# Desenvolvimento e implementação de sistemas de aquecimento e refrigeração ambiente numa caravana

*Miguel Costa Sousa*

**Relatório do Projecto Final / Dissertação do MIEM**

Orientador na FEUP: Prof. Óscar Mota




**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto**

**Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Janeiro 2011

*Aos meus Pais e à Cátia, pelo apoio e carinho*

## Resumo

O presente trabalho tem por objectivo o desenvolvimento e implementação de um sistema de aquecimento e refrigeração numa caravana. Pretende-se determinar as necessidades energéticas da caravana e posteriormente seleccionar o sistema adequado, de modo a garantir condições de conforto térmico no seu interior. Estudou-se também a hipótese do recurso a um gerador eléctrico como fonte de alimentação do sistema, conseguindo-se assim a autonomia da caravana em termos energéticos.

Inicialmente estudaram-se três tipos de sistemas com possibilidade de implementação numa caravana: os sistemas de compressão a vapor, os chillers por absorção e os módulos de Peltier. Para além disso, analisaram-se os ciclos termodinâmicos e os parâmetros mais importantes no funcionamento de cada um destes.

Sendo a caravana um elemento móvel, o cálculo das necessidades energéticas efectuou-se para duas situações distintas. Na primeira situação considerou-se o local mais desfavorável de todo o território português (caso 1) e na segunda situação considera-se o local mais desfavorável situado até 100 km da cidade do Porto (caso 2). O sistema de aquecimento e refrigeração foi dimensionado para o segundo caso.

A etapa seguinte foi a criação e simulação de vários modelos da caravana no software de CFD Fluent. Numa fase inicial efectuou-se uma simulação para o dia crítico da estação de Verão e para um dia típico da estação de Verão e Inverno. Posteriormente simulou-se a hipótese do funcionamento intermitente do sistema de aquecimento num dia típico de Inverno, e do sistema de refrigeração num dia típico de Verão.

Depois seleccionou-se um gerador para fornecer energia eléctrica ao sistema e efectuou-se uma análise de modo a verificar se esta seria uma solução económica.

Os resultados obtidos permitiram concluir que o funcionamento intermitente do sistema de aquecimento e refrigeração é uma opção viável, garantindo desta forma conforto térmico no interior da caravana. Para além disso, verificou-se que o recurso a um gerador como fonte de alimentação do sistema de aquecimento e refrigeração é uma solução competitiva do ponto vista económico.

# Development and implementation of heating and refrigeration system in a caravan


## Abstract

The aim of the present work is the development and implementation of a heating and cooling system for a caravan. The heating and cooling are determined, and an adequate system is selected to ensure thermal comfort in the caravan. It was studied the possibility to use an electric generator as an electric source of the system, so that the caravan is energetically autonomous.

Initially, it was considered three types of systems that could be implemented in the caravan: vapor compression system, absorption chillers and Peltier modules. Besides, it was analyzed the thermodynamic cycles and the most important functioning parameters.

Since the caravan is not stationary, the energetic loads were calculated for two distinct situations. First, the most hostile place in Portugal was considered (case 1), and secondly the most unfavorable location between a radius of 100 km from Porto (case 2). The heating and cooling system was designed for case 2.

The following stage was the creation of computational fluid dynamic models that use Fluent software to simulate the air inside the caravan. Initially it was considered a critical day of the cooling season, and also a typical Summer and Winter day. Afterwards the simulation was made in the assumption that the system was operating intermittently for typical Summer and Winter days.

The selection of the electric generator that supplied the system was based on an economic perspective.

It can be concluded, from the results obtained with the intermittent operation of the system, that it is a viable option to attain thermal comfort. The electric generator is economically a competitive solution.

## Agradecimentos

A concretização deste trabalho só foi viável com a colaboração de diversas pessoas, a quem gostaria de prestar os meus sinceros agradecimentos.

Começaria por agradecer ao meu orientador Professor Óscar Mota por toda a receptividade e atenção dispensadas.

Queria também agradecer ao Professor Szabolcs Varga por todo o apoio prestado aquando da minha iniciação e progressão no software Fluent.

Agradecer também à empresa Campinanda por ceder a caravana utilizada neste projecto.

Acabaria por mostrar o meu agradecimento ao meu colega Carlos Leite pelo auxílio prestado em algumas etapas deste trabalho.

## Índice de Conteúdos

1. Introdução ..... 1
1.1. Apresentação da Empresa Campinanda ..... 2
1.2. Campismo, Caravanismo e Autocaravanismo ..... 3
1.3. Enquadramento energético ..... 4
1.3.1. Caravanismo e Energia ..... 6
2. Sistemas de aquecimento e refrigeração ..... 7
2.1. Máquinas frigoríficas e bombas de calor ..... 7
2.2. Ciclo de compressão de vapor ..... 8
2.2.1. Ciclo de Carnot inverso ..... 9
2.2.2. Ciclo simples de compressão de vapor ..... 11
2.2.3. Ciclo real de compressão de vapor ..... 12
2.3. Ciclo de Absorção ..... 14
2.4. Termoelectricidade ..... 16
2.4.1. Efeitos termoeléctricos ..... 17
2.4.2. Arrefecimento termoeléctrico ..... 19
2.4.3. Materiais termoeléctricos ..... 21
2.4.4. Vantagens e desvantagens ..... 22
3. Cargas térmicas ..... 23
3.1. Coeficientes de transmissão térmica da caravana ..... 23
3.2. Carga térmica de aquecimento ..... 26
3.2.1. Perdas de calor pela envolvente ..... 27
3.2.2. Perdas de calor associadas às infiltrações ..... 27
3.2.3. Cálculo da carga térmica de aquecimento ..... 28
3.3. Carga térmica de arrefecimento ..... 29
3.3.1. Ganhos de calor pela envolvente opaca ..... 29
3.3.2. Ganhos de calor pelos envidraçados ..... 30
3.3.3. Ganhos associados às infiltrações ..... 30
3.3.4. Ganhos internos ..... 30
3.3.5. Cálculo da carga térmica de arrefecimento ..... 30
4. Selecção do sistema de aquecimento e refrigeração ..... 35
5. Simulação em software CFD da caravana ..... 38
5.1. Fases da Mecânica dos Fluidos Computacional (CFD) ..... 38

5.2. Propriedades dos materiais da caravana ..... 40
5.3. Desenvolvimento do modelo de simulação ..... 42
5.3.1. Modelo 1 ..... 43
5.3.2. Modelo 2 ..... 47
5.4. Simulação do modelo 3 para o dia crítico da estação de Verão e Inverno ..... 50
5.5. Simulação do modelo simplificado para um dia típico da estação de Verão e Inverno ..... 59
5.5.1. Resultados obtidos para o dia típico da estação de Inverno ..... 65
5.5.2. Resultados para o dia típico da estação de Verão ..... 68
5.6. Simulações com sistema de arrefecimento e aquecimento ..... 71
5.6.1. Simulação para um dia típico de Inverno ..... 72
5.6.2. Simulação para um dia típico de Verão ..... 78
6. Análise económica e selecção de um gerador ..... 84
7. Conclusões e perspectivas de trabalhos futuros ..... 94
8. Referências e Bibliografia ..... 97
ANEXO A: Tabelas auxiliares para o cálculo das cargas térmicas ..... 99
ANEXO B: Ficha técnica do módulo termoeléctrico ..... 102
ANEXO C: Tabela com características de todos os sistemas de compressão de vapor consultados ..... 104
ANEXO D: Ficha técnica do sistema de compressão de vapor seleccionado (Dometic B 2600) ..... 104
ANEXO E: Parâmetros definidos no Fluent para o modelo 1 ..... 107
ANEXO F: Parâmetros definidos no Fluent para o modelo 2 ..... 109
ANEXO G: Parâmetros definidos no Fluent para o modelo 3 e resultados das simulações do dia crítico de Verão e Inverno ..... 111
ANEXO H: Parâmetros definidos no Fluent e resultados obtidos para os dias típicos de Verão e Inverno ..... 117
ANEXO I: Parâmetros definidos no Fluent e resultados da simulação do dia típico de Inverno com sistema de aquecimento ..... 121
ANEXO J: Parâmetros definidos no Fluent e resultados da simulação do dia típico de Verão com sistema de arrefecimento ..... 125
ANEXO K: Tabelas de amortização dos geradores e catálogo das bilhas de GPL Gaslow. ..... 128

# Índice de Figuras

Figura 1.1: Caravana Caravelair Antares Luxe 400 ..... 1

Figura 1.2: Consumo de Energia primária em Portugal no ano de 2007 (fonte: DGEG, 2010) ..... 5

Figura 1.3: Produção de Energia eléctrica fotovoltaica em Portugal (fonte: DGEG, 2010) ..... 5

Figura 1.4: Potência fotovoltaica instalada em Portugal (fonte: DGEG, 2010) ..... 6

Figura 2.1: Princípio de funcionamento de uma bomba de calor (*Heat Pump* - HP) e uma máquina frigorífica (*Refrigerator* - R). (Çengel, 2006) ..... 7

Figura 2.2: Representação de um ciclo de compressão de vapor. ..... 9

Figura 2.3: Ciclo frigorífico de Carnot (Çengel, 2006) ..... 10

Figura 2.4: Ciclo simples de compressor de vapor. (Çengel, 2006) ..... 11

Figura 2.5 Ciclo real de compressão de vapor. (Çengel, 2006) ..... 13

Figura 2.6: a) Ciclo de compressão de vapor com permutador de calor, b) Representação do ciclo no diagrama T-s, e c) Representação do ciclo no diagrama P-h. (Dinçer, 2010) ..... 14

Figura 2.7: Ciclo de refrigeração por absorção de amoníaco (Çengel, 2006) ..... 15

Figura 2.8: Determinação do COP máximo de um sistema de refrigeração por absorção. ..... 16

Figura 2.9: Efeito de Seebeck. (Afonso, 2007) ..... 17

Figura 2.10: Efeito de Peltier. (Afonso, 2007) ..... 18

Figura 2.11: Princípio de funcionamento de um módulo termoeléctrico. ..... 19

Figura 2.12: Gerador de potência termoeléctrica. (Çengel, 2006) ..... 20

Figura 2.13: Princípio de funcionamento de um sistema de arrefecimento termoeléctrico. (Çengel, 2006) ..... 20

Figura 2.14: Figura de mérito (Z) de diversos materiais, calculada para diferentes temperaturas. (University of Olso, BATE department) ..... 22

Figura 4.1: Módulo termoeléctrico. ..... 35

Figura 4.2: Ar-condicionado Dometic B 2600, unidade exterior (à esquerda) e unidade interior (à direita). ..... 36

Figura 4.3: Esquema de instalação do ar condicionado Dometic B 2600 numa caravana. ..... 37

Figura 5.1: Orientação dos modelos da caravana. ..... 43

Figura 5.2: Malha estruturada hexaédrica com 16000 elementos (40 x 20 x 20 nós) do modelo 1. ..... 44

Figura 5.3: Distribuição da temperatura do ar no interior da caravana (Convecção) obtida com o modelo 1. A – Coeficiente de convecção exterior de 10 W/($m^2$.K); B - Coeficiente de convecção exterior de 30 W/($m^2$.K). ..... 45

Figura 5.4: Distribuição da temperatura nas paredes da caravana obtida com o modelo 1. A – Apenas convecção (α = 10 W/(m$^2$.K) ); B – Convecção + Radiação (α = 10 W/(m$^2$.K) ). ..... 46

Figura 5.5: Distribuição da temperatura do ar no interior da caravana (Convecção + Radiação) obtida com o modelo 1. A – Coeficiente de convecção de 10 W/(m$^2$.K); B – Coeficiente de convecção de 30 W/(m$^2$.K)..... 47

Figura 5.6: Malha estruturada hexaédrica refinada junto às paredes e com 128000 elementos no caso do modelo 2. A – Vista isométrica; B – Vista plano xy. ..... 48

Figura 5.7: Distribuição do fluxo de calor solar incidente nas superfícies da caravana às 8 horas de 16 de Agosto em Vila Real (superfícies opacas), obtida com o modelo 2. ..... 49

Figura 5.8: Distribuição do fluxo de calor solar incidente nas superfícies da caravana às 8 horas de 16 de Agosto em Vila Real (superfícies semi-transparentes), obtida com o modelo 2. ..... 49

Figura 5.9: Distribuição do fluxo de calor solar incidente nas superfícies da caravana às 14 horas de 16 de Agosto em Vila Real (superfícies semi-transparentes), obtida com o modelo 2. ..... 50

Figura 5.10: Criação da malha do modelo 3 da caravana tendo as paredes e janelas 0.025 m de espessura. ..... 51

Figura 5.11: Representação da malha do modelo 3 da caravana em quatro vistas diferentes..... 52

Figura 5.12: Análise da malha do modelo 3 da caravana. A – plano vertical da caravana; B – plano horizontal da caravana..... 53

Figura 5.13: Evolução da temperatura do ar ambiente no dia crítico de Verão (6 de Agosto) e de Inverno (9 de Dezembro). ..... 54

Figura 5.14: Evolução da radiação solar incidente no dia 6 de Agosto em Vila Real, segundo diversas superfícies: horizontal e vertical (N, S, E, O). ..... 54

Figura 5.15: Evolução da radiação solar incidente no dia 9 de Dezembro em Vila Real, segundo diversas superfícies: horizontal e vertical (N, S, E, O). ..... 55

Figura 5.16: Perfil de temperatura das condições de fronteira das paredes, tecto e chão para o dia 6 de Agosto. ..... **Erro! Marcador não definido.**

Figura 5.17: Perfil de temperatura das condições de fronteira das diversas janelas para o dia 6 de Agosto. ..... 56

Figura 5.18: Comparação do resultado da evolução da temperatura do ar no interior da caravana obtida em duas simulações do modelo 3 para o dia 6 de Agosto em Vila Real. ..... 57

Figura 5.19: Distribuição da temperatura do ar interior da caravana (plano xy) segundo o modelo 3 para o dia 6 de Agosto em Vila Real às 15h 30min..... 58

Figura 5.20: Distribuição da temperatura do ar interior da caravana (plano yz) segundo o modelo 3 para o dia 6 de Agosto em Vila Real às 15h 30min. ..... 58

Figura 5.21: Distribuição dos nós no modelo simplificado da caravana e a malha já criada numa das suas faces. ..... 60

Figura 5.22: Malha do modelo simplificado. ..... 61

Figura 5.23: Análise da malha do modelo simplificado segundo um plano xz. ..... 61

Figura 5.24: Evolução da temperatura do ar ambiente num dia típico de Inverno e Verão em Vila Real. ..... 62

Figura 5.25: Evolução da radiação solar incidente num dia típico de Inverno em Vila Real, segundo diversas superfícies: horizontal e vertical (N, S, E, O). ..... 63

Figura 5.26: Evolução da radiação solar incidente num dia típico de Verão em Vila Real, segundo diversas superfícies: horizontal e vertical (N, S, E, O). ..... 63

Figura 5.27: Perfis de temperatura das condições de fronteira das diversas paredes equivalentes do modelo simplificado para o dia típico de Inverno. ..... 64

Figura 5.28: Perfis de temperatura das condições de fronteira das diversas paredes equivalentes do modelo simplificado para o dia típico de Verão. ..... 65

Figura 5.29: Evolução da temperatura do ar interior no centro da caravana durante um dia típico de Inverno (modelo simplificado). ..... 66

Figura 5.30: Distribuição da temperatura do ar interior da caravana num dia típico de Inverno em Vila Real às 21horas (modelo simplificado). ..... 67

Figura 5.31: Distribuição da temperatura do ar interior da caravana num dia típico de Inverno em Vila Real às 2h 30min (modelo simplificado). ..... 67

Figura 5.32: Distribuição da temperatura do ar interior da caravana num dia típico de Inverno em Vila Real às 6 horas (modelo simplificado). ..... 68

Figura 5.33: Evolução da temperatura do ar interior no centro da caravana durante um dia típico de Verão (modelo simplificado). ..... 69

Figura 5.34: Distribuição da temperatura do ar interior no plano central xy da caravana num dia típico de Verão em Vila Real às 6 horas (modelo simplificado). ..... 69

Figura 5.35: Distribuição da temperatura do ar interior num plano central xy da caravana num dia típico de Verão em Vila Real às 15 horas (modelo simplificado) ..... 70

Figura 5.36: Distribuição da temperatura do ar interior num plano central xy da caravana num dia típico de Verão em Vila Real às 20 horas (modelo simplificado) ..... 70

Figura 5.37: Modelo com sistema de aquecimento e de arrefecimento, colocado no centro do tecto da caravana (interior). ..... 71

Figura 5.38: Malha do modelo com sistema de aquecimento e de arrefecimento (modelo final). ..... 72

Figura 5.39: Distribuição da temperatura do ar interior com sistema de aquecimento passados 60s (modelo final). ..... 74

Figura 5.40: Distribuição da temperatura do ar interior com sistema de aquecimento passados 120s (modelo final)..... 75

Figura 5.41: Distribuição da temperatura do ar interior com sistema de aquecimento passados 180s (modelo final)..... 75

Figura 5.42: Distribuição da velocidade do ar com sistema de aquecimento passados 180s. A – Plano xy; B – Plano yz. ..... 76

Figura 5.43: Distribuição da temperatura do ar interior 120 segundos após a desactivação do sistema de aquecimento (modelo final)..... 77

Figura 5.44: Distribuição da temperatura do ar interior 220 segundos após a desactivação do sistema de aquecimento (modelo final)..... 77

Figura 5.45: Distribuição da temperatura do ar interior 270 segundos após a desactivação do sistema de aquecimento (modelo final)..... 78

Figura 5.46: Distribuição de temperaturas do interior 60 segundos depois de se ligar o sistema de arrefecimento (modelo final). ..... 79

Figura 5.47: Distribuição de temperaturas do ar interior 180 segundos depois de se ligar o sistema de arrefecimento (modelo final). ..... 80

Figura 5.48: Distribuição de temperaturas do ar interior 240 segundos depois de se ligar o sistema de arrefecimento (modelo final). ..... 80

Figura 5.49: Distribuição da velocidade do ar com sistema de arrefecimento, passados 240s. A – Plano xy; B – Plano yz. ..... 81

Figura 5.50: Distribuição da temperatura do ar interior 10 minutos depois de desligar o sistema de arrefecimento (modelo final). ..... 82

Figura 5.51: Distribuição da temperatura do ar interior 15 minutos depois de desligar o sistema de arrefecimento (modelo final). ..... 82

Figura 5.52: Distribuição da temperatura do ar interior 20 minutos depois de desligar o sistema de arrefecimento (modelo final). ..... 83

Figura 6.1: Geradores eléctricos da marca Dometic analisados. A – Dometic T 2500H; B – Dometic TEC 30EV; C - Dometic TEC 29 GPL. ..... 85

Figura 6.2: Número de anos de amortização dos geradores Dometic T 2500H e Dometic TEC 29 GPL para 24h, 12h e 8h de conforto, considerando 56 dias de utilização da caravana na estação de Inverno e 75 dias na estação de Verão durante o ano, caso se escolha a opção C em detrimento da opção A. ..... 90

Figura 6.3: Número de anos de amortização dos geradores Dometic T 2500H e Dometic TEC 29 GPL para 24h, 12h e 8h de conforto, considerando 15 dias de utilização da caravana na estação de Inverno e 15 dias na estação de Verão durante o ano, caso se escolha a opção C em detrimento da opção A. ..... 91

Figura 6.4: Número de anos de amortização do geradore Dometic TEC 29 GPL para 12h e 8h de conforto, considerando 56 dias de utilização da caravana na estação de

Inverno e 75 dias na estação de Verão durante o ano, caso se escolha a opção B em detrimento da opção A. 92

Figura 6.5: Possível local para a instalação do gerador na caravana. 92

Figura 6.6: Bilhas de GPL recarregáveis da marca Gaslow. 93

Figura 7.1: Evolução da temperatura do ar no centro da caravana ao longo do ciclo de 450 segundos do dia típico de Inverno 95

Figura 7.2: Evolução da temperatura do ar no centro da caravana ao longo do ciclo de 1440 segundos do dia típico de Verão. 95

*Anexos*

Figura B.1: Catálogo do módulo termoeléctrico AHP – 1800, parte 1. 102

Figura B.2: Catálogo do módulo termoeléctrico AHP – 1800, parte 2. 103

Figura D.1: Catálogo do ar condicionado (Dometic B 2600), parte 1 105

Figura D.2: Catálogo do ar condicionado (Dometic B 2600), parte 2 106

Figura E.1: Parâmetros definidos para o modelo 1 no "Solver" e "Operating Conditions" do software Fluent. 107

Figura E.2: Parâmetros definidos para o modelo 1 no menu "Materials" do software Fluent. 107

Figura E.3: Parâmetros definidos para o modelo 1 no menu "Solution Controls" e "Residual Monitors" do software Fluent. 108

Figura E.4: Parâmetros definidos no modelo 1 para as condições de fronteira no menu "Wall" do software Fluent. 108

Figura F.1: Parâmetros definidos para o modelo 2 no menu "Radiation Model" para as 8h (à esquerda) e 14h (à direita) do dia 16 de Agosto. 109

Figura F.2: Parâmetros definidos para o modelo 2 no menu "Solar Calculator" para as 8h (à esquerda) e 14h (à direita) do dia 16 de Agosto. 109

Figura F.3: Parâmetros definidos no modelo 2 para as condições de fronteira no menu "Wall" do software Fluent. 110

Figura G.1: Parâmetros definidos para o modelo 3 no menu "Solver" e "Materials" do Fluent…. 111

Figura G.2: Parâmetros definidos no modelo 3 para as condições de fronteira no menu "Boundary Profiles" e "Wall" do Fluent. 111

Figura G.3: Parâmetros definidos para o modelo 3 no menu "Iterate" do Fluent. 112

Figura I.1: Parâmetros definidos nas condições de fronteira do sistema de arrefecimento no menu "Pressure Outlet" do Fluent. 121

Figura I.2: Distribuição da temperatura do ar interior 10 segundos depois de ligado o sistema de aquecimento (modelo final). ..... 121

Figura I.3: Distribuição da temperatura do ar interior 30 segundos depois de ligado o sistema de aquecimento (modelo final). ..... 122

Figura I.4: Distribuição da temperatura do ar interior 240 segundos depois de ligado o sistema de aquecimento (modelo final). ..... 122

Figura I.5: Distribuição da temperatura do ar interior 60 segundos depois de desligado o sistema de aquecimento (modelo final). ..... 123

Figura I.6: Distribuição da temperatura do ar interior 180 segundos depois de desligado o sistema de aquecimento (modelo final). ..... 123

Figura I.7: Distribuição da temperatura do ar interior 240 segundos depois de desligado o sistema de aquecimento (modelo final). ..... 124

Figura J.1: Parâmetros definidos nas condições de fronteira do sistema de aquecimento no menu “Pressure Outlet” do Fluent. ..... 125

Figura J.2: Distribuição da temperatura do ar interior 15 segundos depois de ligado o sistema de arrefecimento (modelo final). ..... 125

Figura J.3 Distribuição da temperatura do ar interior 120 segundos depois de ligado o sistema de arrefecimento (modelo final). ..... 126

Figura J.4: Distribuição da temperatura do ar interior 300 segundos depois de ligado o sistema de arrefecimento (modelo final). ..... 126

Figura J.5: Distribuição da temperatura do ar interior 5 minutos depois de desligado o sistema de arrefecimento (modelo final). ..... 127

Figura J.6: Distribuição da temperatura do ar interior 25 minutos depois de desligado o sistema de arrefecimento (modelo final). ..... 127

Figura K.1: Catálogo das bilhas de GPL recarregáveis da marca Gaslow (parte 1). ..... 130

Figura K.2: Catálogo das bilhas de GPL recarregáveis da marca Gaslow (parte 2). ..... 131

# Índice de tabelas

Tabela 3.1: Resistências térmicas de convecção exteriores e interiores. 24
Tabela 3.2: Dimensões das paredes e janelas da caravana. 24
Tabela 3.3: Dimensões da caravana. 24
Tabela 3.4: Propriedades dos materiais constituintes da envolvente da caravana (ITE 50). 25
Tabela 3.5: Coeficientes de transmissão térmica das paredes da caravana. 25
Tabela 3.6: Coeficientes de transmissão térmica das janelas da caravana. 26
Tabela 3.7: Temperaturas exteriores de projecto de Inverno para Vila Real e Penhas da Saúde. 27
Tabela 3.8: Perdas de calor pela envolvente para o caso 1 e 2 (Penhas da Saúde e Vila Real). 28
Tabela 3.9: Perdas de calor associadas às infiltrações para Vila Real (caso 2) e Penhas da Saúde (caso 1) considerando 11 e 8 RPH. 28
Tabela 3.10: Cargas térmicas de aquecimento para o caso 1 (Penhas da Saúde) e caso 2 (Vila Real). 29
Tabela 3.11: Radiação global incidente nas faces da caravana em Moura (caso 1). 31
Tabela 3.12: Radiação global incidente nas faces da caravana em Vila Real (caso 2). 31
Tabela 3.13: Ganhos de calor pela envolvente opaca em Moura (caso 1). 31
Tabela 3.14: Ganhos de calor pela envolvente opaca em Vila Real (caso 2). 32
Tabela 3.15: Ganhos de calor pelos envidraçados em Moura. 32
Tabela 3.16: Ganhos de calor pelos envidraçados em Vila Real. 32
Tabela 3.17: Ganhos associados às infiltrações para 11 e 8 RPH em Moura. 33
Tabela 3.18: Ganhos associados às infiltrações para 11 e 8 RPH em Vila Real. 33
Tabela 3.19: Cargas térmicas de refrigeração para o caso 1 (Moura) e caso 2 (Vila Real). 33
Tabela 4.1: Características técnicas de vários sistemas de refrigeração por compressão de vapor. 36
Tabela 5.1: Propriedades equivalentes das paredes e janelas da caravana real. 41
Tabela 5.2: Áreas e espessuras da envolvente real e do modelo da caravana. 41
Tabela 5.3: Propriedades dos materiais das paredes da envolvente do modelo. 42
Tabela 5.4: Propriedades dos materiais das janelas da envolvente do modelo. 42
Tabela 5.5: Configuração da distribuição dos nós no modelo 3. 52
Tabela 5.6: Propriedades equivalentes das paredes do modelo simplificado. 59

Tabela 6.1: Características técnicas de três geradores eléctricos da marca Dometic. ..... 85

Tabela 6.2: Preço do combustível e estimativa do consumo real de cada gerador. ..... 86

Tabela 6.3: Consumos e custos diários de funcionamento na estação de Inverno dos três geradores em análise. ..... 87

Tabela 6.4: Consumos e custos diários de funcionamento na estação de Verão dos três geradores em análise. ..... 87

Tabela 6.5: Preços médios praticados no ano de 2011 nos parques de campismo Orbitur. .... 88

Tabela 6.6: Custos diários relativos a cada opção de estadia numa caravana para 24h, 12h e 8h de conforto..... 89

*Anexos*

Tabela A.1: Valores das propriedades das paredes da caravana. ..... 99

Tabela A.2: Valores das propriedades das janelas da caravana. ..... 99

Tabela A.3: Valores das propriedades do tecto da caravana sem as travessas de madeira..... 99

Tabela A.4: Valores das propriedades do tecto da caravana com as travessas de madeira. .. 100

Tabela A.5: Valores das propriedades do chão da caravana sem as travessas de madeira. ... 100

Tabela A.6: Valores das propriedades do chão da caravana com as travessas de madeira. .. 100

Tabela A.7: Locais com parques de campismo ou de caravanismo até uma distância de 100 km do Porto. ..... 101

Tabela C.1: Listagem de todos os ar condicionados consultados ..... 104

Tabela G.1: Temperatura das condições de fronteira das paredes e temperatura ambiente num dia crítico de Verão. ..... 113

Tabela G.2: Temperaturas das condições de fronteira das janelas num dia crítico de Verão. ..... 114

Tabela G.3: Distribuição de temperatura do ar no centro da caravana (modelo 3) na simulação do período do dia com radiação solar (6h às 19h) do dia crítico de Verão..... 115

Tabela G.4: Distribuição de temperatura do ar no centro da caravana (modelo 3) na simulação do dia crítico inteiro (interrompida num ponto intermédio). ..... 116

Tabela H.1: Perfis de temperatura das condições de fronteira das paredes equivalentes num dia típico de Verão. ..... 117

Tabela H.2: Perfis de temperatura das condições de fronteira das paredes equivalentes num dia típico de Inverno..... 118

Tabela H.3: Resultado da evolução da temperatura do ar interior no centro da caravana num dia típico de Verão (modelo simplificado)..... 119

Tabela H.4: Resultado da evolução da temperatura do ar interior no centro da caravana num dia típico de Inverno (modelo simplificado). ..... 120

Tabela K.1: Número de anos de amortização dos geradores Dometic T 2500H e Dometic TEC 29 GPL para 24h, 12h e 8h de conforto, considerando 56 dias de utilização da caravana na estação de Inverno e 75 dias na estação de Verão durante o ano, caso se escolha a opção C em detrimento da opção A. ..... 128

Tabela K.2: Número de anos de amortização dos geradores Dometic T 2500H e Dometic TEC 29 GPL para 24h, 12h e 8h de conforto, considerando 15 dias de utilização da caravana na estação de Inverno e 15 dias na estação de Verão durante o ano, caso se escolha a opção C em detrimento da opção A. ..... 128

Tabela K.3: Amortização do geradore Dometic TEC 29 GPL para 12h e 8h de conforto, considerando 56 dias de utilização da caravana na estação de Inverno e 75 dias na estação de Verão durante o ano, caso se escolha a opção B em detrimento da opção A.... 129

## Nomenclatura

| | |
|---|---|
| A | Área [$m^2$]; |
| $A_i$ | Área do elemento da envolvente medida pelo interior [$m^2$]; |
| $A_{env}$ | Área do envidraçado [$m^2$]; |
| $A_p$ | Área da parede [$m^2$]; |
| $A_j$ | Área da janela [$m^2$]; |
| $A_{real}$ | Área real [$m^2$]; |
| $A_{modelo}$ | Área do modelo [$m^2$]; |
| COP | Coeficiente de performance, eficiência; |
| $COP_{absorção}$ | COP de um sistema de refrigeração por absorção; |
| $COP_{MF}$ | COP de uma máquina frigorífica; |
| $COP_{BC}$ | COP de uma bomba de calor; |
| $COP_{MF,\ Carnot}$ | COP de uma máquina frigorífica de Carnot; |
| $COP_{BC,\ Carnot}$ | COP de uma bomba de calor de Carnot; |
| $C_P$ | Calor específico [J/(kg.K)]; |
| $C_{P_{eq}}$ | Calor específico equivalente [J/(kg.K)]; |
| $C_{P_i}$ | Calor específico do material i [J/(kg.K)]; |
| $Cp_{modelo}$ | Calor específico do modelo [J/(kg.K)]; |
| $Cp_p$ | Calor específico da parede [J/(kg.K)]; |
| $Cp_j$ | Calor específico da janela [J/(kg.K)]; |
| $C_{P_{p_i}}$ | Calor específico equivalente de cada componente do tecto/chão i, calculado a partir da equação 5.6 [J/(kg.K)]; |
| $\frac{dT}{dx}$ | Gradiente de temperaturas no condutor (K/cm); |
| $\dot{E}_{CONS}$ | Potência eléctrica consumida [W]; |
| $e_i$ | Espessura do material i [m]; |
| $e_{modelo}$ | Espessura do modelo [m]; |

| | |
|---|---|
| $e_{real}$ | Espessura real [m]; |
| $h_{ext}$ | Coeficiente de convecção exterior [(W/(m$^2$.K)]; |
| $h_{int}$ | Coeficiente de convecção interior [(W/(m$^2$.K)]; |
| h | Entalpia [kJ/kg]; |
| $I$ | Intensidade de corrente [A]; |
| $I_{solar}$ | Intensidade de radiação solar incidente no elemento da envolvente [W/m$^2$]; |
| $M_w$ | Massa molecular [g/mol]; |
| $\dot{m}$ | Caudal mássico de ar infiltrado [kg/s]; |
| $\dot{m}_{ac}$ | Caudal mássico do ar na saída do ar condicionado [kg/s]; |
| $P_{po}$ | Pressão de operação [Pa]; |
| $P$ | Pressão local relativa [Pa]; |
| $P_{Ger}$ | Potência contínua do gerador [W]; |
| $Q_\tau$ | Potência calorífica por efeito de Thomson [W/cm]; |
| $Q_j$ | Potência calorífica por efeito de Joule [W]; |
| $Q_p$ | Potência calorífica por efeito de Peltier [W]; |
| $Q_c$ | Potência calorífica por efeito de Condução [W]; |
| $\dot{Q}_{env}$ | Perdas de calor pela envolvente [W]; |
| $\dot{Q}_{inf}$ | Perdas de calor associadas às infiltrações [W]; |
| $\dot{Q}_{opaco}$ | Ganhos de calor pela envolvente opaca [W]; |
| $\dot{Q}_{envidraçados}$ | Ganhos de calor pelos envidraçados [W]; |
| $\dot{Q}_{interno}$ | Ganhos de calor internos [W]; |
| $\dot{Q}_{REF}$ | Potência de refrigeração [W] |
| $\dot{Q}_{AQ}$ | Potência de aquecimento [W]; |
| R | Resistência eléctrica total (condutores e resistências de contacto nas junções) [Ω] / Constante dos gases perfeitos; |

| | |
|---|---|
| $R_{cond}$ | Resistência térmica de condução do elemento da envolvente [($m^2$.K)/W)]; |
| $R_{conv,i}$ | Resistência térmica de convecção interior [($m^2$.K)/W)]; |
| $R_{conv,e}$ | Resistência térmica de convecção exterior [($m^2$.K)/W)]; |
| $R_{eq}$ | Resistência térmica equivalente [($m^2$.K)/W)]; |
| $R_i$ | Resistência térmica de condução da camada i [($m^2$.K)/W)]; |
| RPH | Número de renovações do ar por hora; |
| T | Temperatura [K]; |
| $T_H$ | Temperatura da fonte quente [K]; |
| $T_L$ | Temperatura da fonte fria [K]; |
| $T_{int}$ | Temperatura do ar interior [K]; |
| $T_{ext}$ | Temperatura exterior de projecto [K]; |
| $T_{ar-sol}$ | Temperatura ar-sol do elemento da envolvente [K]; |
| $T_{envidraçados}$ | Temperatura fictícia dos envidraçados [K]; |
| $T_{parede_{eq}}$ | Temperatura da parede equivalente [K]; |
| U | Condutância térmica efectiva entre as junções / Coeficiente de transmissão térmica dos elementos da envolvente [W/($m^2$.K)]; |
| u | Componente da velocidade segundo o eixo dos xx; |
| V | Volume interior da caravana [$m^3$] / Força electromotriz gerada por efeito de Seebeck [V]; |
| $\dot{V}$ | Caudal volúmico do ar [$m^3$/s]; |
| v | Componente da velocidade segundo o eixo dos yy; |
| w | Componente da velocidade segundo o eixo dos zz; |
| $Z$ | Figura de mérito; |

*Símbolos gregos:*

| | |
|---|---|
| ρ | Massa volúmica [kg/m$^3$]; |
| $\rho_{eq}$ | Massa específica equivalente [kg/m$^3$]; |
| $\rho_i$ | Massa específica do material i [kg/m$^3$]; |
| $\rho_j$ | Massa volúmica da janela [kg/m$^3$]; |
| $\rho_{modelo}$ | Massa volúmica do modelo [kg/m$^3$]; |
| $\rho_p$ | Massa volúmica da parede [kg/m$^3$]; |
| $\rho_{p_i}$ | Massa volúmica equivalente de cada componente do tecto/chão i, calculada a partir da expressão 5.7 [kg/m$^3$]; |
| λ | Condutibilidade térmica [W/(m.K)]; |
| $\lambda_{eq}$ | Condutibilidade térmica equivalente da parede [W/(m.K)]; |
| $\lambda_j$ | Condutibilidade térmica da janela [W/(m.K)]; |
| $\lambda_i$ | Condutibilidade térmica do material i [W/(m.K)]; |
| $\lambda_{modelo}$ | Condutibilidade térmica da parede do modelo [W/(m.K)]; |
| $\lambda_p$ | Condutibilidade térmica da parede [W/(m.K)]; |
| $\lambda_{p_i}$ | Condutibilidade térmica de cada componente do tecto/chão i, calculada a partir da equação 5.8 [W/(m.K)]; |
| $\tau$ | Transmissibilidade do envidraçado / Coeficiente de Thomson (V/K); |
| $\alpha$ | Coeficiente de absorção do elemento da envolvente; |
| $(\alpha_P - \alpha_N)$ | Valor médio da potência termoeléctrica na gama de temperaturas consideradas; |
| $\Phi_{AB}$ | Coeficiente de Peltier do conjunto; |
| $\Phi_B$ e $\Phi_A$ | Coeficientes de Peltier de cada material; |
| μ | Viscosidade dinâmica [Pa/s]; |
| $\alpha_B$ e $\alpha_A$ | Coeficientes de Seebeck de cada material; |
| $\Delta T$ | Diferença de temperatura. |

*Siglas / Abreviaturas:*

| | |
|---|---|
| ACAP | Associação do Comércio Automóvel de Portugal; |
| ASHRAE | The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers; |
| FCMP | Federação de Campismo e Montanhismo de Portugal; |
| FEUP | Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; |
| GPL | Gás de Petróleo Liquefeito; |
| RCCTE | Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios. |

# 1. Introdução

A presente tese surge no âmbito da dissertação final do curso de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica (ramo Energia Térmica) da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP) e, tem como propósito desenvolver e implementar um sistema de aquecimento e refrigeração numa caravana. Tentando que este seja capaz de proporcionar à caravana níveis de conforto elevado, mesmo em situações mais desfavoráveis (calor e frio extremos) de uma forma autónoma.

Este projecto enquadra-se numa perspectiva ambiciosa encarada pela empresa Campinanda (empresa Portuguesa de comercialização de caravanas e autocaravanas) de proporcionar aos seus clientes "tempo de qualidade em turismo de ar livre, para uma vida mais completa." (Campinanda, 2010)

Para o desenvolvimento deste estudo a Campinanda cedeu à FEUP uma caravana (modelo Caravelair Antares Luxe 400) que se encontra representada na figura 1.1.



**Figura 1.1: Caravana Caravelair Antares Luxe 400**

Consiste numa caravana de gama média-baixa com capacidade para alojar 4 pessoas, possuindo para esse efeito uma cama de casal e um sofá-cama, também este de casal. A referida caravana usufrui também de uma casa de banho com duche e equipamento de cozinha, designadamente um frigorífico que é capaz de funcionar a gás ou eléctrico (12V ou 230V) e um fogão a gás. Está também incluído no seu recheio um cilindro com capacidade de 5 litros e um aquecedor com 300W de potência.

Com o intuito de atingir o objectivo maior deste projecto, anteriormente referido, é necessário delinear um caminho a percorrer para alcançar a independência energética da caravana. Sendo assim, descrevem-se de seguida os objectivos deste projecto:

- Estudo e classificação de sistemas de aquecimento e refrigeração de aplicação viável neste projecto;

- Cálculo das cargas térmicas de aquecimento e refrigeração;
- Escolha do sistema de aquecimento e refrigeração a implementar na caravana;
- Escolha de um gerador para implementar na caravana;
- Simulação no software Fluent da evolução da temperatura do ar no interior da caravana, na ausência de um sistema de aquecimento e refrigeração;
- Simulação no software Fluent da evolução da temperatura do ar no interior da caravana, quando equipada com o sistema de aquecimento e refrigeração;

A estrutura deste relatório foi efectuada de forma a dar conhecimento dos temas abordados e mostrar de uma forma organizada as etapas percorridas até à conclusão deste projecto.

Primeiramente, ainda no seguimento da introdução, é feita uma pequena apresentação da empresa Campinanda e, de seguida, expõe-se uma breve referência à temática do campismo, caravanismo e autocaravanismo. A parte introdutória finda com uma pequena síntese sobre o enquadramento energético nacional e uma alusão à conexão entre energia e caravana.

No segundo capítulo descreve-se os sistemas de aquecimento e refrigeração, cuja aplicação seja viável no âmbito deste projecto, como os sistemas de compressão a vapor, os chiller's e os módulos termoeléctricos.

No terceiro capítulo estão presentes os cálculos das cargas térmicas de aquecimento e de refrigeração respectivamente, os quais foram efectuados para duas situações distintas. A primeira situação é a mais desfavorável em todo o território português e a segunda a mais desfavorável num raio de 100 km do Porto.

No quarto capítulo é feita a escolha do sistema de aquecimento e refrigeração depois de analisados os prós e contras de cada tipo de sistema estudado.

O quinto capítulo é composto pela descrição de todo o caminho percorrido através de várias simulações até à obtenção de resultados válidos e finais. Efectuam-se simulações sobre o funcionamento intermitente do sistema de aquecimento e refrigeração durante um dia típico da estação de Inverno e Verão respectivamente.

Posteriormente, no sexto capítulo, realiza-se uma breve análise económica e procede-se à escolha do gerador a implementar na caravana.

Por fim, no capítulo sete estão apresentadas as conclusões e propostas para trabalhos futuros.

### 1.1. Apresentação da Empresa Campinanda

A empresa Campinanda foi fundada em 1988 e encontra-se sediada em Leça da Palmeira. Desde então, é uma representante oficial e exclusiva em Portugal das marcas do prestigiado grupo de lazer francês "TRIGANO", que se dedica ao comércio de caravanas, autocaravanas e outros produtos relacionados com o turismo de ar livre e caravanismo.

As viaturas comercializadas são das prestigiadas marcas Caravelair (caravanas) e Challenger/Euromobil (autocaravanas), que buscam satisfazer as exigências dos seus clientes.

Na actualidade é uma empresa líder no mercado nacional e no ano de 2005 tornou-se a única empresa no sector com certificação ISO 9001.

Com o objectivo de solidificar a sua posição no mercado nacional a Campinanda sempre investiu em soluções inovadoras na procura da satisfação por parte dos seus clientes. Este caminho delineado pela empresa fez com que fossem estabelecidas diversas parcerias com Faculdades e Institutos Tecnológicos, de modo a tornar o seu crescimento sustentável sempre com base em novas tecnologias. Daí a sua preocupação crescente na criação de veículos auto-suficientes e amigos do ambiente.

Na sequência deste caminho traçado pela Campinanda surge a possibilidade da realização deste projecto.

### 1.2. Campismo, Caravanismo e Autocaravanismo

A palavra Campismo provém do inglês "camping", que num sentido mais lato significa viver no campo, vales, planícies e montanhas, ou seja, viver num ambiente calmo e puro (natureza) usando para esse efeito uma tenda.

Presentemente, a palavra campismo não quer apenas significar o uso de uma tenda, mas engloba também toda e qualquer actividade que envolva a utilização de todo o tipo de material de campismo, do mais simples ao mais complexo e sofisticado. Quer isto significar, que a utilização de tendas, caravanas e autocaravanas se incluem no conceito de campismo, seja ele ao ar livre ou em campismo disciplinado (parques campismo).

O Campismo pode ser encarado de duas formas distintas, aqueles que encaram este conceito como modo de vida e os outros que o consideram como uma forma mais económica de passar férias devido à diferenciação de preços quando comparados com unidades hoteleiras. Em suma, o factor económico e a independência são as principais motivações dos defensores do chamado "turismo de ar livre".

O Caravanismo não é mais que uma modalidade do campismo, mas com o acréscimo de conforto e sofisticação, já que com uma caravana é possível transportar algumas comodidades caseiras que de algum modo são indispensáveis, como por exemplo uma cama e casa de banho.

Em Portugal predominam os caravanistas fixos que ficam instalados durante anos em parques de campismo, em contraste, na vizinha Espanha o caravanismo rolante toma um papel mais relevante. Para além de proporcionar a possibilidade de transportar consigo algum do conforto que se encontra numa casa, torna viável a realização de grandes passeios, quer em férias ou lazer e permite conhecer novos pontos turísticos e paisagens.

Segundo a Associação do Comércio Automóvel (ACAP), o preço de uma caravana normalmente varia entre 4.000 e 25.000 euros. Na Europa circulam cerca de 8 milhões de caravanas, representando um crescimento na ordem das 100.000 unidades. Por sua vez, em Portugal, o número de caravanas matriculadas registam um aumento aproximadamente uniforme, sendo que mais de 50% das vendas são representadas por construtores nacionais.

Como alternativa ao caravanismo, mas mais dispendiosa (preço varia entre 25.000 e 65.000 euros), existe o autocaravanismo que se caracteriza pela caravana e o carro se encontrarem integrados num só veículo, possibilitando assim uma forma de deslocamento

mais simples e obtendo benefícios relativos à alimentação energética da autocaravana, já que esta pode recorrer à energia proveniente do próprio motor.

Segundo a Federação de Campismo e Montanhismo de Portugal (FCMP, 2009), ao contrário das tendas, as caravanas e autocaravanas oferecem aos seus utilizadores a possibilidade para a prática do campismo também no Outono e Inverno, sendo que estas são capazes dos proteger das mudanças climáticas destas estações do ano.

Em resumo, é de salientar a importância que o movimento campista tem actualmente no sector turístico.

### 1.3. Enquadramento energético

Com a crescente modernização e industrialização das sociedades a nível mundial, consequência dos tempos pós Revolução Industrial, as necessidades energéticas têm aumentado. Para suprir este aumento da demanda energética tem-se vindo a recorrer aos combustíveis fósseis, designadamente o carvão, o petróleo e mais recentemente o gás natural. Como consequência deste facto, estima-se que as reservas de petróleo e gás natural esgotem dentro de poucas décadas e do carvão em alguns séculos.

Segundo a Agência de Energia do Porto (AdePORTO, 2010), o consumo exacerbado de combustíveis fósseis ao longo dos anos conduziu a um aumento substancial da concentração de $CO_2$ na atmosfera e paralelamente ao aumento de outros gases de efeito estufa, provocando assim alterações climáticas à escala mundial.

Em Portugal, face à dependência energética do exterior, consumo elevado de energia primária proveniente de combustíveis fósseis e as alterações climáticas, torna-se indispensável o aproveitamento do potencial das fontes renováveis de energia e a introdução de tecnologias de baixo carbono e a melhoria da eficiência energética para atingir uma maior diversidade das fontes energéticas e uma redução de emissões de $CO_2$. (DGEG, 2010)

A Direcção Geral de Energia e Geologia (DGEG, 2010), afirma que em 2007 o petróleo representava 54% do consumo energético total nacional, enquanto o carvão representava 15%, como podemos observar no gráfico 1.1 Nos últimos dez anos o gás natural tem proporcionado um contributo relevante na redução da dependência energética nacional face ao exterior (Portugal importa cerca de 85% da energia que consome).

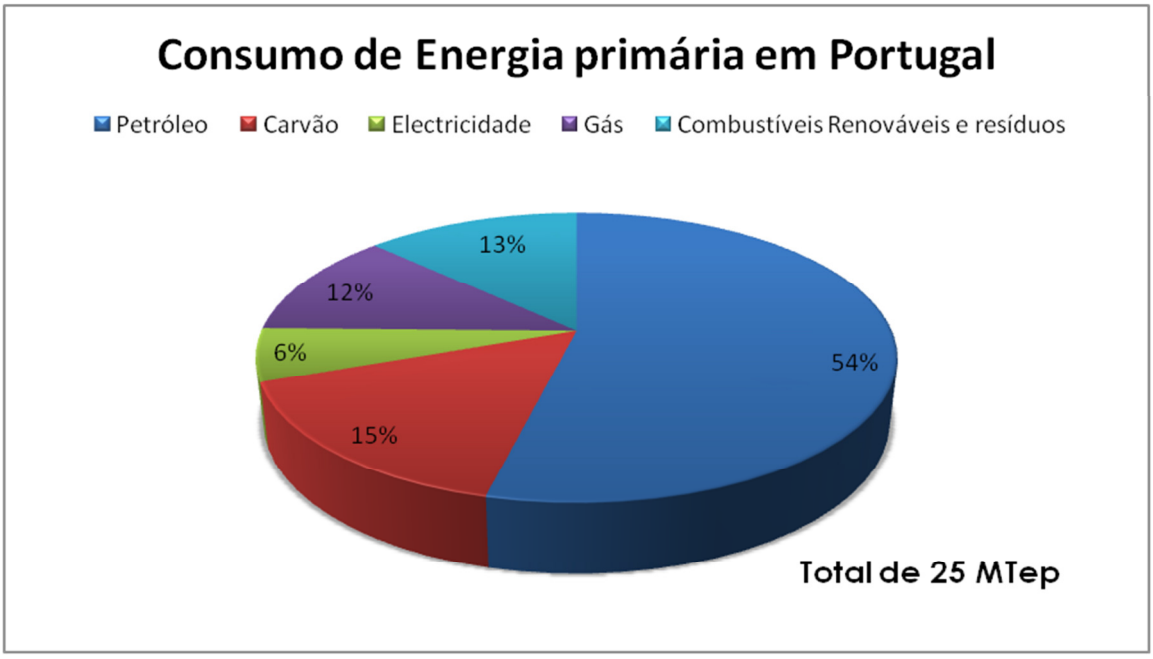



**Figura 1.2: Consumo de Energia primária em Portugal no ano de 2007 (fonte: DGEG, 2010)**

No que respeita ao aproveitamento das fontes renováveis de energia, Portugal apresenta um elevado potencial, particularmente em relação à energia solar, onde tem o privilégio de possuir um grande número de horas de sol, já as energias hídrica e eólica apresentam para esse efeito uma rede hidrográfica relativamente densa e beneficiando de ventos provenientes da frente marítima.

Contudo, apesar de Portugal se encontrar localizado numa região privilegiada, a produção de energia eléctrica proveniente de sistemas fotovoltaicos é insignificante face à demanda energética nacional. Como se pode verificar na figura 1.3, a produção de energia eléctrica com origem fotovoltaica em 2008 rondou os 0,35% da energia total produzida em Portugal.

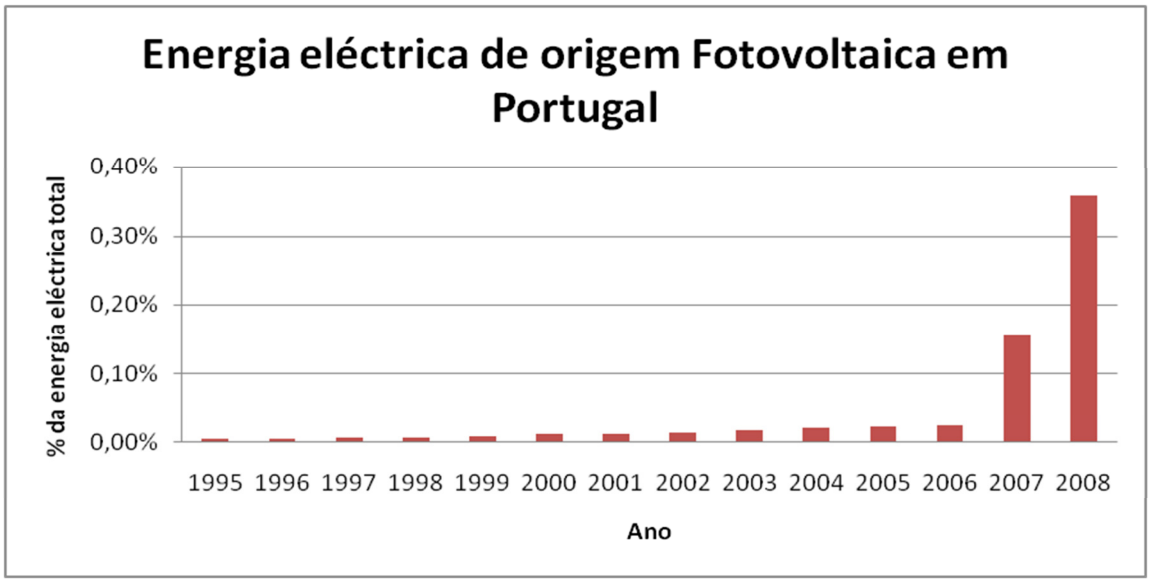



**Figura 1.3: Produção de Energia eléctrica fotovoltaica em Portugal (fonte: DGEG, 2010)**

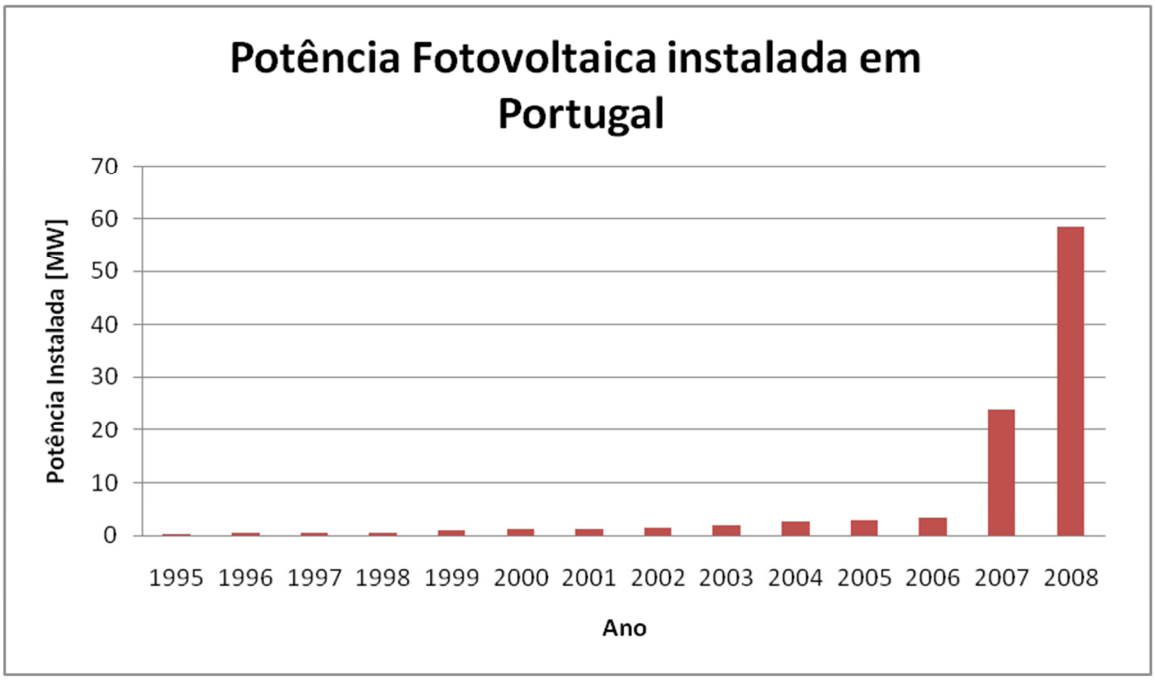



**Figura 1.4: Potência fotovoltaica instalada em Portugal (fonte: DGEG, 2010)**

Todavia, como se pode constatar na figura 1.4, a produção tem vindo a aumentar exponencialmente, tendo a potência instalada atingido um valor de 58.5 MW no ano de 2008, um valor cerca de duas vezes e meia superior ao obtido em 2007 e aproximadamente dezassete vezes superior ao de 2006. As causas deste aumento exponencial são a descida significativa do preço dos painéis fotovoltaicos e o aumento do preço das formas de energia convencional, ou seja, à base de combustíveis fósseis.

### 1.3.1. Caravanismo e Energia

Esta investigação pretende dar um contributo na procura de soluções alternativas e mais amigas do ambiente, diversificando a aplicação das energias renováveis (energia solar), neste caso no sector do caravanismo.

No caso de uma caravana, normalmente utilizada para lazer e recreio, estão sempre associados consumos de energia eléctrica para suprimir as necessidades energéticas da mesma e proporcionar o máximo de conforto possível.

Como já foi referido anteriormente, as caravanas não são independentes energeticamente, necessitando por parte dos seus utilizadores o recurso a parques de campismo ou de caravanismo para satisfazerem as suas necessidades energéticas.

Com o intuito de atribuir independência à caravana e reduzir os custos associados ao parqueamento da mesma, a implementação de sistemas de produção de energia (fontes renováveis) na caravana é um avanço importante na inovação e desenvolvimento deste mercado muito procurado em todo o mundo.

# 2. Sistemas de aquecimento e refrigeração

A refrigeração e aquecimento são duas das principais áreas de aplicação da termodinâmica, baseadas na transferência de calor entre dois ambientes a temperaturas distintas.

No contexto deste projecto, torna-se imprescindível a utilização de apenas um sistema que seja capaz de aquecer e refrigerar, de modo a diminuir o espaço da caravana utilizado para esse efeito e a complexidade do sistema.

Neste capitulo apenas serão analisados os sistemas de aquecimento e refrigeração de adaptação possível neste projecto, sendo assim, considerou-se 3 tipos de sistemas, o ar condicionado (ciclo compressão de vapor), o chiller (ciclo de absorção) e os módulos termoeléctricos (efeito termoeléctrico).

Para além destes, existem outros sistemas, mas que foram postos de parte desde início devido à inadequação dos mesmos perante este projecto.

## 2.1. Máquinas frigoríficas e bombas de calor

Todos sabemos por experiência própria que o calor flui naturalmente das temperaturas mais elevadas para as mais baixas, mas o processo inverso não ocorre por si próprio, sendo necessária a introdução de trabalho para auxiliar este processo. (Çengel, 2006)

Uma máquina capaz de retirar calor de uma região de baixa temperatura para outra a temperatura mais elevada é denominado máquina frigorífica (figura 2.1 a), enquanto, uma máquina com a capacidade de enviar calor de uma região a baixa temperatura para outra a temperatura superior é designado por bomba de calor (figura 2.1 b).

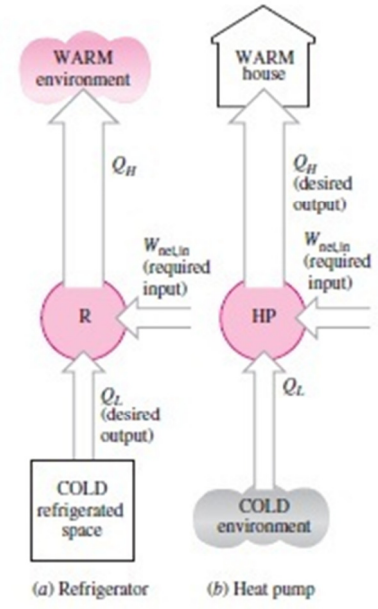



**Figura 2.1: Princípio de funcionamento de uma bomba de calor (*Heat Pump* - HP) e uma máquina frigorífica (*Refrigerator* - R). (Çengel, 2006)**

O ciclo termodinâmico das máquinas referidas anteriormente é essencialmente o mesmo, diferem apenas no seu objectivo final (aquecer ou arrefecer), ou seja, numa máquina frigorífica, o objectivo é manter um espaço a uma temperatura baixa retirando calor do mesmo (figura 2.1 a), enquanto na bomba de calor, o objectivo é manter um espaço (climatizado) a uma temperatura elevada retirando calor de um ambiente mais frio e enviando-o para esse espaço (figura 2.1 b).

Os desempenhos das máquinas frigoríficas e das bombas de calor podem ser expressos através dos seus respectivos COP (*coefficient of performance*), definidos pelas seguintes expressões:

$$COP_{MF} = \frac{Efeito\ de\ refrigeração}{trabalho\ de\ entrada} = \frac{Q_L}{W_e} \tag{2.1}$$

$$COP_{BC} = \frac{Efeito\ de\ aquecimento}{trabalho\ de\ entrada} = \frac{Q_H}{W_e} \tag{2.2}$$

Para além das equações anteriores, estes coeficientes encontram-se relacionados da seguinte forma:

$$COP_{BC} = COP_{MF} + 1 \tag{2.3}$$

As máquinas frigoríficas ou bombas de calor operam segundo ciclos denominados ciclos de refrigeração (ciclos frigoríficos), sendo os de maior importância, neste projecto, o ciclo de compressão de vapor e de absorção. O fluido de trabalho num ciclo de refrigeração é designado refrigerante.

## 2.2. Ciclo de compressão de vapor

De todos os sistemas de refrigeração accionados electricamente, aqueles que operam segundo o ciclo de compressão de vapor são os mais utilizados, representando cerca de 95% dos sistemas existentes. (Afonso, 2007)

A refrigeração por compressão de vapor data de 1834, quando o inglês Jacob Perkins registou uma patente para uma máquina de gelo em circuito fechado que nunca chegou a ser comercializada, utilizando éter ou outros fluidos voláteis como refrigerantes. O comércio das primeiras máquinas de gelo com compressão de vapor surge em 1850, cuja principal funcionalidade era produzir gelo, mas eram enormes, sem automatismos e eram accionadas por um motor a vapor. Finalmente em 1890 aparecem as primeiras unidades com motor eléctrico e começa a generalizar-se o seu uso entre os comerciantes. Daí para cá, os contínuos melhoramentos, assim como a miniaturização dos equipamentos, promoveram a popularização crescente deste tipo de equipamentos. (Çengel, 2006)

Como se pode verificar na figura 2.2, o ciclo de compressão de vapor tem como principais componentes um compressor, um evaporador, um condensador e uma válvula de expansão.

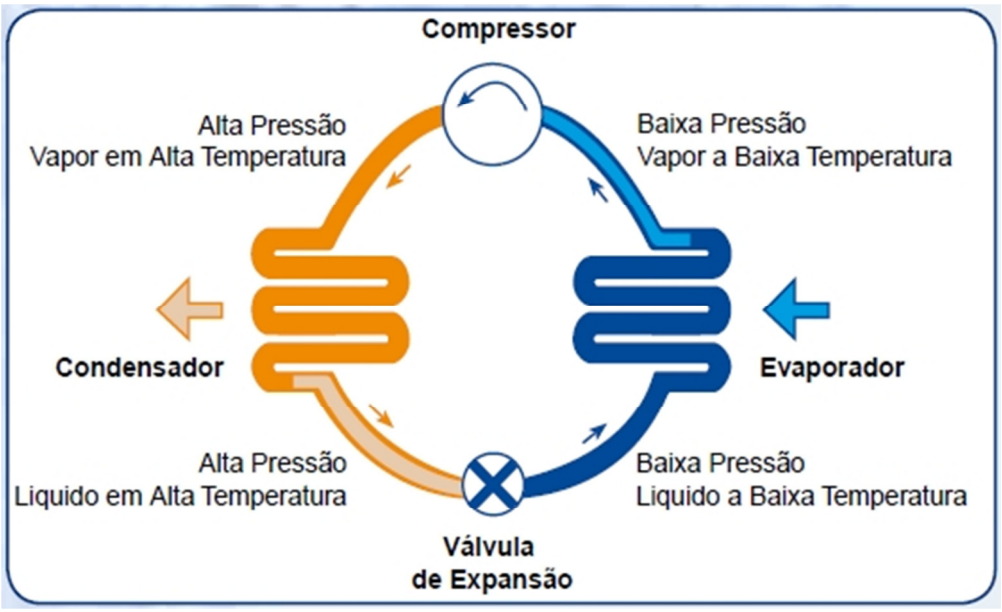



**Figura 2.2: Representação de um ciclo de compressão de vapor.**

Através da análise da figura 2.2, verifica-se que o refrigerante entra no compressor, onde é comprimido até à pressão de condensação, saindo a uma temperatura elevada e à medida que passa pelo condensador vai arrefecendo e condensando, dissipando calor para a vizinhança. Atravessa agora a válvula de expansão, onde a sua temperatura e pressão diminuem drasticamente. O refrigerante a baixa temperatura percorre o evaporador, absorvendo calor do espaço a refrigerar, e quando volta a entrar no compressor o ciclo está completo.

### 2.2.1. Ciclo de Carnot inverso

Um dos enunciados essenciais da segunda lei da termodinâmica é o de Clausius, que afirma:

"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)

Por outras palavras, Clausius ressalta a impossibilidade de existir transferência de calor de uma fonte a baixa temperatura para outra a temperatura superior, sem que se forneça trabalho para esse efeito.

Por sua vez, Kelvin-Planck assegura que nenhuma máquina térmica pode converter todo o calor que recebe em trabalho útil. (Çengel, 2006)

Através dos enunciados referidos anteriormente pode-se aferir duas premissas importantes, relacionadas com a eficiência das máquinas térmicas, conhecidos por princípios de Carnot:

- A eficiência de uma máquina irreversível é sempre inferior à de uma máquina reversível a operar entre as mesmas temperaturas.
- A eficiência de qualquer máquina reversível a operar entre as mesmas temperaturas é sempre a mesma.

O ciclo de Carnot é totalmente reversível, sendo também o ciclo mais eficiente a operar entre duas fontes a temperaturas distintas. Tratando-se de um ciclo reversível, existe a possibilidade dos quatro processos que compõem o ciclo de Carnot serem invertidos, obtendo assim o ciclo invertido de Carnot, representado na figura 2.3.

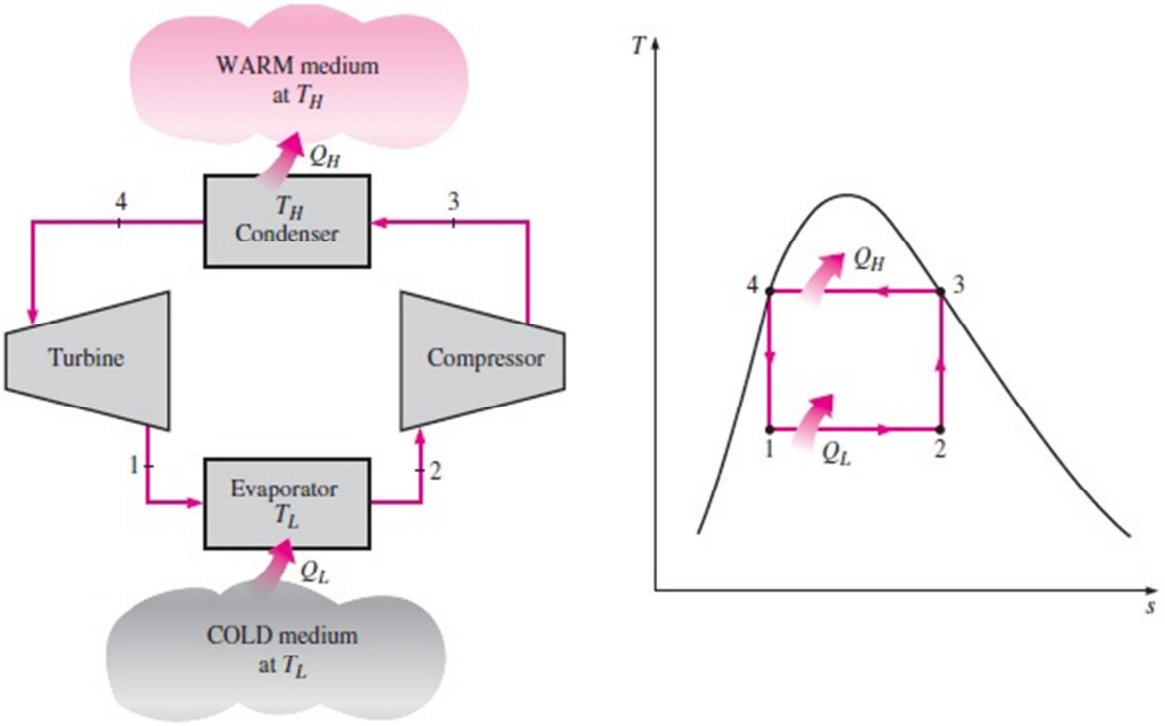



**Figura 2.3: Ciclo frigorífico de Carnot (Çengel, 2006)**

O ciclo da figura 2.3 é constituído pelos seguintes processos reversíveis:

1 – 2: Absorção de calor isotermicamente ($Q_L$) de uma fonte fria;

2 – 3: Compressão isentrópica em que o refrigerante recebe trabalho ($W_C$) do exterior;

3 – 4: Troca de calor isotérmica ($Q_H$) entre o refrigerante e uma fonte quente;

4 – 1: Expansão isentrópica em que o refrigerante fornece trabalho ao exterior ($W_T$).

Os coeficientes de performance (COP) das máquinas frigoríficas e das bombas de calor, a operar segundo este ciclo, podem ser expressos da seguinte forma:

$$COP_{MF,\ Carnot} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \tag{2.3}$$

$$COP_{BC,\ Carnot} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \tag{2.4}$$

É de notar que ambos os COP aumentam quando a diferença de temperaturas das duas fontes diminui.

Sendo o ciclo de Carnot invertido o mais eficiente, seria vantajoso que na prática fosse possível a sua implementação, o que não acontece na realidade.

Os dois processos isotérmicos de transferência de calor podem ser aproximados na realidade pelos evaporadores e condensadores, no entanto, os processos 2 – 3 (compressão isentrópica) e 4 – 1 (expansão isentrópica) não são possíveis de obter na prática. Isto, porque o processo 2 – 3 inclui uma compressão de vapor húmido, que exigia um compressor capaz de lidar simultaneamente com duas fases, enquanto o processo 4 – 1 implica a expansão numa turbina de refrigerante no estado de vapor húmido, que implicaria problemas ao nível da lubrificação.

Aparentemente estes inconvenientes poderiam ser ultrapassados, executando o ciclo de Carnot fora da região de saturação, mas neste caso ter-se-ia dificuldades para manter as condições isotérmicas nos processos de absorção e rejeição de calor.

Conclui-se então, que o ciclo de Carnot não é possível de ser implementado na realidade, apesar disso, serve de referência para os ciclos reais de refrigeração. (Çengel, 2006)

### 2.2.2. Ciclo simples de compressão de vapor

Uma forma de ultrapassar os problemas de aplicação prática do ciclo de Carnot inverso é evaporar o refrigerante por completo antes da compressão, para que esta se realize no estado de vapor, e substituir a turbina por uma válvula de expansão ou um tubo capilar. Com estas alterações obtêm-se um novo ciclo designado ciclo ideal de compressão de vapor, representado na figura 2.4 e que se constitui pelos seguintes processos:

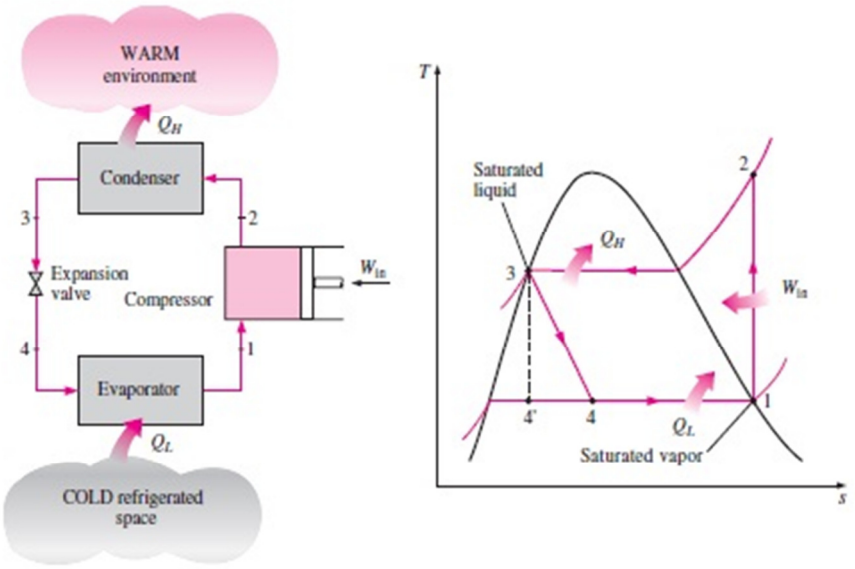



**Figura 2.4: Ciclo simples de compressor de vapor. (Çengel, 2006)**

1 – 2: Compressão isentrópica (adiabática e reversível);

2 – 3: Rejeição de calor isobárica (pressão constante);

3 – 4: Expansão adiabática;

4 – 1: Absorção de calor isobárica.

Vapor saturado a baixa temperatura entra no compressor e sofre uma compressão adiabática reversível (1 – 2), de seguida, o calor é rejeitado a pressão constante (2 – 3) e o refrigerante sai do condensador no estado de líquido saturado. Depois o refrigerante sofre o processo de expansão (3 – 4) e, para completar o ciclo, é vaporizado a pressão constante (4 – 1). (Moran, 2002)

De notar que este ciclo não é um ciclo internamente reversível como o ciclo analisado na secção anterior, já que este possui um processo irreversível (expansão).

Se o dispositivo de expansão fosse substituído por uma turbina isentrópica, o refrigerante entraria no estado 4' ao invés do estado 4, como se observa na figura 2.4, o que conduziria a um aumento da capacidade de refrigeração e o trabalho de entrada diminuiria. Mas esta substituição não é nada pratica porque os benefícios não compensam os custos e complexidade que se geram. (Çengel, 2006)

Aplicando a equação da energia e considerando desprezáveis as variações de energia cinética e potencial obtemos:

$$(q_{entra} - q_{sai}) + (w_{entra} - w_{sai}) = h_e - h_i \tag{2.5}$$

Considerando a compressão adiabática e que o condensador e o evaporador não envolvem trabalho, então os COP das máquinas frigoríficas e das bombas de calor podem ser expressos da seguinte forma:

$$COP_{MF} = \frac{q_L}{W_{entrada}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{2.6}$$

$$COP_{BC} = \frac{q_H}{W_{entrada}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \tag{2.7}$$

### 2.2.3. Ciclo real de compressão de vapor

O ciclo real de compressão de vapor afasta-se do ciclo ideal, principalmente devido às perdas de carga associadas ao escoamento do refrigerante e a transferência de calor do ou para o meio envolvente. O ciclo real encontra-se representado na figura 2.5.

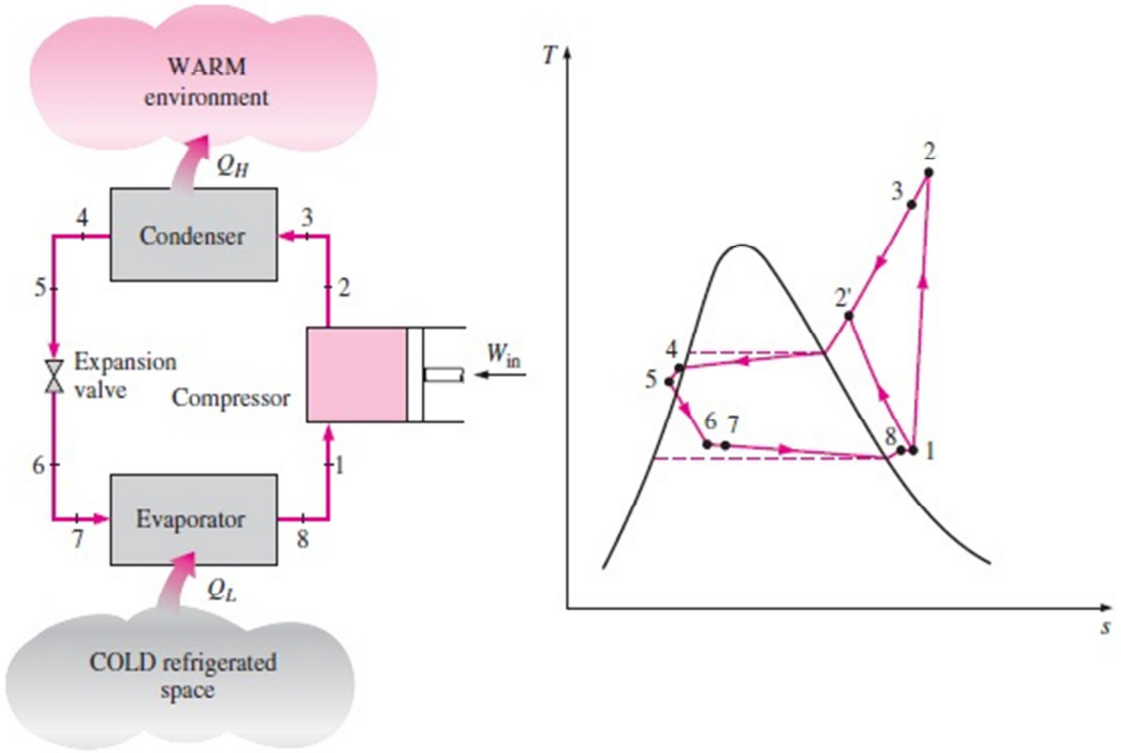



**Figura 2.5 Ciclo real de compressão de vapor. (Çengel, 2006)**

No ciclo simples o refrigerante sai do evaporador e dá entrada no compressor no estado de vapor saturado, mas na prática, não é possível controlar o estado do refrigerante de forma tão precisa. Sendo assim, é usual dimensionar o sistema (sobreaquecimento) de modo a que o refrigerante dê entrada no compressor no estado de vapor sobreaquecido, para garantir que o refrigerante se evaporou por completo, como se verifica na figura 2.5.

As trocas de calor com o meio envolvente e as perdas de carga existentes na ligação entre o evaporador e o compressor podem ser muito significativas. Em consequência destes factos, verifica-se na prática um aumento do volume específico, o que por sua vez implica um aumento do trabalho do compressor.

O processo de compressão no ciclo simples é internamente adiabático e reversível, porém, na prática, este processo envolve fricção e trocas de calor, resultando numa variação de entropia.

No ciclo simples presume-se que o refrigerante sai do condensador no estado de líquido saturado, contudo, é inevitável existir uma perda de pressão no condensador, assim como na ligação entre o condensador e válvula de expansão. De resto, não é fácil que o processo de condensação seja executado de forma tão precisa que se possa garantir que no final o refrigerante esteja no estado de líquido saturado, sendo inconveniente fazer passar o refrigerante na válvula de expansão antes de este se encontrar totalmente condensado. De modo a evitar os factos referidos anteriormente, o refrigerante é subarrefecido antes de entrar na válvula de expansão, como se pode observar na figura 2.5.

Normalmente, a válvula de expansão e o evaporador estão próximos, fazendo com que a queda de pressão na ligação entre ambos seja pequena.

Muitas das vezes, o subarrefecimento (*subcooling*) e sobreaquecimento (*superheating*) são conseguidos através de um permutador de calor (*heat exchanger*) interno, como se mostra na figura 2.6.

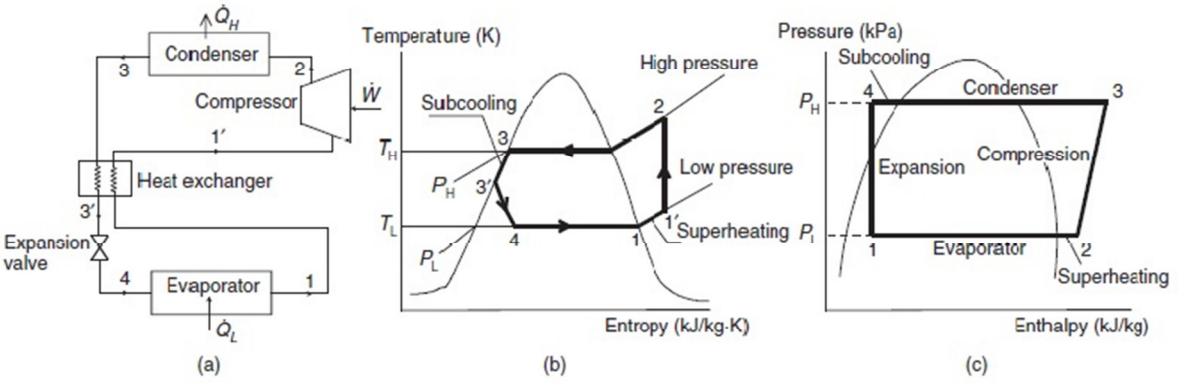



**Figura 2.6: a) Ciclo de compressão de vapor com permutador de calor, b) Representação do ciclo no diagrama T-s, e c) Representação do ciclo no diagrama P-h. (Dinçer, 2010)**

## 2.3. Ciclo de Absorção

Embora o princípio da refrigeração por absorção tenha sido reconhecido desde 1800, o primeiro sistema deste tipo foi inventado pelo engenheiro Francês Ferdinand P. E. Carré em 1860. (Dinçer, 2010)

A refrigeração por absorção, sendo baseada num ciclo accionado termicamente, é economicamente atractiva quando se tem uma fonte de energia térmica barata a uma temperatura entre os 100 ºC e os 200 ºC. Assim, o ciclo de refrigeração por absorção pode ser justificado economicamente apenas nos casos onde se encontra disponível uma fonte térmica adequada e que, de outro modo, seria desperdiçada.

Recentemente, devido ao aparecimento das fontes alternativas de energia (energia solar e geotérmica), a refrigeração por absorção tem sido alvo de maior atenção. (Sonntag, 2003)

Para além destes, existem outros motivos que têm contribuído para um aumento da importância dos sistemas de refrigeração por absorção, como sendo, o aumento dos preços da energia e o impacto ambiental provocado pelos refrigerantes.

Como o próprio nome indica, o ciclo de absorção envolve a absorção de um refrigerante por um absorvente.

O sistema de refrigeração mais utilizado é o sistema amoníaco-água, onde o amoníaco ($NH_3$) é o refrigerante e a água ($H_2O$) o absorvente. Os sistemas de água-brometo de lítio e água-cloreto de lítio, em que a água é o refrigerante, possuem um campo de aplicação limitado, sendo normalmente utilizados na climatização.

Para uma melhor compreensão do funcionamento deste ciclo, na figura 2.7 encontra-se representado um ciclo de absorção baseado no sistema amoníaco-água.

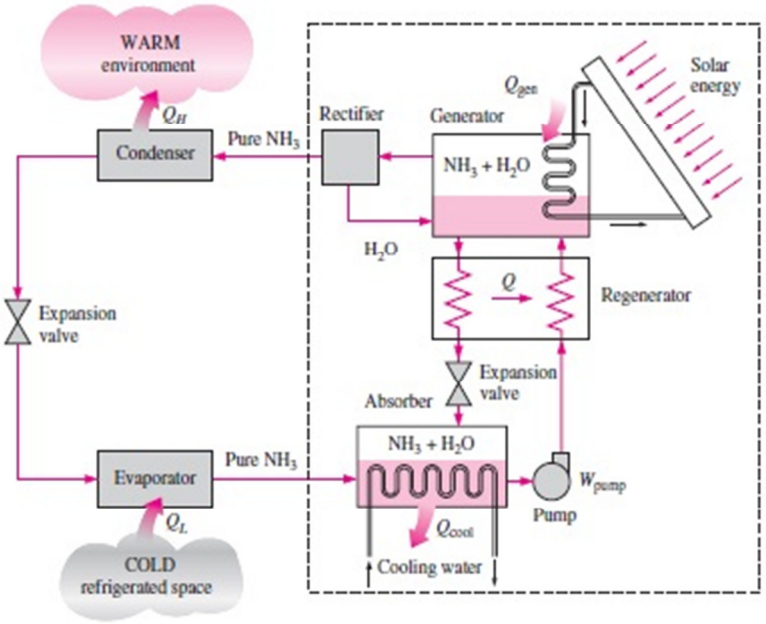



**Figura 2.7: Ciclo de refrigeração por absorção de amoníaco (Çengel, 2006)**

Através da análise da figura 2.7, pode-se verificar que é muito similar ao ciclo de compressão de vapor, excepto no processo de compressão (área limitada pela linha a tracejado), onde o compressor é substituído por um sistema mais complexo, envolvendo um absorvedor, um gerador, uma fonte externa de calor, uma bomba, um permutador de calor, uma válvula e um rectificador. Nas outras três etapas deste ciclo (condensação, expansão e evaporação) não existe nada de novo, sendo em tudo similares às do ciclo de compressão de vapor.

Seguidamente, procede-se à explicação de todo o processo de compressão. O vapor de amoníaco sai do evaporador e dá entrada no absorvedor, onde se dissolve e reage quimicamente com a água para formar $NH_3 + H_2O$, libertando calor, porque se trata de uma reacção exotérmica. De notar que, a quantidade de $NH_3$ que se dissolve na água é inversamente proporcional à temperatura da reacção, por isso torna-se conveniente que o absorvedor seja arrefecido para que seja maximizada a quantidade de amoníaco dissolvida na água. Depois a solução líquida amoníaco-água (rica em amoníaco) é bombeada para o permutador de calor e posteriormente para o gerador, onde o calor (proveniente da fonte externa) é transferido para a solução de modo a vaporizar parte desta. O vapor (rico em amoníaco) passa através de um rectificador, que separa a água e devolve-a ao gerador, entretanto, o vapor de amoníaco puro a alta pressão é dirigido para o condensador para continuar o ciclo. (Çengel, 2006)

Os sistemas de refrigeração por absorção quando comparados com os sistemas de refrigeração de compressão de vapor são mais caros (envolvem mais dispositivos), mais complexos e ocupam um espaço superior. Além destes factos, estes sistemas possuem eficiências muito menores que os sistemas apresentados na secção anterior. Com tudo isto, e como já foi referido anteriormente, verifica-se que a utilização destes sistemas é aconselhável apenas em casos que existam fontes de energia térmica barata.

O COP dos sistemas de refrigeração por absorção é definido da seguinte forma:

$$COP_{absorção} = \frac{Saída\ desejada}{Entrada\ requerida} = \frac{Q_L}{Q_{gerador}+W_{bomba}} \cong \frac{Q_L}{Q_{gerador}} \quad (2.8)$$

O COP máximo de um sistema de refrigeração por absorção é obtido supondo que o ciclo é totalmente reversível. Para isso, era necessário que o calor proveniente da fonte ($Q_{gerador}$) fosse fornecido a uma máquina térmica de Carnot e a saída de trabalho desta máquina fosse transferida para uma máquina frigorífica de Carnot, para extrair o calor de um espaço a refrigerar (figura 2.8).

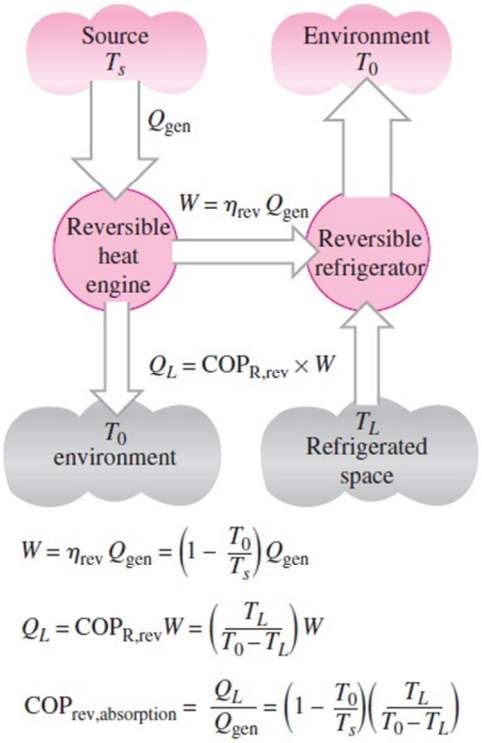



**Figura 2.8: Determinação do COP máximo de um sistema de refrigeração por absorção.**

Então, o COP máximo de um sistema de refrigeração por absorção é:

$$COP_{máximo} = \frac{Q_L}{Q_{gerador}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right)\left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) \quad (2.9)$$

## 2.4. Termoelectricidade

O arrefecimento termoeléctrico, ao contrário dos sistemas estudados anteriormente, não inclui partes móveis nem componentes volumosos e complexos. Estes sistemas utilizam a energia eléctrica directamente para a produção de frio, sem a necessidade recorrer a refrigerantes, como nos sistemas anteriores.

À medida que vão surgindo e desenvolvendo novos materiais, a termoelétricidade tem vindo a suscitar um crescendo interesse, quer na área de investigação, como na área comercial. A termoelétricidade tem como principais campos de aplicação a geração de electricidade e a refrigeração.

Nos últimos anos, a investigação nesta área tem sido orientada principalmente para a descoberta de novos materiais e ligas com elevados desempenhos, como na melhoria do desempenho de materiais já existentes.

De seguida, serão analisados os diversos efeitos termoeléctricos que envolvem este tipo de sistemas.

### 2.4.1. Efeitos termoeléctricos

Num módulo termoeléctrico estão presentes cinco processos físicos, o efeito de Seebeck, de Peltier, de Thomson, de Joule e de Condução.

#### Efeito de Seebeck

O efeito de Seebeck foi descoberto por acaso pelo físico Thomas Johann Seebeck em 1821, ao verificar que existia uma diferença de potencial entre os dois extremos de um circuito fechado, formado por dois condutores diferentes, quando as junções entre eles estivessem a temperaturas diferentes. (Afonso, 2007)

Este efeito baseia-se na conversão directa de diferenças de calor em electricidade. Este descreve a produção de uma força electromotriz termoeléctrica num circuito que contém dois metais diferentes (A e B), ou dois semicondutores, quando as junções entre ambos são mantidas a temperaturas distintas ($T_1$ e $T_2$). A figura 2.9 ilustra o princípio do efeito de Seebeck, descrito anteriormente.

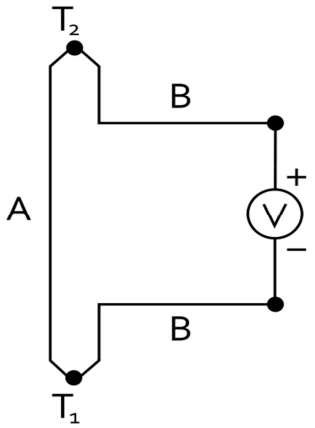



**Figura 2.9: Efeito de Seebeck. (Afonso, 2007)**

Este efeito é quantificado pelos coeficientes de Seebeck ($\alpha_A$ e $\alpha_B$), e a força electromotriz gerada é obtida pela seguinte expressão:

$$V = (\alpha_B - \alpha_A)(T_2 - T_1) \tag{2.10}$$

### Efeito de Peltier

John Peltier, em 1834, averiguou a existência de uma diferença de temperaturas entre as junções de um circuito fechado, constituído por dois condutores diferentes, quando este era atravessado por uma corrente eléctrica. (Afonso, 2007)

O efeito de Peltier não é mais que o inverso do efeito de Seebeck, ou seja, é a produção de um gradiente de temperaturas em duas junções de dois condutores diferentes (A e B), ou semicondutores, quando estes são percorridos por uma corrente eléctrica (I). O princípio deste efeito está representado na figura 2.10.

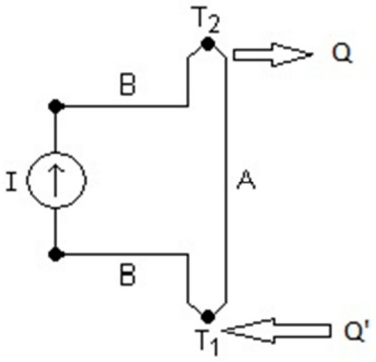



**Figura 2.10: Efeito de Peltier. (Afonso, 2007)**

Isto permite que este efeito seja utilizado para o arrefecimento termoeléctrico, como se irá analisar mais á frente em pormenor neste capítulo.

O efeito de Peltier é quantificado pelo coeficiente de Peltier ($\phi$) e a transferência de calor em cada junção pode ser obtida da seguinte forma:

$$Q_p = \Phi_{AB} \cdot I = (\Phi_B - \Phi_A) \cdot I \tag{2.11}$$

### Efeito de Joule

Os elementos termoeléctricos ao serem percorridos por uma corrente eléctrica (I) produzem calor por efeito de Joule (efeito irreversível). Este calor depende das dimensões e da resistividade dos elementos (R), bem como do valor da corrente eléctrica (equação 2.12).

$$Q_j = I^2 \cdot R \tag{2.12}$$

### Efeito de Condução

Tal como o efeito de Joule, o efeito de Condução é um processo irreversível, que se deve à transferência de calor por condução da junção a alta temperatura para a junção de temperatura mais baixa. O efeito de condução é traduzido pela seguinte expressão:

$$Q_c = U(T_2 - T_1) \tag{2.13}$$

### Efeito de Thomson

Foi em 1857 que William Thomson (Lord Kelvin) comprovou que os efeitos de Seebeck e Peltier estavam interligados. Deve-se a si também a descoberta de um terceiro processo termoeléctrico, que ficou conhecido por efeito de Thomson. (Afonso, 2007)

O efeito de Thomson descreve a capacidade generalizada de um material condutor produzir calor, ou frio, quando sujeito, simultaneamente, a um gradiente de temperaturas e uma corrente eléctrica. O calor de Thomson é expresso do seguinte modo:

$$Q_\tau = \tau \cdot I \cdot \frac{dT}{dx} \tag{2.14}$$

## 2.4.2. Arrefecimento termoeléctrico

O arrefecimento termoeléctrico tem como base o efeito de Peltier, descrito anteriormente, contudo, tendo-se em conta o efeito de Seebeck pode-se gerar uma potência eléctrica.

Os módulos termoeléctricos consistem, essencialmente, num número de semicondutores termoeléctricos alternados do tipo n e do tipo p, como se observa na figura 2.11. Estes elementos encontram-se conectados electricamente em série, e termicamente em paralelo, através de uma série de contactos metálicos, colocados entre duas placas cerâmicas, electricamente isoladas e termicamente condutoras.

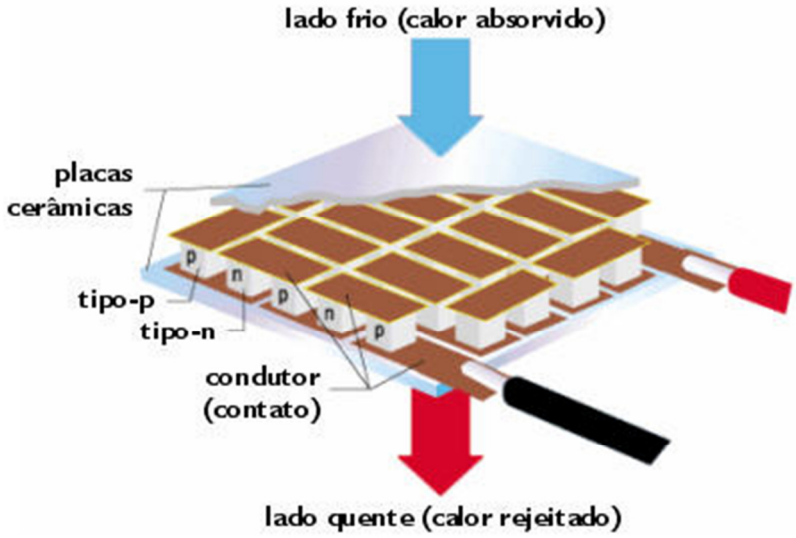



**Figura 2.11: Princípio de funcionamento de um módulo termoeléctrico.**

Se um módulo deste tipo for sujeito a um gradiente de temperaturas, será gerada uma potência eléctrica (efeito de Seebeck) e o módulo funcionará como um gerador eléctrico (figura 2.12).

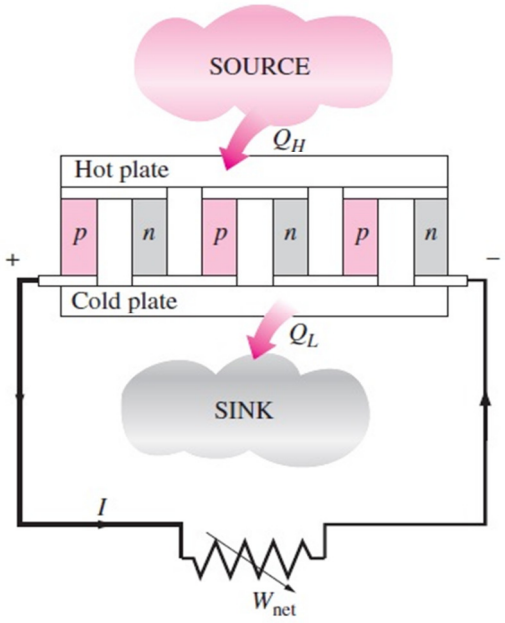



**Figura 2.12: Gerador de potência termoeléctrica. (Çengel, 2006)**

Inversamente, se o módulo for sujeito a uma corrente eléctrica, o calor vai ser absorvido por um dos lados do módulo e rejeitado pelo outro (efeito de Peltier), funcionado assim como máquina frigorífica (arrefecimento termoeléctrico). Na figura 2.13 está representado um esquema de funcionamento deste tipo de sistema.

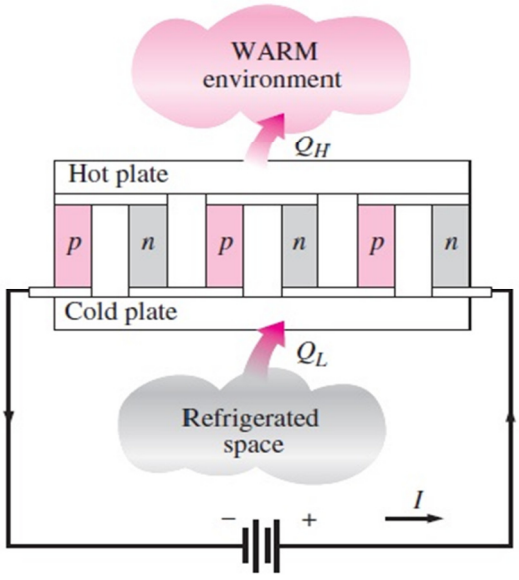



**Figura 2.13: Princípio de funcionamento de um sistema de arrefecimento termoeléctrico. (Çengel, 2006)**

A figura de mérito (Z) é um parâmetro utilizado para caracterizar um material termoeléctrico, dependendo exclusivamente das propriedades termoeléctricas do material, como se pode constatar através da análise da equação 2.15.

$$Z = \frac{(\alpha_P - \alpha_N)^2}{U \cdot R} \tag{2.15}$$

A figura de mérito também pode ser apresentada numa forma adimensional ZT, em que o material é caracterizado por uma temperatura T, figura 2.14.

A eficiência da conversão de calor em electricidade, ou vice-versa, depende da diferença de temperaturas e da temperatura média a que o módulo termoeléctrico funciona, bem como das propriedades termoeléctricas dos materiais que o constituem, através da figura de mérito, como é visível na seguinte equação:

$$COP = \frac{\left(\frac{T_1}{T_2 - T_1}\right)\left(\sqrt{1 + Z \cdot T_m} - {}^{T_2}/_{T_1}\right)}{\sqrt{1 + Z \cdot T_m}} \quad \text{, em que } T_m = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

### 2.4.3. Materiais termoeléctricos

Apesar da contínua investigação na procura de um material adequado para o fabrico de dispositivos de Peltier, há mais de 50 anos que o valor aproximadamente unitário (à temperatura ambiente) da figura de mérito (ZT) parece surgir como uma meta não ultrapassável.

Um bom material termoeléctrico deve possuir um elevado coeficiente de seebeck e reduzidas resistividades eléctricas e condutibilidade térmica.

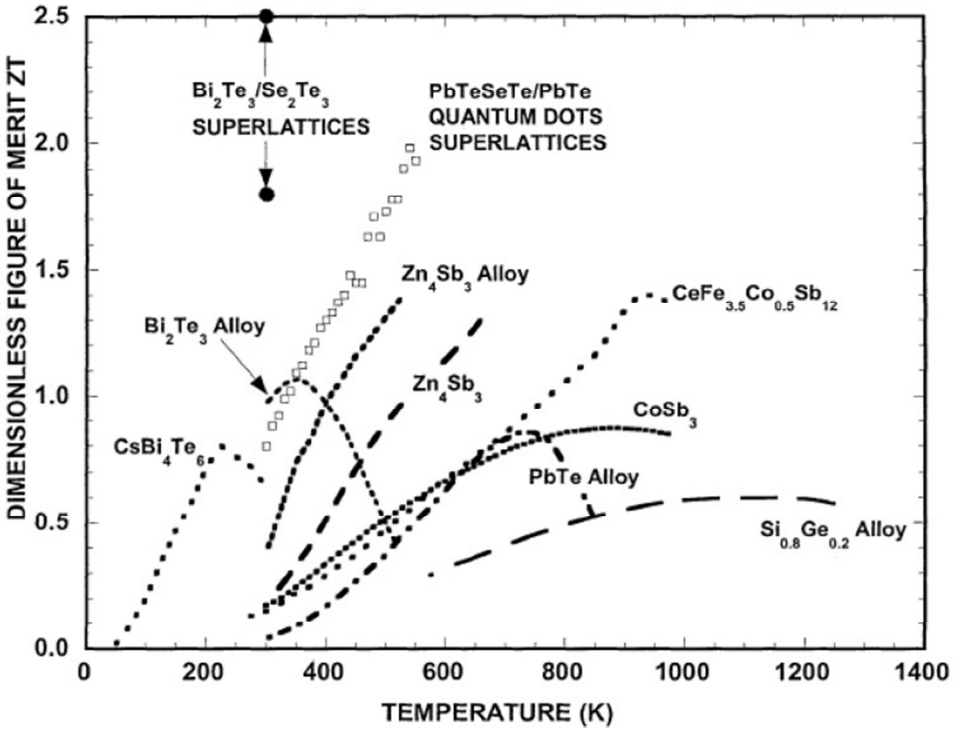



**Figura 2.14: Figura de mérito (Z) de diversos materiais, calculada para diferentes temperaturas. (University of Olso, BATE department)**

Através da análise da figura 2.14 pode-se constatar que, para uma utilização à temperatura ambiente (250 – 350 K), os compostos de telúrio e bismuto apresentam figuras de mérito elevadas. Por este motivo, estas são utilizadas na maioria dos dispositivos de Peltier comerciais.

### 2.4.4. Vantagens e desvantagens

O arrefecimento termoeléctrico apresenta algumas vantagens em relação aos outros sistemas referidos nas secções anteriores:

- Inexistência de partes móveis (ausência de ruído);
- Ausência de refrigerantes;
- Ausência de manutenção;
- Facilidade de miniaturização para pequenas capacidades;
- Facilidade de operação em situações de ausência de gravidade ou para vários g's;
- Elevado controlo de temperatura (variação da voltagem aplicada).

Hoje em dia, os módulos termoeléctricos ainda não estão em condições de competir com os sistemas de refrigeração de compressão de vapor, devido aos seus baixos COP quando comparados com estes. (Afonso, 2007)

# 3. Cargas térmicas

Carga térmica é a quantidade de energia (calor ou frio) que deve ser inserida ou retirada de um espaço, de modo a que no interior deste sejam mantidas as condições de conforto térmico pretendidas.

Para que o dimensionamento de um sistema de aquecimento ou arrefecimento seja efectuado correctamente é indispensável o cálculo das cargas térmicas correspondentes.

O valor da quantidade de calor a inserir (Inverno) ou a retirar (Verão) de um espaço depende da envolvente do espaço, das condições ambientais (temperatura e radiação solar) onde este se localiza, da sua ocupação e a utilização de equipamentos e iluminação no seu interior.

O dimensionamento do equipamento para aquecimento e/ou arrefecimento deve ser efectuado de forma a satisfazer o valor máximo das necessidades energéticas (cargas térmicas), embora, na realidade, estas variem continuamente ao longo do tempo.

## 3.1. Coeficientes de transmissão térmica da caravana

Como foi referido anteriormente, para o cálculo das cargas térmicas da caravana é necessário conhecer as propriedades da sua envolvente e determinar os coeficientes de transmissão térmica (U) de cada elemento da envolvente da caravana.

O valor do coeficiente de transmissão térmica de cada elemento da envolvente da caravana pode ser obtido através da seguinte expressão:

$$U = \frac{1}{R_{conv,i}+R_{cond}+R_{conv,e}} \tag{3.1}$$

Normalmente, as paredes são constituídas por mais que um material, sendo comum utilizar-se a analogia reo-eléctrica de forma a calcular uma resistência térmica equivalente de toda a parede. Assim, a resistência equivalente obtêm-se através das seguintes expressões:

$$R_{eq} = \sum_i R_i \text{ , para resistências em série;} \tag{3.2}$$

$$\frac{1}{R_{eq}} = \sum_i \frac{1}{R_i} \text{ , para resistências em paralelo.} \tag{3.3}$$

Em que $R_i$ é a resistência térmica de condução da camada i e é calculada pela seguinte expressão:

$$R_i = \frac{e_i}{\lambda_i} \tag{3.4}$$

Por sua vez, as resistências térmicas de convecção interior e exterior são obtidas da seguinte forma:

$$R_{conv,e} = \frac{1}{h_{ext}} \tag{3.5}$$

$$R_{conv,i} = \frac{1}{h_{int}} \tag{3.6}$$

Na tabela 3.1, encontram-se os valores das resistências térmicas de convecção retiradas do livro ASHRAE Handbook.

**Tabela 3.1: Resistências térmicas de convecção exteriores e interiores.**

| Superfície | $R_{conv,e}\,[W/(m^2.K)]$ | $R_{conv,e}\,[W/(m^2.K)]$ |
|---|---|---|
| **Chão** | 0,03 | 0,16 |
| **Tecto** | 0,03 | 0,11 |
| **Paredes** | 0,03 | 0,12 |

Para o cálculo das resistências equivalentes dos elementos da envolvente da caravana é necessário conhecer as propriedades dos diferentes materiais que constituem esses elementos, assim como as dimensões da caravana. As dimensões da caravana encontram-se representadas nas tabelas 3.2 e 3.3.

**Tabela 3.2: Dimensões das paredes e janelas da caravana.**

| | Paredes | | Janelas | |
|---|---|---|---|---|
| **Superfície** | **Área ($m^2$)** | **Espessura (m)** | **Área ($m^2$)** | **Espessura (m)** |
| ***Frente*** | 3,69 | 0,024 | 0,78 | 0,003 |
| ***Trás*** | 3,98 | 0,024 | 0,25 | 0,003 |
| ***Esquerda*** | 7,75 | 0,024 | 0,35 | 0,003 |
| ***Direita*** | 7,50 | 0,024 | 0,60 | 0,003 |
| ***Chão*** | 9,29 | 0,043 | - | - |
| ***Tecto*** | 7,81 | 0,030 | - | - |

**Tabela 3.3: Dimensões da caravana.**

| ***Dimensões da caravana*** | | | |
|---|---|---|---|
| **Comprimento tecto (m)** | **Comprimento chão (m)** | **Largura (m)** | **Altura (m)** |
| 3,70 | 4,40 | 2,11 | 2,00 |
| **Volume exterior ($m^3$)** | **Volume de ar interior (%)** | **Volume interior ($m^3$)** | |
| 17,09 | 70 | 11,96 | |

As superfícies da caravana são constituídas pela sobreposição de camadas de três materiais diferentes, uma exterior, uma interior e entre estas uma camada de isolamento. Portanto, tendo em conta a analogia reo-eléctrica referida anteriormente, estas três camadas corresponderão a três resistências térmicas em série.

No caso do chão e do tecto, entre a camada exterior e interior, existem, para além da camada de isolamento, elementos estruturais da caravana (travessas de madeira). Neste caso e contrariamente às paredes, segundo a analogia reo-eléctrica, as travessas de madeira corresponderão a uma resistência térmica em paralelo com a resistência de isolamento. No chão a camada de travessas corresponde a 20% da área total, enquanto o resto da camada é poliestireno expandido. No tecto acontece o mesmo mas neste caso a quantidade de travessas corresponde a 15% da área total.

As propriedades físicas dos materiais das diferentes camadas estão representadas na tabela 3.4.

**Tabela 3.4: Propriedades dos materiais constituintes da envolvente da caravana (ITE 50).**

| Propriedades dos materiais | | | |
|---|---|---|---|
| **Material** | **Condutibilidade térmica (λ) [W/(m.K)]** | **Massa volúmica (ρ) [kg/m³]** | **Calor específico (Cp) [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 | 2700 | 870 |
| ***Acrílico*** | 0,22 | 1190 | 1600 |

Recorrendo aos valores apresentados nas tabelas 3.2 e 3.4 e utilizando a expressão 3.1, obtêm-se os valores dos coeficientes de transmissão térmica de cada elemento da envolvente. As espessuras das diferentes camadas, bem como os coeficientes de transmissão térmica de cada elemento da envolvente estão presentes nas tabelas A.1 a A.6 do anexo A, enquanto nas tabelas 3.5 e 3.6 apresentam-se os resultados obtidos para os coeficientes de transmissão térmica da caravana multiplicados pelas respectivas áreas (U.A).

**Tabela 3.5: Coeficientes de transmissão térmica das paredes da caravana.**

| Paredes | | | | |
|---|---|---|---|---|
| | **Área (A) [$m^2$]** | **Espessura (m)** | **U ($W/m^2.K$)** | **U.A (W/K)** |
| **Frente** | 3,69 | 0,024 | 1,498 | 5,527 |
| **Trás** | 3,98 | 0,024 | 1,498 | 5,961 |
| **Esquerda** | 7,75 | 0,024 | 1,498 | 11,608 |
| **Direita** | 7,50 | 0,024 | 1,498 | 11,233 |
| **Chão** | 9,29 | 0,043 | 1,239 | 11,509 |
| **Tecto** | 7,81 | 0,030 | 1,554 | 12,137 |

De notar que, os valores do coeficiente de transmissão térmica do tecto e do chão da caravana apresentados na tabela 3.5, já contabilizam as duas fracções do tecto e do chão com constituição diferente (com e sem travessas de madeira).

**Tabela 3.6: Coeficientes de transmissão térmica das janelas da caravana.**

| Janelas | | | | |
|---|---|---|---|---|
| | Área (A) [$m^2$] | Espessura (m) | U ($W/m^2.K$) | U.A (W/K) |
| **Frente** | 0,78 | 0,003 | 6,111 | 4,767 |
| **Trás** | 0,25 | 0,003 | 6,111 | 1,528 |
| **Esquerda** | 0,35 | 0,003 | 6,111 | 2,139 |
| **Direita** | 0,60 | 0,003 | 6,111 | 3,667 |

## 3.2. Carga térmica de aquecimento

No cálculo da carga térmica de aquecimento (ou de Inverno) é utilizado o critério em que se assume o pior caso possível de se obter durante a estação de aquecimento (Inverno). Este valor máximo das necessidades de aquecimento de um espaço ocorre normalmente no final de uma sequência de dias frios e quando não existem ganhos solares (de noite) nem ganhos internos (equipamentos e iluminação). Assim sendo, para o cálculo da carga térmica de aquecimento, as atenções estão direccionadas para as perdas de calor pela envolvente ($Q_{env}$) e as perdas de calor associadas às infiltrações ($Q_{inf}$).

Outro elemento também importante na determinação da carga térmica de aquecimento é a localização da caravana, para posteriormente se utilizar as temperaturas exteriores (ambientais) referentes a esse local.

Sendo a caravana um elemento móvel, o cálculo da carga térmica de aquecimento efectuou-se para duas situações distintas. Numa primeira situação considerou-se o local onde ocorrem as temperaturas criticas (mais baixas) em todo o território português (caso 1) e na segunda situação considerou-se o local mais desfavorável situado até 100 km do Porto (caso 2).

Esta distância advém do facto de se assumir que um caravanista da zona do Porto, que tencione deslocar-se frequentemente aos fins-de-semana na sua caravana para um parque de campismo ou caravanismo, não se deslocará uma distância superior a 100 km. Escolheu-se a referida distância tendo em conta a duração da viagem e o custo do combustível (ida e volta), assumindo que os caravanistas não pretenderiam gastar muito tempo nem suportar custos elevados relativos a essas "fugas" durante os fins-de-semana. Os dados relativos a esta escolha, assim como os locais em causa, estão presentes na tabela A.7 do anexo A.

De todos os locais presentes na tabela A.7 do anexo A, aquele em que as temperaturas são mais baixas é Vila Real, já no caso de todo o território português é em Penhas da Saúde (pertencente ao concelho da Covilhã).

Na tabela 3.7 estão apresentadas as temperaturas exteriores de projecto dos locais referidos anteriormente.

**Tabela 3.7: Temperaturas exteriores de projecto de Inverno para Vila Real e Penhas da Saúde.**

| | Vila Real (caso 2) | | Penhas da Saúde (Caso 1) | |
|---|---|---|---|---|
| **Probabilidade de ocorrência (%)** | 2,5 | 5 | 2,5 | 5 |
| **Temperatura exterior de projecto (ºC)** | -1,2 | 0,0 | -5.8 | -4.5 |

Conforme referido anteriormente, a carga térmica de aquecimento corresponde à potência calorífica que é necessário fornecer à caravana, para que no seu interior sejam mantidas as condições de conforto térmico. Então, é necessário definir uma temperatura de conforto a manter no interior da caravana durante a estação de aquecimento, que segundo ASHRAE, se situa entre os 20 e 25ºC. Definiu-se então, como a temperatura interior de projecto, uma temperatura de 20ºC.

### 3.2.1. Perdas de calor pela envolvente

As perdas de calor pela envolvente contabilizam todas as perdas de calor associadas à condução através das paredes, coberturas, pavimentos e envidraçados. Para o cálculo das perdas de calor pela envolvente utiliza-se a seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{env} = U \cdot A_i (T_{int} - T_{ext}) \tag{3.7}$$

### 3.2.2. Perdas de calor associadas às infiltrações

As perdas de calor associadas às infiltrações é outro dos factores que deve ser contabilizado para o cálculo das cargas térmicas de aquecimento, e deve-se à transferência de massa (ar) entre o exterior e o interior da caravana. Estas perdas foram calculadas tendo em conta dois valores distintos do número de renovações do ar por hora (RPH), 11 RPH para o caso da caravana nas suas condições normais e 8 RPH para o caso de esta possuir isolamento em alguns dos seus orifícios. (Leite, 2010)

A equação que traduz as perdas associadas às infiltrações é a seguinte:

$$\dot{Q}_{inf} = \dot{m} \cdot c_p (T_{int} - T_{ext}) \tag{3.8}$$

Por sua vez, o caudal mássico de ar infiltrado é dado por:

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho = V \cdot \frac{RPH}{3600} \cdot \rho \tag{3.9}$$

Substituindo a equação 3.9 na equação 3.8 resulta:

$$\dot{Q}_{inf} = V \cdot \frac{RPH}{3600} \cdot \rho \cdot c_p (T_{int} - T_{ext}) \tag{3.10}$$

### 3.2.3. Cálculo da carga térmica de aquecimento

O cálculo das perdas de calor pela envolvente efectuou-se recorrendo à expressão 3.7 e às tabelas 3.5 e 3.6, resultando então, para os dois casos referidos anteriormente (Vila Real e Penhas da Saúde), os seguintes resultados:

**Tabela 3.8: Perdas de calor pela envolvente para o caso 1 e 2 (Penhas da Saúde e Vila Real).**

| | | Penhas da Saúde (caso 1) | | | | Vila Real (caso 2) | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | **U.A** [W/ºC] | **$T_{int}$** [ºC] | **$T_{ext}$** [ºC] | **$Q_{env}$** [W] | **U.A** [W/ºC] | **$T_{int}$** [ºC] | **$T_{ext}$** [ºC] | **$Q_{env}$** [W] |
| ***Paredes*** | **Frente** | 5,53 | 20 | -5,8 | 143 | 5,53 | 20 | -1,2 | 117 |
| | **Trás** | 5,96 | | | 154 | 5,96 | | | 126 |
| | **Esquerda** | 11,61 | | | 299 | 11,61 | | | 246 |
| | **Direita** | 11,23 | | | 290 | 11,23 | | | 238 |
| | **Chão** | 11,51 | | | 297 | 11,51 | | | 244 |
| | **Tecto** | 12,14 | | | 313 | 12,14 | | | 257 |
| ***Janelas*** | **Frente** | 4,77 | 20 | -5,8 | 123 | 4,77 | 20 | -1,2 | 101 |
| | **Trás** | 1,53 | | | 39 | 1,53 | | | 32 |
| | **Esquerda** | 2,14 | | | 55 | 2,14 | | | 45 |
| | **Direita** | 3,67 | | | 95 | 3,67 | | | 78 |
| | | | | **Total** | **1808** | | | **Total** | **1486** |

Recorrendo agora à equação 3.10, obteve-se os resultados apresentados na tabela 3.9 para as perdas de calor associadas às infiltrações para Vila Real e Penhas da Saúde, considerando 8 RPH e 11 RPH.

**Tabela 3.9: Perdas de calor associadas às infiltrações para Vila Real (caso 2) e Penhas da Saúde (caso 1) considerando 11 e 8 RPH.**

| | | **V [$m^3$]** | **$\rho_{ar}$ [$Kg/m^3$]** | **$cp_{ar}$ [J/(Kg.K)]** | **$T_{int}$ [ºC]** | **$T_{ext}$ [ºC]** | **$Q_{inf}$ [W]** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **11 RPH** | Penhas da Saúde | 11,96 | 1.15 | 1006 | 20 | -5.8 | 1091 |
| | Vila Real | 11,96 | 1.15 | 1006 | 20 | -1.2 | 896 |
| **8 RPH** | Penhas da Saúde | 11,96 | 1.15 | 1006 | 20 | -5.8 | 793 |
| | Vila Real | 11,96 | 1.15 | 1006 | 20 | -1.2 | 652 |

As cargas térmicas de aquecimento para as duas situações consideradas resultam da soma das duas perdas de calor calculadas anteriormente, $Q_{env}$ (tabela 3.8) e $Q_{inf}$ (tabela 3.9), e estão apresentadas na tabela 3.10.

**Tabela 3.10: Cargas térmicas de aquecimento para o caso 1 (Penhas da Saúde) e caso 2 (Vila Real).**

| | Penhas da Saúde | | Vila Real | |
|---|---|---|---|---|
| | 11 RPH | 8 RPH | 11 RPH | 8 RPH |
| $\dot{Q}_{total}$ [W] | 2899 | 2601 | 2382 | 2138 |

### 3.3. Carga térmica de arrefecimento

A carga térmica de arrefecimento da caravana é a potência calorífica que é necessário retirar da caravana (na estação de aquecimento), de modo a permitir que sejam mantidas condições de conforto no seu interior.

O valor máximo da carga térmica de arrefecimento ocorre no final de uma sequência de dias quentes com céu limpo, quando a envolvente atinge um regime próximo do regime permanente, quando há incidência solar forte e as temperaturas são mais elevadas.

No cálculo das cargas térmicas de arrefecimento, normalmente é de elevada importância considerar a influência da inércia térmica da envolvente do espaço a climatizar. Mas no caso da caravana isso não se verifica, já que esta possui uma inércia térmica fraca, devido á pequena espessura e aos materiais usados, nomeadamente a presença de isolamento nas paredes. Assim sendo, no cálculo da carga térmica de arrefecimento da caravana, não serão contabilizados os efeitos da inércia térmica.

A carga térmica de arrefecimento resulta da sobreposição de vários efeitos, tais como:

- Ganhos de calor pela envolvente opaca ($\dot{Q}_{opaco}$);
- Ganhos de calor pelos envidraçados ($\dot{Q}_{envidraçados}$);
- Ganhos de calor associados às infiltrações ($\dot{Q}_{inf}$);
- Ganhos internos ($\dot{Q}_{interno}$);

Em semelhança ao cálculo da carga térmica de aquecimento, para a situação de arrefecimento também é necessário definir qual o local mais desfavorável (temperaturas mais elevadas) de todo o território português (caso 1) e até 100 km do porto (caso 2).

Em todo o território nacional, o local onde se verificam temperaturas mais elevadas é em Moura (37ºC), e o local mais desfavorável até 100 km do Porto é Vila Real (33ºC). (RCCTE, 2006)

Segundo ASHRAE, a temperatura interior de projecto na estação de arrefecimento, em semelhança à estação de aquecimento, deve situar-se entre os 20 e os 25ºC, tendo-se optado por uma temperatura de 25ºC para este caso.

#### 3.3.1. Ganhos de calor pela envolvente opaca

Os ganhos solares pela envolvente opaca, estão associadas à condução através das paredes, sendo a combinação do efeitos da temperatura do ar exterior ($T_{amb}$) e a radiação solar incidente.

A equação representativa dos ganhos pela envolvente opaca é:

$$\dot{Q}_{opaco} = U \cdot A(T_{ar-sol} - T_{int}) \tag{3.11}$$

Onde, $$T_{ar-sol} = T_{amb} + \frac{\alpha \cdot I_{solar}}{h_{ext}} \quad (3.12)$$

### 3.3.2. Ganhos de calor pelos envidraçados

Os ganhos de calor pelos envidraçados devem-se, assim como no caso da envolvente opaca, à combinação dos efeitos de transferência de calor devidos à temperatura ambiente exterior e radiação solar incidente, acrescidos de uma nova parcela referente á radiação solar que é transmitida pelo vidro.

A equação que traduz os ganhos solares pelos envidraçados é:

$$\dot{Q}_{envidraçados} = A_{env} \cdot [\tau \cdot I_{solar} + U(T_{ar-sol} - T_{int})] \quad (3.13)$$

### 3.3.3. Ganhos associados às infiltrações

Como se referiu anteriormente, os ganhos associados às infiltrações advêm da transferência de massa (ar) entre o interior e o exterior da caravana.

Em semelhança à carga térmica de aquecimento, calculou-se estes ganhos para dois valores distintos de renovações do ar por hora (11 e 8 RPH).

$$\dot{Q}_{inf} = V \cdot \frac{RPH}{3600} \cdot \rho \cdot c_p(T_{ext} - T_{int}) \quad (3.14)$$

### 3.3.4. Ganhos internos

Os ganhos internos devem-se à libertação de calor por parte de equipamentos, lâmpadas ou pessoas no interior da caravana. Neste caso apenas se contabilizaram os ganhos internos devidos aos ocupantes da caravana, uma vez que estes são os ganhos de maior relevância, considerando desprezáveis todos os outros.

Considerou-se que o calor libertado por cada ocupante da caravana seria 120 W. (ASHRAE, 2009)

### 3.3.5. Cálculo da carga térmica de arrefecimento

Para o cálculo dos ganhos pela envolvente opaca é necessária a determinação da radiação crítica, recorrendo para esse efeito aos dados climáticos de Vila Real e Moura, obtidos através do programa Solterm. O Solterm é um programa de análise de desempenho de sistemas solares elaborado pelo laboratório de Estado português na área da energia, e especialmente concebido para as condições climáticas e técnicas de Portugal. Para além disso, contêm uma climatologia a nível horário para os 308 concelhos de Portugal.

Com dados provenientes do Solterm calculou-se, para cada uma das quatro orientações possíveis da caravana (com a frente virada para Sul, Norte, Este e Oeste), o valor máximo de calor (devido á radiação solar) que seria transferido para a caravana.

Chegados aqui, verifica-se que o valor máximo de transferência de calor para o interior da caravana seria quando esta se encontra com a frente virada para Sul pelas 10 horas da manha, quer em Vila Real quer em Moura.

Os valores da radiação global incidente em cada face da caravana, para a situação descrita anteriormente, encontram-se apresentadas nas tabelas 3.11 e 3.12.

**Tabela 3.11: Radiação global incidente nas faces da caravana em Moura (caso 1).**

| Superfície | Frente | Traseira | Direita | Esquerda | Tecto |
|---|---|---|---|---|---|
| Radiação global incidente [W/m$^2$] | 268 | 135 | 669 | 135 | 835 |

**Tabela 3.12: Radiação global incidente nas faces da caravana em Vila Real (caso 2).**

| Superfície | Frente | Traseira | Direita | Esquerda | Tecto |
|---|---|---|---|---|---|
| Radiação global incidente [W/m$^2$] | 290 | 112 | 667 | 112 | 834 |

Procedeu-se então ao cálculo dos ganhos de calor pela envolvente opaca, recorrendo à expressão 3.11 e aos valores das radiações solares críticas presentes nas tabelas 3.11 e 3.12, obtendo-se os resultados apresentados nas tabelas 3.13 e 3.14 (Moura e Vila Real):

**Tabela 3.13: Ganhos de calor pela envolvente opaca em Moura (caso 1).**

| *Moura* | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Superfície** | **U.A [W/K]** | **$I_{solar}$ [W/m$^2$]** | **α** | **$h_0$ [W/(m$^2$.K)]** | **$T_{amb}$ [ºC]** | **$T_{int}$ [ºC]** | **$Q_{opaco}$ [W]** |
| ***Frente (Sul)*** | 5,527 | 268 | 0,4 | 25 | 37 | 25 | 90 |
| ***Direita (Este)*** | 11,233 | 669 | | | | | 255 |
| ***Esquerda (Oeste)*** | 11,608 | 135 | | | | | 164 |
| ***Traseira (Norte)*** | 5,961 | 135 | | | | | 84 |
| ***Tecto (Horizontal)*** | 12,140 | 815 | | | | | 304 |
| ***Chão*** | 11,509 | 0 | | | | | 138 |
| | | | | | | **Total** | **1036** |

**Tabela 3.14: Ganhos de calor pela envolvente opaca em Vila Real (caso 2).**

| *Vila Real* | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Superfície** | **U.A [W/K]** | **$I_{solar}$ [W/m$^2$]** | **α** | **$h_0$ [W/(m$^2$.K)]** | **$T_{amb}$ [ºC]** | **$T_{int}$ [ºC]** | **$Q_{opaco}$ [W]** |
| ***Frente (Sul)*** | 5,527 | 290 | 0,4 | 25 | 33 | 25 | 70 |
| ***Direita (Este)*** | 11,233 | 667 | | | | | 210 |
| ***Esquerda (Oeste)*** | 11,608 | 112 | | | | | 114 |
| ***Traseira (Norte)*** | 5,961 | 112 | | | | | 58 |
| ***Tecto (Horizontal)*** | 12,140 | 834 | | | | | 259 |
| ***Chão*** | 11,509 | 0 | | | | | 92 |
| | | | | | | **Total** | **803** |

Recorrendo à expressão 3.13 e às tabelas 3.11 e 3.12, obtêm-se os resultados apresentados nas tabelas 3.15 e 3.16 para os ganhos de calor pelos envidraçados:

**Tabela 3.15: Ganhos de calor pelos envidraçados em Moura.**

| **Moura** | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Superfície** | **A [m$^2$]** | **U [W/(m$^2$.K)]** | **$I_{solar}$ [W/m$^2$]** | **α** | **τ** | **$h_0$ [W/(m$^2$.K)]** | **$T_{amb}$ [ºC]** | **$T_{int}$ [ºC]** | **$Q_{envidraçados}$ [W]** |
| ***Frente (Sul)*** | 0,78 | 6,11 | 268 | 0,04 | 0,61 | 25 | 37 | 25 | 187 |
| ***Direita (Este)*** | 0,60 | 6,11 | 669 | | | | | | 293 |
| ***Esquerda (Oeste)*** | 0,35 | 6,11 | 135 | | | | | | 55 |
| ***Traseira (Norte)*** | 0,25 | 6,11 | 135 | | | | | | 39 |
| | | | | | | | | **Total** | **574** |

**Tabela 3.16: Ganhos de calor pelos envidraçados em Vila Real.**

| **Vila Real** | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Superfície** | **A [m$^2$]** | **U [W/(m$^2$.K)]** | **I [W/m$^2$]** | **α** | **τ** | **$h_0$ [W/(m$^2$.K)]** | **$T_{amb}$ [ºC]** | **$T_{int}$ [ºC]** | **$Q_{envidraçados}$ [W]** |
| ***Frente (Sul)*** | 0,78 | 6,11 | 290 | 0,04 | 0,61 | 25 | 33 | 25 | 178,3 |
| ***Direita (Este)*** | 0,60 | 6,11 | 667 | | | | | | 277,4 |
| ***Esquerda (Oeste)*** | 0,35 | 6,11 | 112 | | | | | | 41,4 |
| ***Traseira (Norte)*** | 0,25 | 6,11 | 112 | | | | | | 29,6 |
| | | | | | | | | **Total** | **526,7** |

No caso dos ganhos de calor associados às infiltrações, utilizou-se a expressão 3.14, chegando-se aos resultados presentes nas tabelas 3.17 e 3.18:

**Tabela 3.17: Ganhos associados às infiltrações para 11 e 8 RPH em Moura.**

| | Moura | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | $V_{interior}$ [m³] | $\rho_{ar}$ [kg/m³] | $c_p$ [J/(kg.K)] | $T_{amb}$ [ºC] | $T_{int}$ [ºC] | $Q_{inf}$ [W] |
| **11 RPH** | 11,96 | 1,15 | 1006 | 37 | 25 | **507** |
| **8 RPH** | 11,96 | 1,15 | 1006 | 37 | 25 | **369** |

**Tabela 3.18: Ganhos associados às infiltrações para 11 e 8 RPH em Vila Real.**

| | Vila Real | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | $V_{interior}$ [m³] | $\rho_{ar}$ [kg/m³] | $c_p$ [J/(kg.K] | $T_{amb}$ [ºC] | $T_{int}$ [ºC] | $Q_{inf}$ [W] |
| **11 RPH** | 11,96 | 1,15 | 1006 | 33 | 25 | **338** |
| **8 RPH** | 11,96 | 1,15 | 1006 | 33 | 25 | **246** |

Para a contabilização dos ganhos internos, considerou-se que no interior da caravana estariam quatro ocupantes, obtendo-se o seguinte resultado:

$$\dot{Q}_{interno} = 480\ W$$

As cargas térmicas de arrefecimento, para os dois casos considerados, resultam da soma dos diversos ganhos calculados anteriormente, obtendo-se os seguintes resultados finais apresentados nas tabelas 3.19 para os casos 1 e 2, considerando 8 e 11 RPH.

**Tabela 3.19: Cargas térmicas de refrigeração para o caso 1 (Moura) e caso 2 (Vila Real).**

| | Moura | | Vila Real | |
|---|---|---|---|---|
| | 11 RPH | 8 RPH | 11 RPH | 8 RPH |
| $\dot{Q}_{total}$ [W] | 2597 | 2459 | 2148 | 2055 |

Através da análise dos resultados obtidos (tabela 3.10 e 3.19) no cálculo das cargas térmicas de aquecimento e refrigeração, pode-se verificar que ambas são mais baixas no caso do local mais desfavorável até uma distância de 100 km do Porto (caso 2). Considerando as 11 RPH, a diferença entre este caso e o caso 1 é de 450 W na carga térmica de refrigeração e 517 W na carga térmica de aquecimento.

Como seria esperado, em ambos os casos, existe uma redução entre 5 e 10% nas cargas térmicas de aquecimento e arrefecimento quando se consideram apenas as 8 RPH, considerando o isolamento de alguns orifícios da caravana.

Tendo em conta as diferenças de ambas as cargas térmicas existentes entre os dois casos, para o dimensionamento do sistema de refrigeração e aquecimento considerou-se o caso 2 (11 RPH).

Em conclusão, a potência de aquecimento necessária para a caravana será de 2382 W e na situação de arrefecimento de 2148 W.

# 4. Selecção do sistema de aquecimento e refrigeração

Como já se referiu no capítulo 2, neste trabalho estudaram-se três tipos de sistemas possíveis para implementação na caravana: o chiller de absorção, módulos termoeléctricos e sistema de compressão a vapor (usualmente denominado ar-condicionado).

Os principais aspectos a ter em conta na escolha do equipamento a instalar na caravana são as potências de aquecimento/arrefecimento necessárias, o tamanho, o peso e como é evidente o preço. Para além disso, quanto menor a complexidade do sistema a implementar na caravana melhor, minimizando os problemas de espaço na mesma.

Tendo em conta os aspectos referidos atrás, a implementação de um chiller de absorção na caravana é impraticável, uma vez que este tipo de sistemas são normalmente utilizados em projectos de maior dimensão, devido à sua maior complexidade. Os chillers de absorção normalmente são integrados com painéis solares (fonte de calor) ou em sistemas de cogeração aproveitando o calor que, de outra forma, poderia ser desperdiçado. Para além disso, este tipo de sistema apenas possibilita a refrigeração, sendo necessário outro tipo de sistema para o aquecimento.



**Figura 4.1: Módulo termoeléctrico.**

No caso dos módulos termoeléctricos, representado na figura 4.1, a sua implementação parecia inicialmente vantajosa devido á simplicidade deste tipo de equipamento, mas após a consulta das características destes equipamentos verificou-se que a sua implementação na caravana seria inviável. Isto deve-se ao facto de as potências aquecimento/arrefecimento disponíveis nestes equipamentos serem muito baixas quando comparadas com as potências necessárias na caravana.

Como exemplo, pode-se analisar a ficha técnica do módulo termoeléctrico presente na figura B.2 do anexo B. Assim sendo, assumido uma diferença de temperatura de 15ºC, seriam necessários aproximadamente 15 módulos (aproximadamente 175W) para satisfazer as necessidades energéticas da caravana (2382W para aquecimento e 2148W para refrigeração), o que corresponderia a um peso total de 270 Kg. Para além de todos estes inconvenientes, a instalação deste número de equipamentos na caravana poderia trazer problemas ao nível da estrutura da caravana, já para não referir o aspecto estético.

Abandonadas estas duas opções, restam os sistemas de compressão a vapor, sendo estes os mais utilizados ao nível da climatização ambiente, o que leva a que equipamentos possuam benefícios em termos de custos e variedade de equipamentos no mercado. Além disso, outra das vantagens dos sistemas de compressão de vapor prende-se com o facto de possuírem um COP mais elevado que os outros dois equipamentos e portanto, necessitarem de menor potência eléctrica.

Na tabela 4.1 encontram-se representados alguns dos equipamentos de compressão a vapor disponíveis pelos fabricantes consultados. No anexo C estão presentes dados mais específicos de todos os equipamentos consultados, assim como o respectivo preço.

**Tabela 4.1: Características técnicas de vários sistemas de refrigeração por compressão de vapor.**

| Marca | Modelo | Tipo | Capacidade Refrigeração (W) | Capacidade Aquecimento (W) | COP Refrigeração | COP Aquecimento |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **Daikin** | FTXS25G | Mural | 2500 | 3400 | 4,55 | 4,53 |
| **Daikin** | FVXS25F | Chão (consola) | 2500 | 3400 | 4,39 | 4,3 |
| **LG** | CS09AQ | Mural | 2500 | 3200 | 4,6 | 4,6 |
| **LG** | UV09 | Chão ou Tecto | 2500 | 3000 | 3,33 | 3,61 |
| **MITSUBISHI** | MSH-GE20VB | Mural | 2300 | 2500 | 3,22 | 3,62 |
| **MITSUBISHI** | MFZ-KA25VA | Chão (consola) | 2500 | 3400 | 4,31 | 4,07 |
| **SANYO** | SAP-KRV 96EH | Mural | 2500 | 3300 | 3,23 | 3,61 |
| **Dometic** | B 2600 | Tecto | 2500 | 3300 | 2,08 | 2,44 |
| **Dometic** | HB 2500 | - | 2500 | 3300 | 2,78 | 2,73 |

De todos os equipamentos presentes na tabela 4.1, seleccionou-se o modelo B 2600 da marca Dometic, apresentado na figura 4.2, por ser de utilização específica em caravanas e possuir um design aerodinâmico, cujo preço é 2200 €.




**Figura 4.2: Ar-condicionado Dometic B 2600, unidade exterior (à esquerda) e unidade interior (à direita).**

Além disso, possui uma tecnologia de bomba de calor eficiente e os resultados da sua implementação são perfeitos, já que este equipamento se ajusta à espessura do tecto, como se pode verificar na figura 4.3.

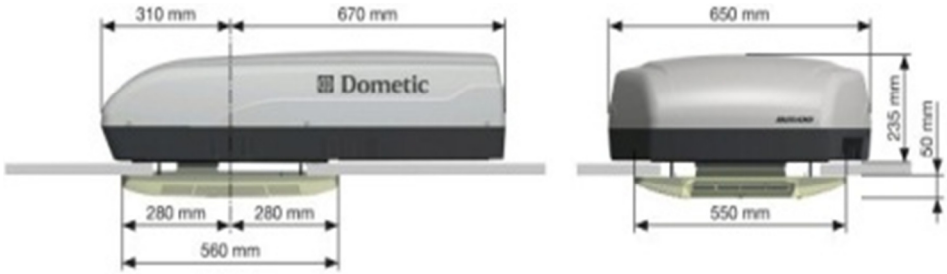



**Figura 4.3: Esquema de instalação do ar condicionado Dometic B 2600 numa caravana.**

No anexo D está presente a ficha técnica do ar-condicionado seleccionado, modelo B 2600 da marca Dometic, onde se pode analisar todas as características técnicas deste equipamento.

# 5. Simulação em software CFD da caravana

Para a simulação da caravana utilizou-se o software Fluent (versão 6.3.26), com a finalidade de prever o perfil de temperaturas do ar no interior da caravana, durante a estação de aquecimento e arrefecimento, e de avaliar o desempenho do sistema de aquecimento/arrefecimento seleccionado no capítulo anterior.

O Fluent é um software que se baseia na mecânica dos fluidos computacional (CFD – Computacional Fluid Dynamics), sendo concebido especialmente para a simulação de escoamentos e transferência de calor.

Para posterior utilização deste software, é necessário numa primeira fase a criação da malha do respectivo modelo através do software Gambit (versão 2.3.16).

Os dois softwares referidos anteriormente são ambos produtos da empresa ANSYS Inc.

Testaram-se vários modelos e realizaram-se várias simulações até se chegar aos modelos finais.

Inicialmente, de forma a ultrapassar a inércia devida a inexistência de conhecimentos relativamente a estes softwares, realizaram-se dois tutoriais: um sobre escoamento laminar num tubo e outro sobre transferência de calor.

Seguidamente avançou-se para simulações com modelos referentes à caravana. Realizaram-se simulações onde se utilizou o "Solar Load Model" (simulação da radiação solar incidente), mas uma vez que esses resultados não eram aceitáveis, foi necessário avançar-se para novos modelos, onde se recorreu a uma abordagem alternativa para a simulação da carga térmica relativa à radiação solar incidente.

Todo este percurso até às simulações e resultados finais será descrito pormenorizadamente mais á frente neste capitulo.

## 5.1. Fases da Mecânica dos Fluidos Computacional (CFD)

CFD é a ciência que estuda o escoamento de fluidos de uma maneira geral com o auxílio de computadores. Basicamente, é a resolução numérica das equações que regem os fenómenos físicos de escoamentos de fluidos.

Uma análise CFD é normalmente composta por três fases:

- Pré-processamento;
- Simulação;
- Pós-processamento.

### Pré-processamento

Nesta fase é definida a geometria do modelo a simular, que estabelece o domínio computacional do referido modelo. Este domínio computacional é dividido em pequenas células através da criação de uma malha. É também nesta fase, que são definidas as condições de fronteira a utilizar no modelo em estudo. Para a realização desta etapa, recorreu-se ao software Gambit (versão 2.3.16).

A escolha da malha, assim como a escolha do programa de simulação têm uma influência enorme na precisão, convergência e velocidade dos resultados obtidos. Daí, a enorme importância da correcta definição destes parâmetros, para que se possa obter resultados aceitáveis.

Neste caso, tratando-se de um problema 3D, na criação da malha podem ser utilizadas células do tipo tetraédrico, hexaédrico, piramidal, poliédrico, cunha ou uma combinação das anteriores. Como já se referiu, a escolha do tipo de células a utilizar na malha dos modelos tem uma grande influência no tempo de modelação, no tempo de simulação e na qualidade dos resultados obtidos (convergência). Então, torna-se imprescindível uma correcta escolha do tipo de malha.

Para geometrias simples, o recurso a malhas estruturadas, como a hexaédrica, diminui o tempo de simulação e possibilita uma boa qualidade dos resultados, com menos células que no caso da utilização de células não estruturadas.

No caso de geometrias complexas, o uso de células do tipo hexaédrico não trazem vantagens do ponto de vista numérico, conseguindo-se nestes casos, uma diminuição do tempo de criação da malha recorrendo a células do tipo tetraédricas. (Fluent Manual)

**Simulação**

Os escoamentos e os fenómenos com estes relacionados (por exemplo a transferência de calor) podem ser descritos por equações diferenciais parciais, que normalmente não têm resolução analítica possível, a não ser em casos muito especiais.

Recorrendo a um método de discretização, que permite a aproximação de um sistema de equações diferenciais parciais a um sistema de equações algébricas através do método dos volumes finitos, consegue-se obter uma solução numérica aproximada. (Basarir, 2009)

As equações que regem os fenómenos físicos de escoamentos de fluidos são as equações da conservação de massa (equação 5.1), da quantidade de movimento (equações 5.2 a 5.4) e da energia (equação 5.5). A finalidade do Fluent é então, resolver esse sistema de equações diferenciais não lineares e determinar a massa, a energia e a quantidade de movimento entre os nós de cada célula.

*Conservação da massa:*

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \tag{5.1}$$

*Conservação da quantidade de movimento:*

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathrm{u}) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v u) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w u) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu\left(\frac{\partial^2 \mathrm{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \mathrm{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \mathrm{u}}{\partial z^2}\right) \tag{5.2}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathrm{w}) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u w) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v w) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w w) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu\left(\frac{\partial^2 \mathrm{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \mathrm{w}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \mathrm{w}}{\partial z^2}\right) \tag{5.3}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathrm{u}) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u v) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w w) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu\left(\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial z^2}\right) - \rho g \beta(\mathrm{T}_\infty - \mathrm{T}) \tag{5.4}$$

*Conservação da Energia:*

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u c_p T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v c_p T) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w c_p T) = k\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \quad (5.5)$$

No Fluent existe varias possibilidades de escolha para a definição da massa específica (ρ) do fluido, podendo este ser considerado de massa específica constante ou variável (com a temperatura). Neste trabalho, em todas as simulações realizadas, utilizou-se o modelo de massa específica baseado na equação de estado de um gás perfeito para escoamentos compressíveis, e que se baseia na seguinte expressão:

$$\rho = \frac{P_{po}+P}{R/_{M_w} \cdot T} \quad (5.6)$$

**Pós-processamento**

O pós-processamento consiste na análise e interpretação dos resultados obtidos durante a fase de simulação. Esta análise pode ser efectuada directamente no software de simulação (Fluent) e complementada em softwares auxiliares como o Excel. Após a análise dos resultados pode ser necessário voltar à fase de pré-processamento, caso a sua qualidade não seja satisfatória.

## 5.2. Propriedades dos materiais da caravana

Os modelos da caravana utilizados nas simulações são uma simplificação da caravana real, já que as dimensões das paredes e das janelas dos modelos finais são aproximadas às dimensões reais.

Nos modelos criados na fase de pré-processamento considerou-se as paredes da caravana que são constituídas por uma sobreposição de camadas de diferentes materiais (ver ponto 3.1) como sendo compostas apenas por um material.

Os valores das propriedades equivalentes de cada parede e janela real são obtidos através das equações 5.7 a 5.9.

$$C_{P\,eq} = \frac{\sum_i e_i \cdot C_{P\,i} \cdot \rho_i}{\sum_i e_i \cdot \rho_i} \quad (5.7)$$

$$\rho_{eq} = \frac{\sum_i e_i \cdot \rho_i}{\sum_i e_i} \quad (5.8)$$

$$\lambda_{eq} = \frac{\sum_i e_i}{\sum_i \frac{e_i}{\lambda_i}} \quad (5.9)$$

No caso do chão e do tecto, como existem pontes térmicas, para o cálculo das propriedades equivalentes destes dois casos utilizou-se as seguintes equações:

$$\rho_{eq} = \frac{\rho_{p_1} \cdot A_1 + \rho_{p_2} \cdot A_2}{A_1 + A_2} \tag{5.10}$$

$$C_{P\,eq} = \frac{C_{P\,p_1} \cdot \rho_1 \cdot A_1 + C_{P\,p_2} \cdot \rho_2 \cdot A_2}{\rho_{p_1} \cdot A_1 + \rho_{p_2} \cdot A_2} \tag{5.11}$$

$$\lambda_{eq} = \frac{\lambda_{p_1} \cdot A_1 + \lambda_{p_2} \cdot A_2}{A_1 + A_2} \tag{5.12}$$

Através das equações 5.7 a 5.12 e das tabelas 3.2 e 3.4, obtiveram-se os seguintes resultados para as propriedades equivalentes da envolvente da caravana, apresentados na tabela 5.1.

**Tabela 5.1: Propriedades equivalentes das paredes e janelas da caravana real.**

| Propriedades equivalentes | *Tecto* | *Paredes* | *Chão* | *Janelas* |
|---|---|---|---|---|
| **Espessura, e [m]** | 0,030 | 0,024 | 0,043 | 0,003 |
| **Condutibilidade térmica, λ [W/(m.K)]** | 0,065 | 0,046 | 0,076 | 0,220 |
| **Massa volúmica, ρ [Kg/m³]** | 226,1 | 212,5 | 317,7 | 1190 |
| **Calor especifico, Cp [J/(Kg.K)]** | 1895 | 1355 | 1979 | 1600 |

De seguida, procedeu-se ao cálculo das propriedades dos materiais considerados como envolvente da caravana e que seriam utilizadas nos modelos de simulação (propriedades do modelo), considerando as diferenças de espessuras e de áreas da caravana real e do modelo, presentes na tabela 5.2.

**Tabela 5.2: Áreas e espessuras da envolvente real e do modelo da caravana.**

| | Área da caravana [m²] | | Área do modelo [m²] | | Espessura da caravana [m] | | Espessura do modelo [m] | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | **Paredes** | **Janelas** | **Paredes** | **Janelas** | **Paredes** | **Janelas** | **Paredes** | **Janelas** |
| **Frente** | 3,69 | 0,78 | 3,50 | 0,5 | 0,024 | 0,003 | 0,025 | 0,025 |
| **Direita** | 7,50 | 0,60 | 7,50 | | | | | |
| **Esquerda** | 7,75 | 0,35 | 7,50 | | | | | |
| **Traseira** | 3,98 | 0,25 | 3,50 | | | | | |
| **Chão** | 9,29 | - | 8,00 | - | 0,043 | - | 0,025 | - |
| **Tecto** | 7,81 | - | 8,00 | - | 0,043 | - | 0,025 | - |

Através das equações (5.13 a 5.15) e das tabelas 5.1 e 5.2, determinou-se os valores das propriedades do modelo relativas à envolvente da caravana, que se apresentam nas tabelas 5.3 e 5.4: condutibilidade térmica ($\lambda_{modelo}$), massa específica ($\rho_{modelo}$) e do calor específico ($C_{P\,modelo}$).

$$C_{P_{modelo}} = C_{P_{eq}} \tag{5.13}$$

$$\rho_{modelo} = \rho_{eq} \times \frac{e_{real}}{e_{modelo}} \times \frac{A_{real}}{A_{modelo}} \tag{5.14}$$

$$\lambda_{modelo} = \lambda_{eq} \times \frac{e_{modelo}}{e_{real}} \times \frac{A_{real}}{A_{modelo}} \tag{5.15}$$

**Tabela 5.3: Propriedades dos materiais das paredes da envolvente do modelo.**

| Paredes | $\rho_{eq}$ [Kg/m³] | $\rho_{mod}$ [Kg/m³] | $Cp_{eq}$ [J/(Kg.K)] | $Cp_{mod}$ [J/(Kg.K)] | $\lambda_{eq}$ [W/(m.K)] | $\lambda_{mod}$ [W/(m.K)] |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Frente | 212,5 | 215,1 | 1355 | 1355 | 0,046 | 0,051 |
| Traseira | | 232,0 | | | | 0,054 |
| Esquerda | | 210,8 | | | | 0,050 |
| Direita | | 204,0 | | | | 0,048 |
| Chão | 317,7 | 634,5 | 1979 | 1979 | 0,076 | 0,051 |
| Tecto | 226,1 | 264,9 | 1895 | 1895 | 0,065 | 0,053 |

.

**Tabela 5.4: Propriedades dos materiais das janelas da envolvente do modelo.**

| Paredes | $\rho_{eq}$ [Kg/m³] | $\rho_{mod}$ [Kg/m³] | $Cp_{eq}$ [J/(Kg.K)] | $Cp_{mod}$ [J/(Kg.K)] | $\lambda_{eq}$ [W/(m.K)] | $\lambda_{mod}$ [W/(m.K)] |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Frente | 1190,00 | 222,77 | 1600,00 | 1600,00 | 0,220 | 2,86 |
| Traseira | | 71,40 | | | | 0,92 |
| Esquerda | | 99,96 | | | | 1,28 |
| Direita | | 171,36 | | | | 2,20 |

## 5.3. Desenvolvimento do modelo de simulação

Durante a realização deste trabalho, ocupou-se muito do tempo a conhecer o software de simulação Fluent e o software auxiliar Gambit. Para o efeito, foram realizados dois tutoriais em cada um dos softwares e criadas varias hipóteses de modelos até se atingirem os modelos finais, onde os resultados seriam aceitáveis.

As características do computador utilizado nas simulações são: Processador Pentium IV, 1016 MB Ram e Windows XP.

Em todos os modelos apresentados de seguida, considerou-se a frente da caravana como sendo a superfície orientada no sentido positivo do eixo dos xx, o tecto no sentido positivo do eixo dos yy e a parede lateral esquerda no sentido positivo do eixo dos zz. De notar, como se referiu anteriormente no capítulo referente ao cálculo das cargas térmicas (capitulo 4), a frente da caravana nestas simulações deve estar orientada para sul, sendo essa a posição da caravana em que a carga térmica é máxima. Na figura 5.1 pode-se observar a orientação da caravana considerada em todas as simulações.

Nos modelos da caravana a seguir descritos, utilizaram-se células do tipo hexaédrico, já que neste caso a geometria da caravana era simples (paralelepípedo), tendo 4m de comprimento, 2m de largura e 2m de altura.

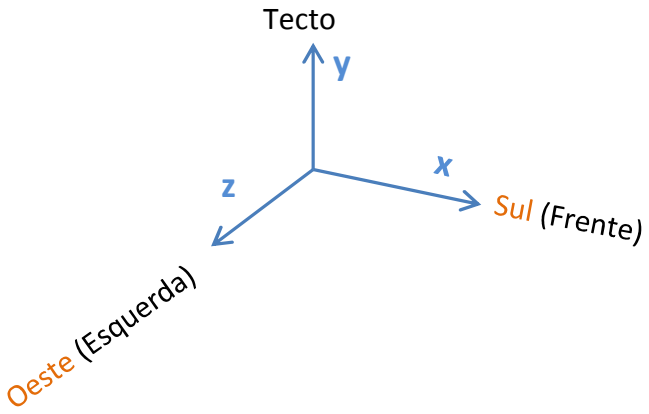



**Figura 5.1: Orientação dos modelos da caravana.**

Seguidamente apresentam-se os vários modelos testados até à obtenção do modelo final.

### 5.3.1. Modelo 1

Inicialmente simulou-se um modelo constituído por um paralelepípedo com 4 metros de comprimento, 2 metros de largura e de altura, com o intuito de obter a evolução da temperatura do ar no interior da caravana.

Inicialmente não se criaram as espessuras das paredes da caravana na fase de pré-processamento (criação da malha), tendo sido introduzidas numa fase posterior aquando da definição das condições de fronteira, definindo a espessura e o material correspondente.

Na criação da malha deste modelo, representada na figura 5.2, utilizou-se uma malha do tipo estruturada (hexaédrica) com 16000 elementos (40 x 20 x20 nós). Para a criação da referida malha recorreu-se ao comando "Sucessive Ratio" do software Gambit, opção esta que permite que os nós se encontrem dispostos todos à mesma distância, obtendo-se assim uma malha uniforme.

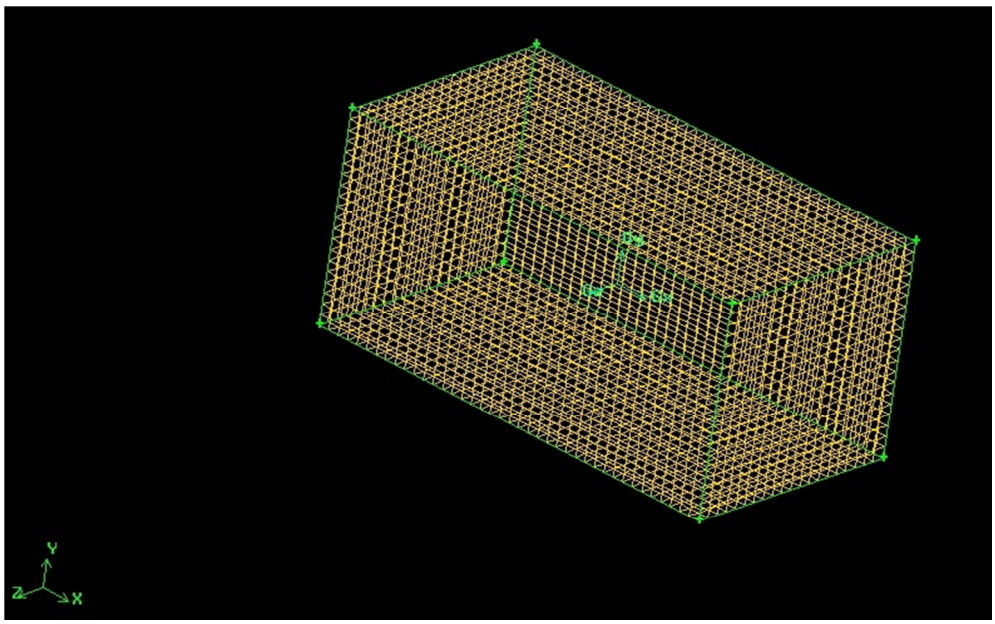



**Figura 5.2: Malha estruturada hexaédrica com 16000 elementos (40 x 20 x 20 nós) do modelo 1.**

Neste modelo analisou-se a transferência de calor em regime estacionário por convecção. Considerou-se para a temperatura exterior o valor de 300 K (26,85ºC) e para a temperatura interior o valor de 290 K (16,85ºC), tendo sido testados dois valores distintos do coeficiente de convecção exterior: 10 W/($m^2$/K) e 30 W/($m^2$/K).

A figura 5.3 mostra os resultados das duas simulações, que se obtiveram após 1200 iterações, número de iterações necessário à convergência dos resultados. Esta simulação foi relativamente rápida, tendo a duração de aproximadamente 3 minutos.

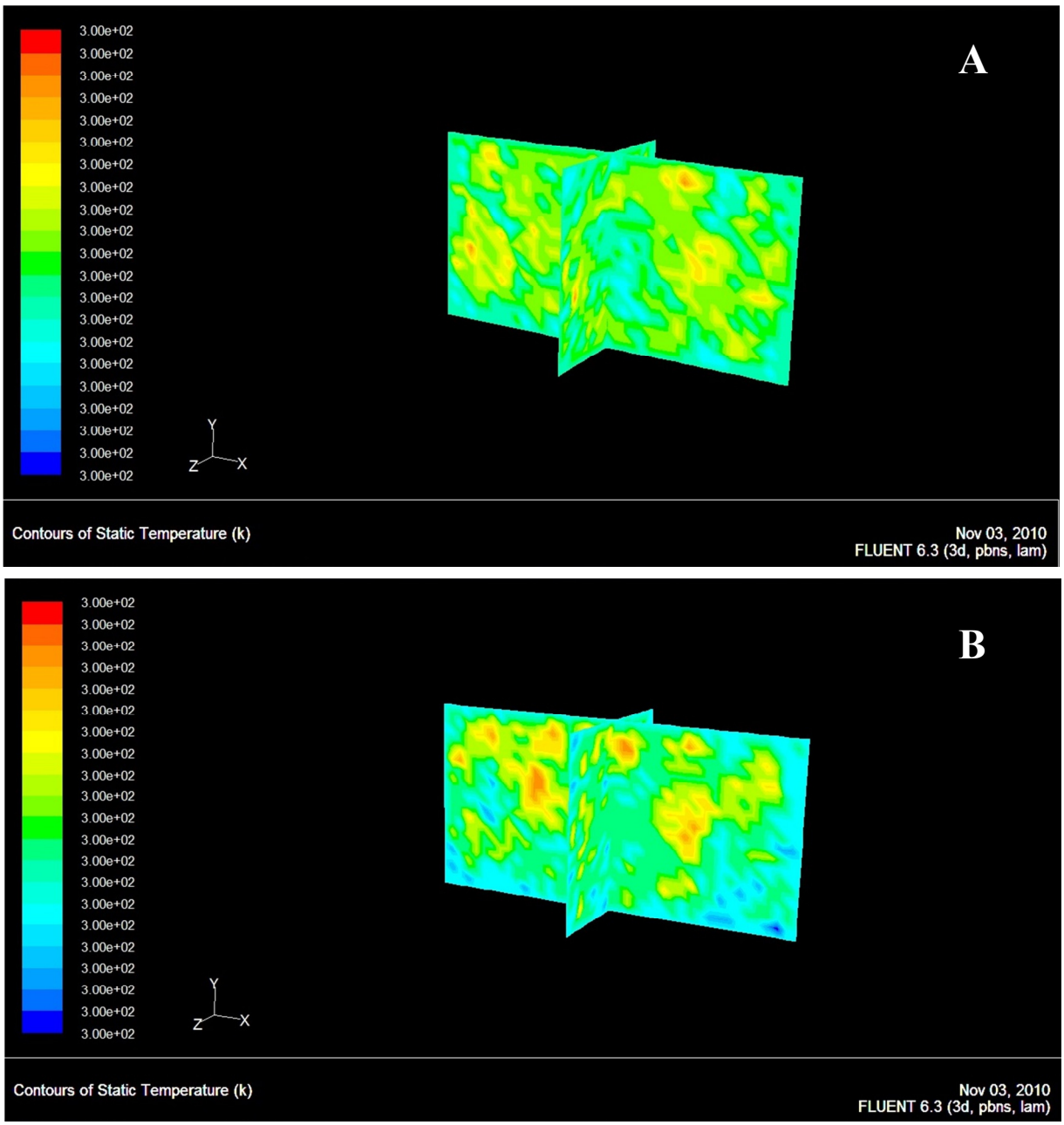



**Figura 5.3: Distribuição da temperatura do ar no interior da caravana (Convecção) obtida com o modelo 1. A – Coeficiente de convecção exterior de 10 W/(m$^2$.K); B - Coeficiente de convecção exterior de 30 W/(m$^2$.K).**

Através da análise da figura anterior, pode constatar-se que a variação de temperaturas (máxima e mínima) não sofre alterações significativas. Contudo, verifica-se que a distribuição de temperaturas do ar é diferente. Este facto deve-se à diferença do fluxo de calor que é transferido para o interior da caravana, provocada pelos diferentes valores do coeficiente de convecção exterior. De notar que através da escala presente nas duas imagens não é perceptível a variação de temperatura, uma vez que são valores muito pequenos.

Ainda neste modelo, introduziu-se a radiação (entre superfícies) para além da convecção considerada anteriormente, recorrendo-se ao modelo de radiação "Discrete Ordinates" (DO) do Fluent. Como seria esperado, ao contrário do caso anterior (apenas

convecção), nesta nova simulação (convecção + radiação) verificou-se que a distribuição da temperatura nas paredes não é uniforme, como se pode ver na figura 5.4.

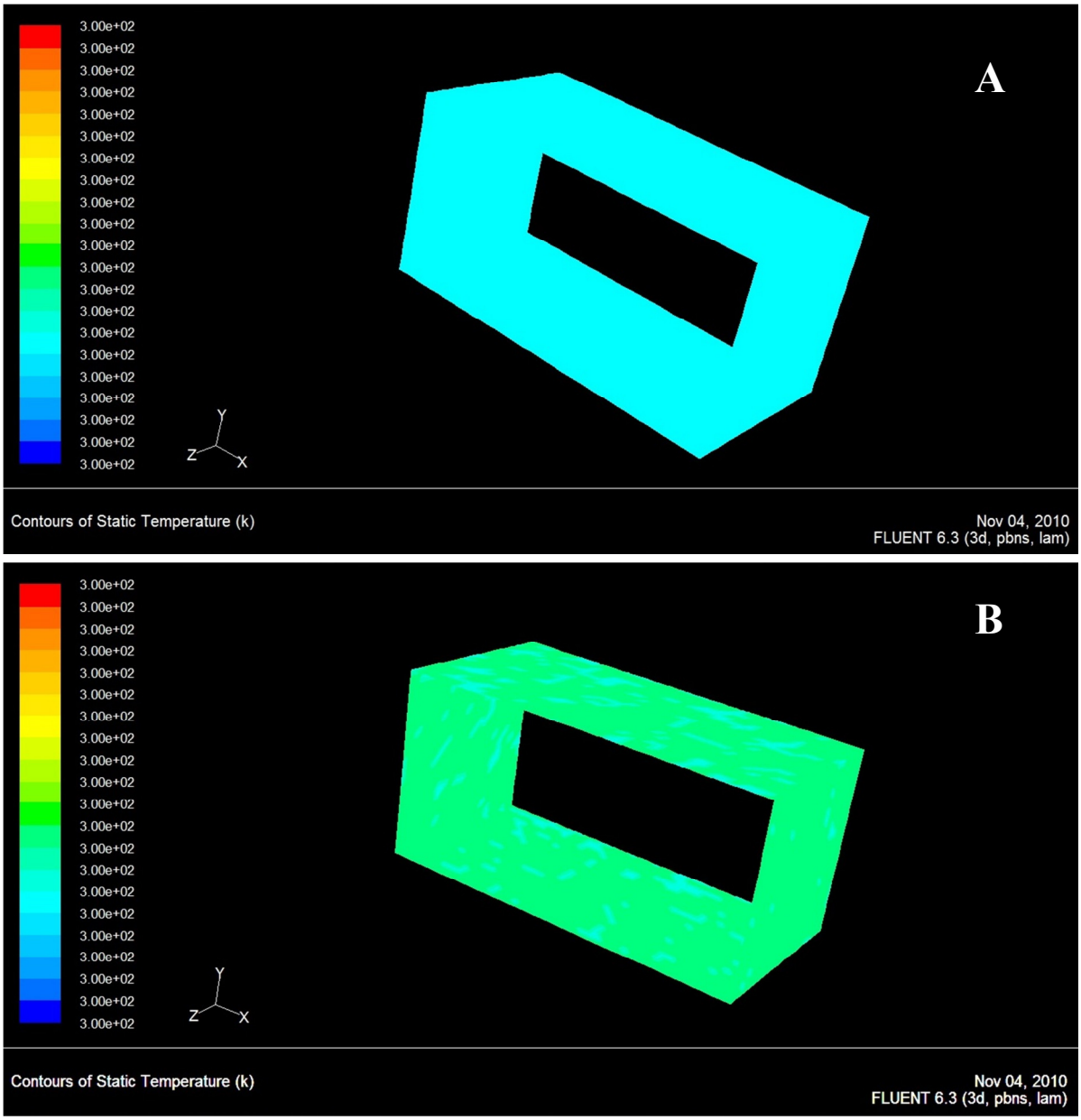



**Figura 5.4: Distribuição da temperatura nas paredes da caravana obtida com o modelo 1. A – Apenas convecção (α = 10 W/(m$^2$.K) ); B – Convecção + Radiação (α = 10 W/(m$^2$.K) ).**

Para além disso, a distribuição da temperatura do ar no interior da caravana modificou-se ao introduzir-se a radiação, como se pode constatar ao comparar as figuras 5.3 e 5.5.

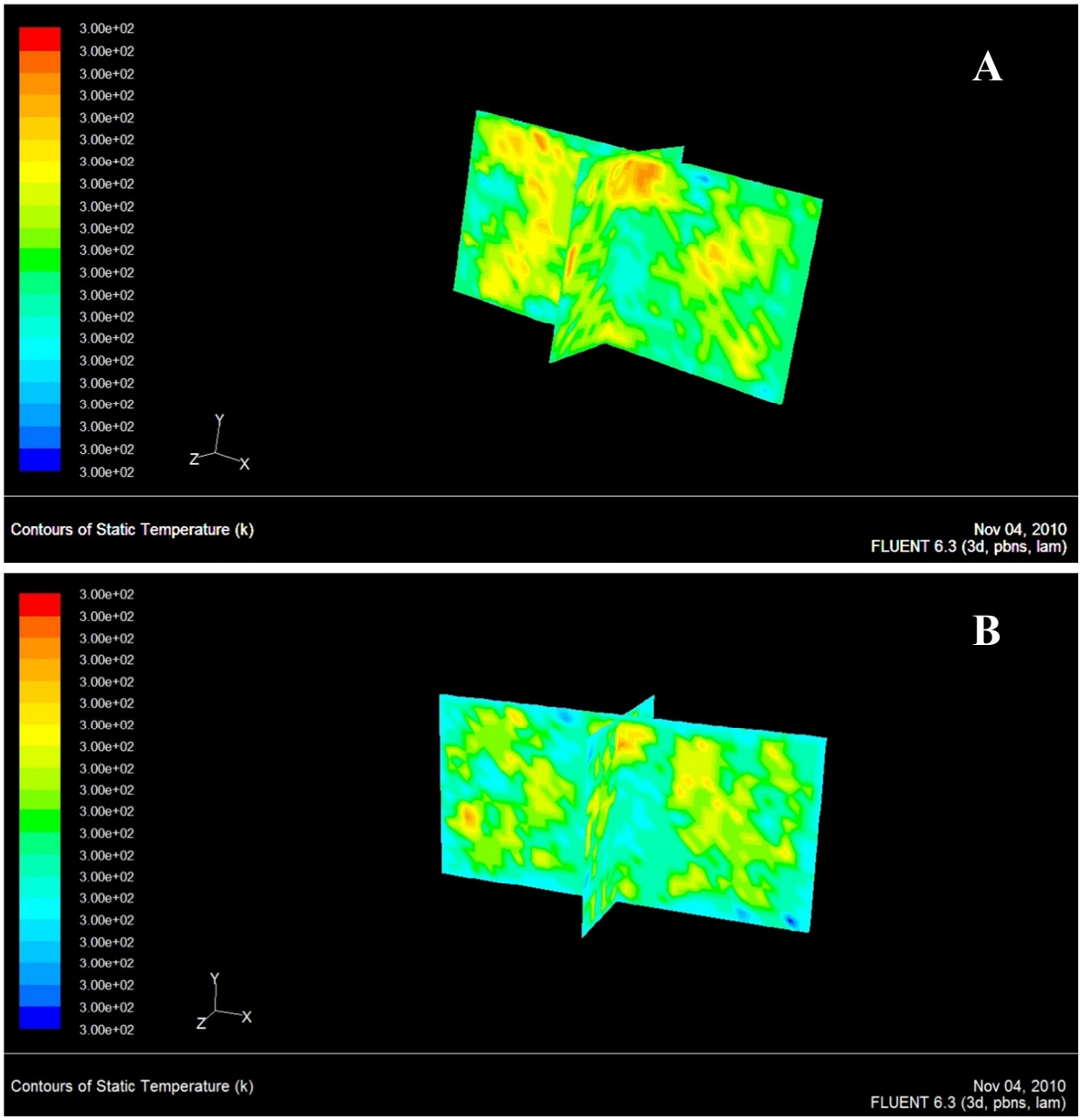



**Figura 5.5: Distribuição da temperatura do ar no interior da caravana (Convecção + Radiação) obtida com o modelo 1. A – Coeficiente de convecção de 10 W/(m$^2$.K); B – Coeficiente de convecção de 30 W/(m$^2$.K).**

No anexo E apresentam-se todos os parâmetros definidos nestas simulações.

### 5.3.2. Modelo 2

A criação deste modelo pretendia avaliar o comportamento do modelo de radiação solar ("Solar Load Model") do Fluent. Para este modelo criou-se uma malha mais refinada junto às paredes e com maior número de elementos (128000 = 80 x 40 x 40).

O facto de se criar uma malha mais refinada junto das paredes e com maior número de elementos (figura 5.6) deve-se à maior facilidade de convergência dos resultados.

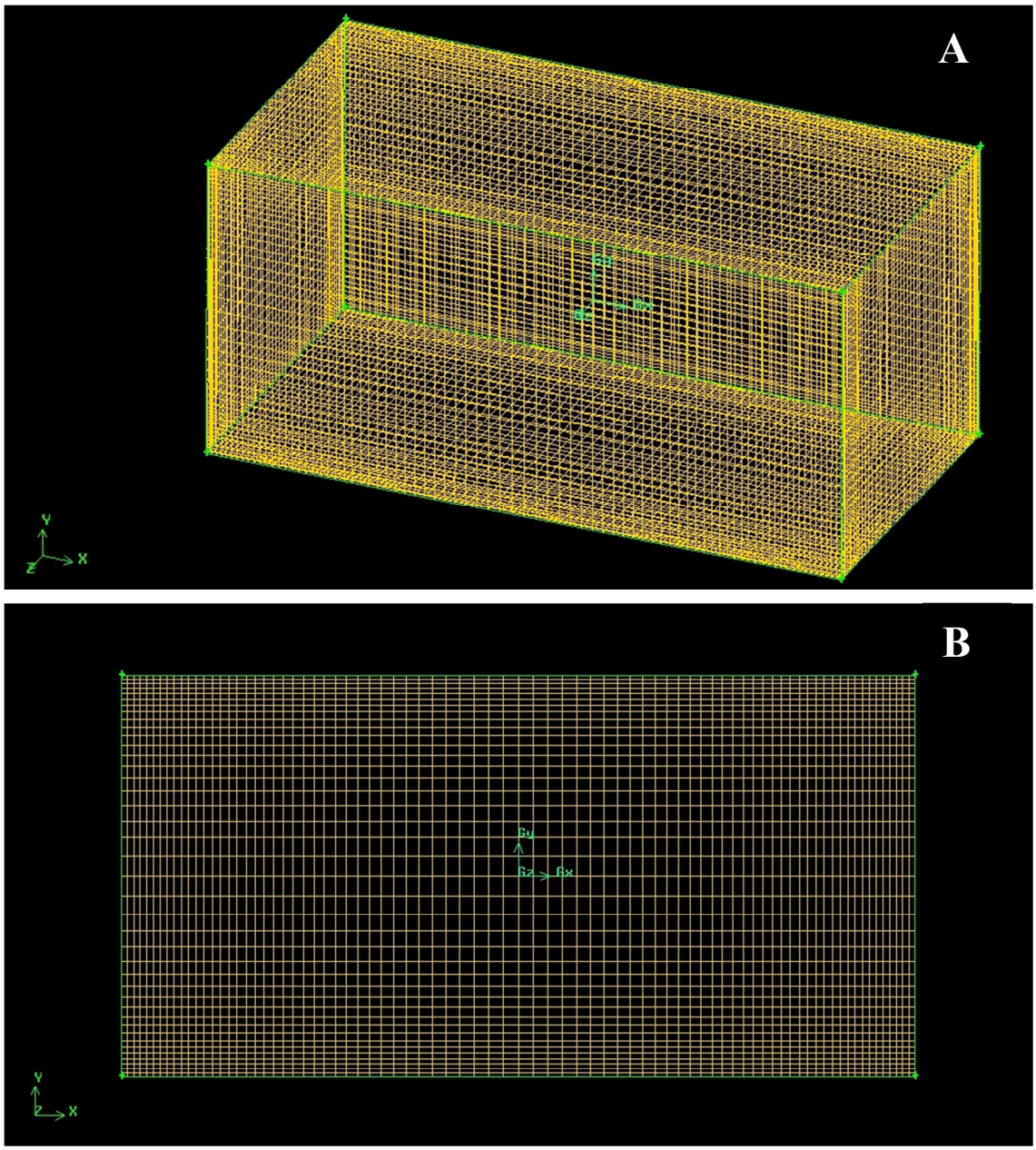



**Figura 5.6: Malha estruturada hexaédrica refinada junto às paredes e com 128000 elementos no caso do modelo 2. A – Vista isométrica; B – Vista plano xy.**

Esta simulação efectuou-se em regime estacionário, tendo-se considerado condições de fronteira de temperatura, com o valor de 300 K (26,85 ºC) para todas as paredes.

O modelo de radiação utilizado foi novamente o DO (Discrete Ordinates), combinado com o SRT (Solar Ray Tracing). Considerou-se para o dia de simulação o dia 16 de agosto às 8 horas em Vila Real.

Nas condições de fronteira considerou-se todas as paredes opacas e com coeficiente de absorção de 0,4, sendo o material das paredes definido, por questões de simplificação, como sendo alumínio com 25 mm de espessura.

Como se pode verificar através da figura 5.7, esta simulação não foi bem sucedida, já que não se obteve fluxo de calor solar incidente em nenhuma das superfícies da caravana.

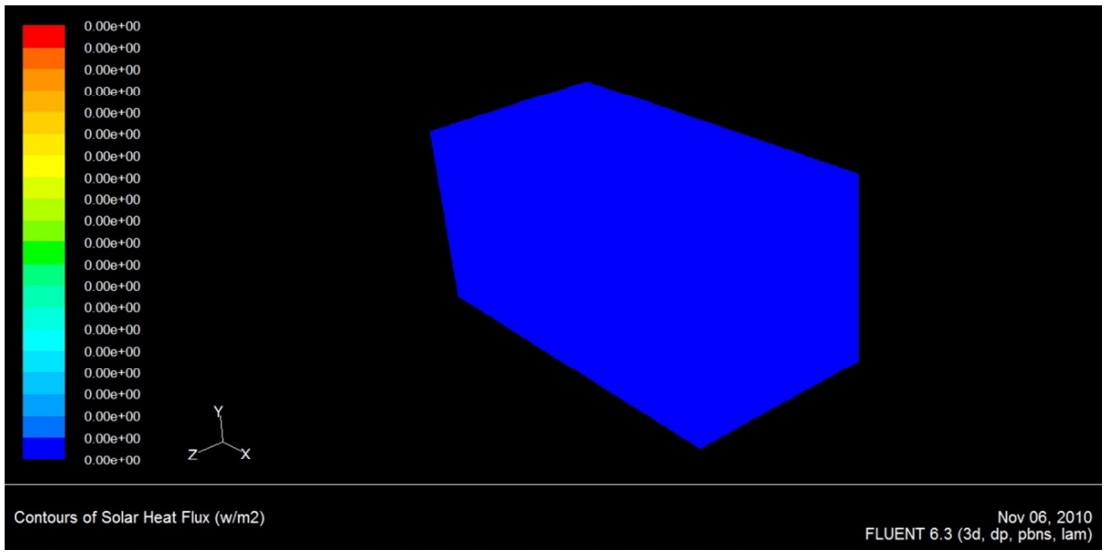



**Figura 5.7: Distribuição do fluxo de calor solar incidente nas superfícies da caravana às 8 horas de 16 de Agosto em Vila Real (superfícies opacas), obtida com o modelo 2.**

Averiguou-se entretanto que, considerando as paredes como sendo semi-transparentes, existia fluxo de calor solar incidente nas superfícies. Sendo assim, numa segunda simulação deste modelo, considerou-se todas as superfícies semi-transparentes de coeficiente de absorção igual a 0,4 e com transmissibilidade nula, criando assim propriedades equivalentes a uma parede opaca.

Esta segunda simulação, em semelhança à primeira, realizou-se para o dia 16 de agosto pelas 8 horas em Vila Real. Na figura 5.8 mostra-se a distribuição do fluxo de calor solar incidente obtido nas superfícies da caravana.

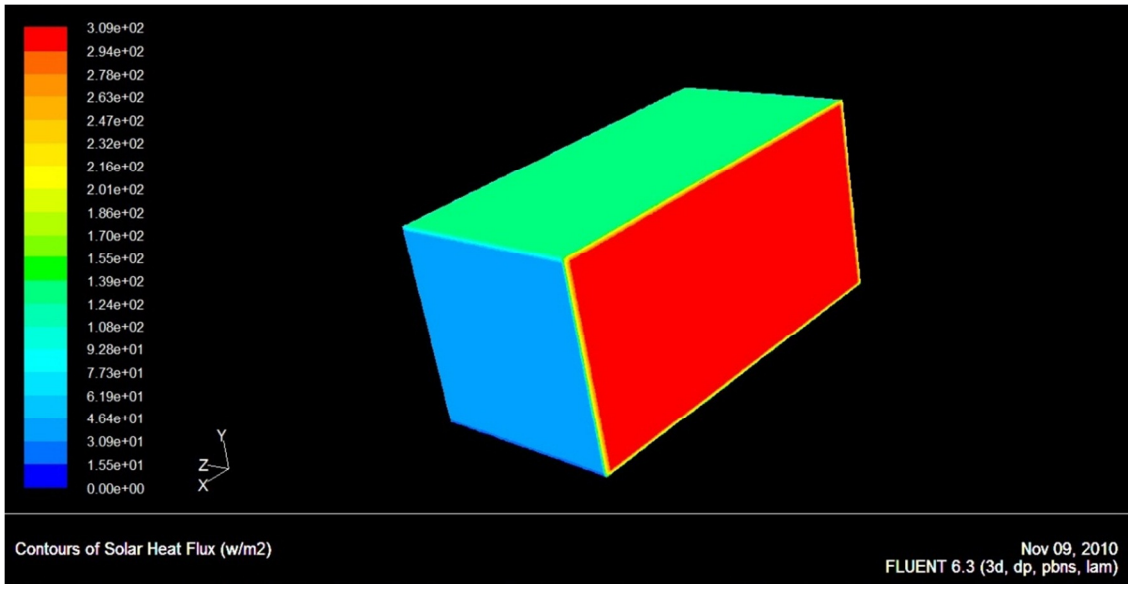



**Figura 5.8: Distribuição do fluxo de calor solar incidente nas superfícies da caravana às 8 horas de 16 de Agosto em Vila Real (superfícies semi-transparentes), obtida com o modelo 2.**

Analisando a figura 5.8, verifica-se que existe maior fluxo de calor solar na parede que se encontra orientada para o local de nascimento do sol (Este), já que esta simulação se realizou para as 8 horas da manhã. Como seria esperado, na parede orientada a sul (eixo positivo dos xx) e no tecto também existe fluxo de calor solar, ainda que menor do que na parede virada para Este (eixo negativo dos zz).

Com o intuito de confirmar o resultado anterior, realizou-se uma nova simulação para o mesmo dia e local, mas para um horário diferente. Desta vez, efectuou-se a simulação para o dia 16 de Agosto pelas 14 horas em Vila Real, cujo resultado se apresenta na figura 5.9.

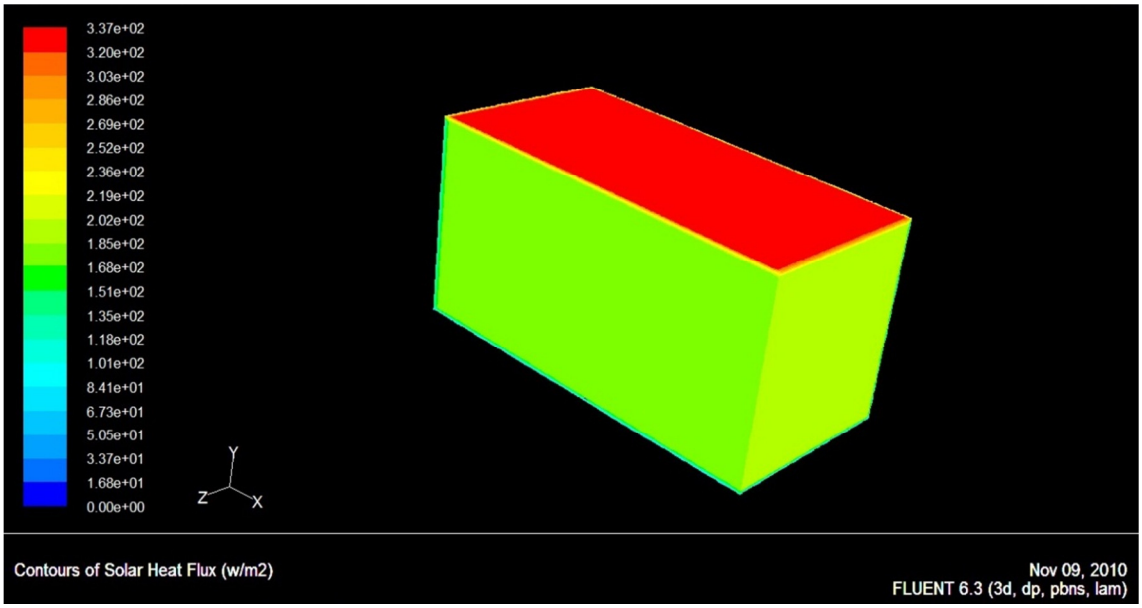



**Figura 5.9: Distribuição do fluxo de calor solar incidente nas superfícies da caravana às 14 horas de 16 de Agosto em Vila Real (superfícies semi-transparentes), obtida com o modelo 2.**

A figura 5.9, mostra que às 14 horas o fluxo de calor solar incidente é maior no tecto, como se esperava.

Contudo, apurou-se que este modelo não seria uma boa alternativa, já que o fluxo de calor solar estava a ser aplicado directamente ao ar interior e não nas fronteiras exteriores das paredes. Em consequência deste facto, obtiveram-se inúmeras dificuldades em atingir a convergência do campo de velocidades, devido às elevadas velocidades e à presença de flutuações na mesma.

O anexo F contém todos os parâmetros definidos nas simulações deste modelo.

### 5.4. Simulação do modelo 3 para o dia crítico da estação de Verão e Inverno

Depois dos resultados obtidos no modelo anterior não serem satisfatórios, optou-se por avançar para uma solução alternativa no que se refere à simulação da radiação solar incidente, em que, ao invés de se utilizar o "Solar Load Model" (modelo de radiação solar do Fluent), recorreu-se ao conceito de temperatura ar-sol referido no ponto 3.3.

Começou-se então por criar um novo modelo, onde já se introduziu as janelas e a espessura das paredes. Neste modelo partiu-se da criação de um volume exterior, como sendo um paralelepípedo de dimensões 4m x 2m x 2m. De forma a simplificar o modelo,

considerou-se a espessura das paredes e das janelas iguais, 0,025 metros. Para isso, criou-se um paralelepípedo de menores dimensões e deslocou-se este para o interior do volume exterior, de forma a obter-se um espaçamento entre as paredes e janelas de 0,025 m. De modo a associar estes dois volumes (volume exterior e interior) e garantir que na fase da criação da malha do modelo houvesse ligação nas interfaces dos dois volumes, utilizou-se o comando "Split/Merge volumes" do Gambit.

De seguida introduziram-se as janelas, tendo-se considerado todas elas do mesmo tamanho (1 x 0,5 m) e centradas em cada face, como se pode observar na figura 5.10, com o objectivo de evitar problemas na fase de criação da malha. Para além disso, dividiu-se o volume correspondente a cada face em nove volumes para que a malha criada não possuísse defeitos, correspondendo os volumes centrais de cada face às janelas (a verde na figura 5.10).

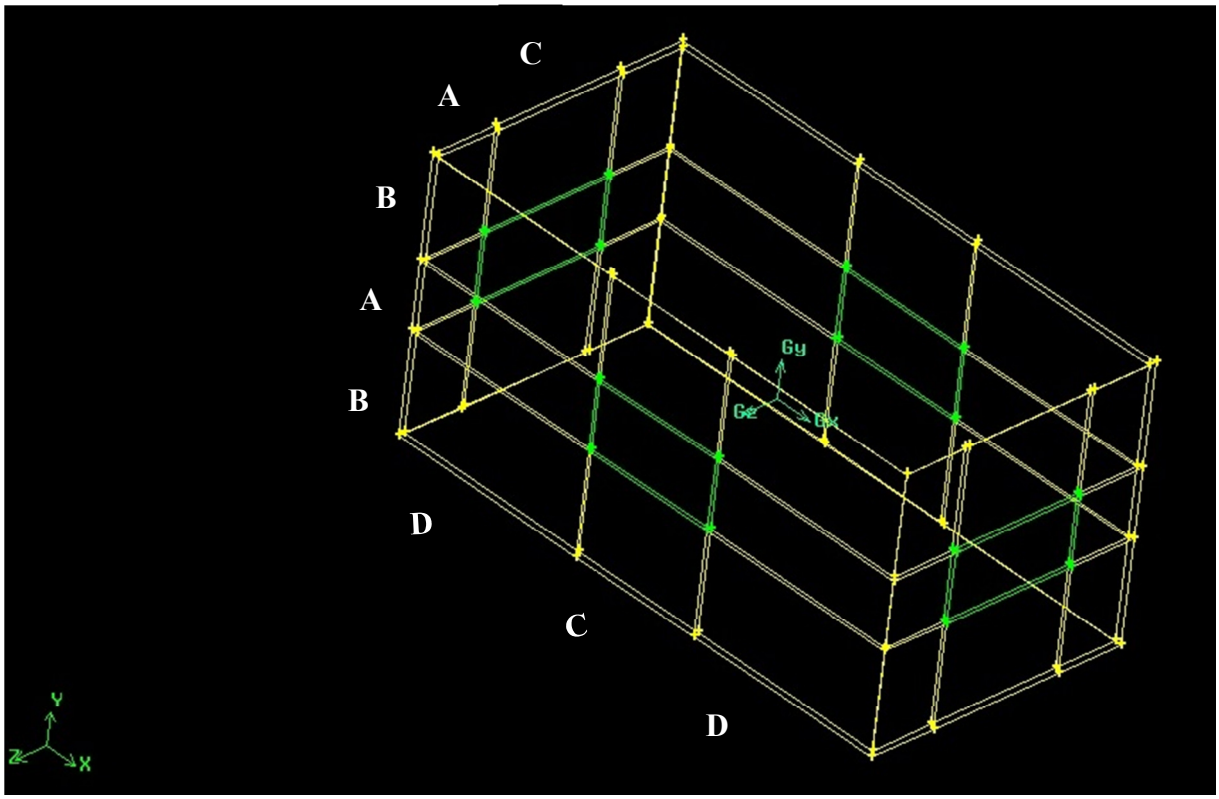



**Figura 5.10: Criação da malha do modelo 3 da caravana tendo as paredes e janelas 0.025 m de espessura.**

Mais uma vez, a malha que mais se adequa a este tipo de modelo e que permite melhores resultados é a malha hexaédrica. Contudo, o uso deste tipo de malha requer alguns cuidados na disposição dos nós em cada aresta e posteriormente na criação da malha.

De seguida, é necessário proceder-se à criação dos nós em cada uma das arestas. Para isso, recorreu-se ao tipo de disposição "Sucessive Ratio" do Gambit, de modo a que a disposição dos nós ao longo de cada aresta fosse uniforme, mantendo os espaçamentos entre eles iguais.

A configuração da distribuição dos nós encontra-se apresentada na tabela 5.5, podendo também observar-se na figura 5.10 a letra correspondente a cada tipo de aresta.

**Tabela 5.5: Configuração da distribuição dos nós no modelo 3.**

| | Arestas | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | A | B | C | D | Espessura |
| **Tipo de disposição** | Sucessive Ratio | | | | |
| **Quantidade de intervalos** | 8 | 12 | 16 | 24 | 4 |

Depois procedeu-se à criação das malhas dos vários volumes, bastando agora seleccionar o tipo de malha como hexaédrica (Hex) e do tipo estruturada (Map) para cada um dos volumes, obtendo-se a malha do modelo 3 da caravana que possui 106496 elementos, figura 5.11, que mostra quatro vistas diferentes.

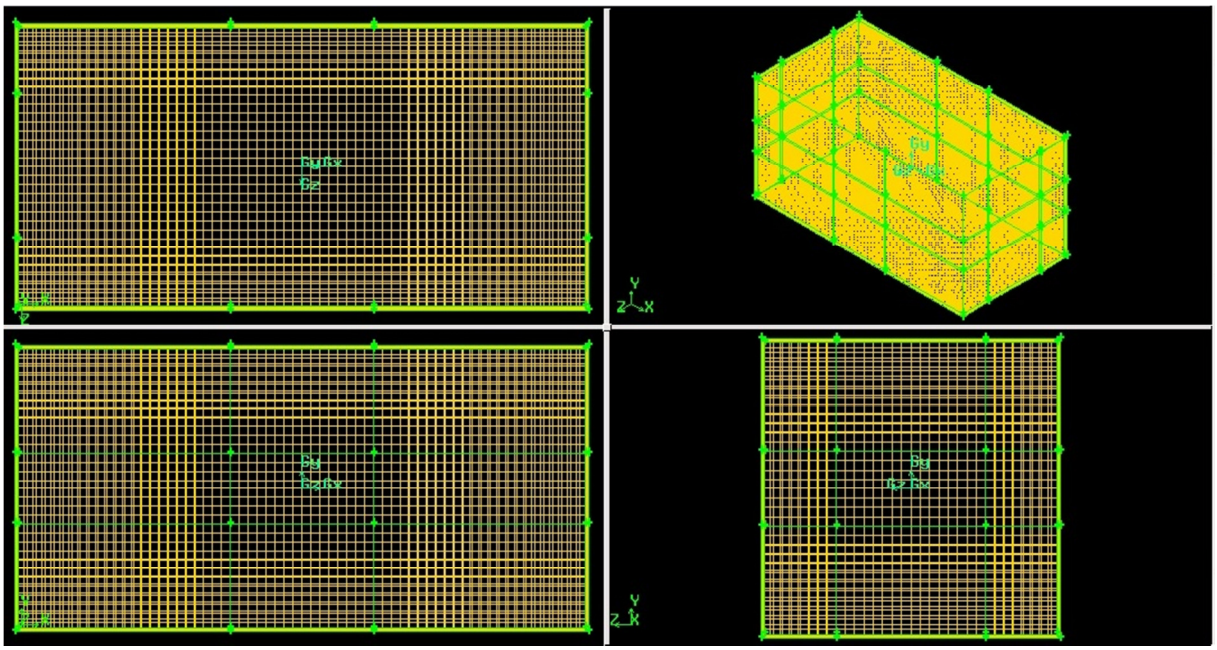


**Figura 5.11: Representação da malha do modelo 3 da caravana em quatro vistas diferentes.**

O passo seguinte consistiu na análise da malha, de modo a verificar a existência de eventuais defeitos.

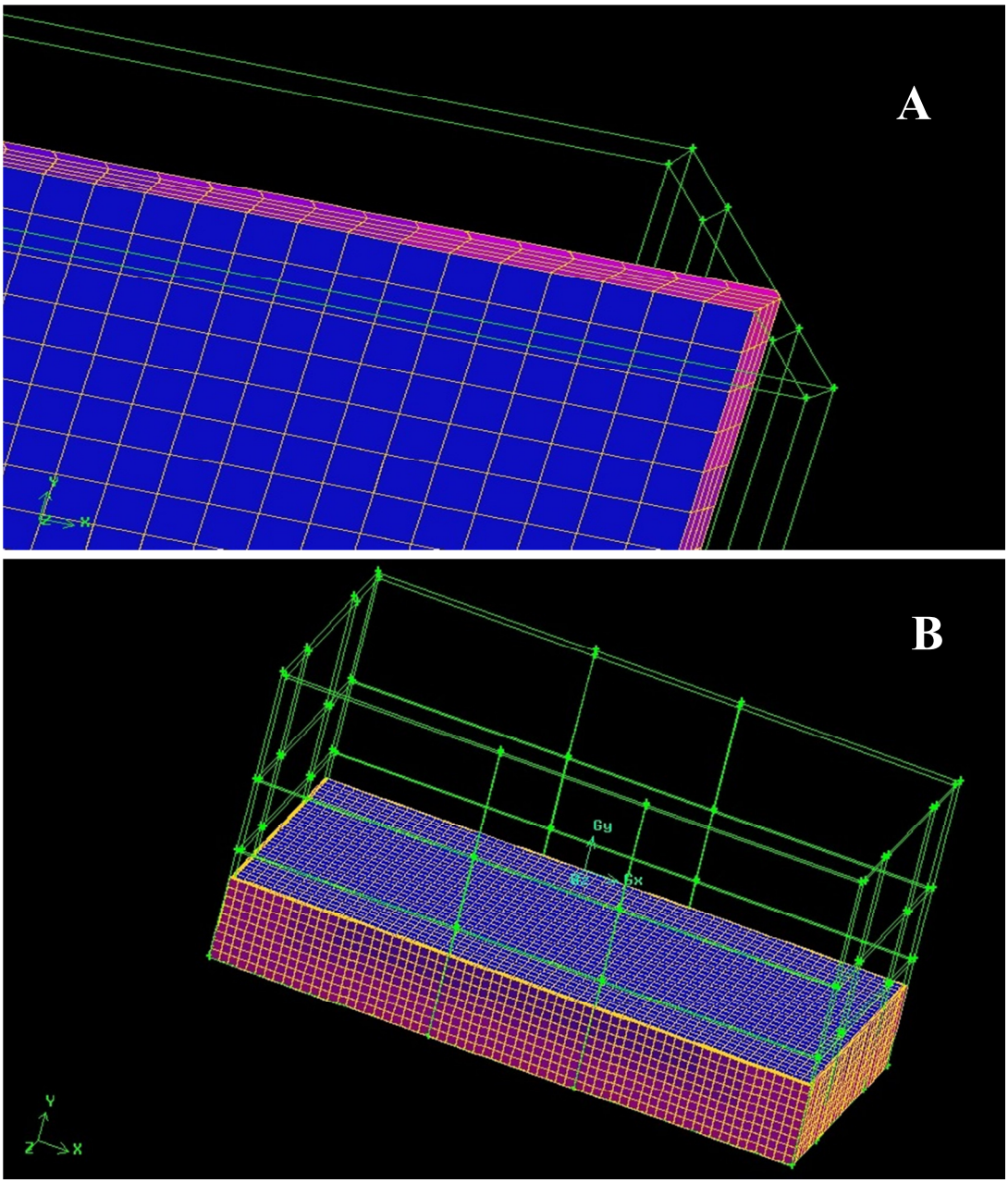



**Figura 5.12: Análise da malha do modelo 3 da caravana. A – plano vertical da caravana; B – plano horizontal da caravana.**

Observando a figura 5.12 conclui-se que não existe qualquer defeito ou irregularidade na malha deste modelo.

Nesta fase é necessário definir quais os dias mais desfavoráveis na estação de Verão e Inverno (dias críticos). Através dos dados climáticos de Vila Real (Solterm), verificou-se que o dia mais desfavorável na estação de Verão é o dia 6 de Agosto, ou seja, é neste dia que se registam temperaturas exteriores mais elevadas e consequentemente a carga térmica de arrefecimento também será superior.

Por sua vez, na estação de Inverno, o dia para o qual se atingem temperaturas mais baixas é 9 de Dezembro.

Na figura 5.13 está representada a evolução da temperatura do ar ambiente durante os dias críticos referidos atrás, onde se pode ver que no dia crítico da estação de Verão (6 de Agosto) a temperatura máxima atingida é 37,4ºC (310,55 K) e para o dia crítico da estação de Inverno a temperatura mínima registada é -2,5ºC (270,65 K).

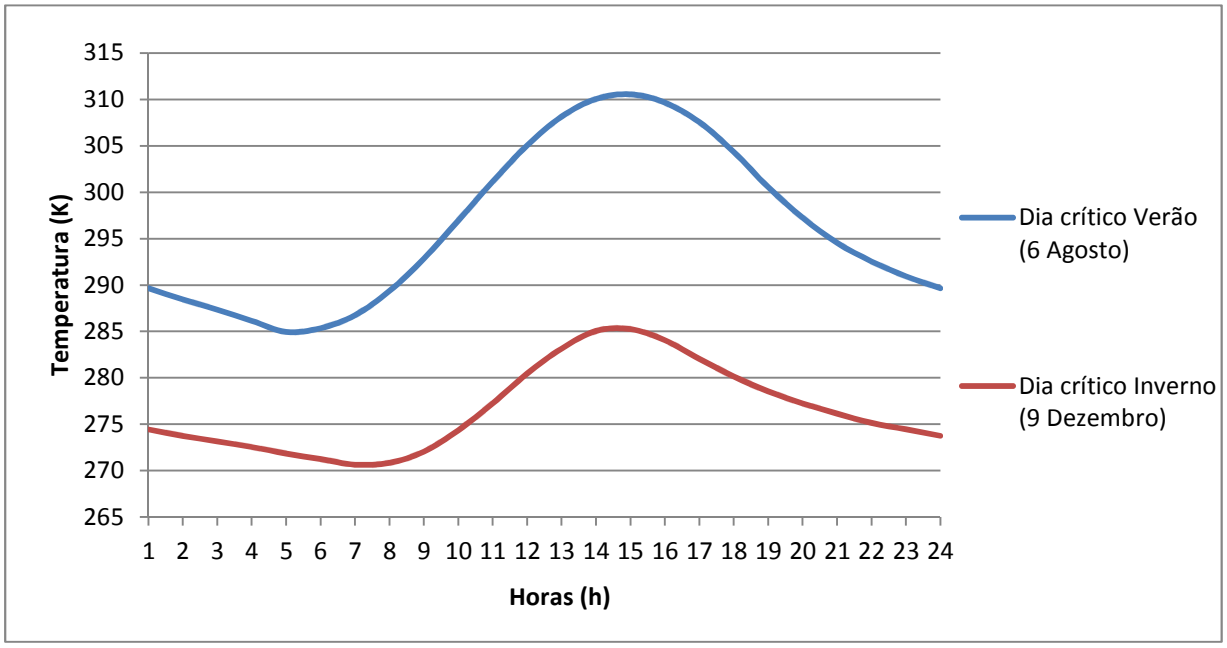



**Figura 5.13: Evolução da temperatura do ar ambiente no dia crítico de Verão (6 de Agosto) e de Inverno (9 de Dezembro).**

Outro factor de elevada importância nestas simulações é a radiação solar incidente. As figuras 5.14 e 5.15 apresentam a evolução da radiação solar incidente para os dias críticos considerados.

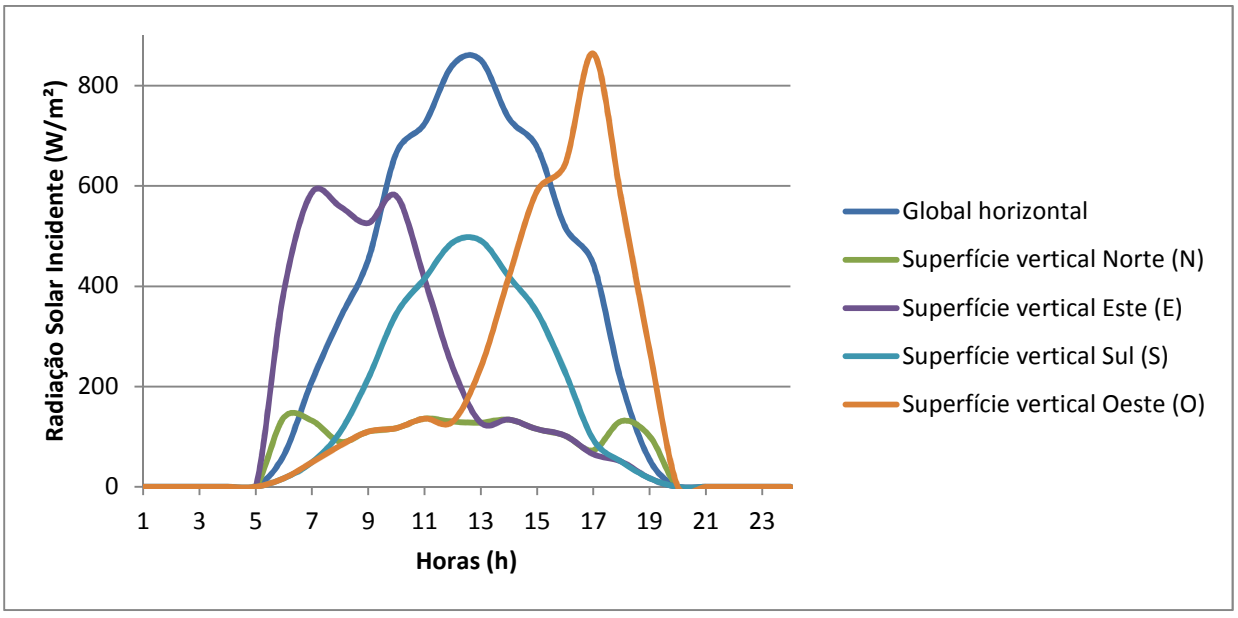



**Figura 5.14: Evolução da radiação solar incidente no dia 6 de Agosto em Vila Real, segundo diversas superfícies: horizontal e vertical (N, S, E, O).**

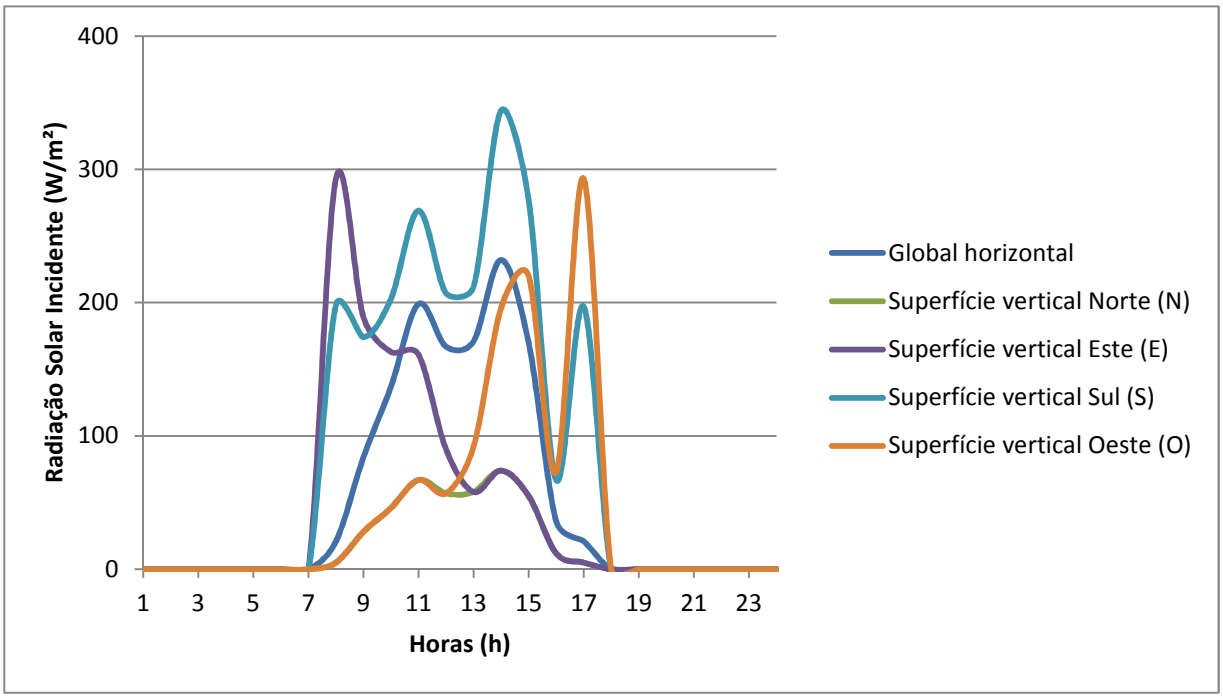



**Figura 5.15: Evolução da radiação solar incidente no dia 9 de Dezembro em Vila Real, segundo diversas superfícies: horizontal e vertical (N, S, E, O).**

O passo seguinte baseou-se na definição de um conjunto de parâmetros no Fluent, descrevendo-se no anexo G todas as opções escolhidas.

Na definição das condições de fronteira a introduzir no fluent, dada a impossibilidade de se conjugar para a mesma superfície, simultaneamente convecção e um fluxo de calor, optou-se por se considerar uma condição de fronteira de convecção em todas as superfícies exteriores. No caso das paredes recorreu-se ao conceito de temperatura ar-sol, referido no ponto 3.3.1. Para as janelas considerou-se uma temperatura fictícia correspondente à temperatura que originaria um fluxo de calor equivalente ao fluxo de calor total que atravessa as janelas. Ou seja, esta temperatura fictícia ($T_{envidraçados}$), para além do fluxo de calor devido à convecção e condução, engloba também a radiação solar transmitida pelos envidraçados.

A partir da equação 3.13, obtém-se:

$$\dot{Q}_{envidraçados} = U.A \cdot \left[\frac{\tau \cdot I_{solar}}{U} + T_{ar-sol} - T_{int}\right] \tag{5.12}$$

Portanto,

$$T_{envidraçados} = \frac{\tau \cdot I_{solar}}{U} + T_{ar-sol} \tag{5.13}$$

As figuras 5.16 e 5.17 mostram os perfis de temperatura utilizados nas condições de fronteira de convecção das paredes e das janelas para o dia 6 de Agosto.

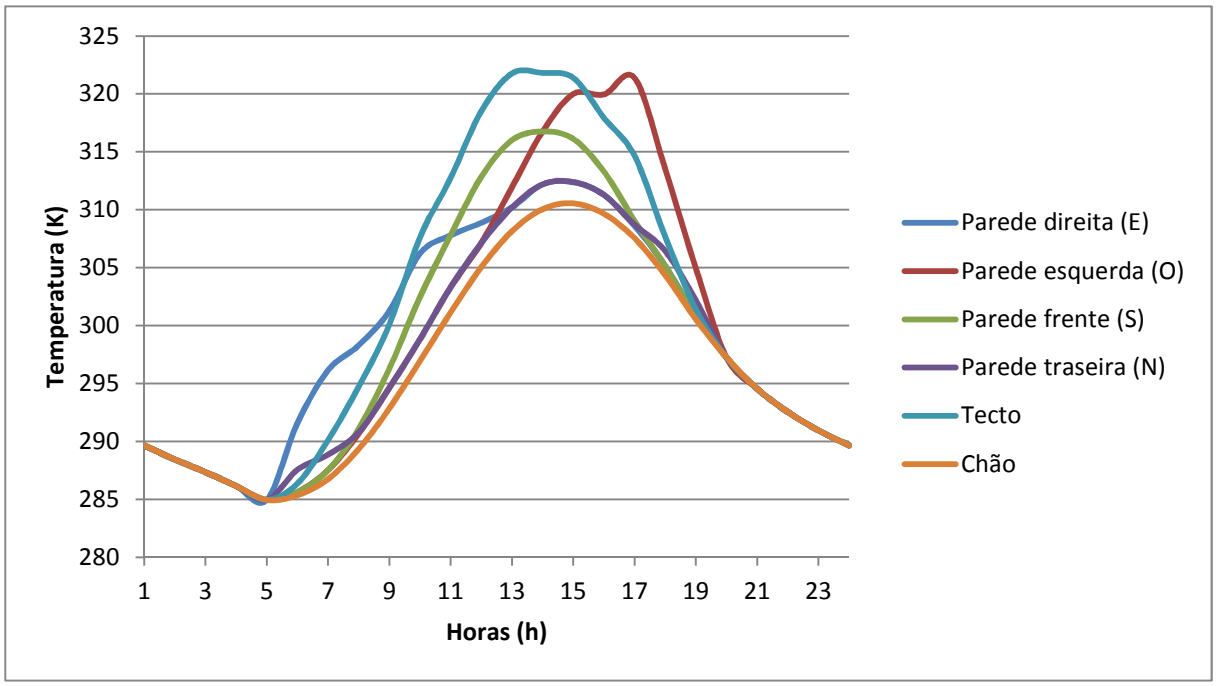



**Figura 5.16: Perfil de temperatura das condições de fronteira das paredes, tecto e chão para o dia 6 de Agosto.**

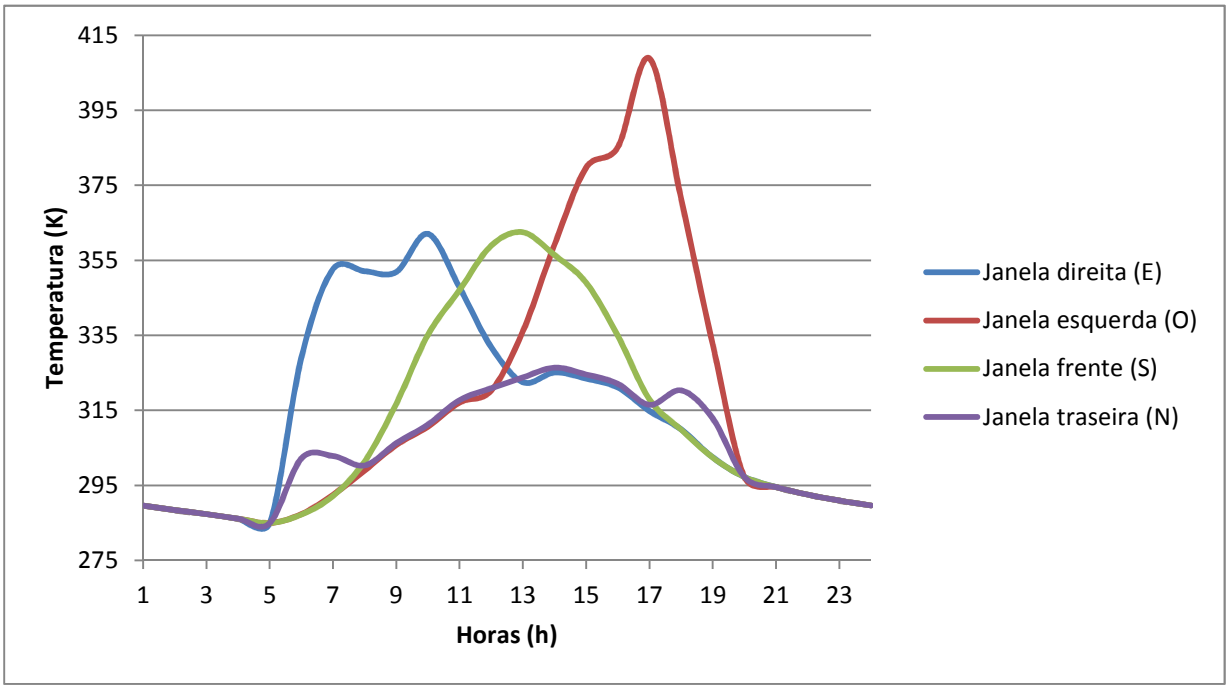



**Figura 5.17: Perfil de temperatura das condições de fronteira das diversas janelas para o dia 6 de Agosto.**

Nas tabelas G.1 e G.2 do anexo G, pode-se observar os valores das temperaturas referentes a estes dois gráficos.

Inicialmente, previa-se simular este modelo para os dois dias críticos considerados anteriormente (6 de Agosto e 9 de Dezembro), mas após o início da primeira simulação, para o dia crítico de Verão, verificou-se que estas simulações iriam demorar demasiado tempo,

tendo em conta o volume de trabalho que estava previsto. Assim sendo, optou-se por realizar apenas a simulação referente ao dia 6 de Agosto (dia crítico de Verão).

Esta simulação tinha como objectivo conhecer a evolução da temperatura do ar no interior da caravana durante todo o dia, mas ao constatar-se que após sete dias de simulação esta ainda se encontrava num ponto intermédio (aproximadamente 12 horas), decidiu-se iniciar uma nova simulação. Na nova simulação considerou-se apenas as horas em que existia radiação solar (das 6h às 20h), já que é neste período do dia que se prevê atingir temperaturas mais elevadas no interior da caravana. Esta segunda simulação concluiu-se após aproximadamente sete dias de simulação continua.

Finalizadas as duas simulações, comparou-se os resultados, de forma a verificar se no período de tempo compartilhado pelas duas simulações (6h às 12h), a evolução da temperatura do ar no interior da caravana era semelhante.

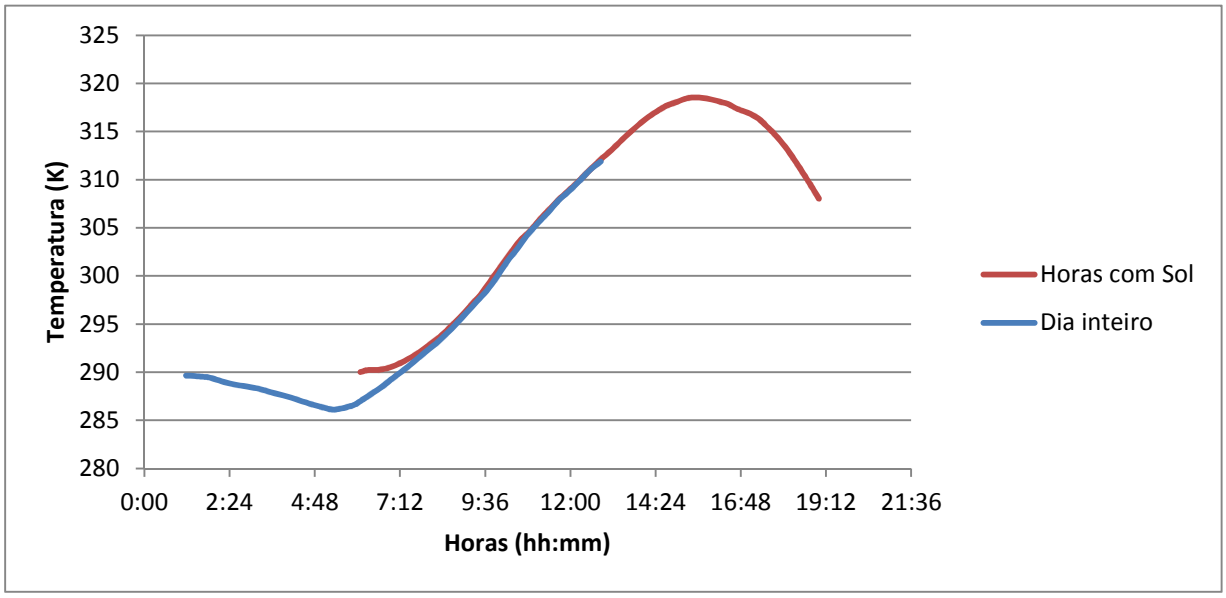



**Figura 5.18: Comparação do resultado da evolução da temperatura do ar no interior da caravana obtida em duas simulações do modelo 3 para o dia 6 de Agosto em Vila Real.**

Como se pode verificar pela análise da figura 5.18, é notória a semelhança entre as duas curvas, que representam a evolução da temperatura no interior da caravana, durante o período de tempo compartilhado pelas duas simulações, após um pequeno intervalo tempo inicial de convergência da segunda simulação (horas com sol).

Pode-se observar na figura 5.18 e na tabela G.3 do anexo G, que a temperatura máxima no interior da caravana durante o dia 6 de Agosto é atingida cerca das 15 horas e 30 minutos, tendo como valor máximo 318,5 K (45,4ºC). Conclui-se então, que a diferença em relação à temperatura de conforto (entre os 20 e os 25ºC) é máxima a esta hora do dia.

De notar, que a temperatura do ar interior ultrapassa o limite máximo da temperatura de conforto (25ºC) a partir das 9 horas e 30 min, aproximadamente.

As figuras 5.19 e 5.20, mostram a distribuição de temperaturas do ar interior, para as 15 horas e 30 min do dia 6 de Agosto em Vila Real, em dois planos distintos, xy e yz, respectivamente.

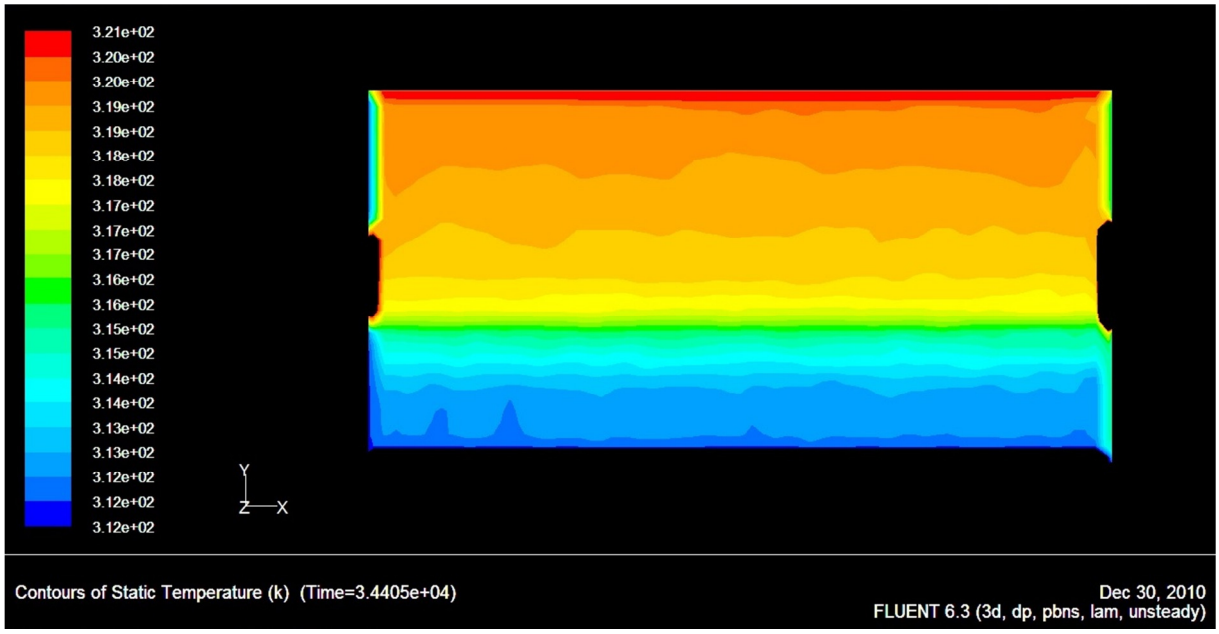



**Figura 5.19: Distribuição da temperatura do ar interior da caravana (plano xy) segundo o modelo 3 para o dia 6 de Agosto em Vila Real às 15h 30min.**

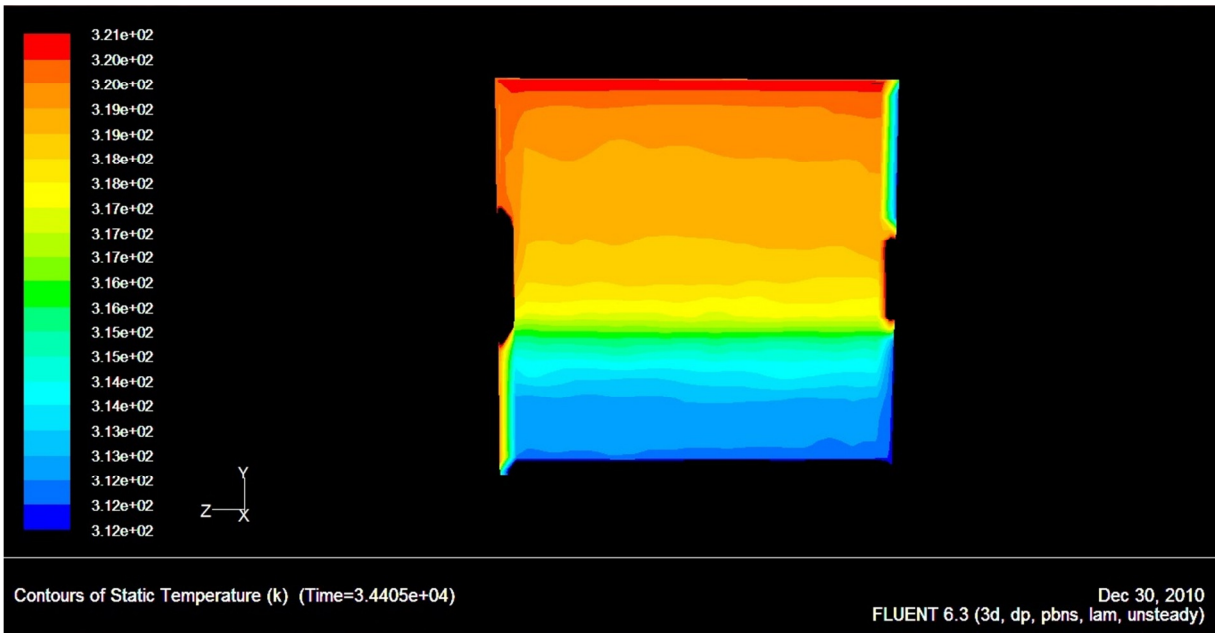



**Figura 5.20: Distribuição da temperatura do ar interior da caravana (plano yz) segundo o modelo 3 para o dia 6 de Agosto em Vila Real às 15h 30min.**

Como se pode constatar através da análise das figuras 5.19 e 5.20, existe uma elevada estratificação térmica no interior da caravana, chegando mesmo a atingir-se diferenças de 9ºC entre o ar ao nível do tecto e ao nível do chão. Isto deve-se principalmente ao facto de não se terem contabilizado as infiltrações e de se ter considerado o fluxo de calor devido à radiação que é transmitida através das janelas nas próprias janelas, ao invés de se considerar esse fluxo nas superfícies interiores da caravana.

Estes resultados demonstram que a caravana quando exposta à radiação solar e temperaturas elevadas, o ar interior atinge valores de temperatura elevados, provocando assim um elevado desconforto aos seus ocupantes. Portanto, é de todo essencial, a implementação de um sistema de arrefecimento do ar interior, de modo a proporcionar condições de conforto térmico no interior da mesma.

## 5.5. Simulação do modelo simplificado para um dia típico da estação de Verão e Inverno

Após a análise dos resultados do modelo 3, optou-se por simplificar este modelo, tentando desta forma diminuir o tempo das simulações e a elevada estratificação térmica no interior da caravana, causada pelo facto de se considerar o fluxo de calor devido à radiação transmitida nas janelas e não nas superfícies interiores. Assim sendo, decidiu-se eliminar as janelas e considerar-se apenas paredes equivalentes, cujas propriedades seriam equivalentes às paredes do modelo 3 com janelas.

Para o cálculo das propriedades equivalentes das respectivas paredes recorreu-se às equações 5.14 a 5.16:

$$\rho_{eq} = \frac{\rho_p \cdot A_p + \rho_j \cdot A_j}{A_p + A_j} \tag{5.14}$$

$$C_{P\,eq} = \frac{Cp_p \cdot \rho_p \cdot A_p + Cp_j \cdot \rho_j \cdot A_j}{\rho_p \cdot A_p + \rho_j \cdot A_j} \tag{5.15}$$

$$\lambda_{eq} = \frac{\lambda_p \cdot A_p + \lambda_j \cdot A_j}{A_p + A_j} \tag{5.16}$$

Com base nestas equações e nas propriedades das paredes e das janelas do modelo 3 (tabelas 5.3 e 5.4), obtiveram-se as propriedades equivalentes de cada parede do modelo simplificado, apresentadas na tabela 5.6.

**Tabela 5.6: Propriedades equivalentes das paredes do modelo simplificado.**

| | Massa volúmica, ρ [kg/m³] | Calor especifico, Cp [J/(kg.K)] | Condutibilidade térmica, λ [W/(m.K)] |
|---|---|---|---|
| **Frente** | 216,03 | 1386,83 | 0,402 |
| **Traseira** | 211,91 | 1365,60 | 0,162 |
| **Esquerda** | 203,87 | 1362,79 | 0,127 |
| **Direita** | 201,96 | 1368,27 | 0,183 |
| **Tecto** | 264,91 | 1895,22 | 0,053 |
| **Chão** | 634,51 | 1979,18 | 0,051 |

Este novo modelo, denominado modelo simplificado, é muito semelhante ao modelo 2 apresentado no ponto 5.3.2. Apresenta uma malha mais refinada junto às paredes, mas desta

vez o número de elementos da malha é 85750 (70 x 35 x 35 nós) em vez dos 128000 elementos do modelo 2.

Na figura 5.21 pode observar-se a disposição dos nós no modelo simplificado da caravana e a malha já criada numa das suas faces.

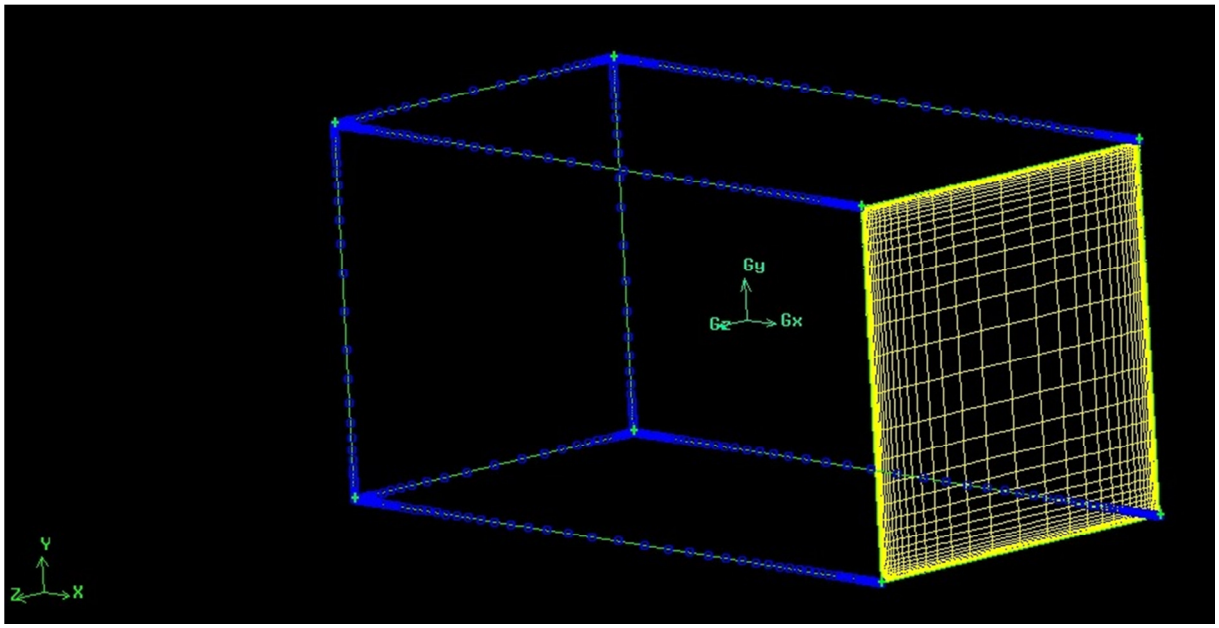



**Figura 5.21: Distribuição dos nós no modelo simplificado da caravana e a malha já criada numa das suas faces.**

Para se obter este tipo de disposição de nós em cada aresta do modelo, recorreu-se ao tipo de disposição "First Length" em ambos os lados das arestas ("Double sided") no Gambit.

Foi utilizado este tipo de malha mais refinada junto às paredes com o intuito de atingir a convergência dos resultados mais rapidamente. Na figura 5.22 apresenta-se a malha do modelo simplificado.

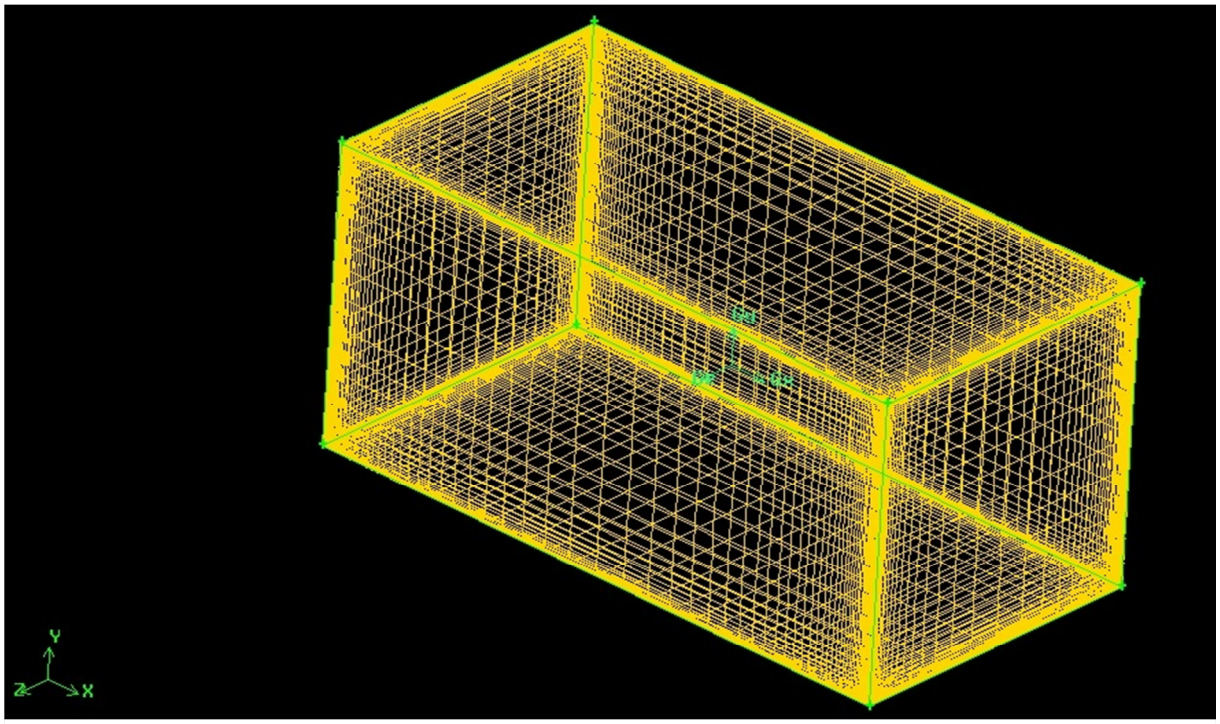



**Figura 5.22: Malha do modelo simplificado.**

Seguidamente, efectuou-se uma análise da malha de modo a identificar eventuais irregularidades que pudessem existir. Na figura 5.23 verifica-se que a malha não apresenta irregularidades segundo um plano xz, podendo assim avançar-se para a fase seguinte.

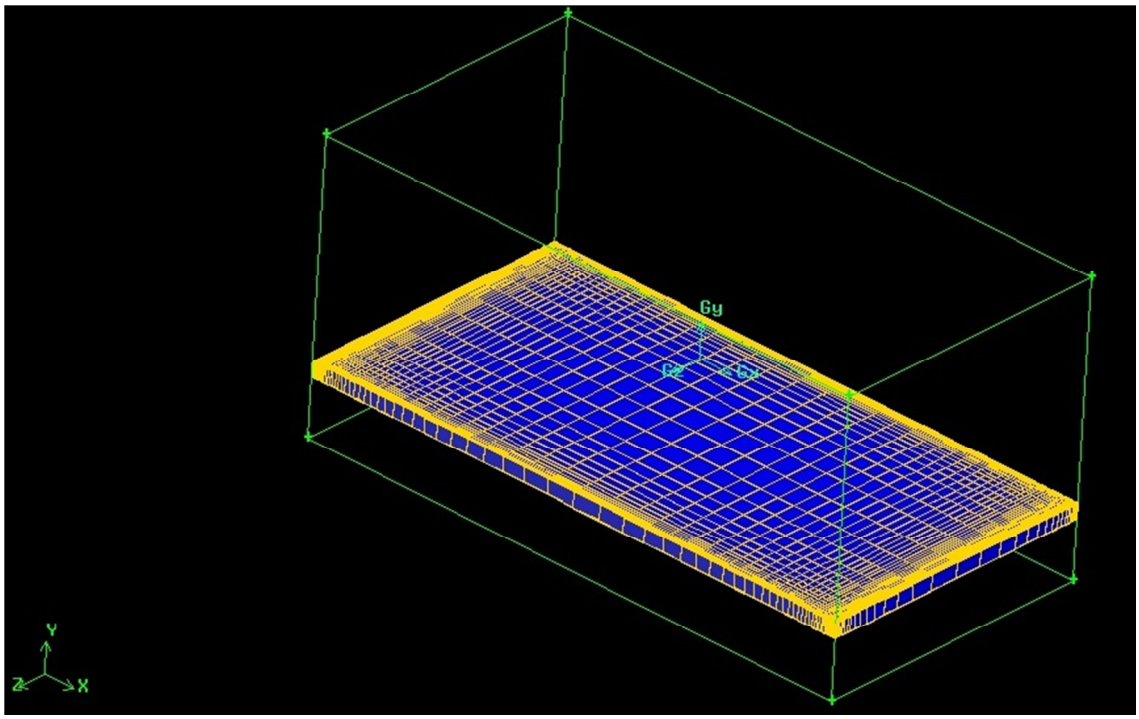



**Figura 5.23: Análise da malha do modelo simplificado segundo um plano xz..**

Inicialmente, previa-se simular a distribuição da temperatura do ar interior para um dia típico de cada mês do ano, mas devido à elevada duração das simulações realizadas, achou-se oportuno efectuar apenas duas simulações. Uma delas para um dia típico da estação de Inverno, e outra para um dia típico da estação de Verão. Então, é necessário definir quais as condições ambientais (temperatura e radiação solar) consideradas nestes dois dias. Sendo assim, definiu-se que a temperatura ambiente e a radiação solar durante um dia típico de Inverno e Verão seriam iguais à média das temperaturas e radiações da totalidade dos dias da estação de Inverno (1 de Dezembro a 24 de Março) e de Verão (1 de Junho a 24 de Setembro), respectivamente.

Tendo em conta a definição acima, a figura 5.24 apresenta a evolução da temperatura do ar ambiente num dia típico de Inverno e Verão.

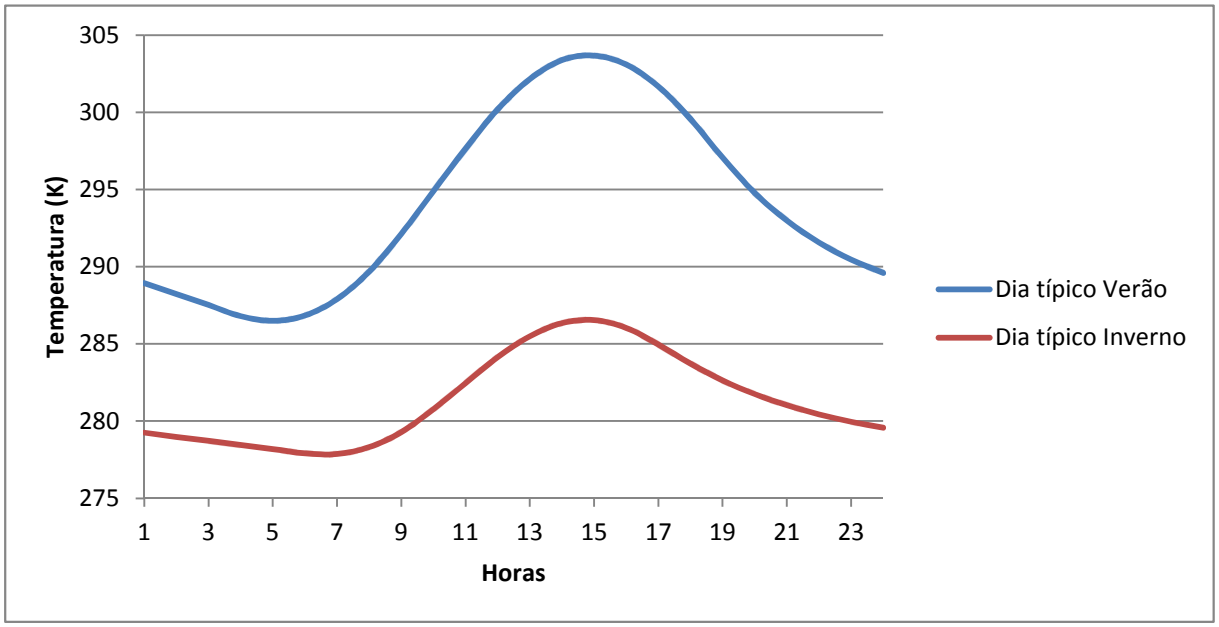



**Figura 5.24: Evolução da temperatura do ar ambiente num dia típico de Inverno e Verão em Vila Real.**

Por sua vez, nas figuras 5.25 e 5.26, encontram-se os valores da radiação solar incidente para cada um dos dias típicos.

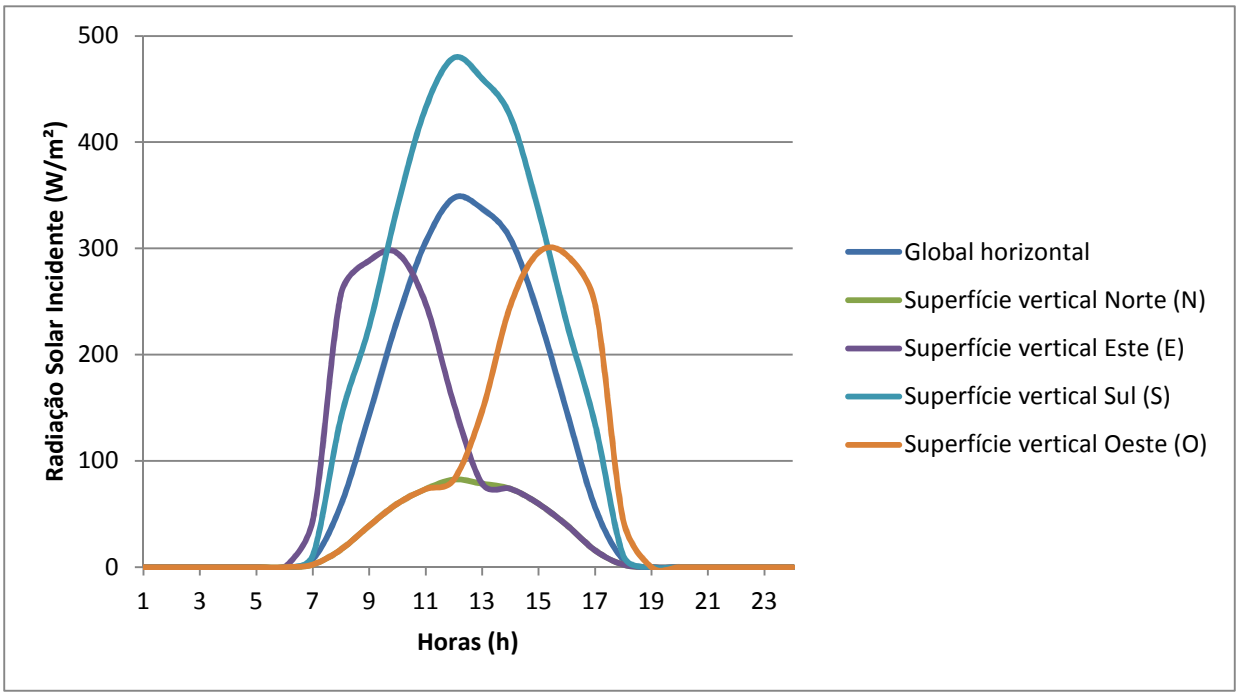



**Figura 5.25: Evolução da radiação solar incidente num dia típico de Inverno em Vila Real, segundo diversas superfícies: horizontal e vertical (N, S, E, O).**

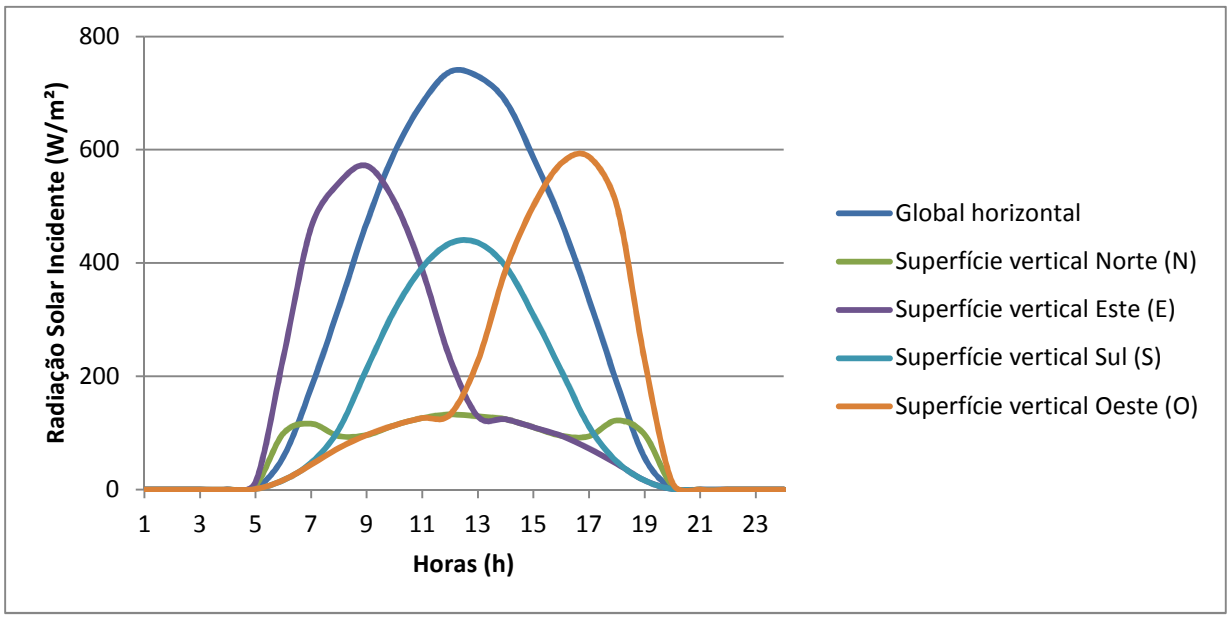



**Figura 5.26: Evolução da radiação solar incidente num dia típico de Verão em Vila Real, segundo diversas superfícies: horizontal e vertical (N, S, E, O).**

A fase seguinte, consistiu na atribuição dos parâmetros necessários no software Fluent. Muitos destes parâmetros são iguais aos definidos para o modelo 3, sendo as principais diferenças as propriedades das paredes e as temperaturas utilizadas nas condições de fronteira de convecção exterior. Estas diferenças devem-se ao facto de no modelo simplificado se considerar apenas uma parede equivalente, em substituição das paredes com janelas do modelo 3.

As propriedades destas novas paredes equivalentes estão presentes constam da tabela 5.6. Em relação à temperatura fictícia do ar exterior ($T_{parede\ eq}$) a introduzir nas condições de fronteira das paredes, utilizou-se a equação 5.17:

$$T_{parede_{eq}} = \frac{T_{env} \cdot A_{env} + T_{parede} \cdot A_{parede}}{A_{env} + A_{parede}} \quad (5.17)$$

Em que a temperatura fictícia do envidraçado ( $T_{env}$) é obtida através da equação 5.13 e a temperatura da parede ($T_{parede}$) é obtida recorrendo-se à equação 3.12.

As figuras 5.27 e 5.28 mostram os perfis de temperatura introduzidos nas condições de fronteira das paredes do modelo simplificado, no caso do dia típico de Inverno e Verão, respectivamente, tendo como referencia a equação 5.17.

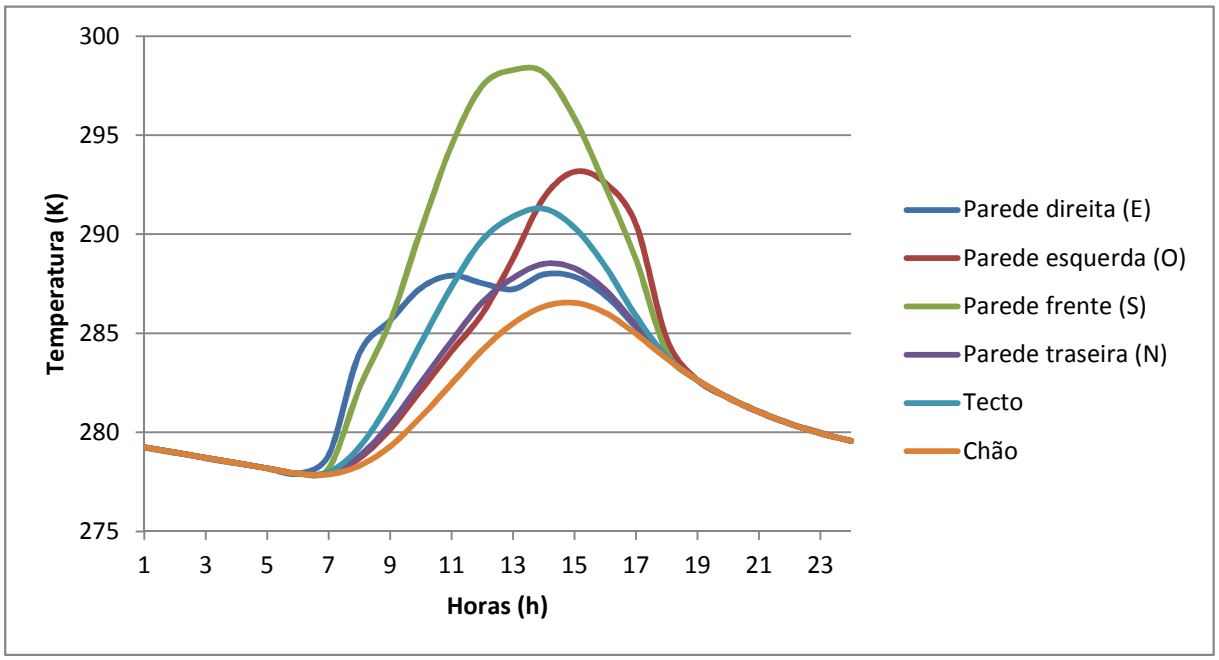



**Figura 5.27: Perfis de temperatura das condições de fronteira das diversas paredes equivalentes do modelo simplificado para o dia típico de Inverno.**

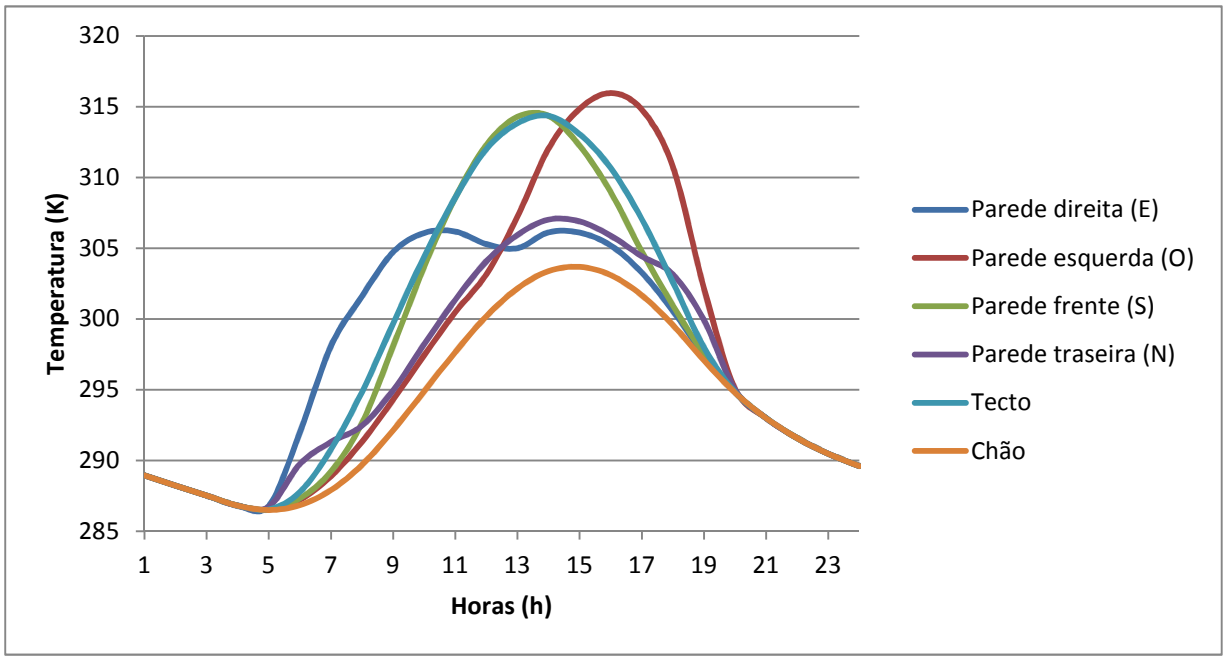



**Figura 5.28: Perfis de temperatura das condições de fronteira das diversas paredes equivalentes do modelo simplificado para o dia típico de Verão.**

No anexo H encontram-se as tabelas H.1 e H.2, que mostram os valores das temperaturas referentes às figuras 5.27 e 5.28, assim como outros parâmetros definidos no Fluent nestas duas simulações.

Nas secções seguintes são apresentados os resultados obtidos nas simulações realizadas para o dia típico de Inverno e Verão.

### 5.5.1. Resultados obtidos para o dia típico da estação de Inverno

Tendo em consideração a elevada duração das simulações efectuadas, optou-se por simular apenas as horas em que não existia radiação solar incidente na simulação do dia típico de Inverno. Portanto, esta simulação efectuou-se entre as 19h e as 6h, sendo este o período do dia com mais interesse, uma vez que não existe radiação solar e é neste período do dia que no interior da caravana as temperaturas são mais baixas.

A referida simulação prolongou-se por aproximadamente 6 dias, obtendo-se o seguinte resultado para a evolução da temperatura do ar interior no centro da caravana, conforme se mostra na figura 5.29.

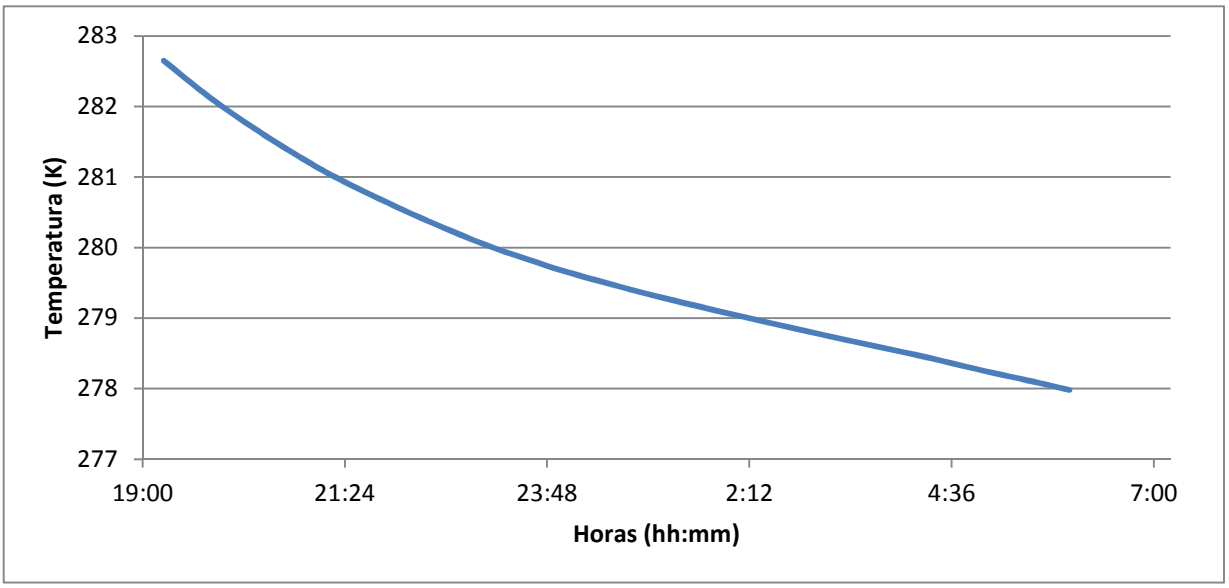



**Figura 5.29: Evolução da temperatura do ar interior no centro da caravana durante um dia típico de Inverno (modelo simplificado).**

A tabela H.4 do anexo H apresenta os valores da temperatura relativos a este gráfico.

Através da análise da figura 5.29, verifica-se que a temperatura decresce lentamente ao longo de todo o período de simulação, sendo a temperatura mínima registada de 278 K (4,9ºC) pelas 6 horas. Contudo, pode-se afirmar que esta seria a temperatura mínima registada durante todo o dia, uma vez que, observando a figura 5.4, constata-se que a partir das 6 horas a temperatura no exterior da caravana começa a subir.

De notar que, durante todo este período do dia (19h às 6h), a temperatura no interior da caravana afasta-se muito dos limites de conforto térmico, atingindo às 6 horas uma diferença máxima de aproximadamente 15ºC entre a temperatura mínima de conforto (20ºC) e a temperatura registada no interior da caravana

Nas figuras 5.30 a 5.32 observam-se as distribuições de temperaturas do ar interior no centro da caravana em três horários distintos do dia típico de Inverno, respectivamente às 21h, 2h e 30min e às 6h.

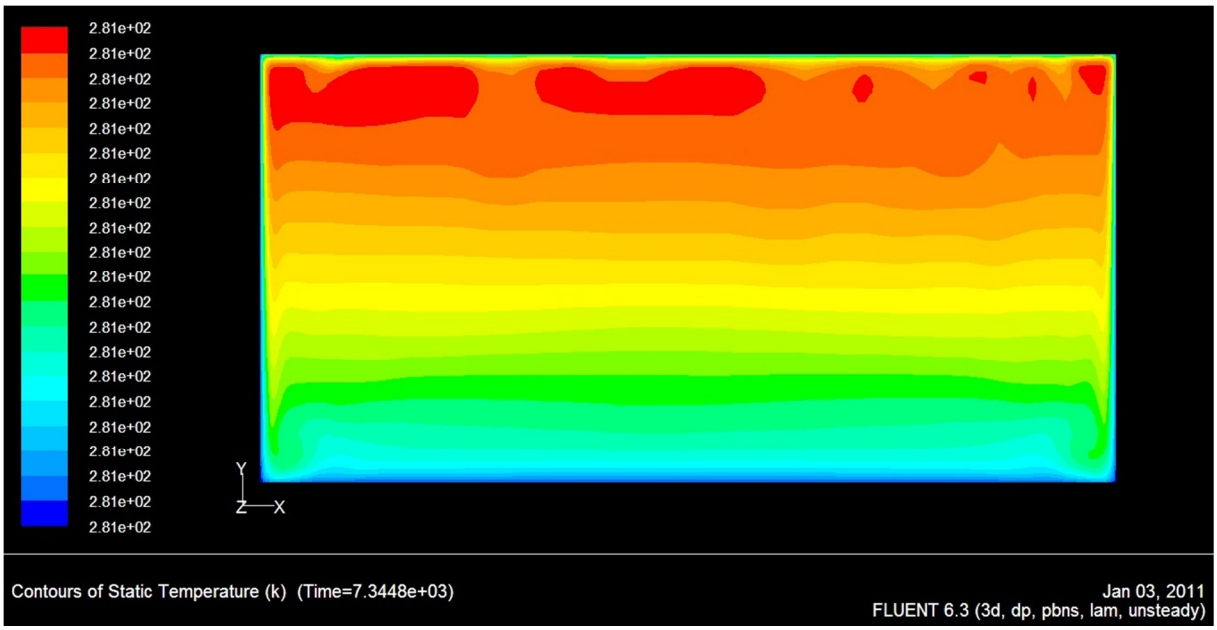



**Figura 5.30: Distribuição da temperatura do ar interior da caravana num dia típico de Inverno em Vila Real às 21horas (modelo simplificado).**

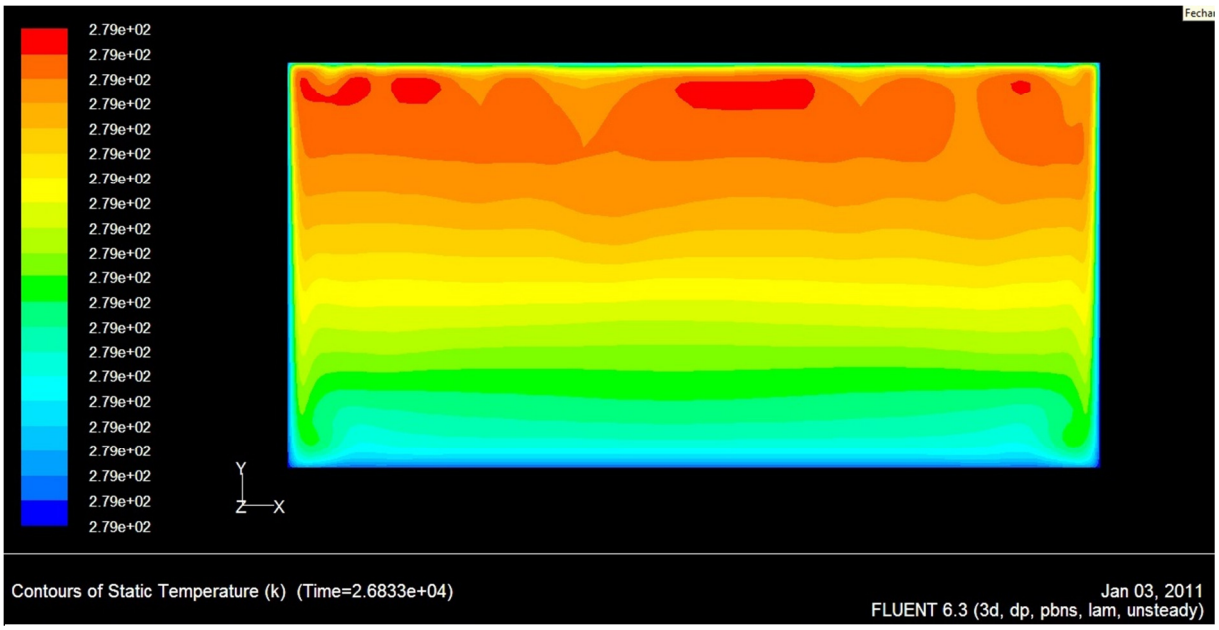



**Figura 5.31: Distribuição da temperatura do ar interior da caravana num dia típico de Inverno em Vila Real às 2h 30min (modelo simplificado).**

.

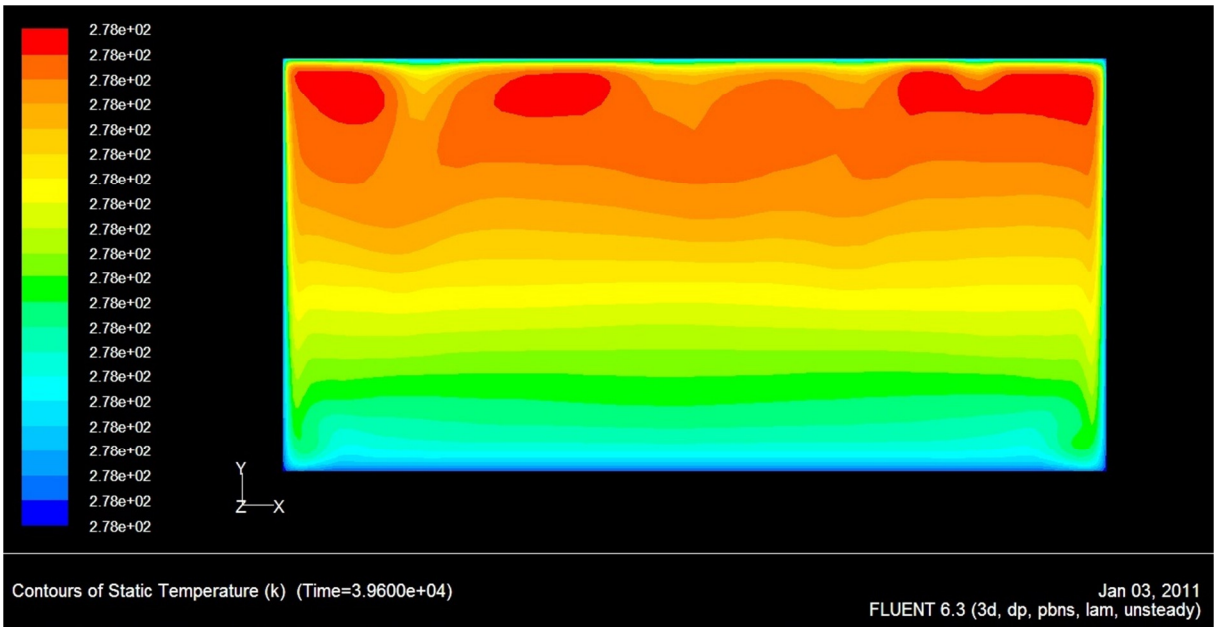



**Figura 5.32: Distribuição da temperatura do ar interior da caravana num dia típico de Inverno em Vila Real às 6 horas (modelo simplificado).**

Por análise das figuras 5.30 a 5.32, observa-se que a distribuição de temperatura do ar é aproximadamente uniforme, tendo em atenção a escala utilizada em cada uma. Mas para uma melhor percepção deste facto, investigou-se qual seria a diferença entre a temperatura máxima e mínima do ar registada no interior da caravana, chegando-se a um valor de 0,1ºC. Daí ser possível afirmar que a distribuição de temperatura no interior da caravana é aproximadamente uniforme, apesar de a escala colorida usada nas figuras sugerir que existe estratificação térmica.

Da análise destes resultados, conclui-se que o ar interior da caravana não se encontra nas condições de conforto térmico, sendo imprescindível a implementação de um sistema de aquecimento.

### 5.5.2. Resultados para o dia típico da estação de Verão

Em semelhança à simulação efectuada para o dia típico de Inverno, optou-se por reduzir o intervalo de tempo da simulação, de forma a diminuir a duração da simulação. Assim sendo, simulou-se apenas o período do dia em que existia radiação solar incidente, ou seja, das 5 horas às 20 horas. Escolheu-se este período do dia uma vez que é neste que se atingem temperaturas mais elevadas no interior da caravana.

A simulação teve uma duração de aproximadamente 8 dias, obtendo-se o seguinte resultado para a evolução da temperatura do ar interior no centro da caravana, figura 5.33.

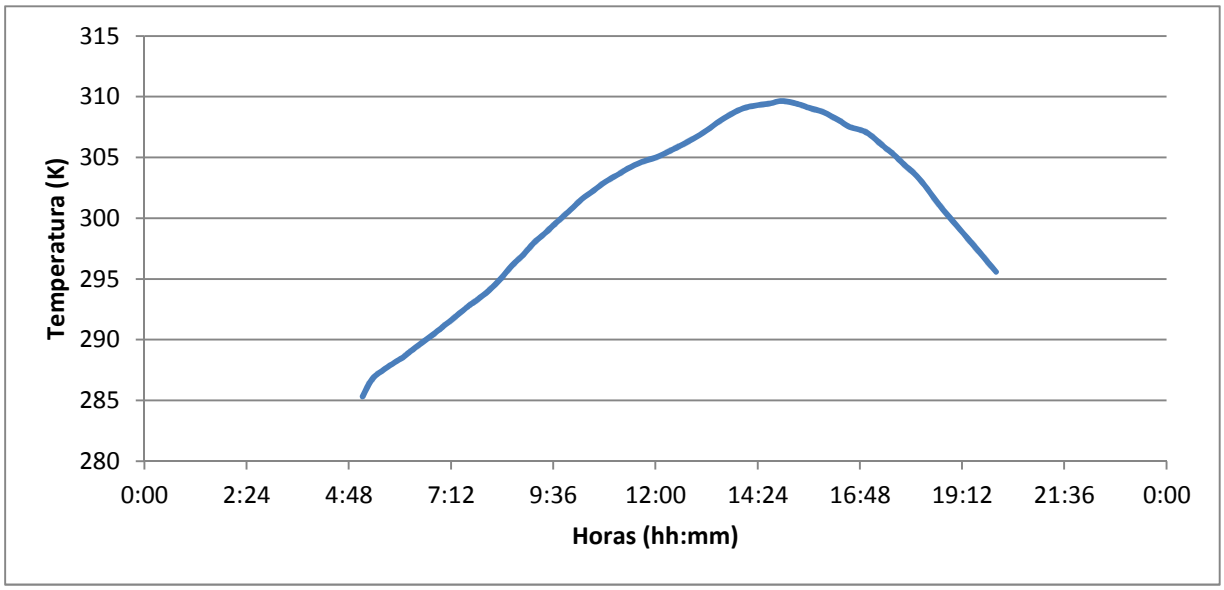



**Figura 5.33: Evolução da temperatura do ar interior no centro da caravana durante um dia típico de Verão (modelo simplificado).**

Na tabela H.3 do anexo H, encontram-se os valores da temperatura relativos à figura 5.33.

Na figura 5.33 pode verificar-se que o ar interior atinge a temperatura máxima de 309,7 K no centro da caravana cerca das 15 horas. É importante realçar, que a partir das 9 horas e 30 min, a temperatura do ar interio ultrapassa o limite máximo da temperatura de conforto térmico (298.15 K), atingindo-se uma diferença máxima de 11,5ºC às 15 horas.

As figuras 5.34 a 5.36 representam a distribuição da temperatura do ar interior no plano central xy da caravana para três horários distintos de um dia típico de Verão: 6h, 15h e 20h, respectivamente.

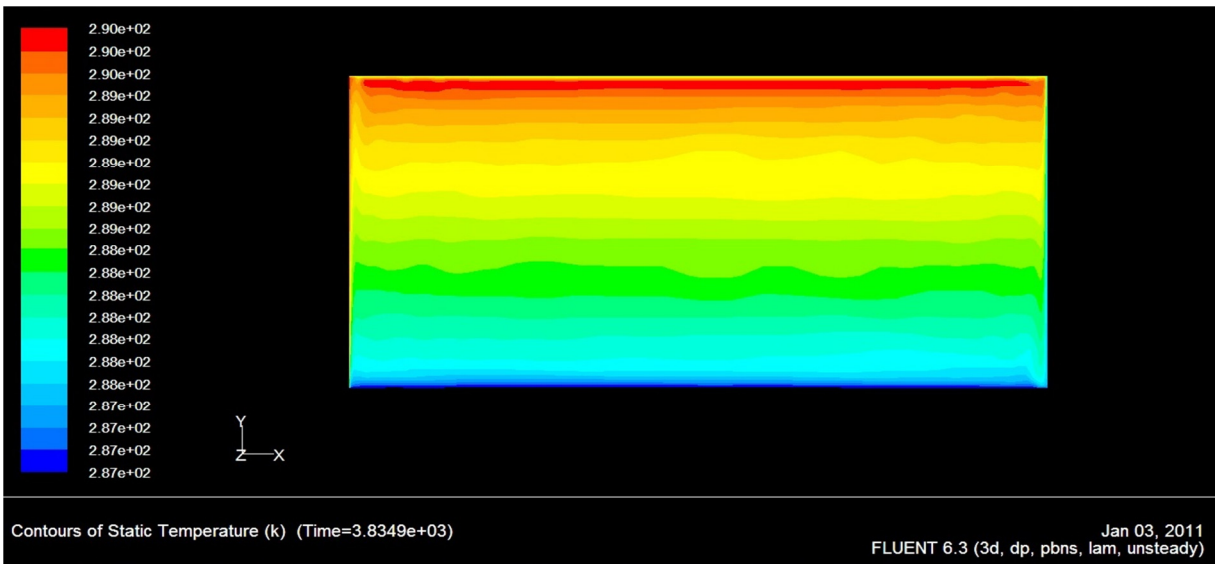



**Figura 5.34: Distribuição da temperatura do ar interior no plano central xy da caravana num dia típico de Verão em Vila Real às 6 horas (modelo simplificado).**

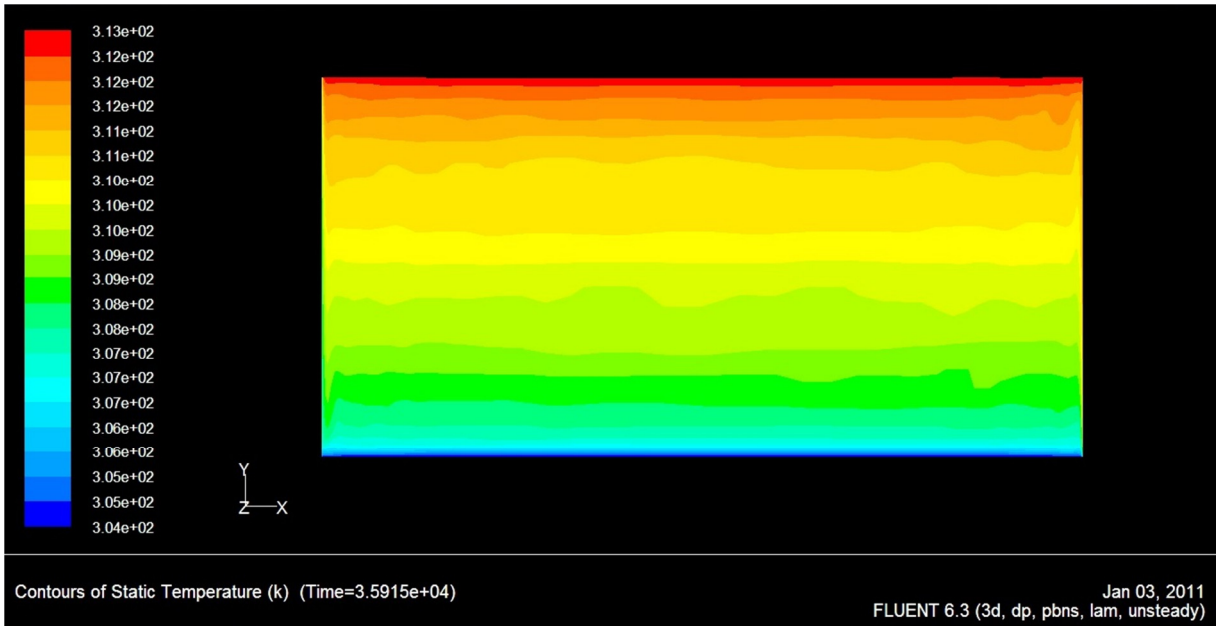



**Figura 5.35: Distribuição da temperatura do ar interior num plano central xy da caravana num dia típico de Verão em Vila Real às 15 horas (modelo simplificado).**

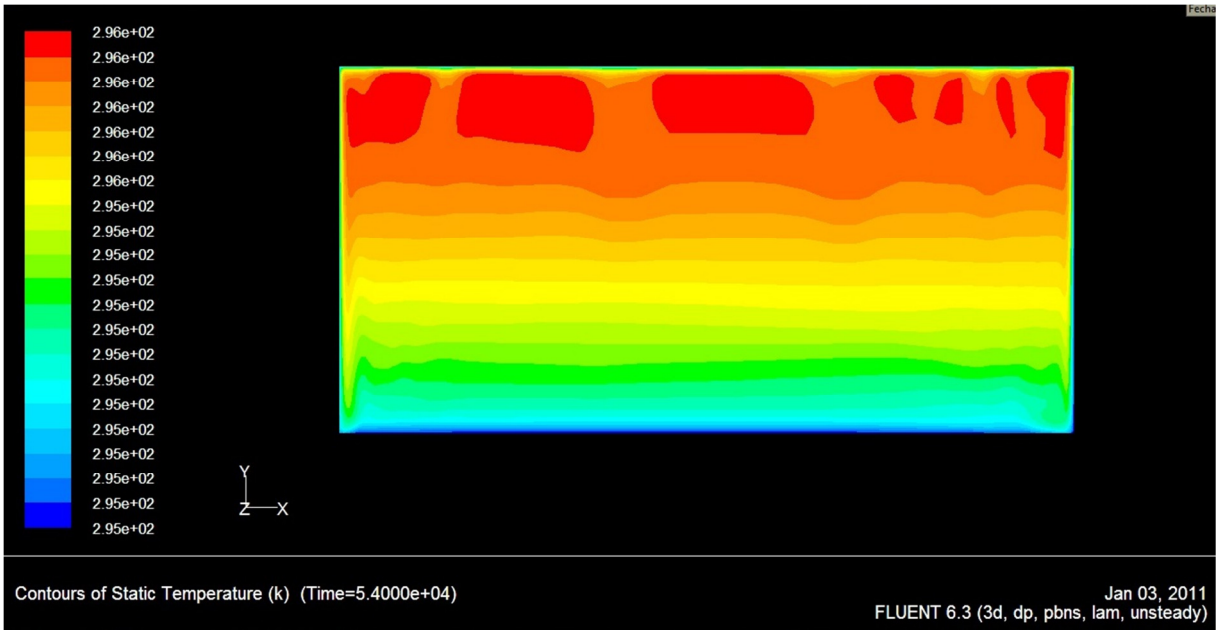



**Figura 5.36: Distribuição da temperatura do ar interior num plano central xy da caravana num dia típico de Verão em Vila Real às 20 horas (modelo simplificado).**

Observando as figuras 5.34 a 5.36, vê-se que existe estratificação térmica do ar interior em qualquer um dos horários considerados. O valor máximo da amplitude térmica regista-se às 15 horas, tendo um valor de 8ºC. Quanto aos valores correspondentes às 6h e 20h são 3 e 1ºC, respectivamente.

Como seria esperado, à medida que a temperatura exterior vai aumentando ao longo do dia, a amplitude térmica no interior da caravana também aumenta, registando-se o comportamento oposto quando a temperatura começa a diminuir a partir das 15 horas.

Em semelhança ao dia típico de Inverno, no Verão também não existem condições de conforto térmico no interior da caravana, sendo indispensável a implementação de um sistema de arrefecimento.

### 5.6. Simulações com sistema de arrefecimento e aquecimento

Na última etapa deste trabalho, realizaram-se duas simulações, onde se pretendia conhecer a evolução da temperatura do ar interior da caravana quando está dotada de um sistema de aquecimento e arrefecimento.

Deste modo, efectuaram-se pequenas alterações ao modelo simplificado, de forma a introduzir o sistema. Com essa finalidade, criou-se um novo volume referente à unidade interior do sistema no centro do tecto da caravana, como se pode observar na figura 5.37.

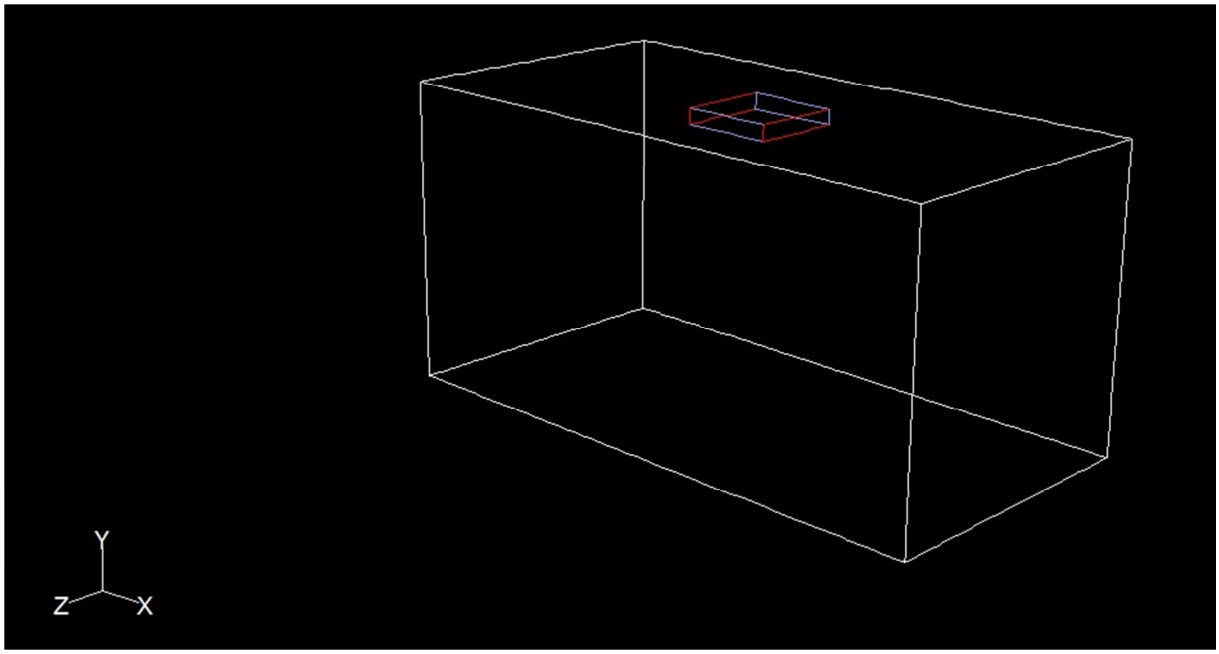



**Figura 5.37: Modelo com sistema de aquecimento e de arrefecimento, colocado no centro do tecto da caravana (interior).**

Mais uma vez, de modo a evitar problemas na criação da malha, modificou-se o tipo de disposição dos nós para "Sucessive Ratio" e alterou-se o número de nós a utilizar em cada uma das arestas, obtendo-se um modelo final com 127856 elementos (80 x 40 x 40 nós), apresentado na figura 5.38.

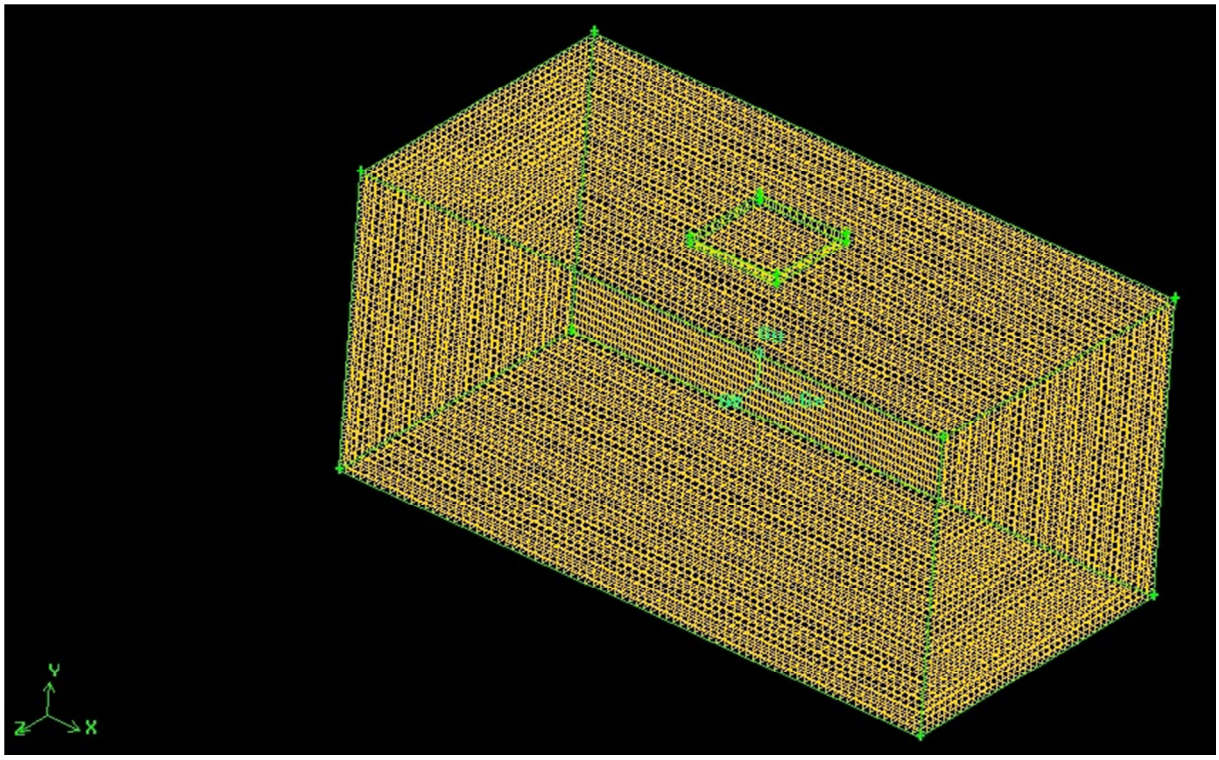



**Figura 5.38: Malha do modelo com sistema de aquecimento e de arrefecimento (modelo final).**

### 5.6.1. Simulação para um dia típico de Inverno

Com a presente simulação pretendia-se avaliar o desempenho do sistema de aquecimento funcionando de forma periódica, ao invés do seu funcionamento contínuo. Ou seja, supondo que se partia de uma temperatura inicial do ar interior de 20ºC (limite inferior da temperatura de conforto), liga-se o sistema de aquecimento até se atingir uma temperatura próxima dos 25ºC (limite superior da temperatura de conforto). Depois de atingido o limite superior da temperatura de conforto, desliga-se o sistema de aquecimento até que a temperatura desça novamente até próximo do limite inferior da temperatura de conforto (20ºC). De seguida, volta-se a ligar o sistema de aquecimento, repetindo o ciclo descrito anteriormente durante todo o dia.

Devido à elevada duração da simulação, caso se considerasse este ciclo durante todo o dia, optou-se por simular apenas um destes ciclos e considerar que durante o resto do dia o comportamento seria aproximadamente o mesmo.

Os parâmetros definidos no Fluent para esta simulação, foram exactamente os mesmos do modelo simplificado, adicionando-se apenas as alterações referentes ao sistema de aquecimento.

Para simular o sistema de aquecimento foi necessário modelar um fluxo de calor de ar quente a entrar na caravana, recorrendo-se a condições de fronteira do tipo “Pressure Outlet”.

Antes de mais, convém referir, que o sistema de aquecimento/arrefecimento escolhido no capítulo 5 possui duas entradas e duas saídas de ar, como se pode observar na figura D.1 do anexo D.

Nesta simulação, assim como na próxima, considera-se que o ar entra na caravana pelas superfícies do sistema orientadas para a frente e a traseira da caravana (eixo dos xx), e a saída do ar efectua-se pelas ouras duas faces do sistema (eixo dos zz), como se pode ver na figura 5.37.

Para determinar a pressão a utilizar na definição da condição de fronteira "Pressure Outlet", recorreu-se à seguinte expressão:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ac} \cdot C_P \cdot \Delta T \tag{5.18}$$

Não sendo especificado no catálogo do ar condicionado seleccionado, se a potência fornecida no mesmo corresponde à potência nominal ou máxima, considerou-se um factor de carga de 0,8 à potência fornecida pelo catálogo.

Portanto, a potência nominal de aquecimento é obtida da seguinte forma:

$$\dot{Q} = 3300 \times 0{,}8 = 2640\ W$$

Da equação 5.18, obtêm-se o valor do caudal mássico do ar:

$$2640 = \dot{m}_{ac} \times 1005 \times 5$$

$$\dot{m}_{ac} = 0{,}525\ kg/s$$

Donde, o valor da pressão relativa a introduzir na condição de fronteira "Pressure Outlet" é dada por:

$$P = 1/2 \cdot \rho \cdot v^2 \tag{5.19}$$

Tendo em conta que o sistema de aquecimento possui duas saídas de ar, facilmente se conclui que o caudal mássico em cada uma das saídas será metade do caudal mássico total.

Através da expressão 5.20, calcula-se o valor da velocidade do ar em cada uma das saídas do ar do sistema.

$$v = {\dot{m}_{ac}}/{\rho \cdot A} \tag{5.20}$$

$\dot{m}_{ac} = 0{,}2625\ kg/s$

$\rho = 1{,}20\ kg/m^3$

$A = 0{,}06\ m^2$

Obtendo-se o seguinte resultado para o valor da velocidade de saída do ar:

$$v = 3{,}64\ m/s$$

Então, o valor da pressão relativa a introduzir em cada uma das condições de fronteira "Pressure Outlet", através da equação 5.19, é igual a 7,94 Pa.

Segundo a equação da conservação de massa, no volume de ar interior da caravana criaram-se duas condições de fronteira do tipo "Pressure Inlet" nas outras duas faces laterais do sistema de aquecimento.

O valor da pressão relativa a introduzir nestas condições de fronteira é obtido da mesma forma que a do tipo "Pressure Outlet", calculado acima. Uma vez que as quatro faces laterais do sistema de aquecimento são iguais, conclui-se que as pressões relativas nos dois tipos de condição de fronteira serão iguais a 7,94 Pa.

Tendo em consideração os pressupostos referidos, a simulação teve início às 19 horas de um dia típico de Inverno, admitindo que a temperatura inicial do ar no interior da caravana é igual a 20ºC (293,15K). O funcionamento do sistema de aquecimento é activado a partir do início da simulação até que se atinja uma temperatura no interior da caravana próxima dos 25ºC (298,15K).

Nas figuras 5.39 a 5.41 representa-se a distribuição da temperatura do ar interior passados 60s, 120s e 180s.

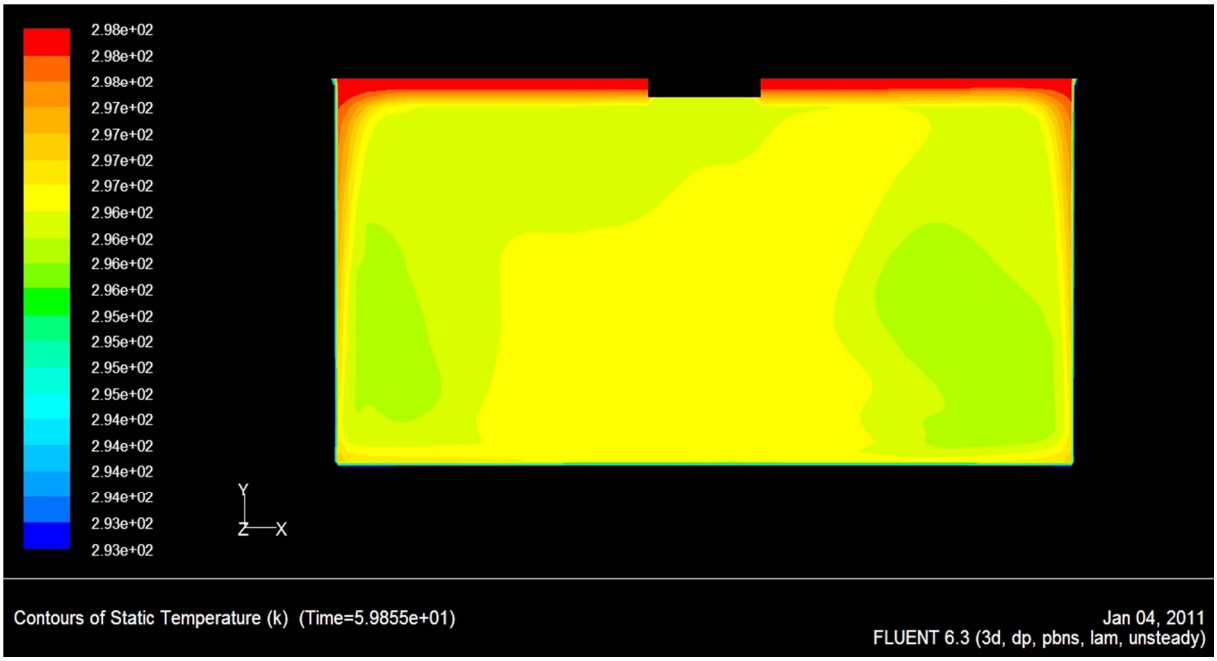



**Figura 5.39: Distribuição da temperatura do ar interior com sistema de aquecimento passados 60s (modelo final).**

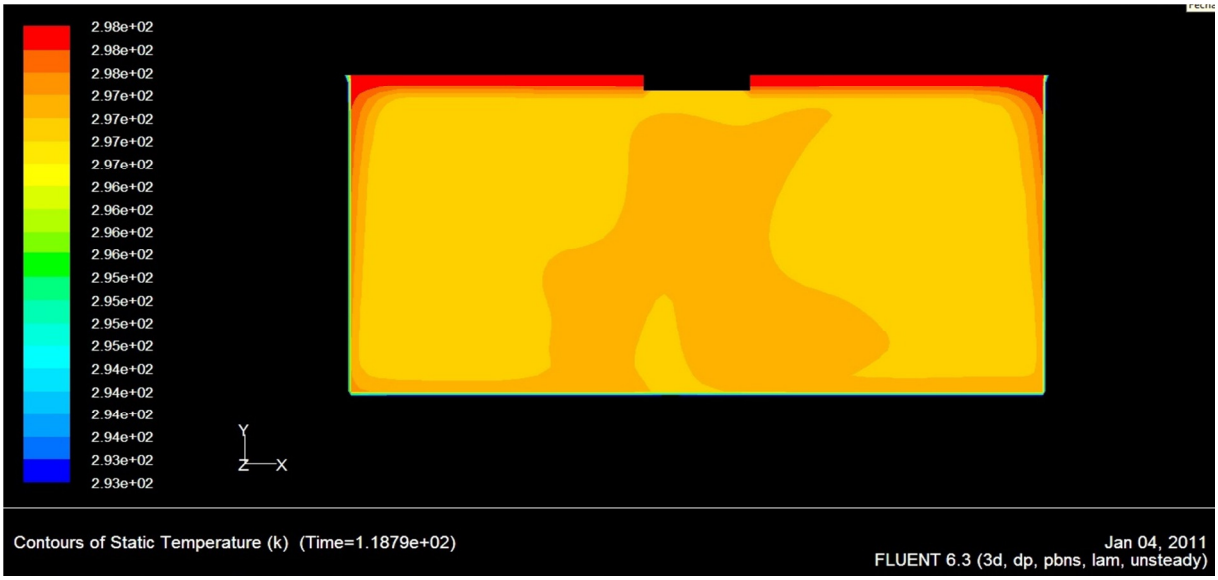



**Figura 5.40: Distribuição da temperatura do ar interior com sistema de aquecimento passados 120s (modelo final).**

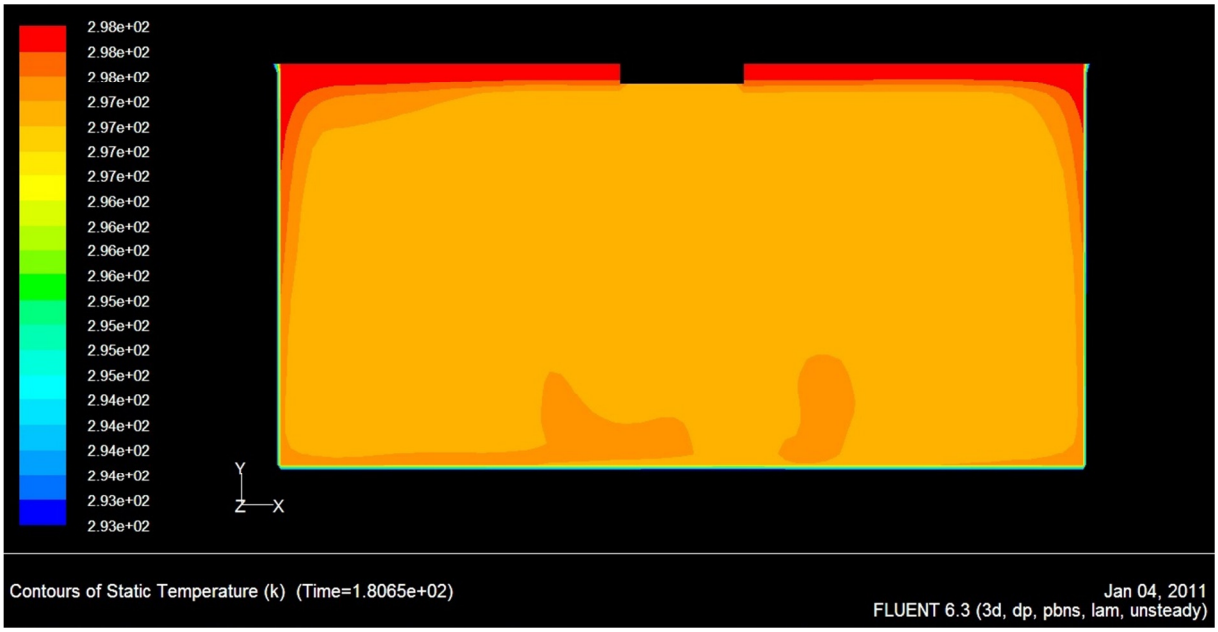



**Figura 5.41: Distribuição da temperatura do ar interior com sistema de aquecimento passados 180s (modelo final).**

Como se pode verificar através da análise das figuras 5.39 a 5.41, a temperatura do ar atinge valores próximos dos 25ºC, aproximadamente 180 segundos após o arranque do sistema de aquecimento, sendo a distribuição da temperatura praticamente uniforme.

No anexo I encontram-se as figuras I.2 a I.4 que correspondem à distribuição da temperatura do ar para outros instantes: 10s, 30s e 240s respectivamente. Observando a figura I.4 do anexo I e a figura 5.41, constata-se que a partir dos 180 segundos após o arranque do sistema de aquecimento não se verificam grandes alterações na distribuição da temperatura do ar interior.

Seguidamente, na figura 5.42, apresentam-se os resultados da distribuição da velocidade do ar, de forma a esclarecer qual a sua direcção e magnitude.

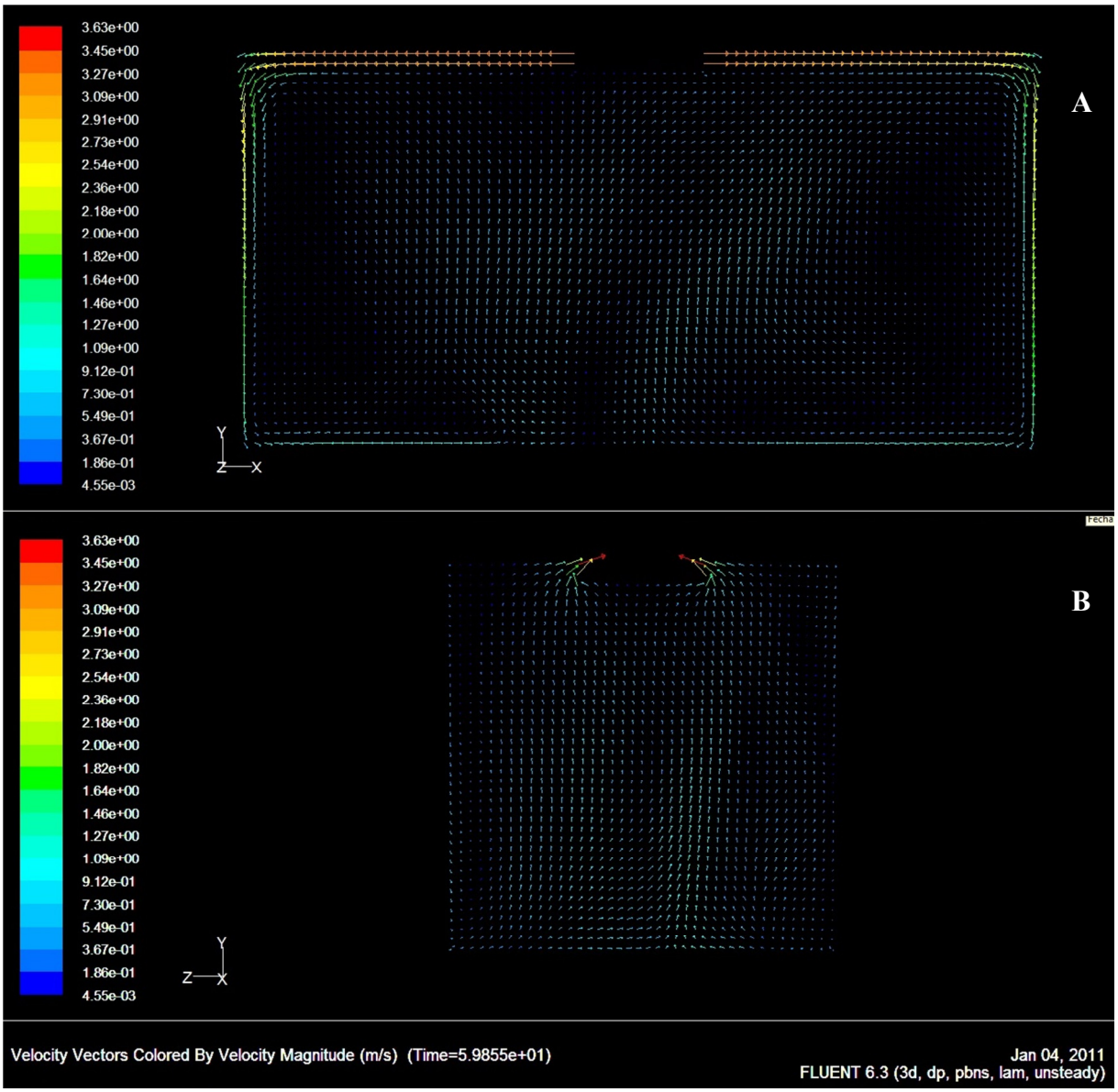



**Figura 5.42: Distribuição da velocidade do ar com sistema de aquecimento passados 180s. A – Plano xy; B – Plano yz.**

Analisando a figura 5.42, verifica-se que o ar é insuflado na caravana junto ao tecto, percorre as paredes no sentido descendente e quando se cruzam as duas correntes de ar ao nível do chão, este sobe de forma distribuída e com velocidades mais baixas. Assim se pode justificar a distribuição praticamente uniforme da temperatura no interior da caravana. Um dos factores que também contribui para o elevado desempenho deste sistema, em termos de distribuição da temperatura, é efectuar-se a extracção do ar num plano perpendicular à insuflação.

A segunda parte desta simulação passa por desligar o sistema de aquecimento quando a temperatura no interior da caravana atinge aproximadamente os 25ºC e verificar quanto tempo é necessário para que esta volta a descer aos 20ºC iniciais. Então, passados 180

segundos da activação do sistema de aquecimento, este é desligado até que a temperatura desça aos 20ºC.

As figuras 5.43 a 5.45 apresentam a distribuição da temperatura do ar após a desactivação do sistema de aquecimento, passados 120s, 220s e 270s respectivamente.

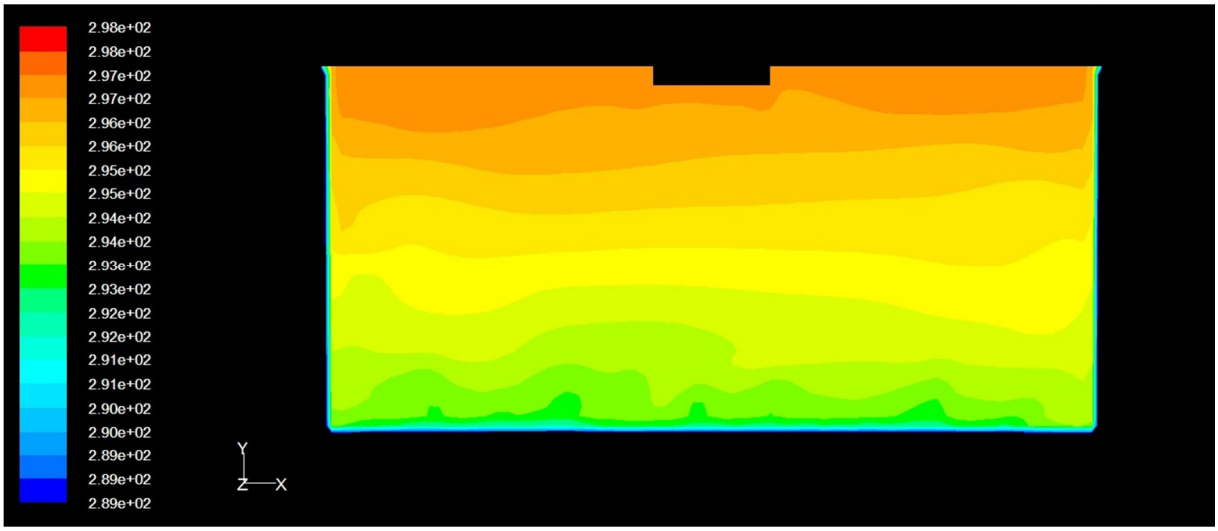



**Figura 5.43: Distribuição da temperatura do ar interior 120 segundos após a desactivação do sistema de aquecimento (modelo final).**

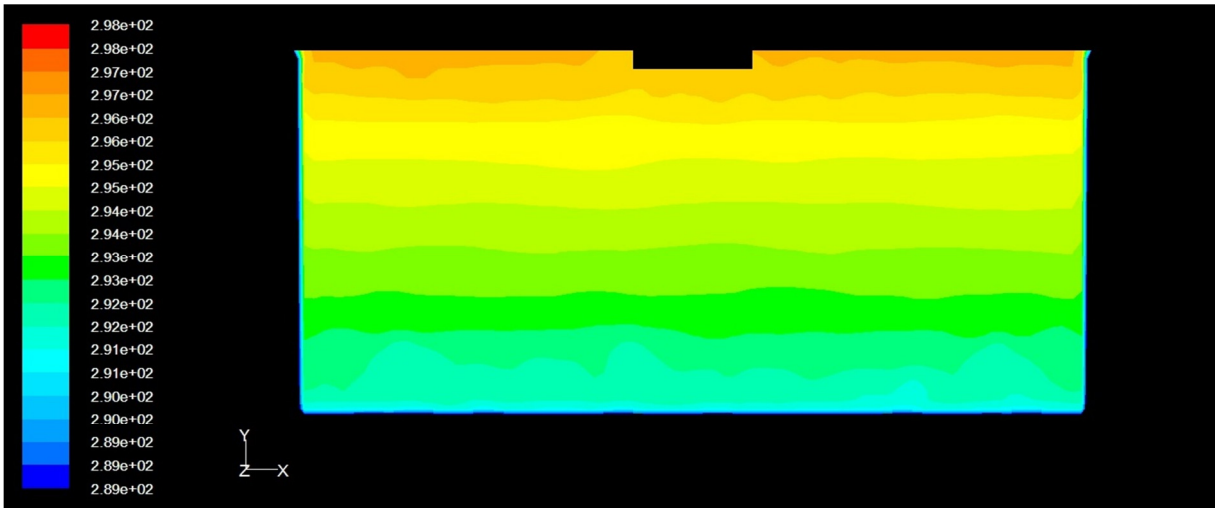



**Figura 5.44: Distribuição da temperatura do ar interior 220 segundos após a desactivação do sistema de aquecimento (modelo final).**

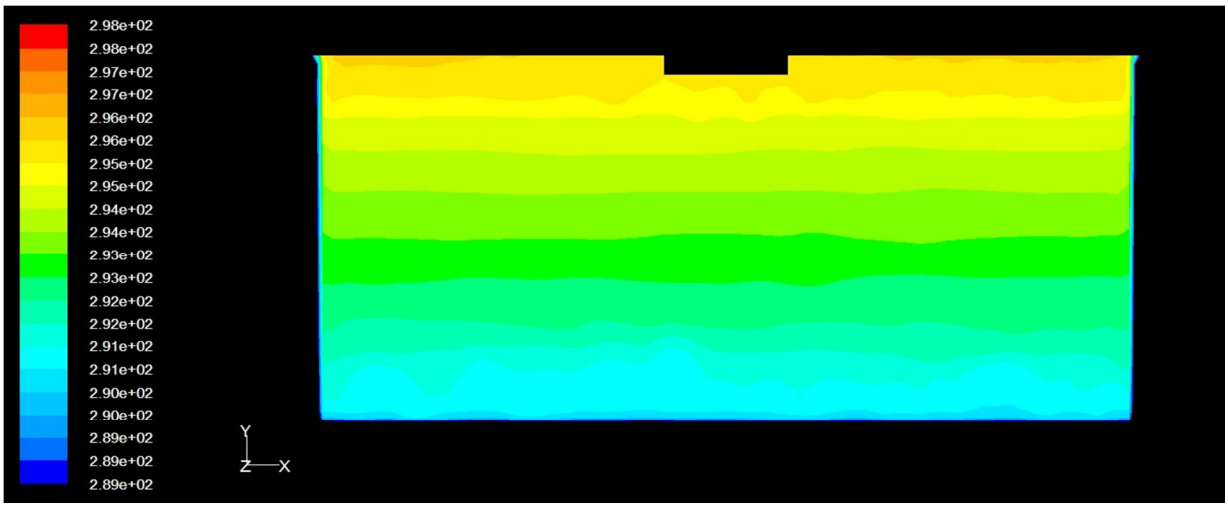



**Figura 5.45: Distribuição da temperatura do ar interior 270 segundos após a desactivação do sistema de aquecimento (modelo final).**

Pela análise das figuras 5.43 a 5.45, verifica-se que após 270 segundos, a temperatura do ar aproxima-se, em termos médios, dos 20ºC (293,15K). A partir deste instante de tempo, começam a verificar-se temperaturas ao nível do chão abaixo do limite mínimo da temperatura de conforto. Este é o momento em que o sistema de aquecimento devia ser ligado novamente.

É importante realçar a presença de alguma estratificação térmica do ar, já que se verifica uma amplitude térmica na ordem dos 4ºC, passados 270 segundos.

No anexo I apresentam-se as figuras I.5 a I.7, relativas à distribuição de temperaturas do ar, depois de desligado o sistema de aquecimento, passados 60s, 180s e 240s respectivamente.

Depois de finalizada esta simulação, pode-se concluir que, considerando o funcionamento intermitente do sistema de aquecimento ao longo do dia, durante um ciclo de 450 segundos (180+270), este apenas necessita funcionar durante 180 segundos. Assim sendo, pode afirmar-se que, através deste tipo de funcionamento do sistema de aquecimento, são garantidas condições de conforto térmico no interior da caravana.

### 5.6.2. Simulação para um dia típico de Verão

Em semelhança à simulação anterior para o dia típico de Inverno, esta simulação para o dia típico de Verão tem como objectivo primordial avaliar o desempenho do sistema de arrefecimento, quando este se encontra em funcionamento descontínuo. Isto é, partindo de uma temperatura inicial do ar interior de 25ºC (298.15K), liga-se o sistema de arrefecimento até que a temperatura desça aos 20ºC (293.15K). Depois da temperatura do ar alcançar o limite inferior da temperatura de conforto (20ºC), desliga-se o sistema de arrefecimento até que a temperatura atinja novamente o limite superior da temperatura de conforto (25ºC). De seguida, volta-se a activar o sistema de arrefecimento, repetindo-se este ciclo durante todo o dia.

Assim como na simulação anterior, devido à elevada duração da simulação se fosse considerada a repetição do ciclo descrito anteriormente durante todo o dia, optou-se por

simular apenas um destes ciclos e considerar que durante o resto do dia o comportamento seria semelhante.

Quanto aos parâmetros definidos no Fluent, são em tudo semelhantes aos considerados na secção 5.5, para o dia típico de Verão.

A modelação do sistema de arrefecimento segue o mesmo raciocínio da modelação do sistema de aquecimento (secção 5.6.1). Ou seja, introduziu-se duas condições de fronteira do tipo "Pressure Outlet" e duas do tipo "Pressure Inlet", nas quais a pressão relativa necessária à definição dessas condições é dada pela equação 5.19.

O único valor que difere de um caso para o outro é a potência nominal de arrefecimento do sistema, que neste caso se obtém da seguinte forma:

$$\dot{Q} = 2500 \times 0{,}8 = 2000\ W$$

Por sua vez, este valor conduz a uma pressão relativa de 4,6 Pa a introduzir em cada uma das condições de fronteira "Pressure Outlet" e "Pressure Inlet".

Esta simulação iniciou-se às 9h e 30 min, horário em que no interior da caravana se atinge os 25ºC e o sistema de arrefecimento entraria em serviço, como se pode observar na figura 5.33, até que a temperatura no interior da mesma atinja os 20ºC.

As figuras 5.46 a 5.48, apresentadas de seguida, representam a evolução da temperatura do ar interior a partir do momento em que se ligou o sistema de arrefecimento.

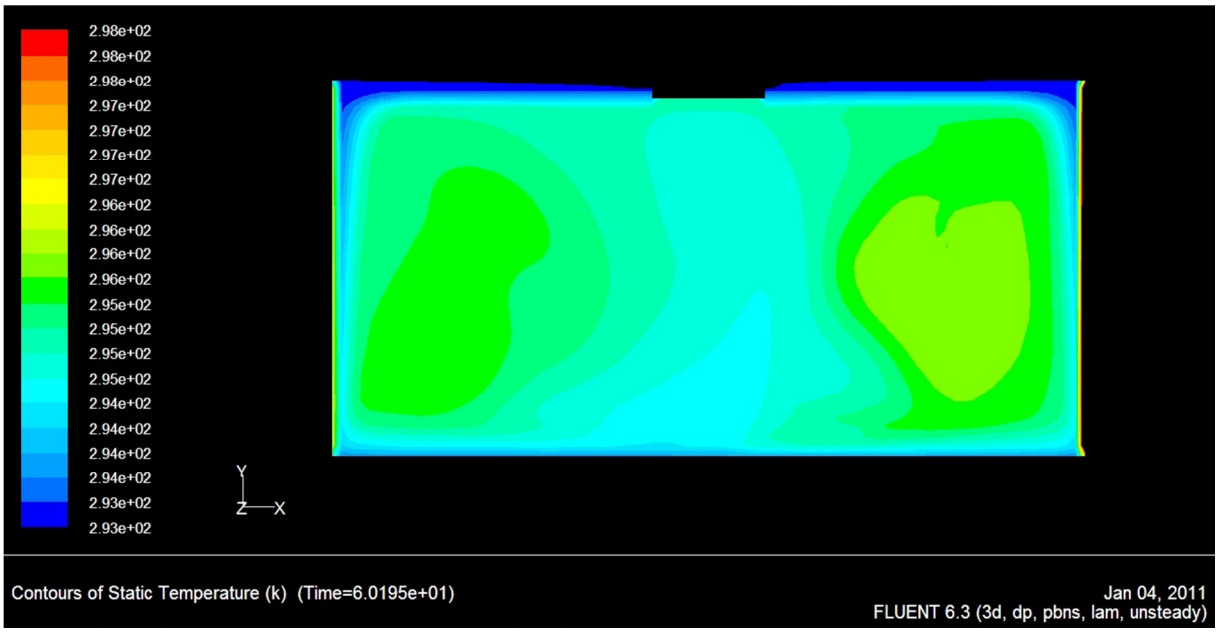



**Figura 5.46: Distribuição de temperaturas do interior 60 segundos depois de se ligar o sistema de arrefecimento (modelo final).**

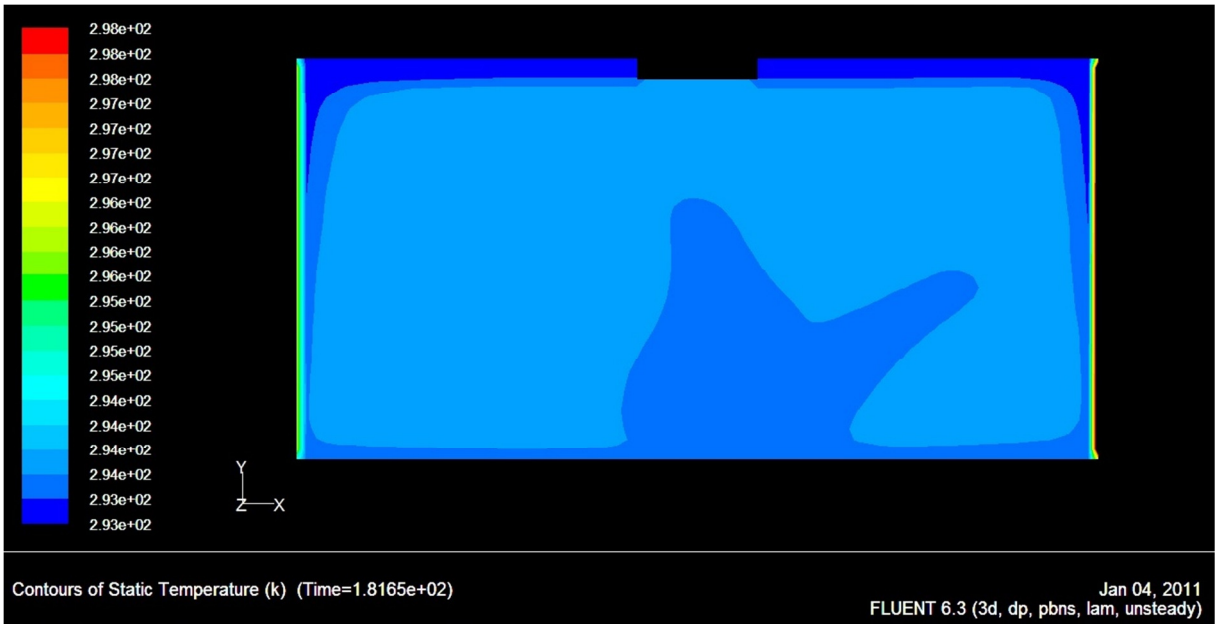



**Figura 5.47: Distribuição de temperaturas do ar interior 180 segundos depois de se ligar o sistema de arrefecimento (modelo final).**

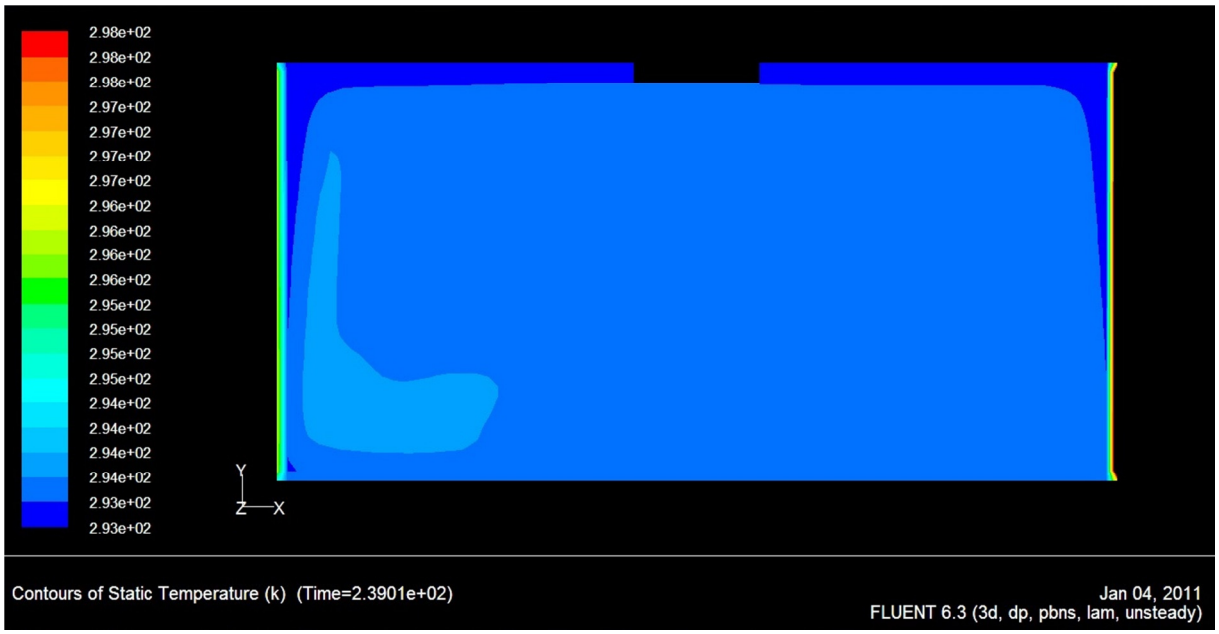



**Figura 5.48: Distribuição de temperaturas do ar interior 240 segundos depois de se ligar o sistema de arrefecimento (modelo final).**

Através da análise das figuras 5.46 a 5.48, verifica-se que a temperatura do ar atinge aproximadamente 20ºC passados 240 segundos da activação do sistema de arrefecimento.

O anexo J contém as figuras J.2 a J.4, que se referem à distribuição de temperatura do ar para instantes diferentes dos expostos anteriormente, respectivamente 15s, 120s e 300s.

Observando a figura J.4 do anexo J e a figura 5.48, constata-se que após 240 segundos de se ligar o sistema de arrefecimento não surgem alterações significativas na evolução da temperatura do ar.

Com o intuito de conhecer-se a direcção e magnitude da velocidade do ar, apresenta-se na figura 5.49 a distribuição da velocidade do ar.

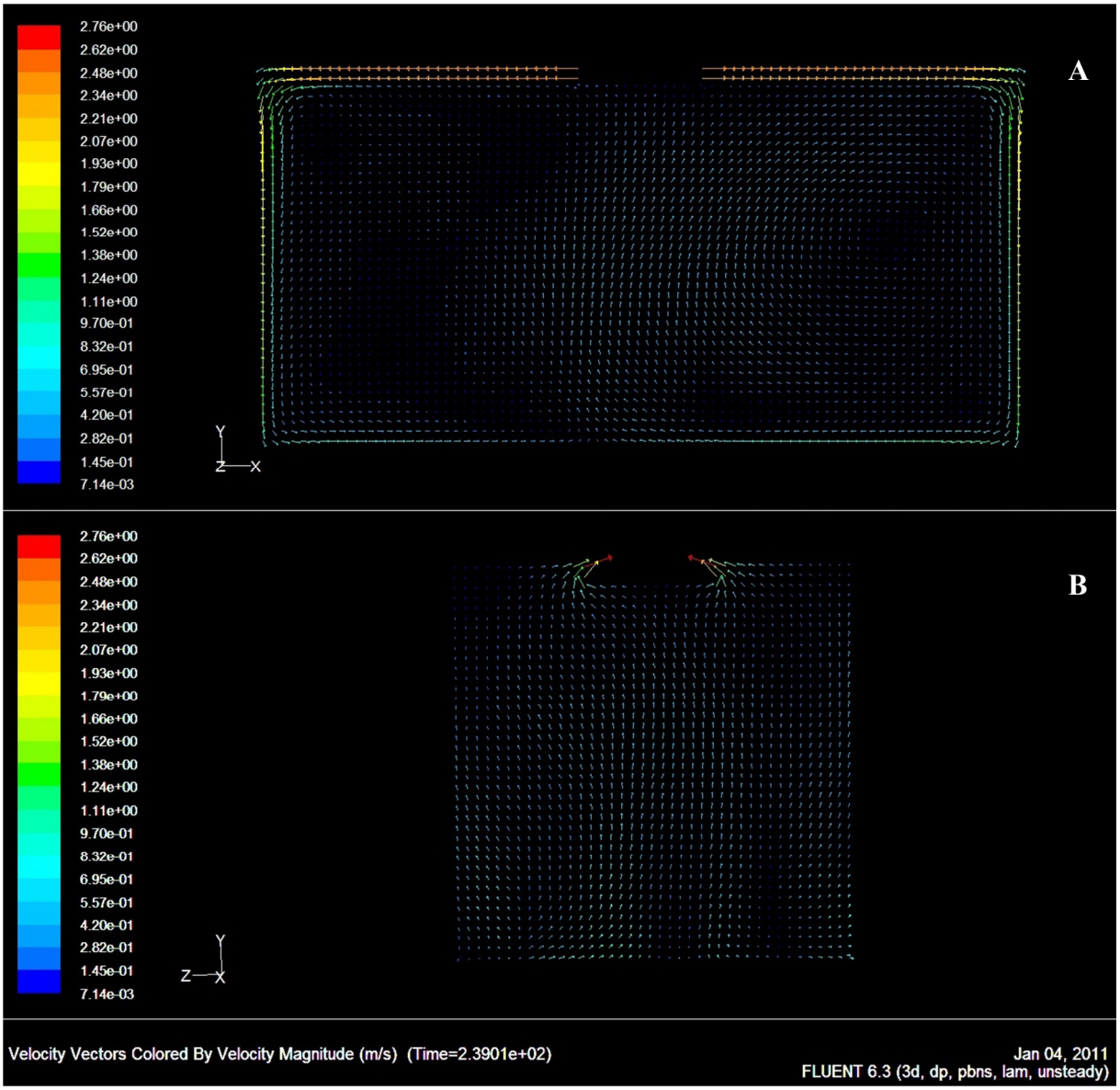



**Figura 5.49: Distribuição da velocidade do ar com sistema de arrefecimento, passados 240s. A – Plano xy; B – Plano yz.**

Comparando as figuras 5.49 e 5.42, verifica-se que o percurso do ar insuflado no interior da caravana é semelhante em ambos os casos. Isto deve-se às velocidades relativamente elevadas à saída do sistema de aquecimento e arrefecimento, que por assim dizer, obrigam o ar a escoar junto ao tecto e às paredes.

De notar, como seria esperado, que as velocidades junto à saída do ar do sistema de arrefecimento são menores do que no sistema de aquecimento, já que para a mesma diferença

de temperatura ($\Delta T = 5ºC$) a potência nominal de arrefecimento (2000W) é substancialmente menor que a de aquecimento (2640W).

Depois de chegar-se à conclusão que em 240 segundos, com o sistema de arrefecimento ligado, a temperatura no interior da caravana desce dos 25ºC para os 20ºC, é necessário verificar em quanto tempo a temperatura volta a atingir os 25ºC, com o sistema desligado.

Nas figuras 5.50 a 5.52 representa-se a distribuição da temperatura do ar após a desactivação do sistema de arrefecimento, passados 10 min, 15 min e 20 min respectivamente.

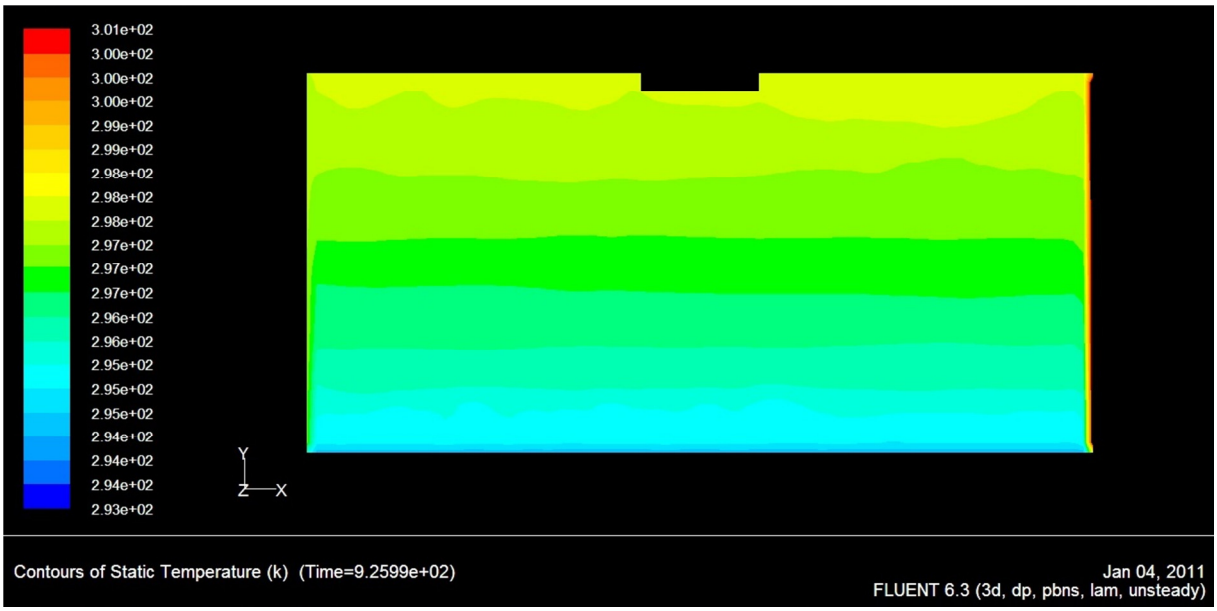



**Figura 5.50: Distribuição da temperatura do ar interior 10 minutos depois de desligar o sistema de arrefecimento (modelo final).**

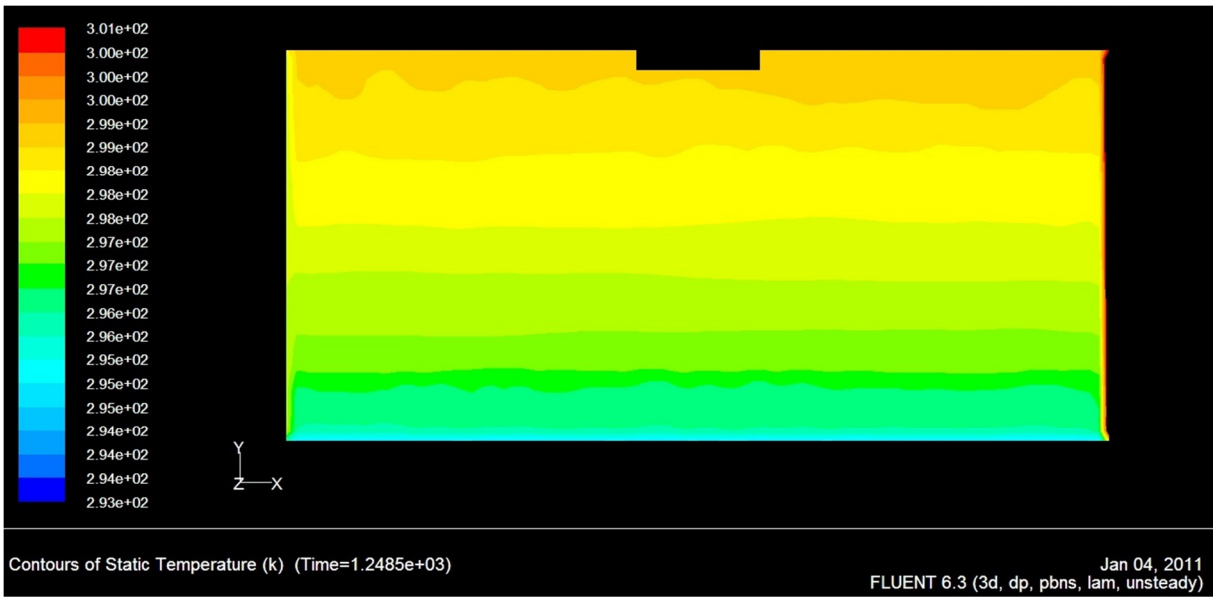



**Figura 5.51: Distribuição da temperatura do ar interior 15 minutos depois de desligar o sistema de arrefecimento (modelo final).**

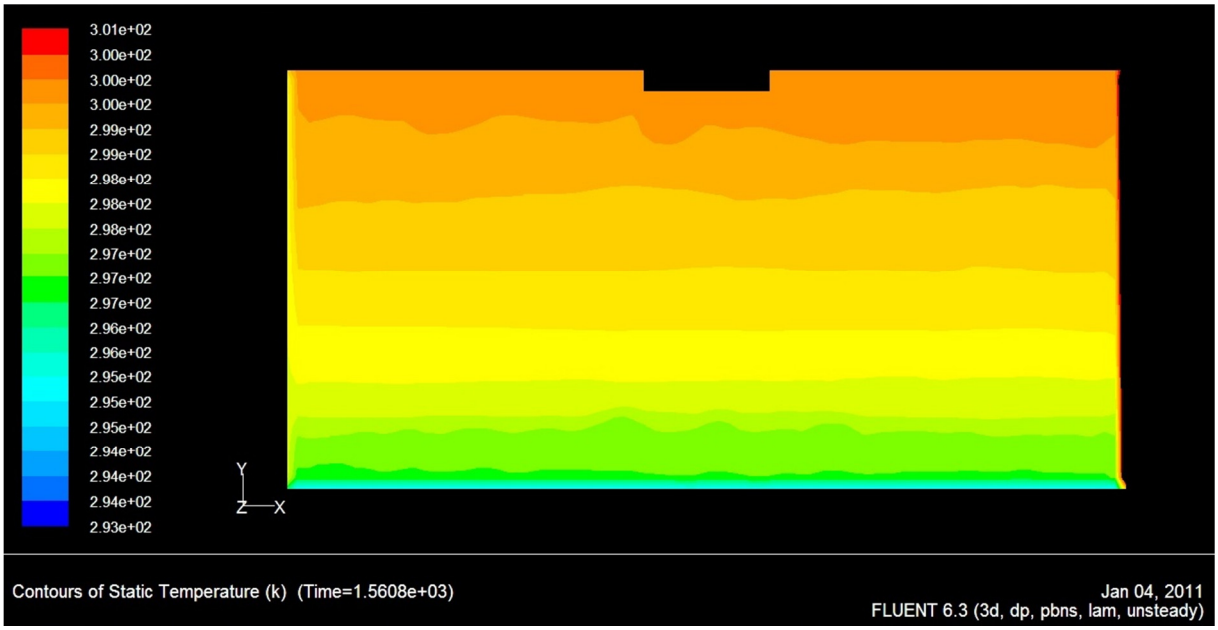



**Figura 5.52: Distribuição da temperatura do ar interior 20 minutos depois de desligar o sistema de arrefecimento (modelo final).**

Observando as figuras 5.50 a 5.52, vê-se que aproximadamente após 20 minutos, a temperatura do ar aproxima-se, em termos médios, dos 25ºC (298,15K). A partir deste instante, a temperatura do ar ao nível do tecto começa a ultrapassar o limite máximo da temperatura de conforto (25ºC).

De salientar a existência de alguma estratificação térmica no interior da caravana, atingindo-se uma amplitude térmica próxima dos 3ºC, 20 minutos depois de ser desligado o sistema de arrefecimento.

As figuras J.5 e J.6 apresentadas no anexo J são relativas à distribuição de temperatura do ar, depois de desligado o sistema de arrefecimento, passados 5min e 25min respectivamente.

Conclui-se que, tendo em conta o funcionamento intermitente do sistema de arrefecimento ao longo de um dia típico de Verão, durante um ciclo de 1440 segundos (240+1200), o sistema apenas necessita funcionar 240 segundos para garantir condições de conforto no interior da caravana.

# 6. Análise económica e selecção de um gerador

Este capítulo analisa a escolha de um gerador para fornecer energia eléctrica necessária ao sistema de aquecimento/refrigeração simulado na secção 5.6. Para uma escolha correcta do gerador eléctrico é necessário saber qual a potência eléctrica requerida pelo sistema. Sendo assim, recorreu-se ao conceito de "*coefficient of performance*" (COP), representado nas equações 6.1 e 6.2, de forma a determinar a potência eléctrica requerida pelo sistema.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{REF}}{\dot{E}_{CONS}} \tag{6.1}$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{AQ}}{\dot{E}_{CONS}} \tag{6.2}$$

Tendo em atenção as simulações realizadas no capítulo anterior considerou-se que o sistema funcionaria a 80% da sua potência máxima, quer na situação de aquecimento quer na de refrigeração. Então, através das equações 6.1 e 6.2, determinou-se qual a potência eléctrica consumida na estação de Verão e de Inverno.

Os resultados das potências eléctricas requeridas na estação de aquecimento e refrigeração são:

*Aquecimento:*

$$2{,}44 = \frac{2640}{\dot{E}_{CONS}} \Leftrightarrow \dot{E}_{CONS} = 1080\ W$$

*Refrigeração:*

$$2{,}08 = \frac{2000}{\dot{E}_{CONS}} \Leftrightarrow \dot{E}_{CONS} = 962\ W$$

Em todo o caso, o gerador deve ser seleccionado tendo em conta as potências máximas do sistema de aquecimento e refrigeração. Então, as potências eléctricas máximas que servem de referência para a escolha do gerador são as seguintes:

*Aquecimento:*

$$2{,}44 = \frac{3300}{\dot{E}_{CONS}} \Leftrightarrow \dot{E}_{CONS} = 1350\ W$$

*Refrigeração:*

$$2{,}08 = \frac{2500}{\dot{E}_{CONS}} \Leftrightarrow \dot{E}_{CONS} = 1200\ W$$

De notar que, devido à falta de mais dados sobre o sistema de aquecimento e refrigeração seleccionado, considerou-se que o COP deste seria constante.

Pode-se concluir agora que o gerador deverá ser capaz de fornecer no mínimo uma potência eléctrica de 1350 W, já que este é o valor mais elevado da potência requerida pelo sistema.

Para além deste parâmetro, deve-se ter em conta o seu nível de ruído, o peso e o tamanho. Na tabela 6.1 apresentam-se as características técnicas dos três geradores analisados neste trabalho.

**Tabela 6.1: Características técnicas de três geradores eléctricos da marca Dometic.**

| | Dometic T 2500H | Dometic TEC 30EV | Dometic TEC 29 GPL |
|---|---|---|---|
| *Tensão de saída* | 50 Hz / 230 V | 50 Hz / 230 V | 50 Hz / 230 V |
| *Potência contínua (W)* | 2000 | 2500 | 2600 |
| *Potência de pico (W)* | 2200 | 2900 | 2900 |
| *Combustível* | Gasolina | Diesel | GPL |
| *Consumo máximo (l/h)* | 1,2 | 0,7 | 1,2 |
| *Peso (kg)* | 50 | 70 | 44 |
| *Altura (mm)* | 290 | 465 | 290 |
| *Profundidade (mm)* | 385 | 466 | 385 |
| *Largura (mm)* | 530 | 465 | 480 |
| *Potência motor* | 4,0 kW (5,5 HP) | 3,3 kW (4,5 HP) | 4,0 kW (5,5 HP) |
| *Cilindrada motor (cm³)* | 163,4 | 232 | 163,4 |
| *Nivel de som (dbA)* | 60 | 60 | 54-59 |
| *Preço (€)* | 2904 | 6292 | 4331 |

A escolha inicial destes três geradores da marca Dometic, apresentados na figura 6.1, teve em conta o seu isolamento sonoro e o facto de serem de utilização específica em caravanas.

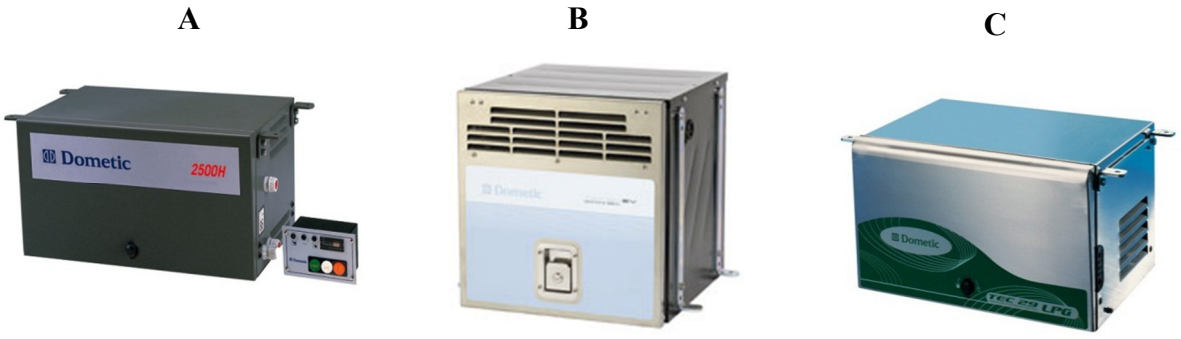



**Figura 6.1: Geradores eléctricos da marca Dometic analisados. A – Dometic T 2500H; B – Dometic TEC 30EV; C - Dometic TEC 29 GPL.**

De modo a seleccionar a melhor opção é necessário comparar o investimento inicial e o custo do combustível consumido. Ou seja, o facto do custo inicial de um gerador ser superior a outro não significa que este seja a pior opção, uma vez que o custo do combustível consumido pode ser bastante inferior, compensando assim um maior investimento inicial.

A tabela 6.1 indica o consumo máximo de cada gerador, sendo necessário determinar qual a estimativa do consumo real de cada um destes geradores, considerando-se que não será necessário que o gerador funcione em plena carga (máxima potência). Então, calculou-se o caudal de combustível quando o gerador funciona a 80% da sua máxima potência. Para isso, determinou-se o factor de carga de cada gerador, utilizando a equação 6.3.

$$Factor\ de\ carga\ do\ gerador\ [\%] = \frac{\dot{E}_{cons}}{P_{Ger}} \times 100 \qquad (6.3)$$

Para simplificação dos cálculos considerou-se:

$$\dot{E}_{cons}\ (média\ das\ duas\ estações) = \frac{1080+962}{2} = 1021\ W$$

Na tabela 6.2 apresentam-se os resultados obtidos para a estimativa do consumo real dos geradores, assim como o preço dos combustíveis utilizados em cada um deles (preços praticados pela Galp a 10 de Janeiro de 2011). Devido à falta de dados, considerou-se a evolução do consumo destes geradores semelhante à de outros geradores estudados.

**Tabela 6.2: Preço do combustível e estimativa do consumo real de cada gerador.**

| | Dometic T 2500H | Dometic TEC 30EV | Dometic TEC 29 GPL |
|---|---|---|---|
| *Combustível* | Gasolina s/ chumbo 95 | Diesel | GPL |
| *Preço combustível [€/l]* | 1,523 | 1,333 | 0,77 |
| *Consumo máximo [l/h]* | 1,2 | 0,7 | 1,2 |
| *Factor de carga do gerador [%]* | 50 | 40 | 40 |
| *Estimativa do consumo real [l/h]* | 0,76 | 0,42 | 0,73 |

De seguida, procedeu-se ao cálculo do custo diário do funcionamento do gerador (custo do combustível), sendo necessário definir a quantidade de horas de trabalho do gerador ao longo de um dia. Para isso, teve-se em atenção os resultados obtidos nas simulações dos dias típicos com sistema de aquecimento e refrigeração, secções 5.6.1 e 5.6.2.

Com a simulação do dia típico de Inverno com sistema de aquecimento, tendo em atenção os pressupostos do funcionamento intermitente do sistema, verificou-se que durante um ciclo de 450 segundos (7,5 minutos), o sistema de aquecimento apenas necessita funcionar durante 180 segundos (3 minutos). No caso da simulação do dia típico de Verão com sistema de refrigeração, o sistema apenas necessita funcionar 240 segundos (4 minutos) durante um ciclo de 1440 segundos (24 minutos).

Com o objectivo de se obter uma melhor comparação em termos económicos dos três geradores em análise, optou-se por considerar três períodos distintos de conforto térmico no interior da caravana. Um em que se pretende 24h de conforto no interior da caravana e os

outros dois onde se deseja conforto durante o período nocturno (12 e 8h), admitindo a possibilidade de ser neste período que os caravanistas se encontram no interior da mesma.

Portanto, nas tabelas 6.3 e 6.4, apresentam-se o número de horas de trabalho diário do gerador nas estações de Inverno e Verão, respectivamente, para cada uma das situações referidas no parágrafo anterior. Também se podem observar os consumos e os custos de funcionamento.

**Tabela 6.3: Consumos e custos diários de funcionamento na estação de Inverno dos três geradores em análise.**

| | Inverno | | |
|---|---|---|---|
| | ***Conforto 24 h*** | ***Conforto 12h*** | ***Conforto 8h*** |
| **Horas de trabalho por dia (h/dia)** | 9,6 | 4,8 | 3,2 |
| | **Dometic T 2500H** | | |
| **Consumo de combustível (l/dia)** | 7,30 | 3,65 | 2,43 |
| **Custo do combustível (€/dia)** | 11,12 | 5,56 | 3,70 |
| | **Dometic TEC 30EV** | | |
| **Consumo de combustível (l/dia)** | 4,03 | 2,02 | 1,34 |
| **Custo do combustível (€/dia)** | 5,37 | 2,69 | 1,79 |
| | **Dometic TEC 29 GPL** | | |
| **Consumo de combustível (l/dia)** | 7,01 | 3,50 | 2,34 |
| **Custo do combustível (€/dia)** | 5,40 | 2,70 | 1,80 |

**Tabela 6.4: Consumos e custos diários de funcionamento na estação de Verão dos três geradores em análise.**

| | Verão | | |
|---|---|---|---|
| | ***Conforto 24 h*** | ***Conforto 12h*** | ***Conforto 8h*** |
| **Horas de trabalho por dia (h/dia)** | 4 | 2 | 1,33 |
| | **Dometic T 2500H** | | |
| **Consumo de combustível (l/dia)** | 3,04 | 1,52 | 1,01 |
| **Custo do combustível (€/dia)** | 4,63 | 2,32 | 1,54 |
| | **Dometic TEC 30EV** | | |
| **Consumo de combustível (l/dia)** | 1,68 | 0,84 | 0,56 |
| **Custo do combustível (€/dia)** | 2,24 | 1,12 | 0,75 |
| | **Dometic TEC 29 GPL** | | |
| **Consumo de combustível (l/dia)** | 2,92 | 1,46 | 0,97 |
| **Custo do combustível (€/dia)** | 2,25 | 1,13 | 0,75 |

Como se pode verificar nas tabelas 6.3 e 6.4, o número de horas de trabalho do gerador num dia típico da estação de inverno é mais do dobro do número de horas de trabalho num dia típico de Verão. Verifica-se que os custos relativos aos geradores Dometic TEC 30EV (Diesel) e Dometic TEC 29 GPL são semelhantes. Sendo assim conclui-se que o gerador a diesel é uma fraca opção porque, sendo os custos diários do seu funcionamento

semelhantes aos do gerador a GPL, o investimento inicial do equipamento é muito superior (1961 €).

Comparando agora o gerador Dometic TEC 29 GPL e o gerador Dometic T 2500H (Gasolina), observa-se que o custo diário do funcionamento do gerador a GPL é aproximadamente metade do gerador a gasolina. No entanto, deve-se ter em atenção que o investimento inicial do gerador a GPL é 1427€ superior ao gerador a gasolina. Sendo assim, para se decidir com mais certeza qual destes dois geradores é a melhor opção, é necessário efectuar-se uma análise económica mais detalhada dos custos e do tempo de amortização de cada um deles.

Deste modo, considerou-se três hipóteses distintas quanto a tipo de estadia numa caravana:

- *Opção A* – Estadia em parque de campismo com electricidade fornecida pelo parque.
- *Opção B* – Estadia em parque de campismo com electricidade fornecida pelo gerador.
- *Opção C* – Estadia fora do parque de campismo com electricidade fornecida pelo gerador.

Na tabela 6.5 apresentam-se os preços médios praticados no ano de 2011 nos parques de campismo da Orbitur, empresa que detém uma posição de liderança no campismo em Portugal.

**Tabela 6.5: Preços médios praticados no ano de 2011 nos parques de campismo Orbitur.**

| | Preço por noite [€] | |
|---|---|---|
| | **Inverno** | **Verão** |
| **Caravana** | 4,50 | 6,90 |
| **Adulto** | 3,20 | 4,95 |
| **Electricidade** | 4,00 | 4,00 |
| **Carro** | 1,50 | 2,75 |

Como se pode comprovar através da tabela 6.5, os preços praticados nos parques de campismo não são iguais durante todo o ano, havendo distinção nos preços em alguns períodos do ano.

Recorrendo aos preços apresentados na tabela 6.5 e aos custos presentes nas tabelas 6.3 e 6.4, determinaram-se quais os custos diários de cada uma das três opções (A, B e C) de estadia numa caravana. Na tabela 6.6 encontram-se os resultados obtidos para cada uma dessas opções e para os vários períodos de conforto considerados (24, 12 e 8h).

**Tabela 6.6: Custos diários relativos a cada opção de estadia numa caravana para 24h, 12h e 8h de conforto.**

| | Inverno | | | Verão | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | *Opção A* | *Opção B* | *Opção C* | *Opção A* | *Opção B* | *Opção C* |
| | **Dometic T 2500H** | | | | | |
| **24 horas** | 22,80 € | 29,92 € | 11,12 € | 33,45 € | 34,08 € | 4,63 € |
| **12 horas** | 22,80 € | 24,36 € | 5,56 € | 33,45 € | 31,77 € | 2,32 € |
| **8 horas** | 22,80 € | 22,51 € | 3,70 € | 33,45 € | 30,99 € | 1,54 € |
| | **Dometic TEC 29 GPL** | | | | | |
| **24 horas** | 22,80 € | 24,20 € | 5,40 € | 33,45 € | 31,70 € | 2,25 € |
| **12 horas** | 22,80 € | 21,50 € | 2,70 € | 33,45 € | 30,58 € | 1,13 € |
| **8 horas** | 22,80 € | 20,60 € | 1,80 € | 33,45 € | 30,20 € | 0,75 € |

Nos custos relativos às opções A e B da tabela 6.6, considerou-se o preço de quatro pessoas adultas, uma caravana e um carro. Constata-se que, quer no Inverno quer no Verão, no caso das 8 horas de conforto durante um dia é compensador o recurso a qualquer um dos geradores para os tipos de estadia B e C.

Analisando-se os resultados do gerador Dometic TEC 29 GPL para as opções B e C, vê-se que, excepto para as 24 horas de conforto no Inverno, é compensador em qualquer das situações o recurso a este gerador como fonte de alimentação do sistema de aquecimento e refrigeração. A utilização do gerador Dometic T 2500H é compensadora apenas no caso das 8h de conforto, em ambas as estações. Verifica-se ainda, que os custos relativos à opção C são muito inferiores aos custos das outras duas opções.

A opção C apenas é viável porque a caravana possui autonomia energética, o que neste caso se consegue através do recurso a um gerador. Por outras palavras, se uma caravana não for autónoma em termos energéticos, o caravanista vê-se "obrigado" a recorrer a parques de campismo ou caravanismo para obter electricidade. Portanto, possuindo um gerador na caravana, o caravanista já não se vê na "obrigação" de recorrer a este tipo de parques.

Observando a tabela 6.6 verifica-se que a opção C é muito mais vantajosa que as outras duas, e que mesmo a opção B em muitos dos casos é mais favorável que a opção A.

De notar que nesta análise determinou-se qual seria o número de anos necessários para amortizar o preço de cada gerador caso se escolhesse a opção C em detrimento da opção A. Na figura 6.2 apresentam-se as rectas de amortização dos dois geradores estudados para os vários períodos de conforto (24h, 12h e 8h), considerando que durante um ano a caravana seria utilizada 56 dias na estação de Inverno (25 fins de semana, 6 feriados) e 75 dias na estação de Verão (30 dias nas férias, 21 fins de semana e 3 feriados). Como se referiu no início deste trabalho, neste estudo considera-se a possibilidade dos caravanistas se deslocarem na caravana todos os fins-de-semana e feriados.

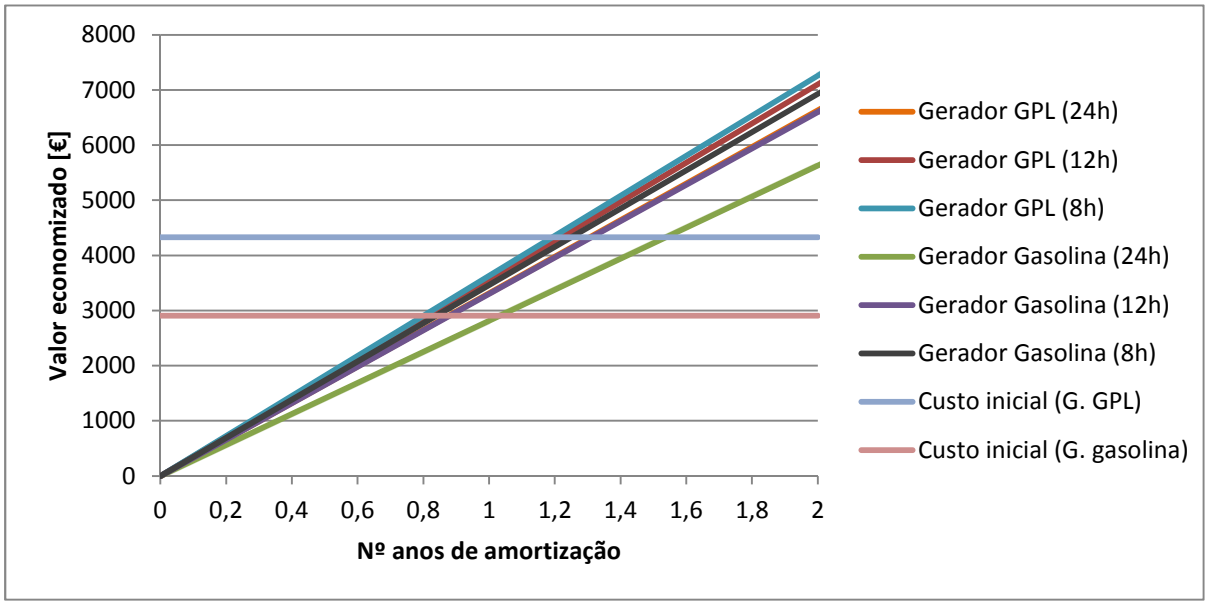



**Figura 6.2: Número de anos de amortização dos geradores Dometic T 2500H e Dometic TEC 29 GPL para 24h, 12h e 8h de conforto, considerando 56 dias de utilização da caravana na estação de Inverno e 75 dias na estação de Verão durante o ano, caso se escolha a opção C em detrimento da opção A.**

Observando a figura 6.2, verifica-se que o número de anos necessários para a amortização do investimento inicial do gerador Dometic TEC 29 GPL varia aproximadamente entre um ano e um ano e meio, dependendo do número de horas de conforto. No caso do gerador Dometic T 2500H, vê-se que logo no primeiro ano é amortizado o custo inicial do gerador.

Investigou-se ainda qual o tempo de amortização dos investimentos iniciais de cada gerador, considerando agora que a caravana seria utilizada 15 dias na estação de Inverno e 15 dias na estação de Verão. Na figura 6.3 apresenta-se o número de anos de amortização obtidos para este caso.

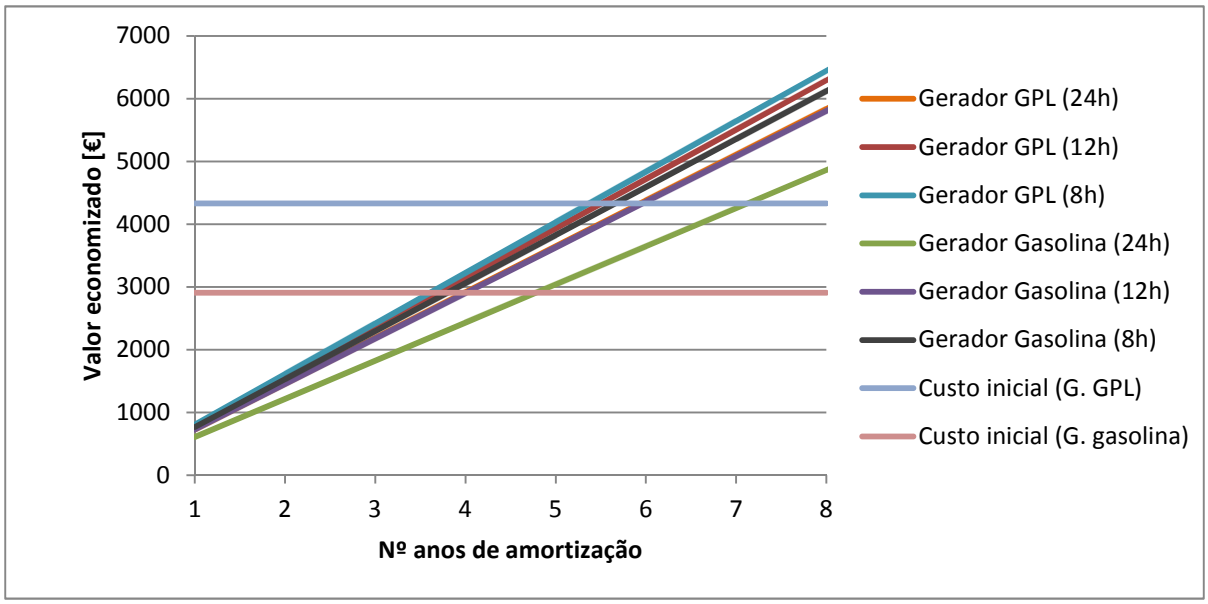



**Figura 6.3: Número de anos de amortização dos geradores Dometic T 2500H e Dometic TEC 29 GPL para 24h, 12h e 8h de conforto, considerando 15 dias de utilização da caravana na estação de Inverno e 15 dias na estação de Verão durante o ano, caso se escolha a opção C em detrimento da opção A.**

Como seria esperado, através da análise da figura 6.3, verifica-se que o tempo de amortização quase quadruplicou em ambos os geradores. Observando a figura 6.3 vê-se que o número de anos de amortização do gerador Dometic TEC 29 GPL varia aproximadamente entre os 5 anos (8h) e os 6 anos (24h), dependendo do número de horas de conforto. No caso do gerador Dometic T 2500H, constata-se que o número de anos para a amortização do custo inicial do gerador varia aproximadamente entre os 3 anos e meio (8h) e os 5 anos (24h). Então, pode-se concluir que mesmo utilizando a caravana apenas 30 dias por ano, o tempo de amortização do investimento inicial dos geradores é aceitável.

Analisados estes resultados, optou-se por considerar que a melhor opção seria o gerador Dometic TEC 29 GPL porque, apesar de o tempo de amortização ser um pouco superior ao do gerador a gasolina, depois de amortizado o custo inicial do gerador a poupança anual é maior no caso do gerador a GPL.

Para além da análise efectuada anteriormente investigou-se ainda o tempo necessário para amortizar o preço do gerador Dometic TEC 29 GPL caso se escolha a opção B em detrimento da opção A. Considerou-se neste caso que durante um ano a caravana seria utilizada 56 dias na estação de Inverno (25 fins de semana, 6 feriados) e 75 dias na estação de Verão (30 dias nas férias, 21 fins de semana e 3 feriados). Na figura 6.4 pode-se observar o resultado obtido nesta hipótese.

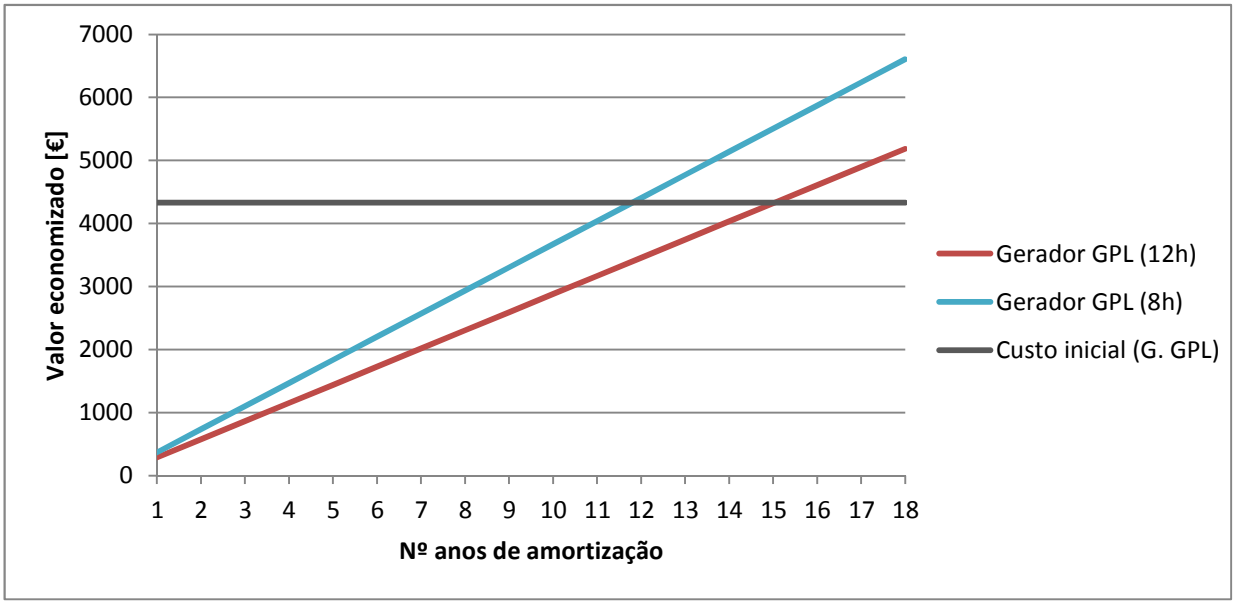



**Figura 6.4: Número de anos de amortização do geradore Dometic TEC 29 GPL para 12h e 8h de conforto, considerando 56 dias de utilização da caravana na estação de Inverno e 75 dias na estação de Verão durante o ano, caso se escolha a opção B em detrimento da opção A.**

Analisando-se a figura 6.4, verifica-se que para as 12 horas de conforto são necessários 15 anos para se amortizar o preço do gerador a GPL (4331€), já no caso das 8 horas de conforto o número de anos desce para aproximadamente 12 anos. Conclui-se então que, a estadia num parque de campismo recorrendo à electricidade do gerador e não à do parque, pode ser ainda assim uma hipótese vantajosa.

Seguidamente, procedeu-se à escolha de um possível local para a instalação do gerador. Um dos locais possíveis é na frente da caravana, ficando este apoiado no sistema de engate da caravana, apresentado na figura 6.5.



**Figura 6.5: Possível local para a instalação do gerador na caravana.**

Falta agora definir qual o sistema de armazenamento do GPL que será utilizado na caravana. Para isso, decidiu-se substituir a bilha de gás que normalmente se utilizada no fogão por uma bilha de gás de GPL recarregável, apresentada na figura 6.6. Este tipo de sistema permite a integração de duas bilhas de gás (6 ou 11kg) e o abastecimento das bilhas é efectuado num posto de abastecimento da mesma forma que os automóveis a GPL, como se pode observar nas figuras K.1 e K.2 do anexo K.




**Figura 6.6: Bilhas de GPL recarregáveis da marca Gaslow.**

Na análise efectuada anteriormente não se contabilizou o preço deste sistema de armazenamento, uma vez que o seu preço é bastante inferior quando comparado com o custo inicial do gerador.

# 7. Conclusões e perspectivas de trabalhos futuros

A determinação das necessidades energéticas da caravana é fundamental para o dimensionamento de um sistema de aquecimento e refrigeração. As cargas térmicas de aquecimento e refrigeração no caso 2 (local mais desfavorável até uma distancia de 100 km do Porto) são inferiores às do caso 1 (local mais desfavorável em todo o território nacional), existindo uma diferença de 517 W na carga térmica de aquecimento e 450 W na carga térmica de refrigeração, considerando uma taxa de renovação do ar de 11 RPH. Verifica-se uma redução entre 5 e 10% nas cargas térmicas de aquecimento e refrigeração ao considerar-se uma taxa de renovação de ar de 8 RPH.

Depois de analisados os resultados das cargas térmicas da caravana, verificou-se que a potência de aquecimento e refrigeração da caravana seria 2382 W e 2148 W respectivamente.

Determinadas as necessidades energéticas da caravana, verificou-se que o sistema mais vantajoso para implementar na caravana é o sistema de compressão a vapor Dometic B2600.

As simulações efectuadas para um dia crítico da estação de Verão (6 de Agosto) em Vila Real, mostraram que se atinge a temperatura máxima de 318,5 K (45,4ºC) do ar interior da caravana cerca das 15 horas e 30 minutos. Conclui-se que a temperatura do ar interior da caravana ultrapassa em larga escala o limite máximo da temperatura de conforto (25ºC).

Relativamente à simulação do dia típico da estação de Inverno, verificou-se que a temperatura mínima de 278 K (4,9ºC) é alcançada por volta das 6 horas, sendo muito inferior à temperatura de conforto (20ºC).

Após a introdução do sistema de aquecimento, e simulado o funcionamento intermitente deste, concluiu-se que durante um ciclo de 450 segundos (7,5 minutos) o sistema de aquecimento apenas necessita funcionar por um período de 180 segundos (3 minutos). Na figura 7.1 apresenta-se a evolução da temperatura durante um ciclo de 450 segundos para o dia típico de Inverno.

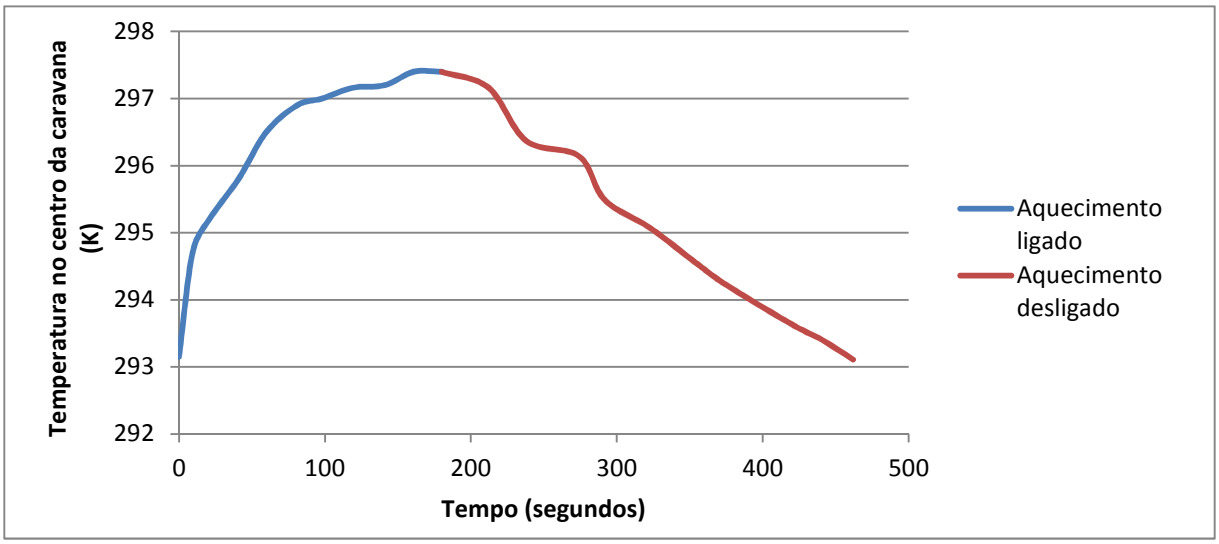



**Figura 7.1: Evolução da temperatura do ar no centro da caravana ao longo do ciclo de 450 segundos do dia típico de Inverno**

Na simulação do dia típico da estação de Verão, verificou-se que se atinge a temperatura máxima de 309,7 K do ar interior da caravana por volta das 15 horas. Depois da introdução do sistema de refrigeração na caravana, e estudado o funcionamento intermitente do mesmo, chegou-se à conclusão que o sistema apenas necessita funcionar durante 240 segundos (4 minutos) para manter condições de conforto no seu interior durante 1440 segundos (24 min). Na figura 7.2 apresenta-se a evolução da temperatura do ar durante um ciclo de 1440 segundos para o dia típico de Verão.

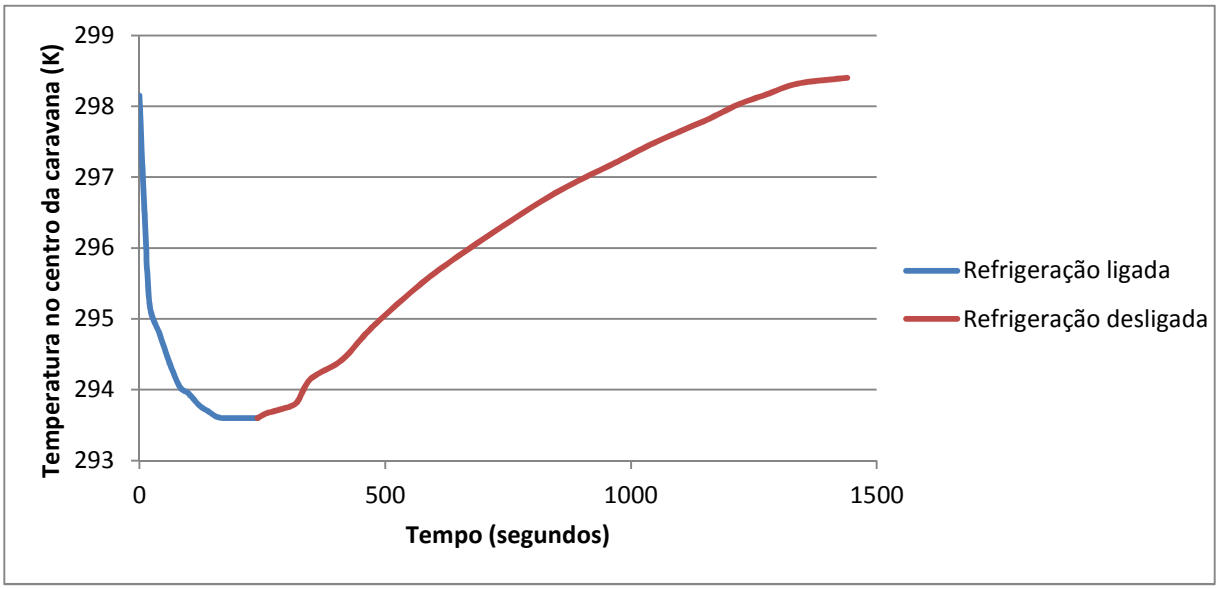



**Figura 7.2: Evolução da temperatura do ar no centro da caravana ao longo do ciclo de 1440 segundos do dia típico de Verão.**

Após todas estas simulações concluiu-se que o funcionamento intermitente do sistema de aquecimento e refrigeração na climatização da caravana é uma boa opção. Com isto, pode-se poupar energia e consequentemente diminuir os gastos relativos à climatização da caravana.

No que respeita à escolha do gerador, chegou-se à conclusão que a melhor opção seria o gerador Dometic TEC 29 GPL. Verificou-se que o número de anos necessários para a amortização do seu investimento inicial varia entre um ano e meio e dois anos, dependendo da quantidade de horas de conforto desejado. Isto, se forem considerados 56 dias de utilização da caravana na estação de Inverno e 75 dias na estação de Verão e caso se escolha a opção C (estadia fora do parque de campismo com electricidade fornecida pelo gerador) em detrimento da opção A (estadia em parque de campismo com electricidade fornecida pelo parque).

No caso de pretender-se continuar a usufruir da estadia num parque de campismo mas recorrendo à electricidade do gerador (opção B) em vez da electricidade fornecida pelo parque (opção A), consegue-se a amortização do custo inicial do gerador em 14 anos e meio para as 12 horas de conforto e 11 anos e meio para as 8 horas de conforto.

Duas das principais dificuldades encontradas ao longo deste trabalho foram a inércia inicial perante o software de simulação Fluent e o facto de as simulações serem um processo moroso, condicionando as fases do trabalho.

Após a elaboração deste trabalho resta agora tecer algumas sugestões para projectos futuros:

Realização de simulações para um dia típico de cada mês do ano, prevendo assim a evolução da temperatura do ar interior da caravana ao longo do ano e o consumo energético do sistema de aquecimento e refrigeração numa base mensal.

Construção e simulação de um modelo da caravana onde se incluem as infiltrações de ar, uma vez que estas influenciam os resultados obtidos.

Realização de uma análise experimental detalhada, colocando sensores de temperatura em diversos locais da caravana, de modo a ser possível a comparação entre os resultados das simulações e os valores reais e uma posterior validação dos modelos utilizados.

Efectuar as simulações recorrendo-se a um software de simulação diferente do utilizado neste trabalho e posteriormente proceder-se à comparação dos resultados obtidos.

# 8. Referências e Bibliografia


ALTENER. *Energia Fotovoltaica: manual sobre tecnologias, projecto e instalações*, 2004

ALTENER. *Energia Solar Térmica: manual sobre tecnologias, projecto e instalações*, 2004

Afonso, Clito. *Sebenta Refrigeração*, FEUP-SFC, 2007

ASHRAE. *Fundamentals*, SI edition, 2009

Basarir, Murat. *Numerical Study of the Airflow and Temperature Distributions in na Atrium*, Queen's University Kingston, Ontario, Canada, 2009

Castro, Márcio. *Desenvolvimento de um sistema de aquecimento ambiente para uma caravana baseado numa bomba de calor*, FEUP, Porto, 2010

Castro, Rui. *Introdução à energia fotovoltaica*, edição 2.2, Instituto Superior Técnico de Lisboa, 2008

Çengel, Yunus; Beles, Michael. *Thermodynamics, An engineering Approach*, 5th edition, McGraw-Hill, 2006

Dinçer, Ibrahim; Kanoglu, Mehmet. *Refrigeration Systems and Applications*, 2nd edition, John Willey & Sons, 2010

Decreto – lei nº 80/2006, *Regulamento das características de comportamento térmico dos edifícios (RCCTE)*, 2006

Duffie, John; Beckman, William. *Solar energy of thermal processes*, 2nd edition, John Wiley & Sons, 1991

Kalorigou, Soteris. *Solar energy engineering: Processes and Systems*, Academic Press, 2009

Leal, Vítor. *Apontamentos de climatização*, FEUP, Porto, 2009

Leite, Carlos. *Desenvolvimento de um sistema de refrigeração ambiente para uma caravana baseado num ciclo de compressão a vapor*, FEUP, Porto, 2010

Moran, Michael; Shapiro, Howard. *Princípios de termodinâmica para Engenharia*, 4ª edição, LTC, Rio de Janeiro, 2002

Oliveira, Armando. *Apontamentos de Energias renováveis*, FEUP, Porto, 2009

Santos, Carlos; Matias, Luís. *Coeficientes de transmissão térmica de elementos da envolvente dos edifícios (ITE 50)*, LNEC, 2006

Sonntag, Richard; Borgnakke, Claus; Wylen, Gordon. *Fundamentos da termodinâmica*, 6ª edição, Edgard Blücher Ltda, 2003

Fluent Manual (versao 6.3.26)

Gambit Manual (versão 2.3.16)

### Sites consultados

AdEPorto – Agência de Energia do Porto. Web – www.adeporto.eu/

Campinanda. Web – www.campinanda.pt

DGEG – Direcção Geral de Energia e Geologia. Web – www.dgge.pt

FCMP – Federação de Campismo e Montanhismo de Portugal, 2010. Web - www.fcmportugal.com

Megaclima. Web – www.megaclima.pt

Greencamp. Web – www.greencamp.pt

Obriens Camping. Web – www.obrienscamping.co.uk

Caravanismo de Portugal. Web – www.caravanismoportugal.com

Roteiro Campista. Web – www.roteiro-campista.pt

AEA – Agência Europeia do Ambiente. Web – www.eea.europa.eu/pt

TECA – ThermoElectric Cooling America Corporation. Web – www.thermoelectric.com/2005/pr/ssac/ahp-150ff.htm

Tetech – TE Technology. Web – www.tetech.com

Mappy. Web – en.mappy.com

Generac. Web – www.generac.com

Gaslow. Web - www.gaslow.co.uk/pages/c_s2_4.htm

Dometic. Web - www.dometic.com/enie/

# ANEXO A: Tabelas auxiliares para o cálculo das cargas térmicas

Na tabela A.1 e A.2 apresenta-se a constituição das paredes e das janelas, assim como os valores necessários para a obtenção do coeficiente de transmissão térmica das paredes e das janelas da caravana.

**Tabela A.1: Valores das propriedades das paredes da caravana.**

| ***Propriedades das paredes*** | | | |
|---|---|---|---|
| ***Material*** | **e [m]** | **λ [W/(m.K)]** | **Re [(m².K)/W]** |
| *Alumínio* | 0,001 | 230,000 | 0,000 |
| *Poliestireno* | 0,020 | 0,040 | 0,500 |
| *Contraplacado* | 0,003 | 0,170 | 0,018 |
| **R conv, e** | | | 0,030 |
| **R conv, i** | | | 0,120 |
| **U [W/(m².K)]** | | | 1,498 |

**Tabela A.2: Valores das propriedades das janelas da caravana.**

| ***Propriedades das janelas*** | | | |
|---|---|---|---|
| ***Material*** | **e [m]** | **λ [W/(m.K)]** | **Re [(m².K)/W]** |
| *Acrílico* | 0,003 | 0,220 | 0,014 |
| **R conv, e** | | | 0,030 |
| **R conv, i** | | | 0,120 |
| **U [W/(m².K)]** | | | 6,111 |

No caso do tecto, como a sua constituição não é uniforme, devido à presença de travessas de madeira como elemento estrutural, é necessário calcular em separado dois coeficientes de transmissão térmica. Na tabela A.3 apresentam-se os valores relativos à fracção do tecto que possui isolamento (poliestireno), enquanto na tabela A.4 encontram-se os valores referentes à porção do tecto com travessas de madeira.

**Tabela A.3: Valores das propriedades do tecto da caravana sem as travessas de madeira.**

| ***Propriedades do tecto sem travessas*** | | | |
|---|---|---|---|
| ***Material*** | **e [m]** | **λ [(W/(m.K)]** | **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** | | | 0,030 |
| **R conv, i** | | | 0,110 |
| **U [W/(m².K)]** | | | 1,265 |

**Tabela A.4: Valores das propriedades do tecto da caravana com as travessas de madeira.**

| *Propriedades do tecto com 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** | | | 0,030 |
| **R conv, i** | | | 0,110 |
| **U [W/(m².K)]** | | | 3,198 |

Em semelhança ao tecto, no chão também existem travessas de madeira como elemento estrutural da caravana, sendo novamente necessário calcular-se os coeficientes de transmissão térmica em separado. Portanto, o coeficiente de transmissão térmica relativo à fracção do tecto com isolamento (poliestireno) encontra-se apresentado na tabela A.5, estando presente na tabela A.6 o coeficiente de transmissão térmica relativo à porção do tecto com as travessas de madeira.

**Tabela A.5: Valores das propriedades do chão da caravana sem as travessas de madeira.**

| *Propriedades do chão sem travessas* | | | |
|---|---|---|---|
| ***Material*** | **e [m]** | **λ [W/(m.K)]** | **Re [(m².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** | | | 0,030 |
| **R conv, i** | | | 0,160 |
| **U [W/(m².K)]** | | | 0,984 |

**Tabela A.6: Valores das propriedades do chão da caravana com as travessas de madeira.**

| *Propriedades do chão com 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** | | | 0,030 |
| **R conv, i** | | | 0,160 |
| **U [W/(m².K)]** | | | 2,258 |

Na tabela A.7 pode observar-se todos os locais, até uma distância de aproximadamente 100 km do Porto, onde existem parques de campismo ou caravanismo. Na seguinte tabela também se apresenta o custo do combustível consumido (ida e volta) na deslocação entre o centro do Porto e cada uma dessas localidades, assim como o tempo gasto em cada uma dessas viagens (só ida). No custo referido atrás considerou-se um carro de porte médio a gasóleo.

**Tabela A.7: Locais com parques de campismo ou de caravanismo até uma distância de 100 km do Porto.**

| Local | Distância [km] | Custo combustível (ida e volta) [€] | Tempo Viagem (só ida) [horas:min] |
|---|---|---|---|
| Caminha | 100 | 24,76 | 1:10 |
| Arcos de Valdevez | 100 | 24,54 | 1:08 |
| Vila Nova Cerveira | 100 | 25,48 | 1:09 |
| Ponte Lima | 84 | 20,60 | 0:53 |
| Ponte da Barca | 96 | 23,44 | 1:06 |
| Terras de Bouro | 88 | 21,32 | 1:12 |
| Viana do Castelo | 75 | 18,58 | 0:53 |
| Braga | 56 | 14,04 | 0:42 |
| Vieira do Minho | 88 | 21,22 | 1:17 |
| Cabeceiras de Basto | 94 | 23,12 | 1:03 |
| Esposende | 52 | 13,02 | 0:42 |
| Guimarães | 55 | 13,68 | 0:41 |
| Fafe | 68 | 16,84 | 0:45 |
| Mondim de Bastos | 100 | 24,62 | 1:12 |
| Póvoa do Varzim | 36 | 9,08 | 0:33 |
| Vila do Conde | 33 | 8,40 | 0:32 |
| Felgueiras | 56 | 13,92 | 0:45 |
| Amarante | 61 | 15,22 | 0:43 |
| ***Vila Real*** | **96** | **23,18** | **1:12** |
| Vila Nova de Gaia | 4,2 | 1,26 | 0:09 |
| Gondomar | 8,5 | 2,22 | 0:15 |
| Espinho | 28 | 7,20 | 0:30 |
| São João da Madeira | 41 | 10,20 | 0:46 |
| Ovar | 45 | 11,20 | 0:39 |
| Oliveira de Azeméis | 51 | 12,44 | 0:56 |
| Aveiro | 79 | 19,46 | 0:56 |
| Mira | 100 | 25,06 | 1:07 |
| Vilar de Mouros | 96 | 23,76 | 1:05 |

# ANEXO B: Ficha técnica do módulo termoeléctrico

## AHP-1800 | Air Conditioner

Air Cooled
Thru Mount
NEMA-12, 4,4X

24 VDC Input



### FEATURES

- Compact, (18" L X 12.35" W X 9.69"D)
- Excels in high ambient temperatures
- Environmentally Safe
- Dual efficiency versions available, consult factory
- No compressor, fluorocarbons or filters
- Virtually maintenance-free operation
- Stainless steel exterior housing
- Versions to withstand corrosive environments, shock and vibration
- Mounts and operates in any orientation

### INCLUDES

- Adjustable temperature control
- Mounting gasket and hardware
- Power input leads

### SPECIFICATIONS

| | MODEL | PART NUMBER | NOTES | PERFORMANCE RATING BTU/HR | VOLTAGE VDC | RUNING CURRENT AMPS. | WEIGHT LBS.(KG) APPROX. | TEMP. CONTROL * | OPERATING AMBIENT °C | AGENCY APPROVALS (ETL) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| NEMA 12 | AHP-1800 | 0-0195-0-000 | Cool only | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | NONE | -10/+70 | PENDING |
| | AHP-1800 | 0-0185-0-000 | Cool only | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | TC-6F | -10/+70 | PENDING |
| | AHP-1800 | 0-01F5-0-000 | Cool only | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | 85°F (30°) | -10/+70 | PENDING |
| | AHP-1800 | 0-0155-0-000 | Cool only | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | EXT* | -10/+70 | PENDING |
| | AHP-1800HC | 0-0135-1-000 | Heat/Cool | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | TC-3F | -10/+70 | PENDING |
| | AHP-1800HC | 0-0155-1-000 | Heat/Cool | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | EXT** | -10/+70 | PENDING |
| NEMA 4X | AHP-1800XE | 0-0195-4-000 | Cool only | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | NONE | -28/+70 | PENDING |
| | AHP-1800XE | 0-0185-4-000 | Cool only | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | TC-6F | -28/+70 | PENDING |
| | AHP-1800XE | 0-01F5-4-000 | Cool only | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | 85°F (30°) | -28/+70 | PENDING |
| | AHP-1800XE | 0-0155-4-000 | Cool only | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | EXT* | -28/+70 | PENDING |
| | AHP-1800XEHC | 0-0135-5-000 | Heat/Cool | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | TC-3F | -28/+70 | PENDING |
| | AHP-1800XEHC | 0-0155-5-000 | Heat/Cool | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | EXT** | -28/+70 | PENDING |
| | AHP-1800X | 0-0195-2-000 | Cool only | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | NONE | -28/+70 | PENDING |
| | AHP-1800X | 0-0185-2-000 | Cool only | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | TC-6F | -28/+70 | PENDING |
| | AHP-1800X | 0-01F5-2-000 | Cool only | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | 85°F (30°) | -28/+70 | PENDING |
| | AHP-1800X | 0-0155-2-000 | Cool only | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | EXT* | -28/+70 | PENDING |
| | AHP-1800XHC | 0-0135-3-000 | Heat/Cool | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | TC-3F | -28/+70 | PENDING |
| | AHP-1800XHC | 0-0155-3-000 | Heat/Cool | 1100-1300 | 24 | 18 | 40 (18) | EXT** | -28/+70 | PENDING |

* Unit is set for 5-32 VDC external signal, relay(s) included
** Unit is set for 5-32 VDC external signal, H-Bridge relay(s) included

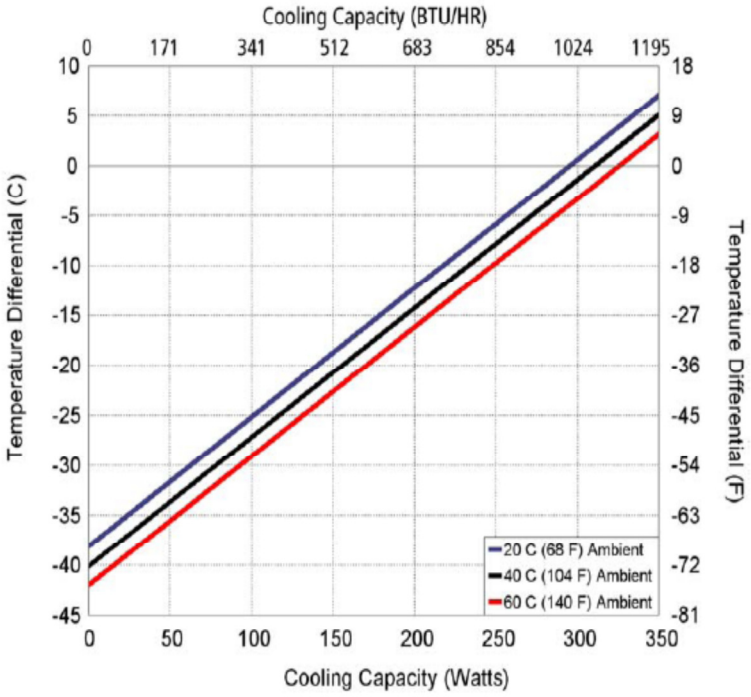
**For other voltages contact TECA**

**Figura B.1: Catálogo do módulo termoeléctrico AHP – 1800, parte 1.**

Air Conditioner - Air Cooled

# AHP-1800

## PERFORMANCE CURVE




| Equation of line: y=ΔT(°C) x=Capacity (Watts) | | | |
|---|---|---|---|
| Ambient Temp | 20°C | 40°C | 60°C |
| Enclosure Air | y=.129x-38.1 | y=.129x-40.1 | y=.129x-42.0 |
| Cold Sink | y=.09x-38.1 | y=.09x-40.1 | y=.09x-42.0 |

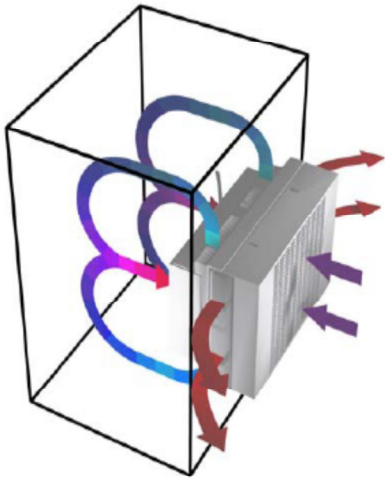
**MOUNTING STYLE**
Thru Mount

**ENVIRONMENTS**
NEMA-12 IP 40 (maintains IP 52)
NEMA-4,4X IP 56

**RATING (TRADITIONAL)**
1100 BTU/hr @ 0 °F ΔT
1420 BTU/hr @ +20 °F ΔT *

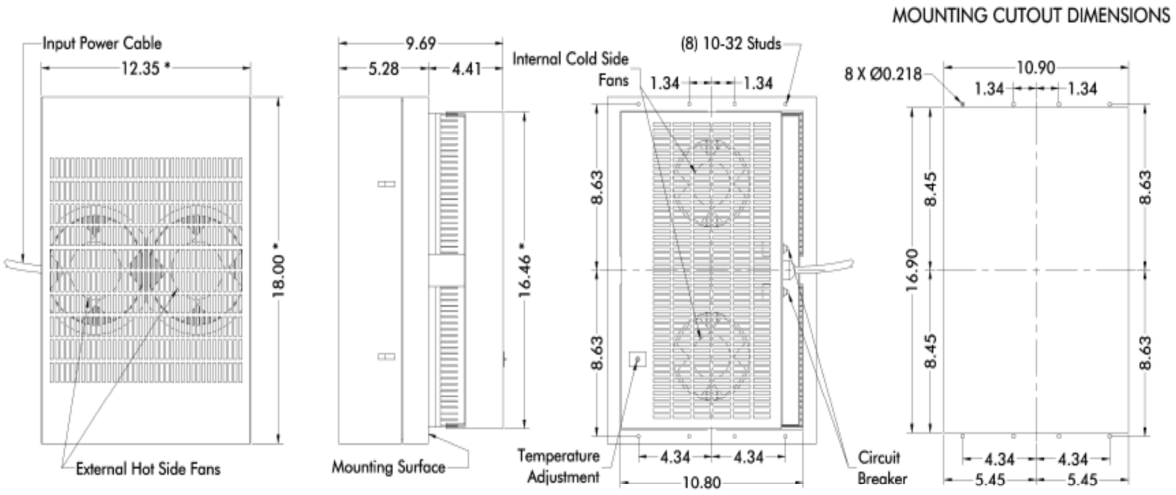
**RATING (DIN 3168)**
322 Watts L35 L35
210 Watts L35 L50

* See page 10



Air Flow Pattern

## DIMENSIONS




* Dimension does not include hardware, insulation. Dimensions: Inches
Mounting hardware and gasket included but not shown.

**Figura B.2: Catálogo do módulo termoeléctrico AHP – 1800, parte 2.**

# ANEXO C: Tabela com características de todos os sistemas de compressão de vapor consultados

**Tabela C.1: Listagem de todos os ar condicionados consultados.**

| Marca | Modelo | Tipo | Cap. Refrigeração (W) | Cap. Aquecimento (W) | COP Refrigeração | COP Aquecimento | Classe de Energia (Frio/Calor) | Dimensões (mm) | | Peso (kg) | | Preço (€) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | | *U. Interior (LxAxP)* | *U. Exterior (LxAxP)* | *U. Interior* | *U. Exterior* | |
| Daikin | FTXG25J-W | Mural | 2500 | 3400 | 4,46 | 4,36 | A/A | 915 x 295 x 155 | 765 x 550 x 285 | 11 | 34 | 1353 |
| Daikin | FTXS25G | Mural | 2500 | 3400 | 4,55 | 4,53 | A/A | 800 X 295 X 215 | 765 x 550 x 285 | 9 | 34 | 1107 |
| Daikin | FTXR28E | Mural | 2800 | 3600 | 5 | 5,14 | A/A | 890 X 209 X 305 | 795 X 693 X 285 | 14 | 48 | 1682 |
| Daikin | FVXS25F | Chão (consola) | 2500 | 3400 | 4,39 | 4,3 | A/A | 700 X 600 X 210 | 765 X 550 X 285 | 14 | 34 | 1512 |
| Daikin | FLXS25B | Chão/Tecto | 2500 | 3400 | 3,85 | 3,47 | A/B | 1050 x 490 x 200 | 765 x 550 x 285 | 16 | 34 | 1464 |
| LG | S09AW | Mural | 2630 | 3600 | 4,05 | 4,14 | A/A | 895 x 282 x 165 | 770 x 545 x 245 | 8 | 32 | 998 |
| LG | CS09AQ | Mural | 2500 | 3200 | 4,6 | 4,6 | A/A | 885 X 285 X 210 | 770 X 545 X 288 | 11 | 35 | 1174 |
| LG | S09AQ | Mural | 2500 | 3200 | 4,6 | 4,6 | A/A | 895 X 285 X 195 | 770 X 545 X 288 | 12 | 35 | 1392 |
| LG | UV09 | Chão/Tecto | 2500 | 3000 | 3,33 | 3,61 | - | 900 X 200 X 490 | 770 X 540 X 245 | 13,7 | 32 | 1440 |
| LG | CQ09 | Chão (consola) | 2500 | 3400 | 4,4 | 4,3 | - | 700 x 600 x 210 | 770 x 540 x 245 | 13,8 | 32 | 1797 |
| MITSUBISHI | MSZ-GE25VA | Mural | 2500 | 3200 | 4,59 | 4,57 | A/A | 798 X 295 X 232 | 800 X 550 X 285 | 10 | 30 | 1015 |
| MITSUBISHI | MSH-GE20VB | Mural | 2300 | 2500 | 3,22 | 3,62 | A/A | 815 X 278 X 244 | 800 X 550 X 285 | 9 | 29 | 647 |
| MITSUBISHI | MSH-GE25VB | Mural | 2650 | 3000 | 3,23 | 3,66 | A/A | 815 X 278 X 244 | 800 X 550 X 285 | 9 | 34 | 685 |
| MITSUBISHI | MSZ-FD25VA(S) | Mural | 2500 | 3200 | 5,15 | 5,25 | A/A | 798 X 295 X 257 | 800 X 550 X 285 | 12 | 36 | 1392 |
| MITSUBISHI | MFZ-KA25VA | Chão (consola) | 2500 | 3400 | 4,31 | 4,07 | A/A | 700 X 600 X 200 | 800 X 550 X 285 | 14 | 33 | 1549 |
| SANYO | SAP-KRV 96EH | Mural | 2500 | 3300 | 3,23 | 3,61 | A/A | 825 X 285 X 213 | 720 X 548 X 265 | 9 | 30 | 842 |
| SANYO | SAP-KR 97EHAX | Mural | 2800 | 2800 | 3,22 | 3,61 | A/A | 799 X 250 X 205 | 660 X 510 X 240 | 7,5 | 24 | 695 |
| SANYO | SAP-KRV 96EH DS | Mural | 2650 | 3600 | 4,21 | 4,31 | A/A | 789 X 265 X 180 | 790 X 565 X 265 | 9,5 | 36 | 1177 |
| SANYO | SAP-FR 94EH | Chão (consola) | 2650 | 3200 | 3,21 | 3,95 | A/A | 560 X 700 X 200 | 720 X 548 X 265 | 18,6 | 35 | 1083 |
| Dometic | B 2600 | tecto | 2500 | 3300 | 2,08 | 2,44 | - | 560 X 550 X 50 | 980 X 650 X 200 | 40,5 | | 2200 |
| Dometic | HB 2500 | - | 2500 | 3300 | 2,78 | 2,73 | - | 710 X 400 X 280 | - | 24,9 | - | 1082 |

# ANEXO D: Ficha técnica do sistema de compressão de vapor seleccionado (Dometic B 2600)




**Figura D.1: Catálogo do ar condicionado (Dometic B 2600), parte 1.**



**Dometic B 2600** 2.10

Roof air conditioner with 2500-watt cooling capacity, for 230-volt stationary operation

| | |
|---|---|
| **Cooling capacity** | 2500 watts / 8500 Btu/h |
| **Heating capacity*** [heat pump capacity] | 3300 watts |
| **Power consumption** for cooling/heating mode | 1200/1350 watts |
| **Input voltage** | 230 volts AC/50 Hz |
| **Current consumption** for cooling/heating mode | 4.0/5.2 A |
| **Fuse** | 6 A delay fuse |
| **Number of blower speeds** | 4/automatic |
| **Thermostat temperature control** | yes |
| **Refrigerant** | R407c |
| **Dimensions [W x H x D]** | 650 x 235 x 980 mm |
| **Roof opening/roof thickness** | 400 x 400 mm/30 to 80 mm |
| **Weight** | approx. 40.5 kg |
| **Test marks** | E-approved to EMC automotive directive |
| **Scope of delivery** | Roof air conditioner, remote control, air diffuser unit, mounting frame, fixing materials, installation and operating instructions |

* Maximum heating capacity = heat pump capacity
Whenever the ambient temperature drops, the heat pump reduces its energy efficiency.

| Product | Ref. No. |
|---|---|
| Dometic B 2600 | 9102900102 |

NEW

up to 8 m vehicle length

Heat pump technology

For 230-volt AC stationary operation

Control panel with integrated lighting

Remote control

**Figura D.2: Catálogo do ar condicionado (Dometic B 2600), parte 2.**

# ANEXO E: Parâmetros definidos no Fluent para o modelo 1

As figuras E.1 a E.4 mostram todas as opções tomadas na definição da simulação do modelo 1. Na figura E.1 apresentam-se as escolhas efectuadas no menu "Solver" e no menu "Operating Conditions". Sendo esta primeira simulação realizada em regime estacionário, no menu solver escolheu-se a opção "Steady" no separador "Time". As opções tomadas no menu "Operating Conditions" da figura E.1 são iguais para todas as simulações realizadas ao longo deste trabalho. Em todas elas se considerou uma aceleração da gravidade de 9,81 $m/s^2$ e uma pressão de operação de 1 atm (101325 Pa), valor predefinido no Fluent.

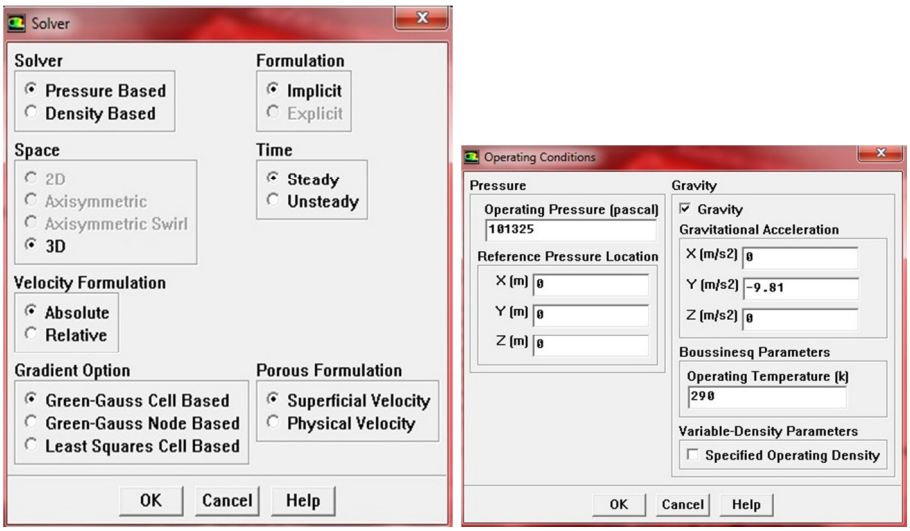



**Figura E.1: Parâmetros definidos para o modelo 1 no "Solver" e "Operating Conditions" do software Fluent.**

Na definição do modelo no Fluent é necessário definir as propriedades dos materiais envolvidos em cada modelo. Na figura E.2 observa-se que para o ar interior, nesta e em todas as outras simulações realizadas neste trabalho, escolheu-se a opção "ideal gás", de modo a considerar que o ar teria um comportamento idêntico ao de um gás perfeito para definir a massa volúmica e as restantes propriedades.

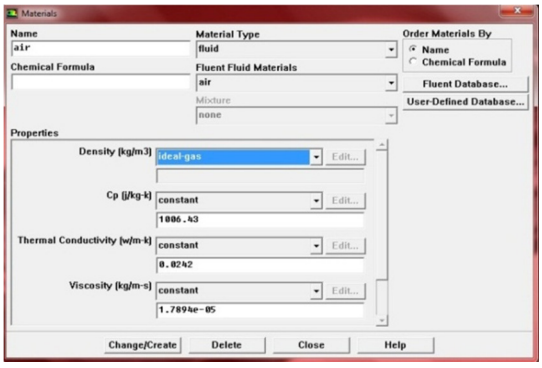



**Figura E.2: Parâmetros definidos para o modelo 1 no menu "Materials" do software Fluent.**

Quanto ao menu "Solution Controls", apresentado na figura E.3, utilizaram-se todas as escolhas já predefinidas no Fluent. Escolheu-se o método de discretização de primeira ordem para todas as equações porque conduz a simulações mais rápidas do que as outras opções. No painel "Residual Monitors" da figura E.3, o valor do erro escolhido para cada uma das equações foi o valor predefinido no Fluent.

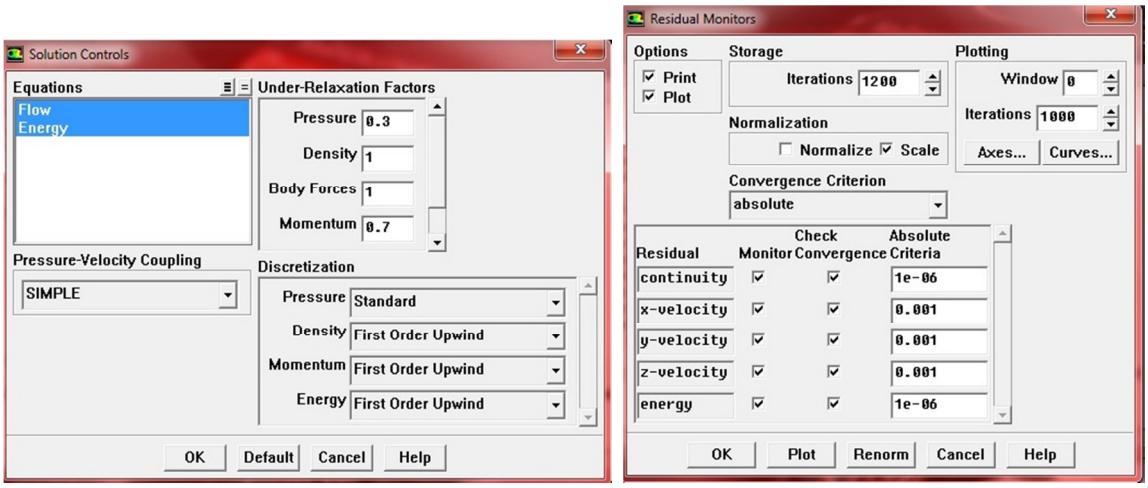



**Figura E.3: Parâmetros definidos para o modelo 1 no menu "Solution Controls" e "Residual Monitors" do software Fluent.**

A figura E.4, mostra as cinco opções disponíveis para o tipo de condição de fronteira de uma parede. Numa primeira fase da simulação do modelo 1, definiu-se as condições de fronteira do modelo do tipo convecção. Posteriormente modificou-se o tipo destas condições de fronteira para "Mixed", opção esta que conjuga a convecção com a radiação.

No caso das condições de fronteira do tipo convecção definiu-se o coeficiente de convecção, a temperatura exterior, a espessura e o material de cada parede. Já no caso das condições de fronteira do tipo "Mixed", para além dos parâmetros considerados anteriormente definiu-se também a emissividade interior e exterior das paredes e a temperatura referente à radiação.

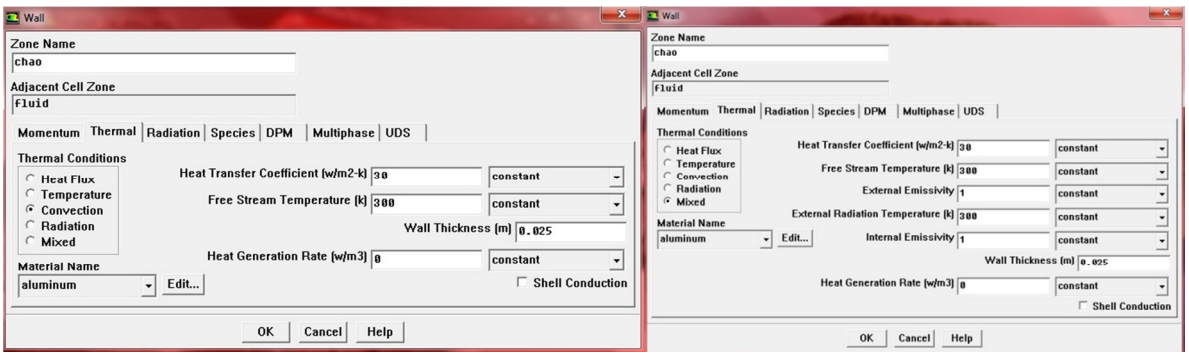



**Figura E.4: Parâmetros definidos no modelo 1 para as condições de fronteira no menu "Wall" do software Fluent.**

# ANEXO F: Parâmetros definidos no Fluent para o modelo 2

Com o modelo 2 já se procurou estudar a radiação solar no software Fluent, recorrendo-se ao modelo de radiação "Discrete Ordinates" e à opção "Solar Ray Tracing" para a simulação da radiação solar. No caso da definição dos parâmetros necessários no modelo de radiação (DO) "Discrete Ordinates", indicados na figura F.1, utilizaram-se os valores predefinidos pelo Fluent.

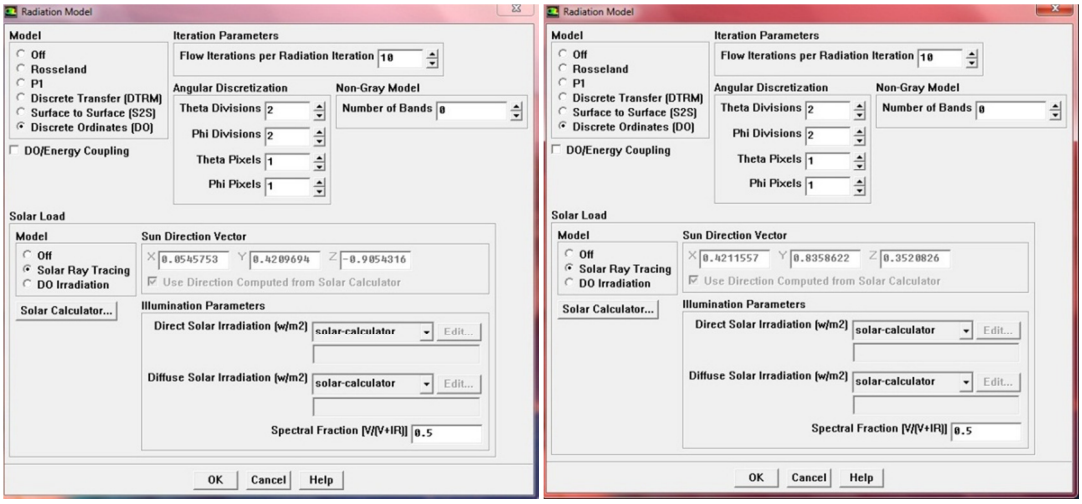



**Figura F.1: Parâmetros definidos para o modelo 2 no menu "Radiation Model" para as 8h (à esquerda) e 14h (à direita) do dia 16 de Agosto.**

Quanto à definição dos parâmetros do "Solar Ray Tracing", recorreu-se ao "Solar Calculator", apresentado na figura F.2. Através dos dados introduzidos no "Solar Calculator", este calcula automaticamente os valores necessários à definição do "Solar Ray Tracing". Na figura F.2 apresenta os dados introduzidos no "Solar Calculator" nas duas simulações realizadas com este modelo, para as 8 horas e as 14 horas do dia 16 de Agosto.

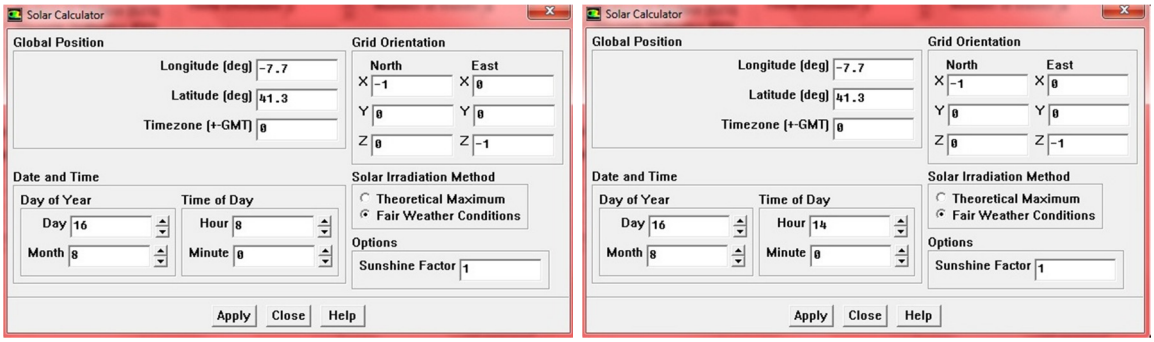



**Figura F.2: Parâmetros definidos para o modelo 2 no menu "Solar Calculator" para as 8h (à esquerda) e 14h (à direita) do dia 16 de Agosto.**

Nesta fase definiu-se as condições de fronteira do modelo 2, sendo seleccionado o tipo de condição de fronteira de temperatura, como se vê na figura F.3. Numa primeira simulação definiu-se as paredes como sendo opacas e numa segunda fase definiu-se as paredes do modelo como semi-transparentes.

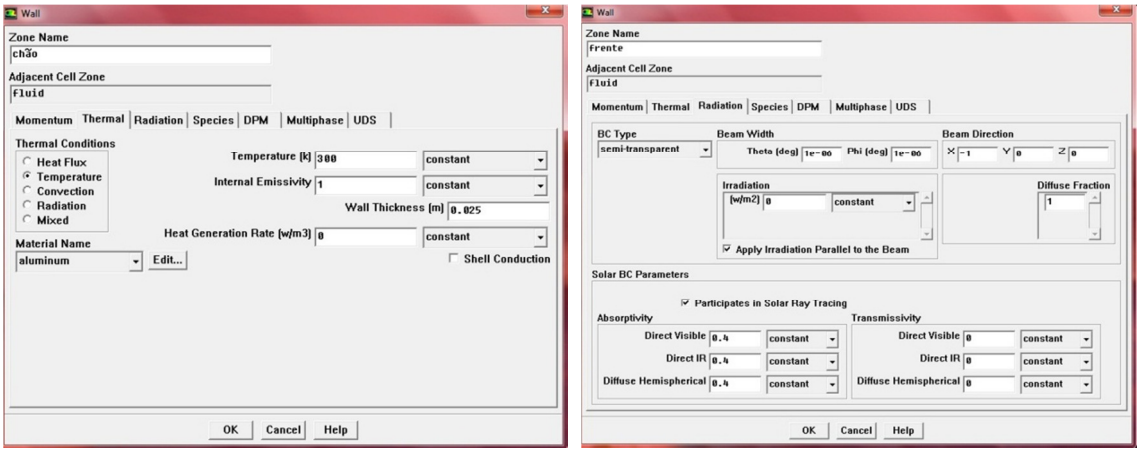



**Figura F.3: Parâmetros definidos no modelo 2 para as condições de fronteira no menu "Wall" do software Fluent.**

# ANEXO G: Parâmetros definidos no Fluent para o modelo 3 e resultados das simulações do dia crítico de Verão e Inverno

No menu "Solver" apresentado na figura G.1, a única alteração em relação aos modelos anteriores é o facto de neste caso as simulações se realizarem em regime transiente (Unsteady). Nestas simulações foi necessária a definição das propriedades dos materiais de cada parede e janela, mostrados nas tabelas 6.3 e 6.4, para além da definição do ar como "ideal gás".

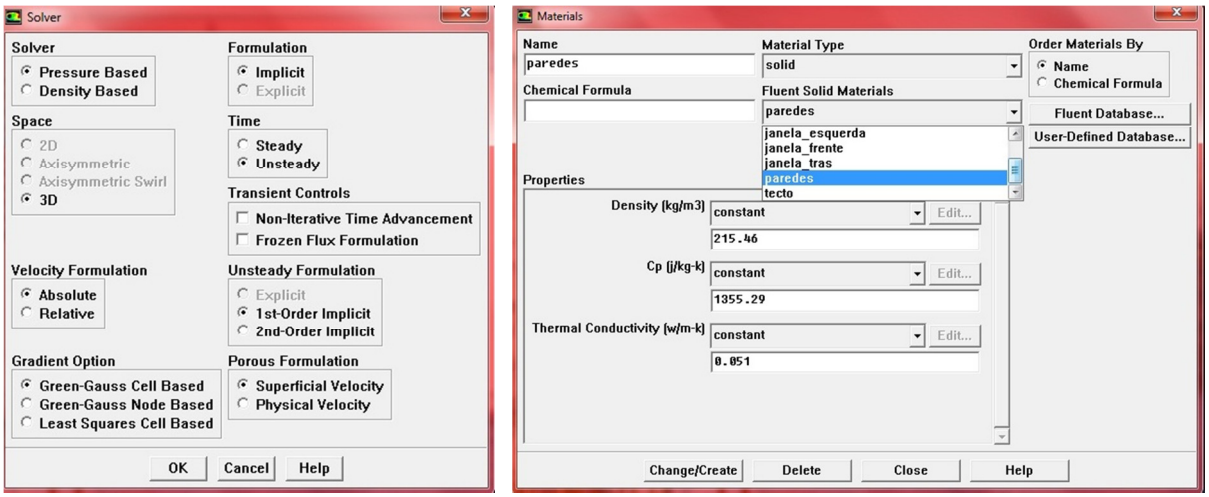



**Figura G.1: Parâmetros definidos para o modelo 3 no menu "Solver" e "Materials" do Fluent.**

A figura G.2 mostra o menu "Boundary Profiles", onde são introduzidos os ficheiros relativos aos perfis de temperatura a utilizar nas condições de fronteira de cada superfície da caravana. Assim sendo, na definição das condições de fronteira de cada superfície ("Wall"), já é possível seleccionar os perfis de temperatura introduzidos no menu "Boundary Profiles".

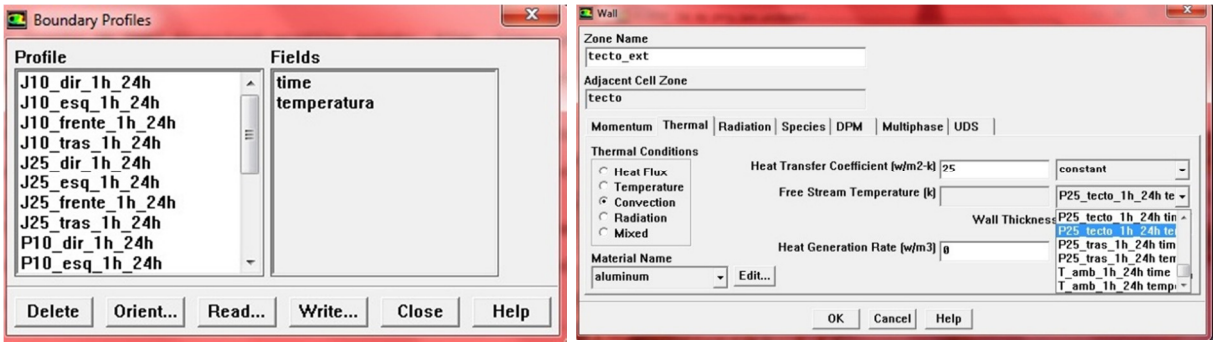



**Figura G.2: Parâmetros definidos no modelo 3 para as condições de fronteira no menu "Boundary Profiles" e "Wall" do Fluent.**

É no painel "Iterarte", apresentado na figura G.3, que são definidos todos os parâmetros relativos ao processo iterativo das simulações. Inicialmente, para o cálculo desta simulação, utilizaram-se passos temporais (Time Step Size) fixo de 20 segundos, mas após algumas tentativas verificou-se que os resultados não convergiam. Para contornar este problema pode-se aumentar o número máximo de iterações por passo temporal (Max Iterations per Time Step) e/ou diminuir o passo temporal (duração da simulação vai aumentar). Depois de várias tentativas de redução do passo temporal verificou-se que no início da simulação apenas se obtinha convergência dos resultados com um passo temporal de 1 segundo. Ao considerar-se um passo temporal fixo de 1 segundo, a duração da simulação iria ser exagerada. Depois de consultado o manual do Fluent constatou-se que em certos casos é necessário um passo temporal pequeno no início da simulação, que depois pode ser aumentado. De modo a facilitar este controlo do valor dos passos temporais a usar, utilizou-se o método adaptativo ao invés do fixo. No método adaptativo o próprio software selecciona o passo temporal mais adequado para cada iteração e vai adaptando-o ao longo da simulação.

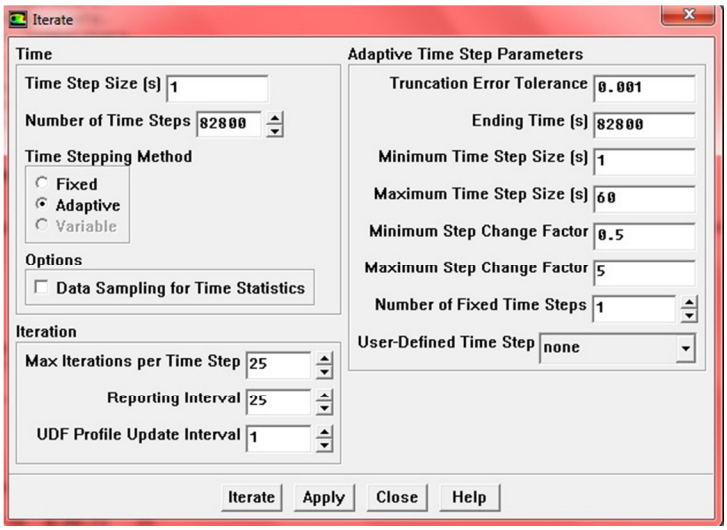



**Figura G.3: Parâmetros definidos para o modelo 3 no menu "Iterate" do Fluent.**

As tabelas G.1 e G.2 apresentam os perfis de temperatura utilizados como condições de fronteira de convecção das paredes e das janelas, bem como a temperatura ambiente. Foi com os valores destas duas tabelas que se criaram os ficheiros profile introduzidos no menu "Boundary Profiles" da figura G.2.

**Tabela G.1: Temperatura das condições de fronteira das paredes e temperatura ambiente num dia crítico de Verão.**

| Hora | Tempo [s] | Perfis de Temperatura [K] | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Tecto | Direita | Esquerda | Frente | Traseira | Chão | Ambiente |
| 1 | 0 | 289,65 | 289,65 | 289,65 | 289,65 | 289,65 | 289,65 | 289,65 |
| 2 | 3600 | 288,45 | 288,45 | 288,45 | 288,45 | 288,45 | 288,45 | 288,45 |
| 3 | 7200 | 287,35 | 287,35 | 287,35 | 287,35 | 287,35 | 287,35 | 287,35 |
| 4 | 10800 | 286,15 | 286,15 | 286,15 | 286,15 | 286,15 | 286,15 | 286,15 |
| 5 | 14400 | 284,95 | 284,95 | 284,95 | 284,95 | 284,95 | 284,95 | 284,95 |
| 6 | 18000 | 286,36 | 291,57 | 285,62 | 285,62 | 287,56 | 285,35 | 285,35 |
| 7 | 21600 | 290,13 | 296,14 | 287,53 | 287,53 | 288,86 | 286,75 | 286,75 |
| 8 | 25200 | 294,73 | 298,29 | 290,66 | 291,09 | 290,79 | 289,35 | 289,35 |
| 9 | 28800 | 300,10 | 301,27 | 294,61 | 296,31 | 294,61 | 292,85 | 292,85 |
| 10 | 32400 | 307,61 | 306,23 | 298,82 | 302,47 | 298,82 | 296,95 | 296,95 |
| 11 | 36000 | 312,73 | 307,79 | 303,33 | 307,79 | 303,33 | 301,15 | 301,15 |
| 12 | 39600 | 318,51 | 308,87 | 307,13 | 312,84 | 307,13 | 305,05 | 305,05 |
| 13 | 43200 | 321,77 | 310,20 | 311,96 | 316,01 | 310,20 | 308,15 | 308,15 |
| 14 | 46800 | 321,81 | 312,19 | 316,75 | 316,75 | 312,19 | 310,05 | 310,05 |
| 15 | 50400 | 321,38 | 312,39 | 319,99 | 316,12 | 312,39 | 310,55 | 310,55 |
| 16 | 54000 | 317,94 | 311,28 | 319,95 | 313,30 | 311,28 | 309,65 | 309,65 |
| 17 | 57600 | 314,65 | 308,59 | 321,37 | 309,05 | 308,72 | 307,55 | 307,55 |
| 18 | 61200 | 307,68 | 305,15 | 313,52 | 305,15 | 306,45 | 304,35 | 304,35 |
| 19 | 64800 | 301,41 | 300,82 | 304,92 | 300,82 | 302,17 | 300,55 | 300,55 |
| 20 | 68400 | 297,25 | 297,25 | 297,25 | 297,25 | 297,25 | 297,25 | 297,25 |
| 21 | 72000 | 294,55 | 294,55 | 294,55 | 294,55 | 294,55 | 294,55 | 294,55 |
| 22 | 75600 | 292,55 | 292,55 | 292,55 | 292,55 | 292,55 | 292,55 | 292,55 |
| 23 | 79200 | 290,95 | 290,95 | 290,95 | 290,95 | 290,95 | 290,95 | 290,95 |
| 24 | 82800 | 289,65 | 289,65 | 289,65 | 289,65 | 289,65 | 289,65 | 289,65 |

**Tabela G.2: Temperaturas das condições de fronteira das janelas num dia crítico de Verão.**

| Hora | Tempo [s] | Perfis de Temperatura [K] | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | Direita | Esquerda | Frente | Traseira |
| 1 | 0 | 289,65 | 289,65 | 289,65 | 289,65 |
| 2 | 3600 | 288,45 | 288,45 | 288,45 | 288,45 |
| 3 | 7200 | 287,35 | 287,35 | 287,35 | 287,35 |
| 4 | 10800 | 286,15 | 286,15 | 286,15 | 286,15 |
| 5 | 14400 | 284,95 | 284,95 | 284,95 | 284,95 |
| 6 | 18000 | 291,57 | 285,62 | 285,62 | 287,56 |
| 7 | 21600 | 296,14 | 287,53 | 287,53 | 288,86 |
| 8 | 25200 | 298,29 | 290,66 | 291,09 | 290,79 |
| 9 | 28800 | 301,27 | 294,61 | 296,31 | 294,61 |
| 10 | 32400 | 306,23 | 298,82 | 302,47 | 298,82 |
| 11 | 36000 | 307,79 | 303,33 | 307,79 | 303,33 |
| 12 | 39600 | 308,87 | 307,13 | 312,84 | 307,13 |
| 13 | 43200 | 310,20 | 311,96 | 316,01 | 310,20 |
| 14 | 46800 | 312,19 | 316,75 | 316,75 | 312,19 |
| 15 | 50400 | 312,39 | 319,99 | 316,12 | 312,39 |
| 16 | 54000 | 311,28 | 319,95 | 313,30 | 311,28 |
| 17 | 57600 | 308,59 | 321,37 | 309,05 | 308,72 |
| 18 | 61200 | 305,15 | 313,52 | 305,15 | 306,45 |
| 19 | 64800 | 300,82 | 304,92 | 300,82 | 302,17 |
| 20 | 68400 | 297,25 | 297,25 | 297,25 | 297,25 |
| 21 | 72000 | 294,55 | 294,55 | 294,55 | 294,55 |
| 22 | 75600 | 292,55 | 292,55 | 292,55 | 292,55 |
| 23 | 79200 | 290,95 | 290,95 | 290,95 | 290,95 |
| 24 | 82800 | 289,65 | 289,65 | 289,65 | 289,65 |

As tabelas G.3 e G.4 apresentam os resultados das duas simulações realizadas para o dia crítico da estação de Verão (6 de Agosto).

**Tabela G.3: Distribuição de temperatura do ar no centro da caravana (modelo 3) na simulação do período do dia com radiação solar (6h às 19h) do dia crítico de Verão.**

| Hora | Temperatura [K] | Hora | Temperatura [K] |
|---|---|---|---|
| 6:05 | 290,01 | 12:37 | 311,27 |
| 6:13 | 290,17 | 12:55 | 312,32 |
| 6:19 | 290,22 | 13:13 | 313,32 |
| 6:23 | 290,22 | 13:32 | 314,43 |
| 6:38 | 290,27 | 13:50 | 315,45 |
| 6:54 | 290,48 | 14:07 | 316,34 |
| 7:12 | 290,95 | 14:26 | 317,08 |
| 7:26 | 291,41 | 14:41 | 317,66 |
| 7:44 | 292,05 | 15:00 | 318,10 |
| 8:01 | 292,81 | 15:17 | 318,45 |
| 8:18 | 293,63 | 15:33 | 318,53 |
| 8:34 | 294,56 | 15:50 | 318,42 |
| 8:53 | 295,67 | 16:07 | 318,18 |
| 9:10 | 296,85 | 16:26 | 317,84 |
| 9:27 | 298,04 | 16:42 | 317,33 |
| 9:43 | 299,38 | 16:59 | 316,96 |
| 10:00 | 300,84 | 17:17 | 316,34 |
| 10:18 | 302,29 | 17:31 | 315,54 |
| 10:34 | 303,66 | 17:46 | 314,62 |
| 10:50 | 304,62 | 18:03 | 313,41 |
| 11:06 | 305,77 | 18:19 | 311,95 |
| 11:25 | 306,99 | 18:41 | 309,90 |
| 11:43 | 308,11 | 18:51 | 308,93 |
| 12:00 | 309,05 | 19:00 | 308,03 |
| 12:18 | 310,15 | | |

**Tabela G.4: Distribuição de temperatura do ar no centro da caravana (modelo 3) na simulação do dia crítico inteiro (interrompida num ponto intermédio).**

| Hora | Temperatura [K] | Hora | Temperatura [K] |
|---|---|---|---|
| 1:10 | 289,65 | 8:11 | 292,94 |
| 1:38 | 289,53 | 8:30 | 293,97 |
| 1:51 | 289,42 | 8:48 | 295,08 |
| 2:24 | 288,82 | 9:05 | 296,22 |
| 3:10 | 288,32 | 9:21 | 297,36 |
| 3:40 | 287,81 | 9:38 | 298,46 |
| 4:08 | 287,36 | 9:55 | 299,87 |
| 4:33 | 286,85 | 10:13 | 301,50 |
| 4:56 | 286,43 | 10:30 | 302,82 |
| 5:21 | 286,12 | 10:46 | 304,22 |
| 5:51 | 286,54 | 11:05 | 305,53 |
| 6:05 | 287,00 | 11:21 | 306,57 |
| 6:24 | 287,80 | 11:39 | 307,81 |
| 6:42 | 288,53 | 11:56 | 308,74 |
| 7:01 | 289,45 | 12:14 | 309,85 |
| 7:18 | 290,22 | 12:33 | 310,99 |
| 7:35 | 291,07 | 12:51 | 311,88 |
| 7:53 | 292,00 | | |

# ANEXO H: Parâmetros definidos no Fluent e resultados obtidos para os dias típicos de Verão e Inverno

Os parâmetros definidos no Fluent nestas duas simulações são em tudo semelhantes aos da simulação com o modelo 3. Uma das diferenças entre o modelo simplificado e o modelo 3 são os ficheiros "profile" introduzidos no mesmo, já que a simulação é realizada para dias distintos com condições ambientais (temperatura e radiação solar) distintas. Nas tabelas H.1 e H.2 apresentam-se os valores das temperaturas utilizados nas condições de fronteira das paredes equivalentes do modelo simplificado na simulação do dia típico de Verão e Inverno, respectivamente. A outra diferença está nos valores introduzidos nas propriedades das paredes, utilizando-se para isso os valores referentes às propriedades das paredes equivalentes que constam da tabela 5.6.

**Tabela H.1: Perfis de temperatura das condições de fronteira das paredes equivalentes num dia típico de Verão.**

| Hora | Tempo [s] | Perfis de Temperatura [K] | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Tecto | Direita | Esquerda | Frente | Traseira | Chão | Ambiente |
| 1 | 0 | 288,94 | 288,94 | 288,94 | 288,94 | 288,94 | 288,94 | 288,94 |
| 2 | 3600 | 288,22 | 288,22 | 288,22 | 288,22 | 288,22 | 288,22 | 288,22 |
| 3 | 7200 | 287,51 | 287,51 | 287,51 | 287,51 | 287,51 | 287,51 | 287,51 |
| 4 | 10800 | 286,80 | 286,80 | 286,80 | 286,80 | 286,80 | 286,80 | 286,80 |
| 5 | 14400 | 286,54 | 286,79 | 286,52 | 286,52 | 286,72 | 286,49 | 286,49 |
| 6 | 18000 | 287,76 | 291,97 | 287,21 | 287,31 | 289,74 | 286,84 | 286,84 |
| 7 | 21600 | 290,77 | 298,09 | 288,88 | 289,22 | 291,30 | 287,89 | 287,89 |
| 8 | 25200 | 294,83 | 301,60 | 291,32 | 292,65 | 292,45 | 289,68 | 289,68 |
| 9 | 28800 | 299,67 | 304,72 | 294,28 | 298,07 | 294,95 | 292,13 | 292,13 |
| 10 | 32400 | 304,41 | 306,07 | 297,42 | 303,69 | 298,21 | 294,89 | 294,89 |
| 11 | 36000 | 308,57 | 306,17 | 300,47 | 308,56 | 301,34 | 297,65 | 297,65 |
| 12 | 39600 | 312,00 | 305,28 | 303,15 | 312,30 | 304,07 | 300,19 | 300,19 |
| 13 | 43200 | 313,82 | 305,00 | 307,22 | 314,28 | 305,93 | 302,15 | 302,15 |
| 14 | 46800 | 314,35 | 306,11 | 312,04 | 314,35 | 307,01 | 303,38 | 303,38 |
| 15 | 50400 | 313,05 | 306,09 | 314,85 | 312,24 | 306,89 | 303,67 | 303,67 |
| 16 | 54000 | 310,67 | 305,19 | 315,95 | 308,95 | 305,87 | 303,09 | 303,09 |
| 17 | 57600 | 307,05 | 303,27 | 314,79 | 304,77 | 304,42 | 301,67 | 301,67 |
| 18 | 61200 | 302,59 | 300,57 | 310,76 | 300,95 | 303,14 | 299,57 | 299,57 |
| 19 | 64800 | 297,97 | 297,43 | 302,18 | 297,52 | 299,91 | 297,07 | 297,07 |
| 20 | 68400 | 294,82 | 294,80 | 295,05 | 294,81 | 294,99 | 294,78 | 294,78 |
| 21 | 72000 | 292,98 | 292,98 | 292,98 | 292,98 | 292,98 | 292,98 | 292,98 |
| 22 | 75600 | 291,57 | 291,57 | 291,57 | 291,57 | 291,57 | 291,57 | 291,57 |
| 23 | 79200 | 290,46 | 290,46 | 290,46 | 290,46 | 290,46 | 290,46 | 290,46 |
| 24 | 82800 | 289,60 | 289,60 | 289,60 | 289,60 | 289,60 | 289,60 | 289,60 |

**Tabela H.2: Perfis de temperatura das condições de fronteira das paredes equivalentes num dia típico de Inverno.**

| Hora | Tempo [s] | Perfis de Temperatura [K] | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Tecto | Direita | Esquerda | Frente | Traseira | Chão | Ambiente |
| 1 | 0 | 279,25 | 279,25 | 279,25 | 279,25 | 279,25 | 279,25 | 279,25 |
| 2 | 3600 | 278,98 | 278,98 | 278,98 | 278,98 | 278,98 | 278,98 | 278,98 |
| 3 | 7200 | 278,71 | 278,71 | 278,71 | 278,71 | 278,71 | 278,71 | 278,71 |
| 4 | 10800 | 278,45 | 278,45 | 278,45 | 278,45 | 278,45 | 278,45 | 278,45 |
| 5 | 14400 | 278,18 | 278,18 | 278,18 | 278,18 | 278,18 | 278,18 | 278,18 |
| 6 | 18000 | 277,91 | 277,91 | 277,91 | 277,91 | 277,91 | 277,91 | 277,91 |
| 7 | 21600 | 277,99 | 278,85 | 277,92 | 278,18 | 277,94 | 277,87 | 277,87 |
| 8 | 25200 | 279,26 | 283,98 | 278,69 | 282,23 | 278,80 | 278,31 | 278,31 |
| 9 | 28800 | 281,58 | 285,64 | 280,16 | 285,59 | 280,43 | 279,28 | 279,28 |
| 10 | 32400 | 284,51 | 287,28 | 282,11 | 290,22 | 282,53 | 280,78 | 280,78 |
| 11 | 36000 | 287,35 | 287,91 | 284,10 | 294,49 | 284,60 | 282,45 | 282,45 |
| 12 | 39600 | 289,71 | 287,53 | 285,99 | 297,49 | 286,56 | 284,15 | 284,15 |
| 13 | 43200 | 290,89 | 287,22 | 288,78 | 298,29 | 287,79 | 285,49 | 285,49 |
| 14 | 46800 | 291,29 | 287,97 | 291,84 | 298,15 | 288,50 | 286,34 | 286,34 |
| 15 | 50400 | 290,33 | 287,85 | 293,15 | 295,86 | 288,28 | 286,54 | 286,54 |
| 16 | 54000 | 288,38 | 286,90 | 292,59 | 292,42 | 287,19 | 286,03 | 286,03 |
| 17 | 57600 | 285,86 | 285,31 | 290,49 | 288,71 | 285,42 | 284,96 | 284,96 |
| 18 | 61200 | 283,83 | 283,77 | 284,71 | 284,02 | 283,79 | 283,72 | 283,72 |
| 19 | 64800 | 282,63 | 282,63 | 282,63 | 282,63 | 282,63 | 282,63 | 282,63 |
| 20 | 68400 | 281,75 | 281,75 | 281,75 | 281,75 | 281,75 | 281,75 | 281,75 |
| 21 | 72000 | 281,02 | 281,02 | 281,02 | 281,02 | 281,02 | 281,02 | 281,02 |
| 22 | 75600 | 280,44 | 280,44 | 280,44 | 280,44 | 280,44 | 280,44 | 280,44 |
| 23 | 79200 | 279,95 | 279,95 | 279,95 | 279,95 | 279,95 | 279,95 | 279,95 |
| 24 | 82800 | 279,57 | 279,57 | 279,57 | 279,57 | 279,57 | 279,57 | 279,57 |

Nas tabelas H.3 e H.4 apresentam-se os resultados obtidos para a temperatura do ar interior no centro da caravana na simulação do dia típico de Verão e Inverno, respectivamente.

**Tabela H.3: Resultado da evolução da temperatura do ar interior no centro da caravana num dia típico de Verão (modelo simplificado).**

| Dia típico Verão | | | |
|---|---|---|---|
| **Hora** | **Temperatura (K)** | **Hora** | **Temperatura (K)** |
| 5:07 | 285,33 | 12:19 | 305,50 |
| 5:21 | 286,78 | 12:33 | 305,92 |
| 5:38 | 287,59 | 12:53 | 306,53 |
| 5:52 | 288,12 | 13:12 | 307,22 |
| 6:03 | 288,53 | 13:31 | 308,04 |
| 6:14 | 289,01 | 13:52 | 308,74 |
| 6:31 | 289,76 | 14:07 | 309,11 |
| 6:46 | 290,42 | 14:24 | 309,31 |
| 6:59 | 291,03 | 14:41 | 309,44 |
| 7:19 | 291,93 | 14:58 | 309,65 |
| 7:37 | 292,79 | 15:20 | 309,40 |
| 7:48 | 293,27 | 15:35 | 309,09 |
| 8:05 | 294,06 | 15:56 | 308,72 |
| 8:22 | 295,03 | 16:17 | 308,08 |
| 8:38 | 296,11 | 16:33 | 307,51 |
| 8:53 | 296,98 | 16:56 | 307,07 |
| 9:08 | 297,97 | 17:22 | 305,88 |
| 9:24 | 298,74 | 17:35 | 305,23 |
| 9:39 | 299,57 | 17:50 | 304,43 |
| 9:59 | 300,67 | 18:04 | 303,69 |
| 10:16 | 301,56 | 18:19 | 302,70 |
| 10:33 | 302,28 | 18:35 | 301,40 |
| 10:49 | 303,00 | 18:54 | 300,05 |
| 11:05 | 303,54 | 19:14 | 298,74 |
| 11:20 | 304,07 | 19:35 | 297,25 |
| 11:40 | 304,63 | 20:00 | 295,58 |
| 12:00 | 304,99 | | |

**Tabela H.4: Resultado da evolução da temperatura do ar interior no centro da caravana num dia típico de Inverno (modelo simplificado).**

| Dia típico Inverno | | | |
|---|---|---|---|
| **Hora** | **Temperatura (K)** | **Hora** | **Temperatura (K)** |
| 19:15 | 282,65 | 0:37 | 279,46 |
| 19:46 | 282,15 | 1:11 | 279,28 |
| 20:22 | 281,65 | 1:49 | 279,10 |
| 21:02 | 281,16 | 2:27 | 278,93 |
| 21:25 | 280,92 | 3:04 | 278,76 |
| 21:48 | 280,69 | 3:42 | 278,60 |
| 22:11 | 280,48 | 4:19 | 278,44 |
| 22:36 | 280,26 | 4:55 | 278,27 |
| 23:04 | 280,04 | 5:31 | 278,11 |
| 23:32 | 279,84 | 6:00 | 277,98 |
| 0:04 | 279,64 | | |

# ANEXO I: Parâmetros definidos no Fluent e resultados da simulação do dia típico Inverno com sistema de aquecimento

A definição dos parâmetros desta simulação no Fluent é idêntica à do modelo simplificado, adicionando-se apenas a introdução das condições de fronteira relativas ao sistema de aquecimento. Na figura I.1 observa-se as opções definidas no menu da condição de fronteira "Pressure Outlet". No caso do sistema de aquecimento, a temperatura do ar a insuflar (Backflow Total Temperature) será 25ºC (298.15 K) e a pressão relativa (Gauge Pressure) 7.94 Pa. A direcção da insuflação do ar no interior da caravana considerou-se perpendicular à superfície do sistema.

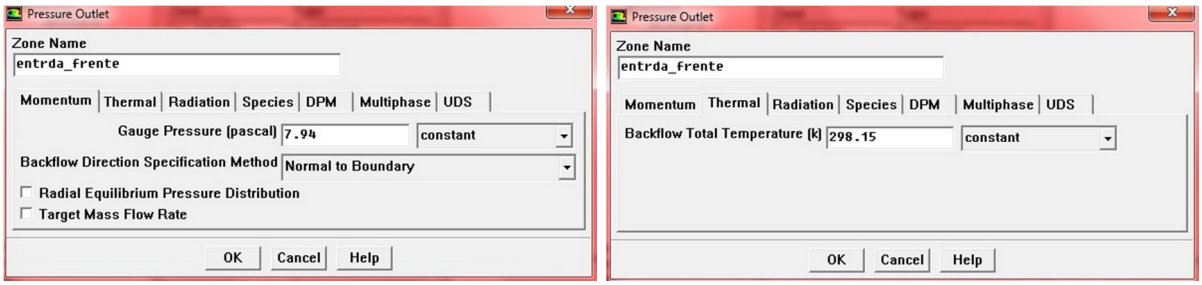



**Figura I.1: Parâmetros definidos nas condições de fronteira do sistema de arrefecimento no menu "Pressure Outlet" do Fluent.**

As figuras I.2 a I.4 apresentam os resultados da distribuição da temperatura do ar interior, para diferentes instantes de tempo, iguais a 10s, 30s, e 240s após ter ligado o sistema de aquecimento.

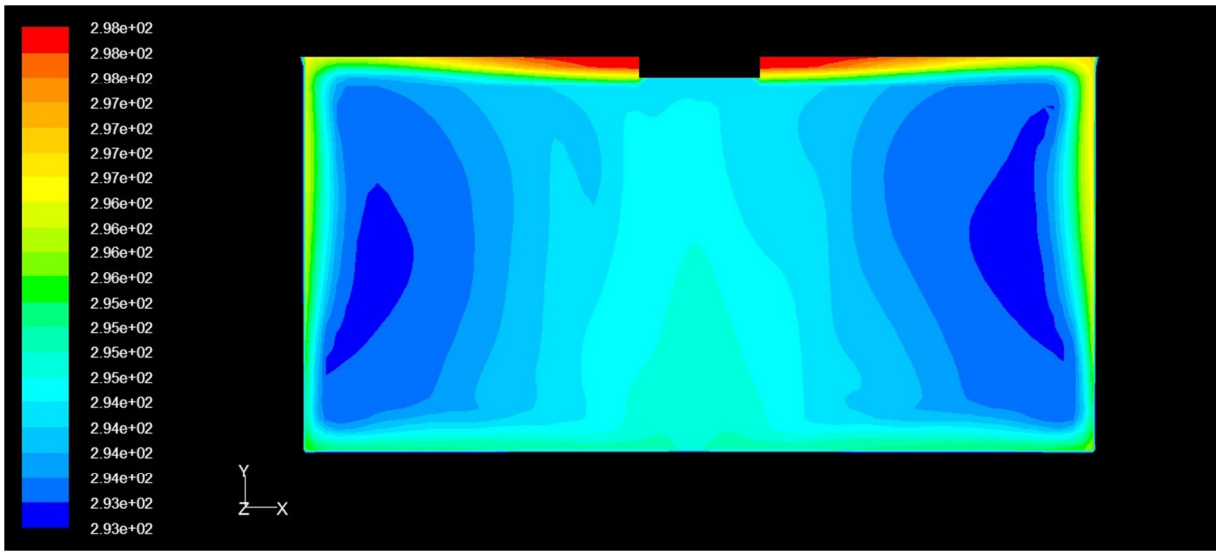



**Figura I.2: Distribuição da temperatura do ar interior 10 segundos depois de ligado o sistema de aquecimento (modelo final).**

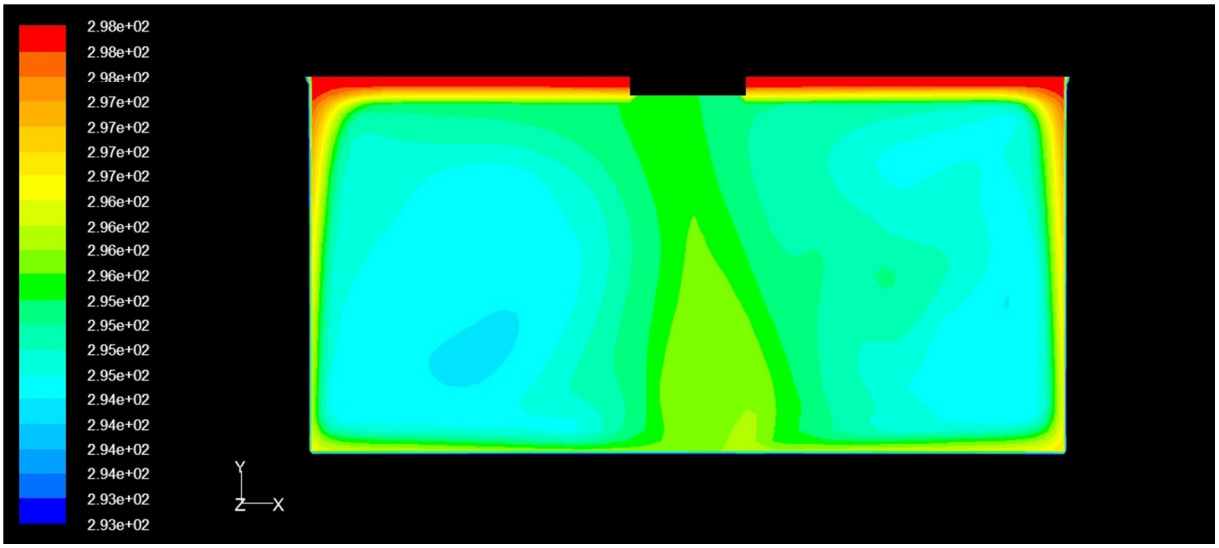



**Figura I.3: Distribuição da temperatura do ar interior 30 segundos depois de ligado o sistema de aquecimento (modelo final).**




**Figura I.4: Distribuição da temperatura do ar interior 240 segundos depois de ligado o sistema de aquecimento (modelo final).**

Nas figuras I.5 a I.7 mostram-se os resultados da distribuição da temperatura do ar para diferentes instantes de tempo, depois de desligado o sistema de aquecimento, respectivamente, 60s, 180s e 240s.

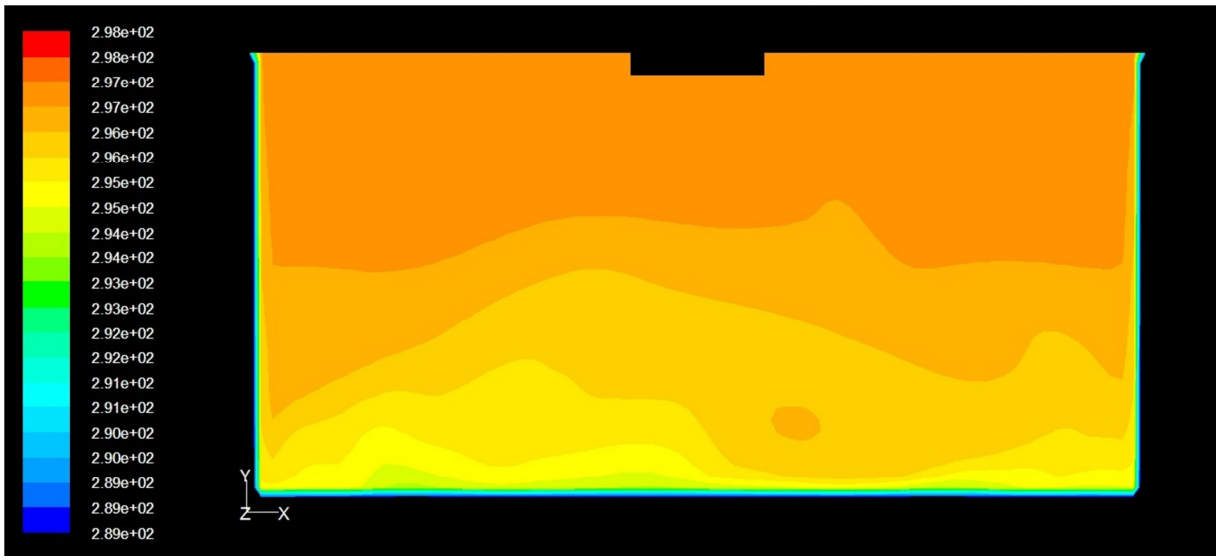



**Figura I.5: Distribuição da temperatura do ar interior 60 segundos depois de desligado o sistema de aquecimento (modelo final).**

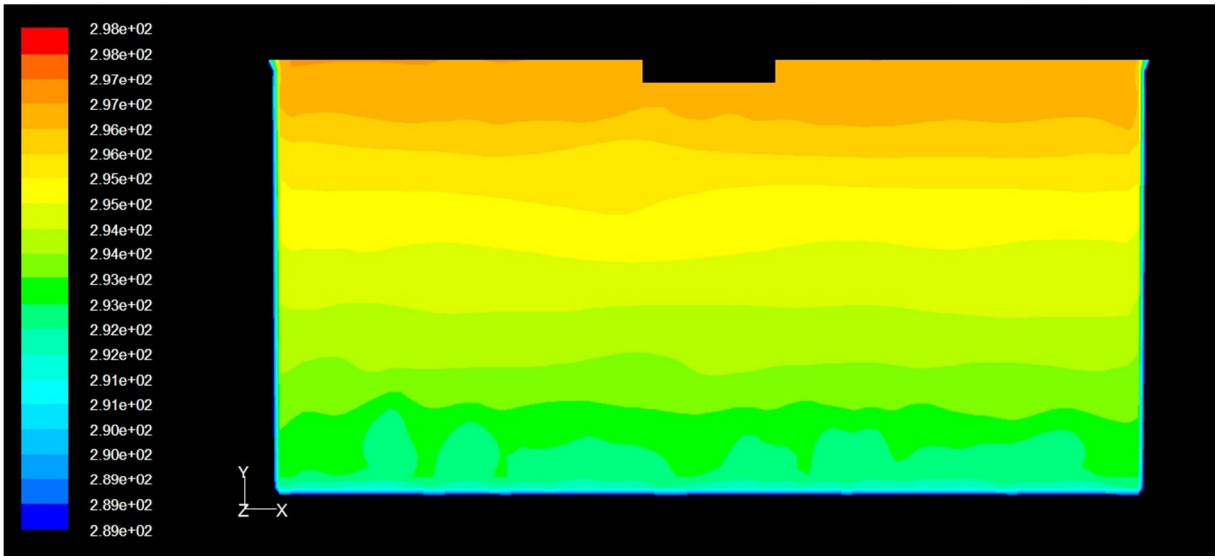



**Figura I.6: Distribuição da temperatura do ar interior 180 segundos depois de desligado o sistema de aquecimento (modelo final).**

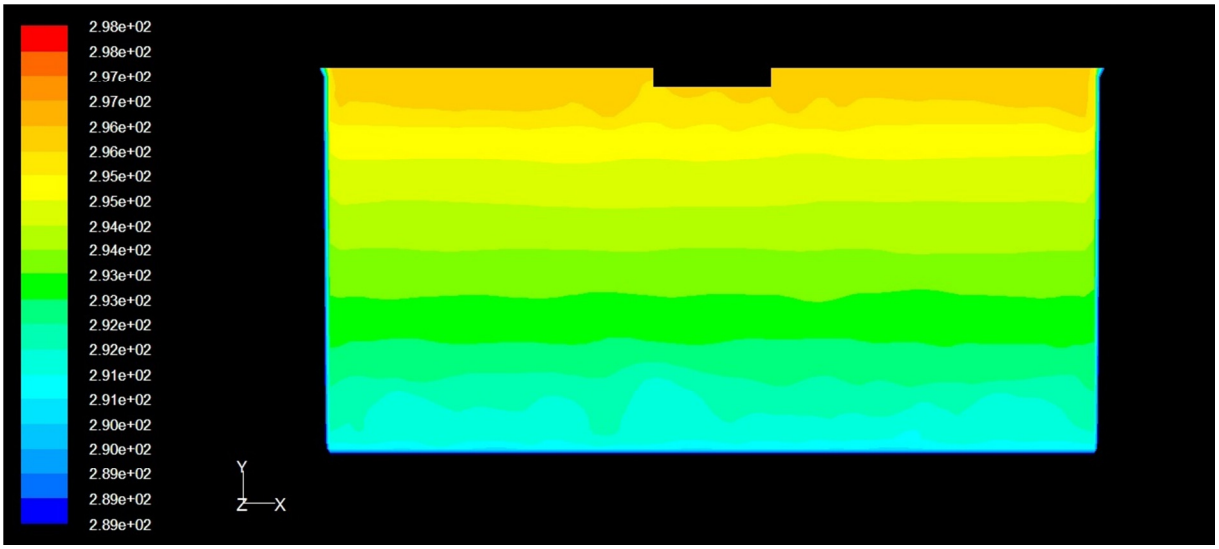



**Figura I.7: Distribuição da temperatura do ar interior 240 segundos depois de desligado o sistema de aquecimento (modelo final).**

# ANEXO J: Parâmetros definidos no Fluent e resultados da simulação do dia típico Verão com sistema de arrefecimento

Nesta simulação os parâmetros definidos no Fluent são em tudo semelhantes aos da simulação anterior. A única diferença que existe entre ambos é o valor da temperatura do ar a insuflar e o valor da pressão relativa, que no caso do sistema de arrefecimento é 20ºC (293,15 K) e 4,6 Pa respectivamente, figura J.1.

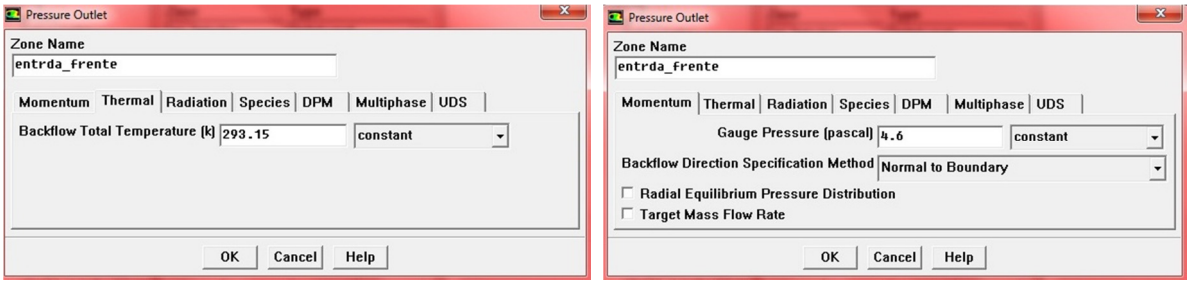



**Figura J.1: Parâmetros definidos nas condições de fronteira do sistema de aquecimento no menu "Pressure Outlet" do Fluent.**

As figuras J.2 a J.4 apresentam os resultados da distribuição da temperatura do ar interior para diferentes instantes de tempo, depois de ligado o sistema de arrefecimento, respectivamente 15s, 120s e 300s.

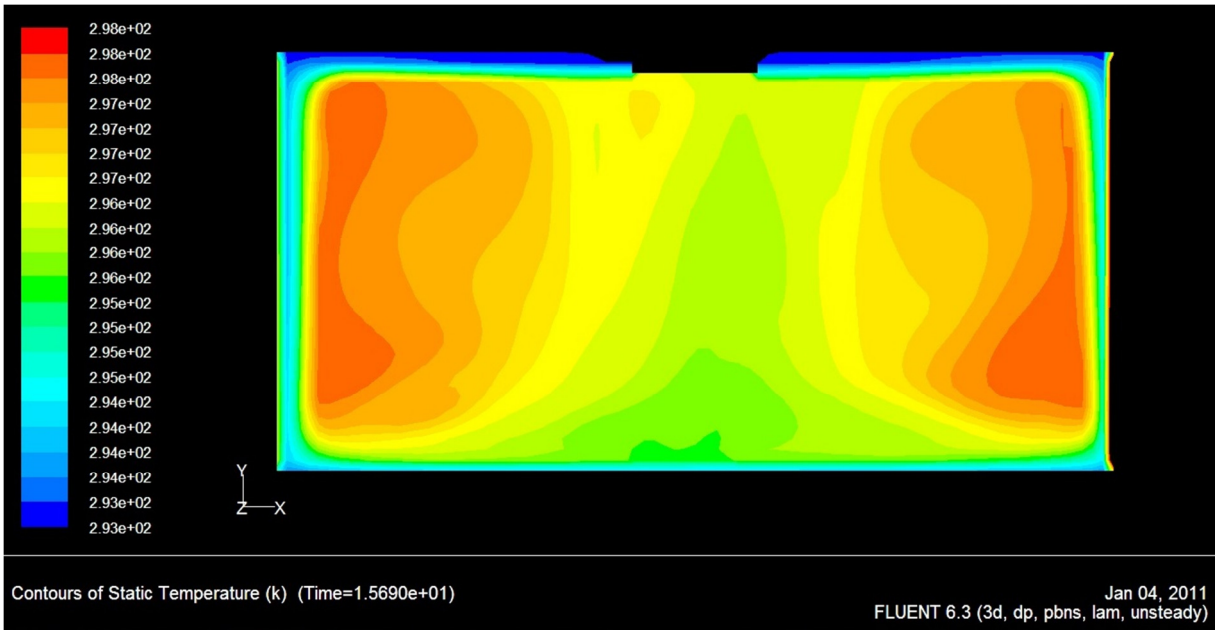



**Figura J.2: Distribuição da temperatura do ar interior 15 segundos depois de ligado o sistema de arrefecimento (modelo final).**

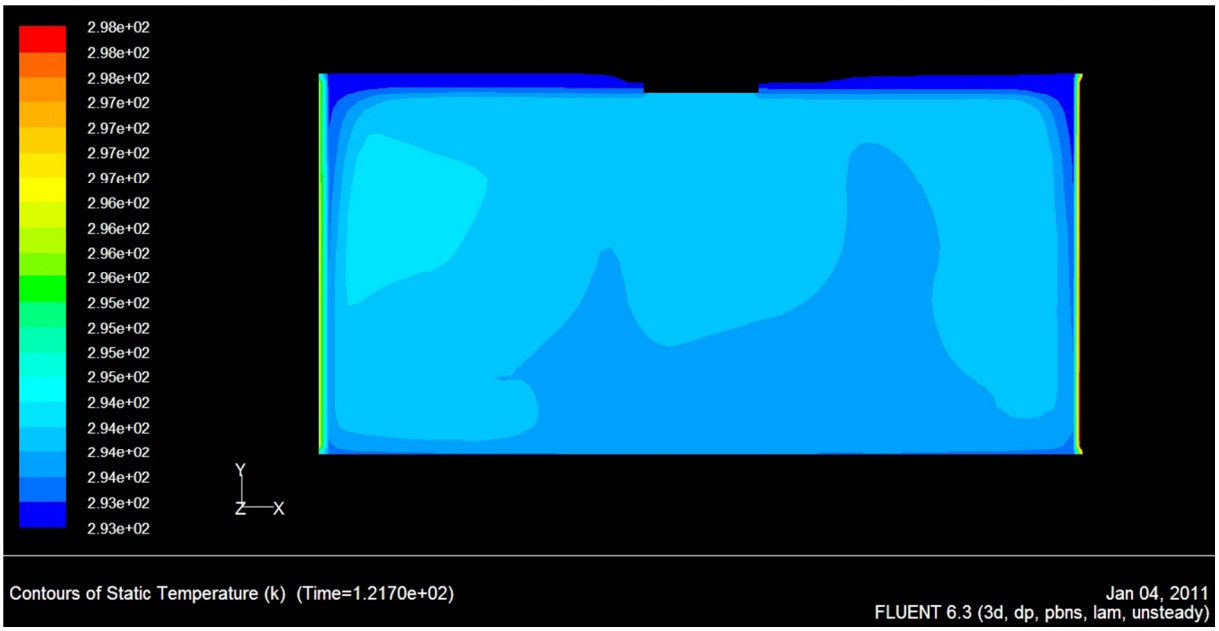



**Figura J.3 Distribuição da temperatura do ar interior 120 segundos depois de ligado o sistema de arrefecimento (modelo final).**

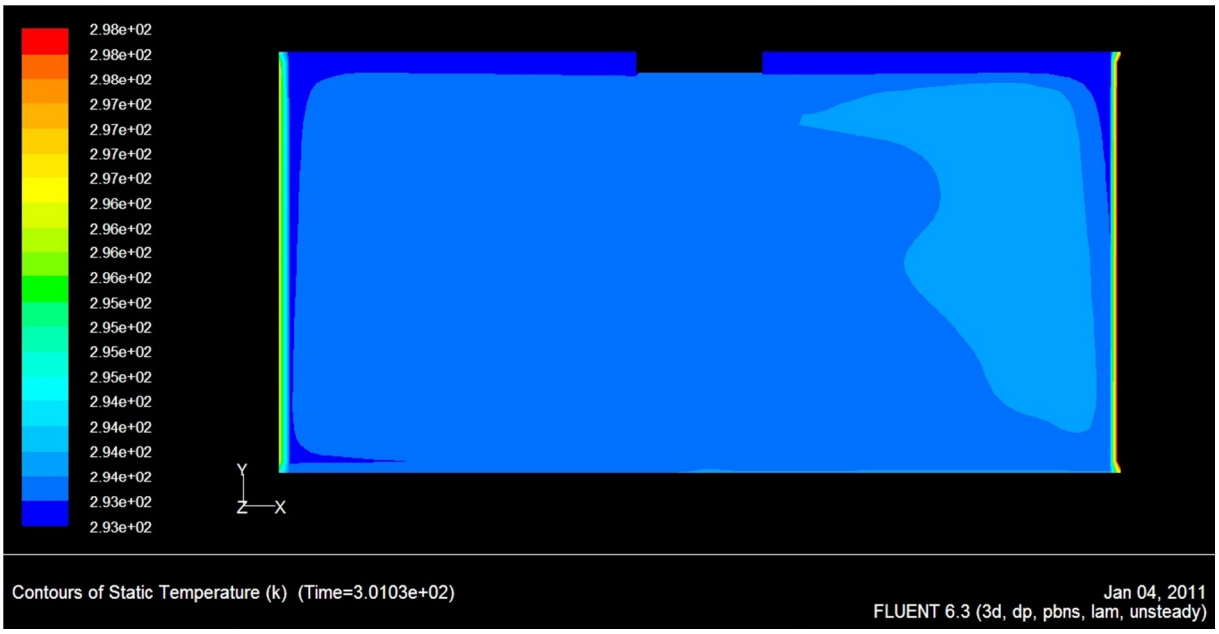



**Figura J.4: Distribuição da temperatura do ar interior 300 segundos depois de ligado o sistema de arrefecimento (modelo final).**

Nas figuras J.5 e J.6 estão presentes os resultados da distribuição da temperatura do ar interior para diferentes instantes de tempo (5min e 25min), depois de desligado o sistema de arrefecimento.

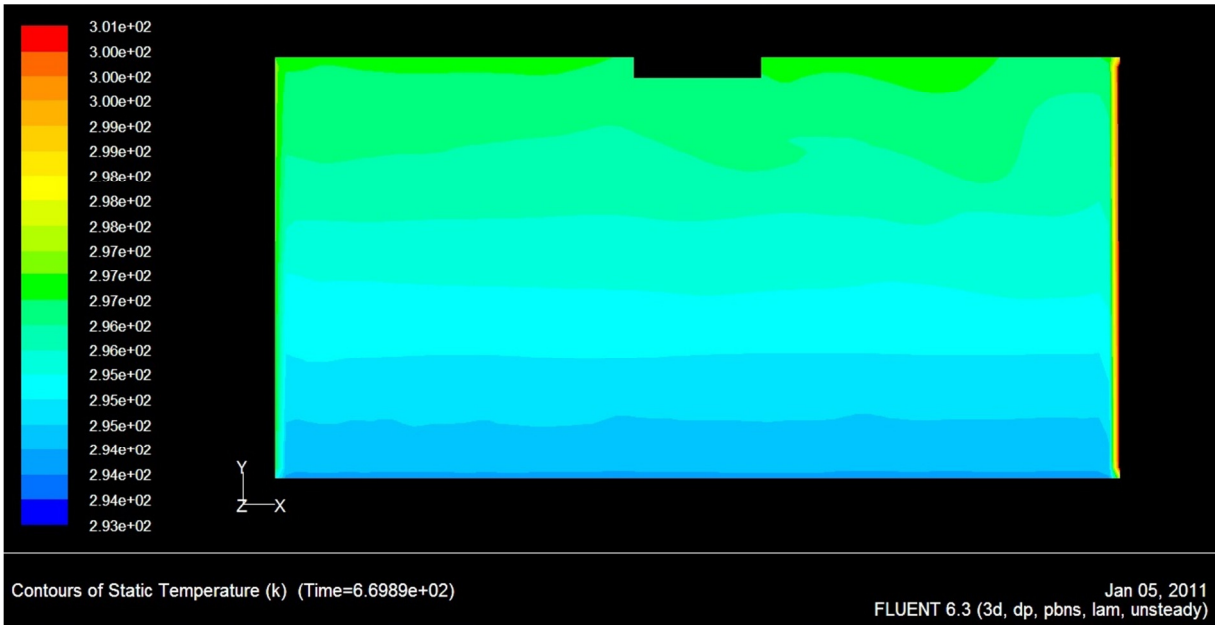



**Figura J.5: Distribuição da temperatura do ar interior 5 minutos depois de desligado o sistema de arrefecimento (modelo final).**

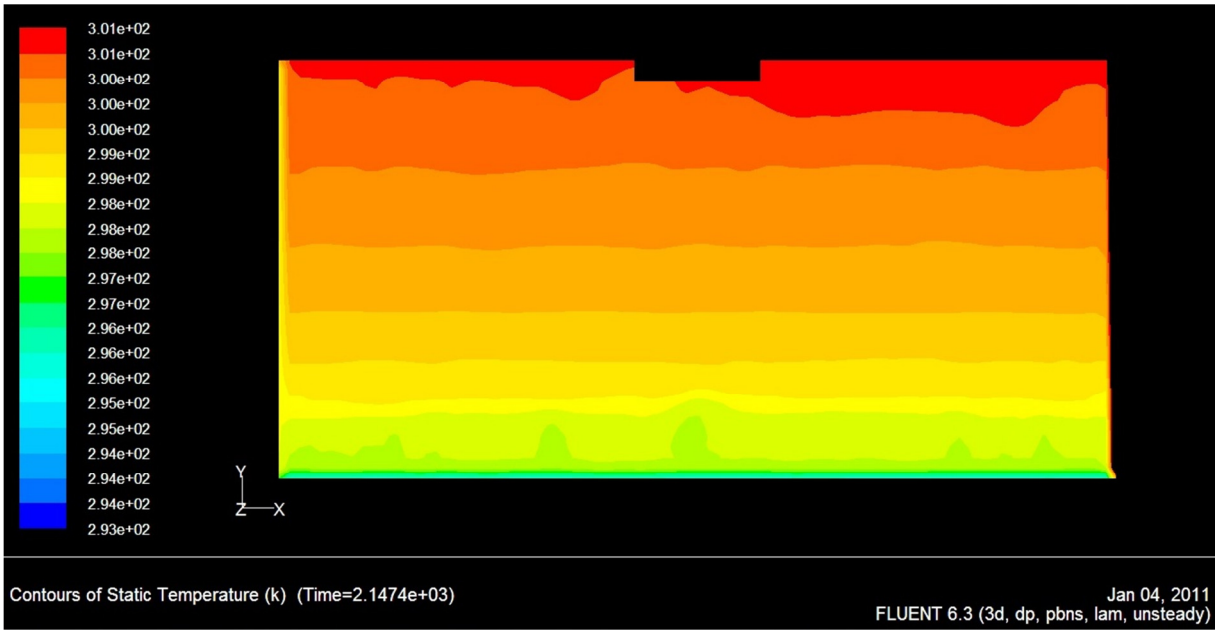



**Figura J.6: Distribuição da temperatura do ar interior 25 minutos depois de desligado o sistema de arrefecimento (modelo final).**

# ANEXO K: Tabelas de amortização dos geradores e catálogo das bilhas de GPL Gaslow.

**Tabela K.1: Número de anos de amortização dos geradores Dometic T 2500H e Dometic TEC 29 GPL para 24h, 12h e 8h de conforto, considerando 56 dias de utilização da caravana na estação de Inverno e 75 dias na estação de Verão durante o ano, caso se escolha a opção C em detrimento da opção A.**

| | **Dometic TEC 29 GPL** | | | **Dometic T 2500H** | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| *Nº anos* | *Conforto 24h* | *Conforto 12h* | *Conforto 8h* | *Conforto 24h* | *Conforto 12h* | *Conforto 8h* |
| **1** | 3314 | 3550 | 3629 | 2816 | 3300 | 3463 |
| **2** | 6629 | 7099 | 7257 | 5631 | 6600 | 6926 |
| **3** | 9943 | 10649 | 10886 | 8447 | 9901 | 10389 |
| **4** | 13258 | 14198 | 14514 | 11262 | 13201 | 13851 |

**Tabela K.2: Número de anos de amortização dos geradores Dometic T 2500H e Dometic TEC 29 GPL para 24h, 12h e 8h de conforto, considerando 15 dias de utilização da caravana na estação de Inverno e 15 dias na estação de Verão durante o ano, caso se escolha a opção C em detrimento da opção A.**

| | **Dometic TEC 29 GPL** | | | **Dometic T 2500H** | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| *Nº anos* | *Conforto 24h* | *Conforto 12h* | *Conforto 8h* | *Conforto 24h* | *Conforto 12h* | *Conforto 8h* |
| **1** | 729 | 786 | 806 | 608 | 726 | 765 |
| **2** | 1458 | 1573 | 1611 | 1215 | 1451 | 1530 |
| **3** | 2187 | 2359 | 2417 | 1823 | 2177 | 2295 |
| **4** | 2916 | 3145 | 3222 | 2430 | 2902 | 3061 |
| **5** | 3645 | 3932 | 4028 | 3038 | 3628 | 3826 |
| **6** | 4374 | 4718 | 4833 | 3645 | 4353 | 4591 |
| **7** | 5103 | 5504 | 5639 | 4253 | 5079 | 5356 |
| **8** | 5832 | 6290 | 6444 | 4860 | 5804 | 6121 |
| **9** | 6561 | 7077 | 7250 | 5468 | 6530 | 6886 |
| **10** | 7290 | 7863 | 8055 | 6075 | 7256 | 7652 |
| **11** | 8019 | 8649 | 8861 | 6683 | 7981 | 8417 |
| **12** | 8748 | 9436 | 9666 | 7290 | 8707 | 9182 |

**Tabela K.3: Número de anos de amortização do gerador Dometic TEC 29 GPL para 12h e 8h de conforto, considerando 56 dias de utilização da caravana na estação de Inverno e 75 dias na estação de Verão durante o ano, caso se escolha a opção B em detrimento da opção A.**

| | **Dometic TEC 29 GPL** | |
|---|---|---|
| *Nº anos* | *Conforto 12h* | *Conforto 8h* |
| **1** | 288 | 367 |
| **2** | 576 | 734 |
| **3** | 864 | 1101 |
| **4** | 1152 | 1468 |
| **5** | 1440 | 1835 |
| **6** | 1728 | 2202 |
| **7** | 2016 | 2569 |
| **8** | 2304 | 2936 |
| **9** | 2592 | 3303 |
| **10** | 2881 | 3670 |
| **11** | 3169 | 4036 |
| **12** | 3457 | 4403 |
| **13** | 3745 | 4770 |
| **14** | 4033 | 5137 |
| **15** | 4321 | 5504 |
| **16** | 4609 | 5871 |
| **17** | 4897 | 6238 |
| **18** | 5185 | 6605 |




**Figura K.1: Catálogo das bilhas de GPL recarregáveis da marca Gaslow (parte 1).**




**Figura K.2: Catálogo das bilhas de GPL recarregáveis da marca Gaslow (parte 2).**