobre a caravana, passou-se para uma outra em que o principal intuito era o de utilizar um novo comando do programa que simula a radiação solar. Desta vez, pretendia-se observar a variação de temperaturas no interior da caravana quando esta se encontra exposta à radiação solar.

Para proceder à simulação, foi necessário criar um novo modelo cuja malha difere da anterior. Para este novo caso foi utilizada uma malha muito refinada com o objectivo de obter resultados do maior número de elementos. Para além da activação da equação de energia, foi também activado o modelo de radiação Discrete Ordinates e a opção de Solar Ray Tracing. Esta última opção permite definir o local exacto para onde se pretende fazer a simulação, através das coordenadas geográficas (longitude, latitude e fuso horário). Esta opção constitui uma grande vantagem, na medida em que existe uma base de dados com as radiações de cada

região. Ao introduzirem-se as coordenadas e o mês, dia e hora pretendidos para o início da simulação, o programa automaticamente reúne os dados necessários da base. Assim sendo, foi seleccionado um dia com boas condições climáticas (16 de Agosto às 7 horas) e inseridas as coordenadas relativas à cidade do Porto.

Para este modelo foram ainda seleccionadas as condições de fronteira exteriores de convecção as mesmas utilizadas na primeira simulação e, para além disso, as paredes foram definidas como sendo constituídas por um material opaco (comando possível de seleccionar nas definições de radiação). Depois de ser feita a simulação, chegou-se à conclusão de que era inviável devido à constituição utilizada para as paredes: após a análise da imagem obtida percebeu-se que não era detectado aquecimento por fluxo de calor solar nas paredes. Por esse motivo, repetiu-se o procedimento mas, desta vez, utilizando como constituinte das paredes um material semi-transparente (Figura C3). Procedeu-se a uma alteração do valor da transmissividade do material, tendo-se considerado que era aproximadamente zero. O objectivo deste procedimento era conduzir o programa de forma a obter resultados aceitáveis. Isto não seria conseguido se apenas se definisse que o material era opaco. Esta foi a maneira encontrada para poder contornar o problema e, utilizando o comando de semi-transparência, conseguir simular na mesma como se o material fosse opaco.

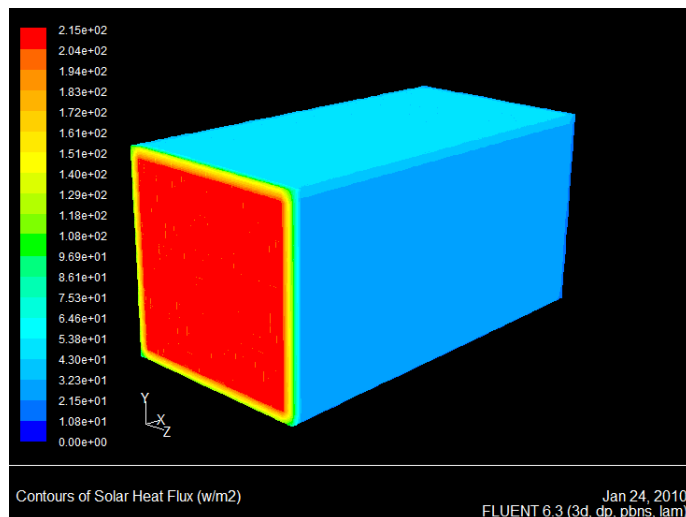


Figura C 3. Representação do fluxo de calor solar incidente nas paredes da caravana

Pela análise da imagem verifica-se que há fluxo apenas na parede que fica direccionada para o local de nascimento do sol. Este aspecto deve-se ao facto de a simulação ter sido feita para as sete horas da manhã.

O passo seguinte passou por uma análise da variação da massa volúmica, onde se verificou que não houve alteração, ao fim das 5000 iterações previamente seleccionadas, com o aumento da temperatura. Este acontecimento é contrário ao esperado, o que obrigou a uma nova simulação.

Neste novo procedimento mantiveram-se exactamente as mesmas características, tendo sido alteradas apenas as propriedades do ar interior definidas, anteriormente, como

valores constantes. Desta vez, foi seleccionada a opção de massa volúmica como sendo gás ideal.

O resultado desta simulação já se revelou mais animador, na medida em que já foi registada uma variação da massa volúmica Figura C 4. Esta variação foi o ponto de arranque para novas simulações, ainda em regime estacionário.

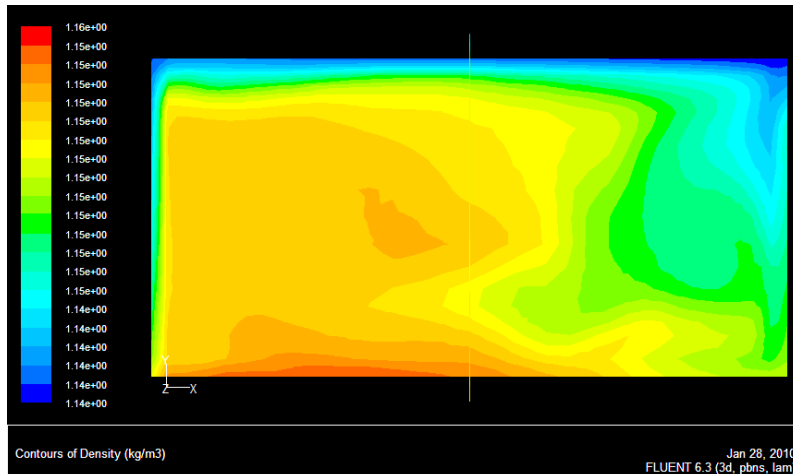


Figura C 4. Representação da distribuição da massa volúmica do ar num plano longitudinal xy

A partir daqui, as novas simulações tiveram como objectivo permitir um controlo da convergência do campo de velocidades: ao longo do tempo, foi-se verificando que os valores do caudal eram altos e com flutuações para o regime em que se estava a simular e, portanto, não convergiam. Na base deste problema estava a utilização do Solar Heat flux nas condições de fronteira exteriores. Como as paredes do modelo para simulação não foram criadas com espessura, a transferência de calor estava a ser feita directamente para o ar. Este aspecto deve-se ao facto de não haver uma resistência térmica correspondente à espessura da parede.

No sentido de solucionar o problema referido foi feita nova simulação em que já se considerou a espessura das paredes da caravana e criou-se um volume envolvente correspondente ao ar exterior, Figura C5, com uma espessura de 0,30 metros. Esta espessura foi calculada no sentido de não sofrer alterações de temperatura provenientes dos fluxos de calor das paredes da caravana e, também, para que o número de elementos não seja exagerado. Contudo, assumiu-se para o ar exterior uma condutividade térmica elevada de modo a garantir a não alteração dos resultados (temperaturas, velocidades, massa volúmica) e a assegurar uma aproximação ao ar exterior real.

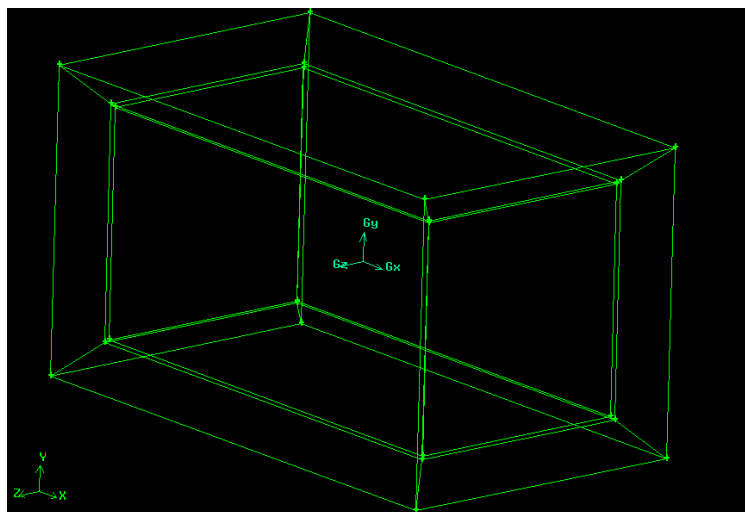


Figura C 5. Modelo da caravana com espessura e volume do ar exterior criado no Gambit

Para definir as configurações desejadas utilizou-se o mesmo modelo de radiação, sendo que, para as paredes correspondentes ao volume do ar exterior, considerou-se uma temperatura fixa de 300 K. Considerou-se ainda que o material constituinte era semi-transparente e que a transmissividade era igual a 1, de modo a garantir a passagem total da radiação solar pelo volume do ar.

O objectivo desta simulação, ao contrário do que pode ser esperado, não é simular o ar (a sua velocidade ou a convecção exterior) mas sim tentar utilizar o comando Solar Ray tracing de modo eficiente. De notar que o regime aqui utilizado é instacionário e que a simulação foi feita para vinte minutos, para o Porto e num horário de maior radiação solar do que o utilizado nas simulações acima descritas (15 horas).

Esta simulação não resultou como desejado uma vez que as temperaturas obtidas nas paredes, Figura C6, correspondentes ao volume da caravana, foram muito baixas (33°C) relativamente ao valor de radiação que era emitido para a parede. Para além disso, a distribuição de temperaturas no volume respectivo ao ar exterior deu resultados inesperados e incorrectos (houve alteração da temperatura no volume exterior).

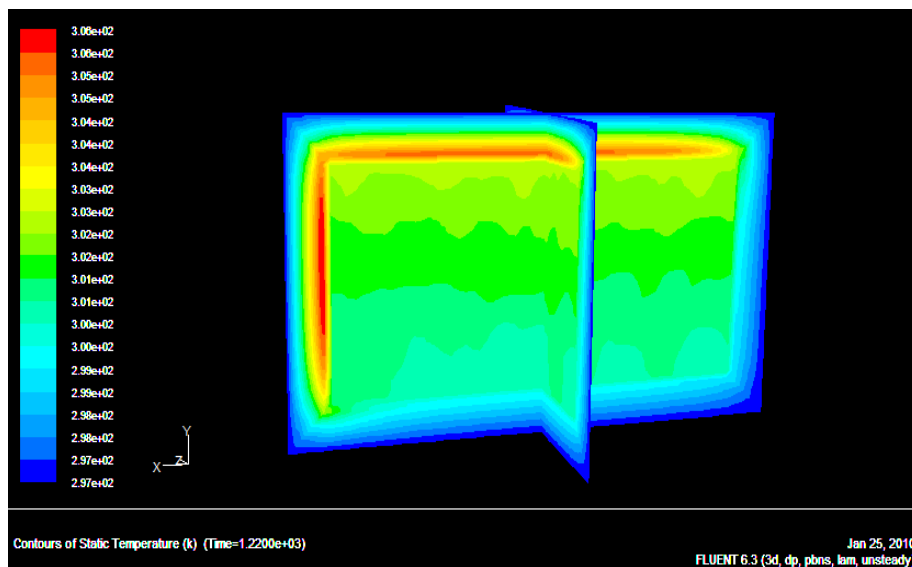


Figura C 6. Representação das temperaturas do ar em dois planos centrais da simulação do modelo da caravana com volume de ar exterior

De seguida foram feitas várias simulações (com malhas mais refinadas) igualmente mal sucedidas. Por esse motivo, optou-se por não utilizar o comando de radiação Solar Ray Tracing, cujo objectivo era validar o modelo para o período diurno, e partiu-se para novas simulações de modo a validar o modelo desta vez em período nocturno. A caravana encontra-se estacionada entre edifícios, num local onde o sol incide apenas durante o período de início da tarde. Este aspecto acabou por dar preferência à simulação nocturna pela dificuldade de estabelecer um horário em que a caravana recebesse radiação solar.

O passo seguinte correspondeu à criação de um modelo sem janelas cujo resultado permitiu concluir que os valores das temperaturas do ar no interior da caravana rondavam os parâmetros esperados, utilizando-se as condições de fronteira equivalentes às utilizadas na versão final do trabalho (mas com os dados disponibilizados pela estação meteorológica de Pedras Rubras para as temperaturas exteriores).

De seguida, foi criado um modelo com janelas correspondente à caravana com espessura (modelo posteriormente utilizado para o trabalho) e que surgiu pela verificação de que, nos modelos sem janelas, os valores não sofriam grandes variações. Para este modelo foi utilizado um regime transitório e, para a constituição das paredes, foram criados os materiais com propriedades equivalentes existentes na caravana real.

Importante ainda referir que os valores de temperaturas externas referentes a Pedras Rubras não eram os mais adequados (não havia coincidência entre temperaturas de simulação e temperaturas medidas na caravana). Apesar disso, como mais tarde foi possível reunir as temperaturas correspondentes ao local onde se encontra a caravana (estação meteorológica existente na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto), foram realizadas novamente as simulações dos modelos da caravana (do modelo Caravana e dos outros dois modelos com refinamento da malha correspondente ao volume da caravana, chamados Caravana com 2 nós e Caravana com 3 nós) descritos ao longo do trabalho.

Na figura a baixo poderão ser comparados os resultados obtidos com os valores da estação meteorológica de Pedras rubras e do Porto (Figura C7).

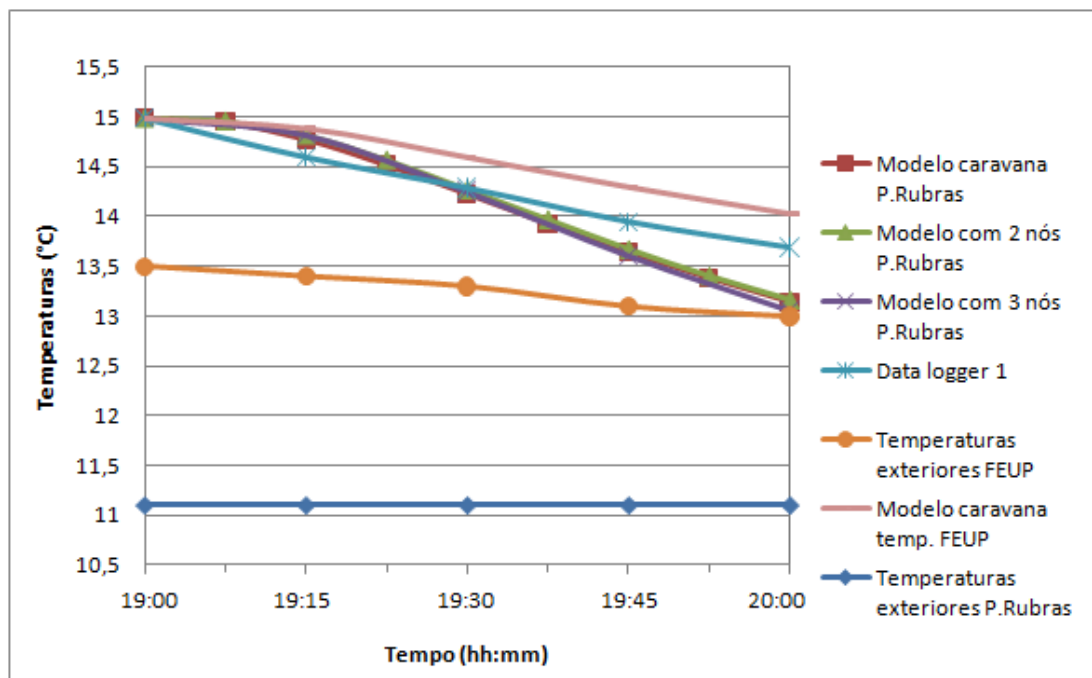


Figura C 7. Gráfico de temperaturas obtidas nas simulações antigas com as temperaturas exteriores de pedras rubras

Como é possível observar na Figura C 7, as simulações com a temperatura exterior correspondente a Pedras Rubras deram resultados que não coincidem com as temperaturas medidas na caravana, nem possuem qualquer tipo de características idênticas à curva das temperaturas medidas no data logger 1. É possível até observar que a linhas relativas às simulações com as temperaturas exteriores de Pedras Rubras cruzam a linha das temperaturas medidas no interior da caravana através do datalogger, o que revela a não correspondência destes resultados.