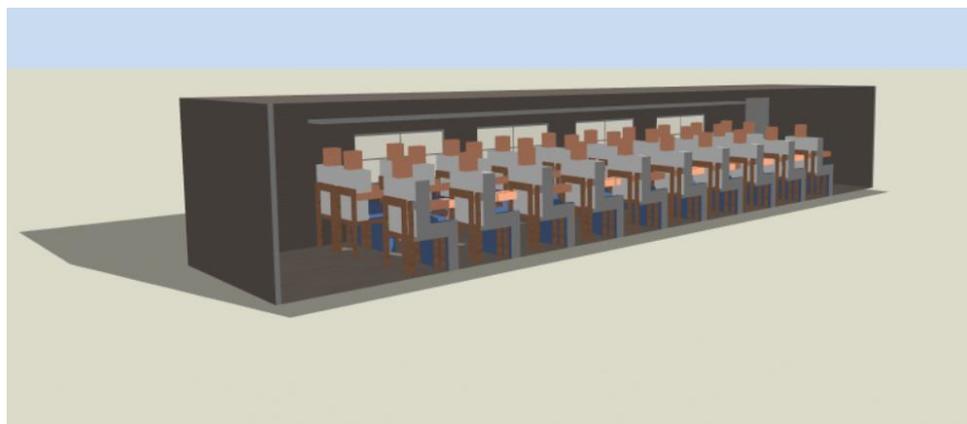




INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Departamento de Engenharia Mecânica



Estudo de soluções de difusão e radiação para a climatização de uma carruagem de comboio

RODRIGO RAFAEL RESENDE BAIÃO

(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Especialista João Antero Nascimento dos Santos Cardoso

Doutor Nelson Pereira Caetano Marques

Júri:

Presidente: Doutor Silvério João Crespo Marques

Vogais:

Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca

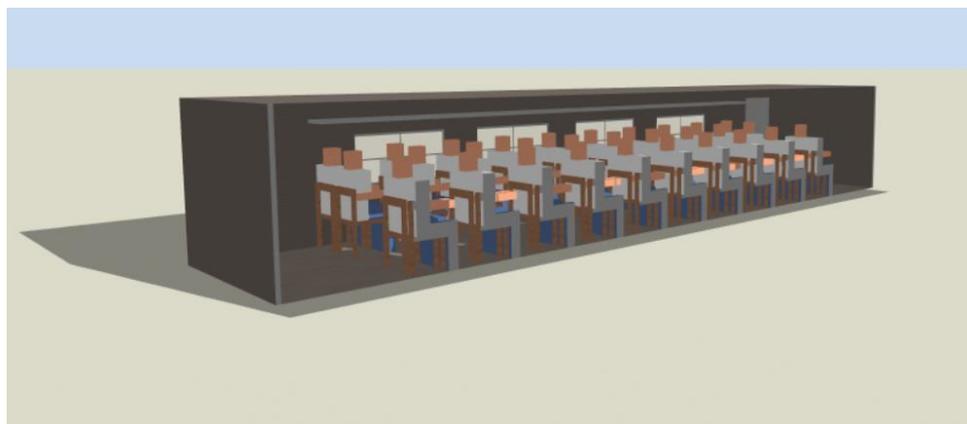
Especialista João Antero Nascimento dos Santos Cardoso

junho 2020



INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Departamento de Engenharia Mecânica



Estudo de soluções de difusão e radiação para a climatização de uma carruagem de comboio

RODRIGO RAFAEL RESENDE BAIÃO

(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Especialista João Antero Nascimento dos Santos Cardoso

Doutor Nelson Pereira Caetano Marques

Júri:

Presidente: Doutor Silvério João Crespo Marques

Vogais:

Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca

Especialista João Antero Nascimento dos Santos Cardoso

junho 2020

Agradecimentos

Para a conclusão desta importante etapa da minha vida tenho que agradecer a muitas pessoas e instituições. Em primeiro lugar quero agradecer aos meus pais por me terem dado a possibilidade de prosseguir nos estudos e ferramentas para poder ter uma boa vida. Em segundo quero agradecer à minha namorada por ter tido muita paciência neste último ano e meio e por me ter ajudado na escrita deste trabalho. Agradeço aos meus orientadores, professor João Cardoso e professor Nelson Marques, por me terem ajudado nas minhas questões ao longo do trabalho. Agradecer também à empresa MCG pelo fornecimento da literatura que ajudou na escrita do trabalho final de mestrado. Por último, e não menos importante agradecer à empresa britânica *DesignBuilder Software Ltd* por me ter fornecido as licenças necessárias para a realização de todas as simulações.

Resumo

A climatização tem ganho maior importância nos novos projetos de carruagens de materiais circulantes visto que uma das principais queixas dos passageiros é a má climatização das mesmas. No entanto a falta de informação sobre este tema ainda é muito elevada tornando este trabalho mais desafiante.

A climatização dos transportes ferroviários é feita com recurso a sistemas de climatização de expansão direta utilizando um fluido refrigerante como permutador de calor entre o meio a climatizar e o espaço exterior. Após a produção de calor, ou frio, é necessário definir-se qual o meio de transmitir esse calor para o meio ambiente, para isso é utilizado vários tipos de difusores, variando a velocidade de insuflação e o jato de ar insuflado. Com isso é necessária uma seleção minuciosa de modo a obter o melhor conforto térmico.

O presente projeto teve como foco estudar e entender qual o melhor sistema de difusão de ar para a climatização de uma carruagem. Para obter-se uma conclusão foi necessário o estudo e determinação das cargas térmicas para, deste modo, calcular-se os caudais de insuflação necessários. Para a realização do cálculo das cargas foi utilizado o programa *DesignBuilder*. Outro objetivo foi o estudo do aquecimento por um sistema misto, entre aquecimento por radiação e por difusão de ar. Para determinar-se a melhor solução de difusão de ar realizou-se vários estudos CFD (Computação em Dinâmica dos Fluidos), com recurso ao mesmo programa utilizado para o cálculo das cargas térmicas tendo sido possível observar que o melhor resultado obteve-se quando a difusão de ar foi feita por meio de três difusores de teto. Dois deles, situados por cima da fila de passageiros adjacente ao corredor, com um fluxo unidirecional descendente e o outro difusor situado no centro do teto com fluxo de ar bidirecional. Concluiu-se, igualmente, que a utilização de aquecimento radiante, com a conjugação de um sistema de difusão de ar, melhora o conforto térmico diminuindo o grau de insatisfação dos passageiros.

Palavras-chave: Carga térmica, Carruagem, CFD, Conforto térmico, Difusão de ar, Radiação.

Abstract

Air conditioning has gained a great importance in the new design projects for rail vehicles carriages, once one of the main complaints of passengers is poor air conditioning. However, the lack of information on this topic is still very high, making this work more challenging.

The air conditioning made by rail transport is made using direct expansion air conditioning systems using a refrigerant fluid as a heat exchanger between the air conditioning medium and the outside space. After the production of heat, or cold, it is necessary to define which means of transmitting this heat to the environment, for this it is used several types of diffusers, varying the insufflation speed and the inflated air jet. Therefore, a thorough selection is necessary in order to obtain the best thermal comfort.

The present project focused on studying and understanding the best air diffusion system for the air conditioning of a coach in Copenhagen, Denmark. To reach a conclusion, it was necessary to study and determine the heat loads in order to calculate the required insufflation rates. Another objective was the study of heating by a mixed system, between heating by radiation and by air diffusion. With this, it was possible to observe that the best result was obtained when the air diffusion was made through three ceiling diffusers. Two of them, located above the passenger row adjacent to the corridor, with a unidirectional downward flow and the other diffuser located in the center of the ceiling with bidirectional air flow. It was also concluded that the use of radiant heating, namely floor and side panels, improves thermal comfort by reducing the degree of passenger dissatisfaction.

Keywords Heat load, rail vehicle, CFD, Thermal comfort, Air diffusion, Radiation.

Lista de Acrónimos

Instituto de Normas Nacionais Americanas - ANSI

Associação Americana de Engenheiros do Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado
- ASHRAE

Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado - AVAC

Computação em Dinâmica dos Fluidos - CFD

Norma Europeia - EN

Humidade Relativa (%) - HR

Média Prevista de Votos - PMV

Porcentagem de Pessoas Insatisfeitas - PPD

Nomenclatura / Simbologia

A – Área da superfície exterior (m^2)

Q – Carga térmica (kW)

S – Carga sensível (W)

cp – Calor específico do ar ($1,005 \frac{kJ}{kg \times K}$)

\dot{m} – Caudal de ar ($\frac{L}{s}$)

U – Coeficiente de transmissão de calor ($\frac{W}{m^2 \times ^\circ C}$)

$h_{c,ext}$ – Coeficiente de transferência de calor por convecção exterior ($\frac{W}{m^2 \times ^\circ C}$)

$h_{c,int}$ – Coeficiente de transferência de calor por convecção interior ($\frac{W}{m^2 \times ^\circ C}$)

σ – Constante de Stefan-Boltzmann ($5,6705 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \times K^4}$)

ΔT – Diferença de temperaturas ($^\circ C$)

ε – Emissividade

q'' – Fluxo de calor (W)

L – Ganho de calor latente (W)

M – Metabolismo (W)

ρ – Massa volúmica do ar ($1,2 \frac{kg}{m^3}$)

q – Radiação emitida (W)

o – Superfície em contacto com o exterior

i – Superfície em contacto com o interior

t_o – Temperatura operativa ($^\circ C$)

T_{surf} – Temperatura da superfície ($^\circ C$)

T_{air} – Temperatura do ar exterior ($^\circ C$)

Q_c – Transferência de calor por convecção exterior (W)

q''_{ko} – Troca de calor por condução através da parede (q/A) $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

q''_{ki} – Troca de calor por condução através da parede (q/A) $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

q''_{conv} – Troca de calor por convecção com o ar exterior $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

q''_{LWR} – Troca de calor por radiação entre o ar e a envolvente $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

q''_{LWX} – Troca de calor por radiação entre superfícies com grande comprimento de onda $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

q''_{LWS} – Troca de calor por radiação proveniente de equipamentos de grande comprimento de onda $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

q''_{SW} – Troca de calor por radiação proveniente de luminárias com pequeno comprimento de onda $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

$q''_{\alpha sol}$ – Troca de calor por radiação solar direta e difusa $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

clo – Resistência térmica do vestuário

v – Velocidade da carruagem $\left(\frac{m}{s}\right)$

V_a – Velocidade do ar insuflado $\left(\frac{m}{s}\right)$

Índice

Agradecimentos	i
Resumo	iii
Abstract.....	v
Lista de Acrónimos.....	vii
Nomenclatura / Simbologia	ix
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Enquadramento do Tema	1
1.2. Motivações e Objetivos	3
1.3. Metodologia.....	3
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	5
2.1. Condições de Conforto Térmico dos Passageiros.....	5
2.2. Condições exteriores de projeto (Verão e Inverno).....	9
2.3. Cargas térmicas do recinto.....	11
2.4. Soluções de climatização para carruagens.....	16
2.4.1. Soluções de climatização mais comuns.....	17
2.4.2. Solução por difusão de ar	20
2.4.3. Solução de aquecimento por radiação	21
2.5. CFD (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)	22
3. CÁLCULOS E SIMULAÇÃO CFD	25
3.1. Introdução ao modelo DB.....	25
3.2. Cálculo de cargas térmicas.....	26
3.2.1. Cargas internas	26
3.2.2. Cargas externas.....	28
3.3. Cálculo do caudal de insuflação	33
3.4. Solução de climatização por difusão de ar.....	34
3.4.1. Solução A	34
3.4.2. Solução B.....	35
3.4.3. Solução C.....	36
3.5. Solução de aquecimento por radiação	37

3.6. Simulação CFD.....	38
4. ANÁLISE DE RESULTADOS E DETERMINAÇÃO DA SOLUÇÃO MAIS ADEQUADA	40
5. Considerações finais.....	66
5.1. Conclusões.....	66
5.2. Recomendações e trabalhos futuros.....	67
Referências	70
Anexos.....	72

Índice de Figuras

Figura 1. 1 - Ciclo frigorífico.	1
Figura 2. 1 - Gráfico com as zonas de conforto [2].	6
Figura 2. 2 - Escala sétima ASHRAE, índice PMV.	9
Figura 2. 3 - Representação do balanço do fluxo de calor exterior [9].	12
Figura 2. 4 - Representação do balanço do fluxo de calor interior [9].	14
Figura 2. 5 - Sistema de AVAC de uma carruagem de comboio e suas cargas, adaptado [12].	16
Figura 2. 6 - Princípios de funcionamento de um sistema de climatização [13].	18
Figura 2. 7 - Sistema de climatização com difusão de ar pelo teto [14].	19
Figura 2. 8 - Sistema de climatização com difusão de ar pelo pavimento [15].	19
Figura 2. 9 - Sistema de climatização com difusão de ar por grelhas ao nível das janelas [16].	20
Figura 2. 10 - Representação da malha para a simulação CFD.	23
Figura 3. 1 - Planta do modelo tridimensional.	25
Figura 3. 2 - Vista 3D da carruagem ferroviária.	26
Figura 3. 3 - Cargas térmicas externas de arrefecimento	31
Figura 3. 4 - Variação da temperatura do ar interior, da temperatura operativa e temperatura exterior de bolbo seco.	32
Figura 3. 5 - Representação da influência do Sol (dia 15 de julho às 12:00) na carruagem.	33
Figura 3. 6 - - Representação da influência do Sol (dia 15 de janeiro às 12:00) na carruagem.	33
Figura 3. 7 - Representação da solução A do sistema de climatização por difusão de ar. ..	35
Figura 3. 8 - Representação da solução B do sistema de climatização por difusão de ar. ..	36
Figura 3. 9 - Representação da solução C do sistema de climatização por difusão de ar. ..	37
Figura 3. 10 - - Representação da solução de aquecimento radiante. A – Pavimento radiante; B – Superfície lateral radiante.	38
Figura 3. 11 - Condições de fronteira consideradas para a simulação CFD.	39
Figura 4. 1 - Voto médio estimado, PMV, dos ocupantes no modo aquecimento.	42

Figura 4. 2 - Percentagem de pessoas insatisfeitas, PPD, dos ocupantes no modo aquecimento.....	43
Figura 4. 3 - Temperatura operativa ao nível do tronco dos ocupantes no modo aquecimento.	45
Figura 4. 4 - Temperatura operativa na zona central da carruagem no modo aquecimento.	46
Figura 4. 5 – Velocidade do ar na zona central da carruagem no modo de aquecimento. ..	48
Figura 4. 6 - Temperatura operativa na zona transversal central da carruagem de comboio no modo de aquecimento.....	50
Figura 4. 7 – Velocidade do ar na zona transversal central da carruagem de comboio no modo de aquecimento.....	51
Figura 4. 8 - Voto médio estimado, PMV, dos ocupantes no modo arrefecimento.	53
Figura 4. 9 - Voto médio estimado, PMV, dos ocupantes no modo arrefecimento.	54
Figura 4. 10 - Temperatura operativa ao nível do tronco dos ocupantes no modo arrefecimento.....	56
Figura 4. 11 - Temperatura operativa na zona central da carruagem no modo arrefecimento.	57
Figura 4. 12 – Velocidade do ar na zona central da carruagem no modo de arrefecimento.	59
Figura 4. 13 - Temperatura operativa na zona transversal central da carruagem de comboio no modo de arrefecimento.....	61
Figura 4. 14 - Velocidade do ar na zona transversal central da carruagem de comboio no modo de arrefecimento.....	62
Figura 4. 15 - Temperatura do ar na zona transversal central da carruagem de comboio no modo de arrefecimento.....	64
Figura 4. 16 - Temperatura do ar ao nível do nível do pavimento no modo de aquecimento.	65

Índice de Tabelas

Tabela 2. 1 - - Condições interiores de temperatura e humidade relativa do ar.	7
Tabela 2. 2 - Velocidade máxima do ar de insuflação, m/s.....	8
Tabela 2. 3 - Caudal de ar novo mínimo, $m^3/(h \times \text{pessoa})$	8
Tabela 2. 4 - Condições exteriores de projeto de verão e inverno.....	9
Tabela 2. 5 - Temperaturas de projeto com o percentil mensal de 0,4%.....	10
Tabela 3. 1 - Fatores assumidos relacionados com a atividade	27
Tabela 3. 2 - Propriedades das paredes da carruagem e coeficientes de convecção interior e exterior.....	28
Tabela 3. 3 - Propriedades do telhado e pavimento da carruagem e coeficientes de convecção interior e exterior.	29
Tabela 3. 4 - Propriedades dos envidraçados da carruagem e coeficientes de convecção interior e exterior.	30
Tabela 4. 1 - Resumo dos resultados da simulação CFD.	63

1. INTRODUÇÃO

1.1. Enquadramento do Tema

Ao longo do processo evolutivo da humanidade tornou-se obrigatório, e necessário, o melhoramento das condições térmicas dentro dos espaços. Este critério térmico imigrou para os transportes públicos, nomeadamente os ferroviários de longo curso, sendo uma das apostas de melhoramento das empresas, com o objetivo de proporcionar o melhor conforto aos passageiros.

Os sistemas de climatização, aquecimento e arrefecimento, mais convencionais utilizados em transportes ferroviários são de expansão direta, designados por ciclo de compressão de vapor, utilizando um gás refrigerante que sofre um processo de compressão e aquecimento no compressor, de seguida esse ganho de calor e energia são rejeitados para a atmosfera no condensador, ocorrendo uma mudança de fase do fluido de transferência de calor, a pressão constante, de vapor para líquido. Após o condensador passa pela válvula de expansão, que como o nome indica irá expandir o fluido para pressões e temperaturas mais baixas. Por fim, o fluido passará pelo evaporador retirando energia, calor, do espaço vizinho até que mude de fase para gasoso e deste modo climatizando a carruagem. A Figura 1. 1 apresenta o ciclo frigorífico ao nível esquemático e com o recurso do diagrama Pressão-Entalpia.

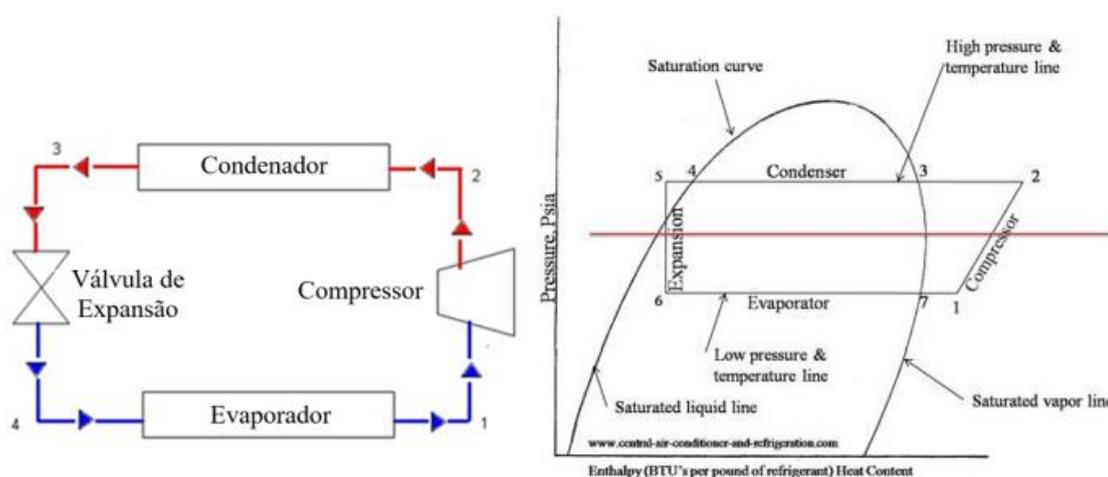


Figura 1. 1 - Ciclo frigorífico.

Para efetuar a climatização da carruagem em estudo foi utilizado um sistema de difusão de ar tratado num circuito de ar condicionado com o funcionamento semelhante ao descrito anteriormente.

De acordo com a Sociedade Americana do Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado (ASHRAE) (2016) a primeira definição de ar condicionado foi criada por Wilson (1980), mas Willis Carrier, “pai do ar condicionado”, reivindicou a definição, exclamando que um sistema de ar condicionado deve: manter a humidade relativa (HR) do ar adequada; possuir um caudal de ventilação adequado e constante; aumentar a HR nos períodos do dia necessários; remover os micro-organismos presentes no ar; arrefecer eficientemente o ar interior nos períodos desejados e por fim possuir um custo acessível [1].

Os sistemas de difusão de ar podem ser classificados como: sistemas mistos, sistemas com total estratificação do ar e sistemas parcialmente mistos. A divergência entre as três classificações é a quantidade de estratificação do ar produzida no espaço a climatizar. O caudal e a temperatura do ar insuflado, o tipo de difusor e a velocidade de insuflação são os fatores que mais influenciam a estratificação do ar interior [2].

O aquecimento do espaço, que será efetuado pelos dois sistemas em simultâneo, difusão de ar e superfícies radiantes, por meio de pavimento radiante pode ser efetuado de duas maneiras: fazendo circular água a altas temperaturas no interior da tubagem que se encontra por baixo do pavimento, ou utilizando circuitos elétricos que, por efeito de Joule, libertam calor. Com o pavimento a uma temperatura mais elevada, o ar interior é aquecido pela transferência de calor por radiação. A transferência de calor por radiação é uma das três formas de se transmitir calor. As outras duas formas de se transmitir calor da fonte quente para a fonte fria são a convecção e a condução. Para que um sistema seja denominado de pavimento radiante, no mínimo 50% da transferência de calor tem de ser realizada por radiação [3].

Com o objetivo de aumentar a eficiência de aquecimento do sistema de pavimento radiante poderá combinar-se com um sistema de ventilação mecânica de modo a aumentar a transferência de calor³. Esta hipótese irá ser aprofundada no subcapítulo “Soluções de climatização” do capítulo “Fundamento Teóricos”.

Todos estes sistemas de climatização são estudados e são objeto de inúmeras pesquisas com o objetivo de proporcionar aos ocupantes o melhor conforto higrotérmico. Este conforto é atingido quando os passageiros sentem que a temperatura do ar, a humidade, a velocidade do ar e a radiação de calor envolvente são os ideais. Outro fator para obter conforto é a

qualidade do ar interior. A norma europeia EN 13129-1: 2013 estabelece os níveis adequados dos vários fatores anteriormente falados para o melhor conforto [4]. Outro suporte ao nível do conforto térmico e informação sobre os fatores humanos, como por exemplo o índice metabólico de acordo com o tipo de atividade, que, inevitavelmente, influenciará os cálculos das cargas térmicas, é a norma ANSI/ASHRAE Standard 55-2017 [5].

1.2. Motivações e Objetivos

Um das principais motivações para a realização deste trabalho final de mestrado deve-se à escassez de estudos no que diz respeito à climatização em carruagens de comboios, principalmente no que diz respeito ao uso de pavimento radiante como processo de aquecimento, bem como a sua validação com recuso ao estudo de CFD (*Computational Fluid Dynamics*).

O principal objetivo do trabalho é o estudo de soluções de difusão de ar e radiação para a climatização de uma carruagem de material circulante ferroviário localizada na capital da Dinamarca, Copenhaga. Como ponto de partida será necessário a caracterização e cálculo das cargas térmicas, para as condições de projeto de inverno e verão. O pré-selecionamento de duas ou mais soluções de difusão de ar tratado, para arrefecimento, e radiação, para aquecimento, e o estudo, final, com o objetivo de se determinar qual a solução de climatização mais adequada e os benefícios da utilização e aquecimento por radianção, apoiado em CFD, são mais dois objetivos traçados. Para a realização dos cálculos das cargas térmicas e estudo CFD será utilizado a interface do *software* DesignBuilder com a linha de código *EnergyPlus*.

1.3. Metodologia

O presente documento baseia-se num trabalho de pesquisa complementado com trabalho de análise computacional e segue uma metodologia de perceção simplificada de modo a que o leitor entenda da melhor forma possível o que está a ser tratado.

O capítulo dois é dedicado à explicação e compreensão dos fundamentos teóricos, que servirão de base para a posterior análise computacional, onde serão abordados temas como as condições de conforto térmico dos passageiros, as condições exteriores de projeto, tanto para verão como para inverno, a caracterização das cargas térmicas do recinto, bem como as soluções de climatização para o problema.

No capítulo três, e com base no capítulo anterior, são apresentados todos os cálculos e a respectiva simulação CFD. Será exposto o cálculo das cargas térmicas internas e externas. Para concluir o respectivo capítulo, serão apresentadas as possíveis soluções de arrefecimento e aquecimento com as mútuas análises de CFD.

O capítulo quatro é focado na análise dos resultados obtidos no capítulo três e determinação da solução mais adequada de climatização da carruagem de comboio.

Por último, no capítulo cinco são apresentadas as considerações finais e recomendações para possíveis trabalhos futuros.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1. Condições de Conforto Térmico dos Passageiros

Um dos principais objetivos dos sistemas de AVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado) é a promoção do térmico perante condições, de temperatura e humidade, bem caracterizadas [6]. A ASHRAE (Associação Americana do Frio, Aquecimento e Ar Condicionado) define o conforto térmico como a “*condition of mind that expresses satisfaction with the thermal environment*” [5].

O conforto térmico depende de dois grandes fatores. O primeiro fator é o chamado fator ocupacional que, como o nome indica, se refere ao tipo de ocupação do espaço a climatizar bem como o número de ocupantes. Este fator está relacionado com o índice metabólico, que indica qual a carga térmica emitida pelo ocupante e depende do tipo de atividade [6]. Por exemplo, segundo a ASHRAE Handbook Chapter 9 Thermal Comfort, o índice metabólico de uma pessoa que está a realizar uma caminhada é de 100 W e de uma pessoa sentada é de 60 W [7]. O segundo fator está relacionado com a envolvente, ou seja, velocidade e temperatura do ar, estratificação do ar, assimetria e temperatura radiante, humidade relativa e, finalmente, intensidade da turbulência dentro da zona ocupada [6]. Outro importante fator para o conforto térmico é a qualidade do ar, que se refere à presença de microrganismos, gases ou gases com cheiros desagradáveis [4].

Nos transportes públicos o conforto térmico provavelmente revela uma maior importância quando comparado com edifícios. Esta afirmação baseia-se no facto de que, nos transportes públicos, os ocupantes passam muito tempo sentados sem terem oportunidade de mudar de lugar. Nos edifícios, se o ocupante se sentir desconfortável pode mudar de lugar [6].

O gráfico da

Figura 2. 1 apresenta as zonas de conforto térmico de acordo com a resistência térmica do vestuário (*clo*), temperatura operativa, humidade relativa e temperatura de bulbo húmido. Esta figura refere-se à temperatura operativa, que representa uma média entre a temperatura radiante e a temperatura de bulbo seco do ar, e não à temperatura de bulbo seco, visto que a temperatura operativa é a temperatura real, sentida pelos ocupantes, pelo que é essencial perceber-se como esta pode ser controlada para se atingir o conforto térmico. A temperatura operativa varia entre os 20 °C e os 28 °C, dependendo do tipo de vestuário dos ocupantes,

bem como os outros fatores anteriormente mencionados. No que diz respeito a umidade específica do ar, esta não possui grande influência no conforto térmico, como é possível observar através das grandes variações ao longo das áreas de conforto. Ainda assim, esta variável influencia a percepção de maus odores e a respiração dos ocupantes, sendo que, o limite máximo para que exista conforto é de $0,012 \frac{kg_{ar}}{kg_{ar}}$, ou seja, 12 gramas de vapor por cada quilograma de ar seco [5].

Outra variável importante para a obtenção do conforto térmico para os ocupantes é o seu tipo de vestuário, e consequentemente, o seu isolamento térmico. Esta variável é definida pela sigla *clo* e possui valor de $0,155 \frac{m^2 \times ^\circ C}{W}$.

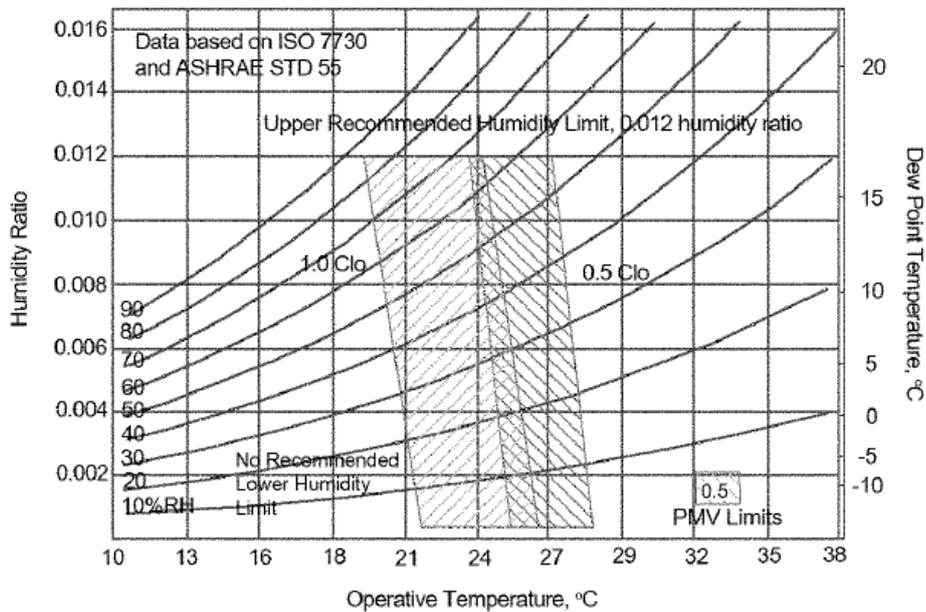


Figura 2. 1 - Gráfico com as zonas de conforto [2].

A qualidade do ar não sendo uma variável para se atingir um bom conforto térmico dos passageiros é essencial para a satisfação dos mesmos. De acordo com o *Standart 62.1*, da ASHRAE, uma boa qualidade do ar é definida como “*air in which there are no known contaminants at harmful concentrations as determined by cognizant authorities and with which a substantial majority (80% or more) of the people exposed do not express dissatisfaction.*” [8]. A combinação entre uma boa qualidade do ar, uma temperatura operativa controlada e uma umidade do ar aceitável são o primeiro passo para a obtenção da satisfação dos ocupantes.

A velocidade do jato de ar a que os ocupantes estão expostos tem de ser controlada para que não atinja valores elevados e se torne desconfortável. A norma 55-2017 da ASHRAE define valores médios para a velocidade do ar de acordo com a temperatura operativa. Para temperaturas operativas acima de 25,5 °C o limite máximo da velocidade do ar é de 0,8 m/s e para temperaturas abaixo de 23,0 °C é de 0,2 m/s. Para temperaturas operativas entre os 23,0 °C e os 25,5 °C o limite máximo é determinado graficamente ou analiticamente com a ajuda da Equação 2.1 [5]:

$$V_a = 50,49 - 4,4047 \times (t_o) + 0,096425 \times (t_o^2) \quad (2.1)$$

Onde: V_a = velocidade do ar insuflado (m/s). t_o = temperatura Operativa (°C).

Todos os valores mencionados sobre o conforto térmico são característicos para edifícios residenciais ou de serviços, sendo ainda assim mais adequados para utilização no estudo da climatização de uma carruagem de comboio. No entanto, existem normas europeias desenvolvidas para o conforto térmico dos ocupantes dos veículos ferroviários, as Normas Europeias EN 13129-1:2003 e EN 14750-1:2006. A primeira norma, na qual se baseia o estudo proposto, refere-se aos parâmetros de conforto para material ferroviário de linhas ferroviárias principais. A EN 14750-1:2006 é para veículos ferroviários urbanos e suburbanos.

Tabela 2. 1 - - Condições interiores de temperatura e humidade relativa do ar.

Zona Climática	EN 13129-1
Zona	Temperatura (°C) e humidade relativa do ar(%) interiores máximos
I	+ 25,0 / 51,6
Verão II	+ 27,0 / 51,6
III	+ 25,25 / 57,5
I	
Inverno II	+ 22,0
III	

Elaboração própria, Fonte: *Comite Europeen de Normalisation EN 13129-1: 2016, Railway applications. Air conditioning for main line rolling stock. Comfort parameters and type tests.*

De acordo com a EN 14813-1:2016 a Dinamarca situa-se na zona climática tipo II [9] tanto para o verão como para o inverno, ou seja, a temperatura interior máxima é de +27°C para o verão e de +22°C para o inverno, e a humidade relativa máxima de 51,6% [10] no verão, conforme apresentado na Tabela 2. 1.

A EN 13129-1 estabelece limites máximos para a velocidade do ar insuflado, para que este não se torne desconfortável para os ocupantes. A Tabela 2. 2 apresenta os limites da velocidade do ar de acordo com a temperatura do ar interior.

Tabela 2. 2 - Velocidade máxima do ar de insuflação, m/s.

Temperatura interior do ar	EN 13129-1
+22°C	0,25
+27°C	0,6

Elaboração própria, Fonte: *Comite Europeen de Normalisation EN 13129-1: 2016, Railway applications. Air conditioning for main line rolling stock. Comfort parameters and type tests.*

Como referido anteriormente, a qualidade do ar é, também, um dos fatores de conforto dos ocupantes. A norma EN 13129-1 apresenta, de acordo com a temperatura exterior, o caudal mínimo de ar novo, representado na Tabela 2. 3.

Tabela 2. 3 - Caudal de ar novo mínimo, m³/(h×pessoa).

Temperatura exterior, T _{ex}	EN 13129-1
T _{ex} ≤ -20°C	10
-20°C < T _{ex} ≤ -5°C	15
-5°C < T _{ex} ≤ +26°C	20
T _{ex} > +26°C	15

Elaboração própria, Fonte: *Comite Europeen de Normalisation EN 13129-1: 2016, Railway applications. Air conditioning for main line rolling stock. Comfort parameters and type tests.*

Para o caso em estudo no inverno o caudal de ar novo mínimo exigido é de $10 \frac{m^3}{h \times pessoa}$ e de verão é de $15 \frac{m^3}{h \times pessoa}$. Assim foi adotado o maior caudal entre as duas estações, ou seja, considerou-se que, durante todo o ano, o caudal de ar novo da carruagem em estudo é de $15 \frac{m^3}{h \times pessoa}$ [10].

De modo a obter uma medição do grau de insatisfação dos ocupantes relativamente ao ar condicionado, Fanger desenvolveu o índice *PMV* (voto médio estimado) em 1972 [11]. Em diversas experiências realizadas na altura, os ocupantes demonstraram a sua insatisfação ou satisfação utilizando uma escala sétima da ASHRAE. A escala sétima é uma simetria em relação ao ponto “0”, correspondente ao conforto térmico que apresenta valores de 1 a 3,

positivos, correspondendo às sensações de calor, ou negativos, correspondendo às sensações de frio. O ponto “0” corresponde a um valor neutro no que diz respeito às condições do ar [11]. A Figura 2. 2 apresenta todos os níveis da escala PMV.



Figura 2. 2 - Escala sétima ASHRAE, índice PMV.

O índice PPD (Porcentagem de Pessoas Insatisfeitas) estabelece a porcentagem de pessoas insatisfeitas com a temperatura ambiente. Este índice baseia-se em ensaios com um grande número de pessoas que votaram com base na sua sensibilidade no que diz respeito à temperatura ambiente (+3, +2 ou -3, -2 na escala sétima) [11].

2.2. Condições exteriores de projeto (Verão e Inverno)

Para o cálculo das cargas térmicas de arrefecimento (verão) e aquecimento (inverno) é necessário, em primeiro lugar, definir as condições exteriores de projeto. A EN 13129-1 apresenta os valores da temperatura exterior e humidade relativa de projeto consoante a zona climática do país. Para verão a Norma apresenta a carga solar equivalente. Os valores estão apresentados na Tabela 2. 4.

Tabela 2. 4 - Condições exteriores de projeto de verão e inverno.

Zona Climática	EN 13129-1	
Zona	Temperatura (°C), humidade relativa (%) e carga solar equivalente ($\frac{W}{m^2}$) de projeto	
	I	+ 40 / 40 / 800
Verão	II	+ 35 / 50 / 700
	III	+ 28 / 45 / 600
	I	- 10
Inverno	II	- 20
	III	- 40

Elaboração própria, Fonte: *Comite Europeen de Normalisation EN 13129-1: 2016, Railway applications. Air conditioning for main line rolling stock. Comfort parameters and type tests.*

Para o caso em estudo não foram utilizados os valores de projeto que a EN 13129-1 apresenta, mas sim os dados meteorológicos apresentados pela ASHRAE, para a estação meteorológica *Koebenhavn/Kastrup*, para o percentil mensal de 0,4%, Tabela 2. 5.

Tabela 2. 5 - Temperaturas de projeto com o percentil mensal de 0,4%.

Mês	Temperatura bolbo seco (°C)	Temperatura de bolbo húmido coincidente (°C)
Janeiro	9,2	8,0
Fevereiro	10,0	8,3
Março	12,9	8,6
Abril	19,2	13,1
Mai	22,8	15,1
Junho	25,2	17,0
Julho	28,0	19,2
Agosto	26,9	18,5
Setembro	22,3	16,9
Outubro	16,7	14,3
Novembro	12,3	11,1
Dezembro	10,1	9,2

Elaboração própria, Fonte: *ASHRAE Handbook – Fundamentals, 2017*.

Para o mês de julho, com 31 dias, ou 744 horas, afirmar que a temperatura seca correspondente ao percentil mensal de 0,4% é de 28,0 °C, o significa que essa temperatura é atingida a 0,4% das horas do mês, nas restantes horas encontra-se abaixo.

O manual *Fundamentals, 2017*, da ASHRAE, refere o mês de julho como o mês de projeto para a estação em estudo, ou seja, esse é o mês mais desfavorável para o cálculo das cargas térmicas e da capacidade de arrefecimento. As temperaturas de bolbo seco e bolbo húmido de projeto são 28,0 °C e 19,2 °C, respetivamente. Ambos para o percentil de 0,4%.

No caso do aquecimento, o cálculo das cargas térmica realizou-se considerando as condições exteriores de projeto apresentadas pela ASHRAE, para a mesma estação meteorológica, mas para um percentil anual de 99,6%, sendo a temperatura de bolbo seco de -7,9 °C.

No presente trabalho e perante as condições de projeto a carga de aquecimento será a mais desfavorável na média em que o caudal de ar para o aquecimento será superior.

2.3. Cargas térmicas do recinto

A carga térmica de um determinado espaço, uma carruagem de comboio no caso de estudo, é a quantidade de calor que deve ser retirada, ou fornecida, para que as condições interiores de temperatura e humidade relativa, estejam dentro dos valores requeridos (mencionados no capítulo 2.1). Esta carga térmica é influenciada pelas condições de projeto, (capítulo 2.2). O cálculo das cargas térmicas foi realizado com recurso ao software *DesignBuilder* v 5.5.2.003, baseado no algoritmo de cálculo do *EnergyPlus* 8.6.

As cargas térmicas dividem-se em dois grupos: cargas externas (envolvente) e, cargas internas. As cargas externas estão relacionadas com a transmissão de calor através das paredes, tetos, pavimento, envidraçados e com as infiltrações de ar. As cargas internas dependem do calor gerado pelos componentes internos do objeto em estudo, ou seja, utilização de equipamentos, iluminação utilizada e tipo de ocupação e número de ocupantes. A carga térmica ainda se pode dividir entre carga sensível, responsável pela variação da temperatura de bolbo seco do ambiente interior, e em carga latente, quer interna quer externa, responsável pela alteração do conteúdo de humidade específica do ar interior.

A perda ou ganho de calor total através da envolvente exterior são obtidos através do somatório de várias frações. A Equação 2.2 permite calcular o balanço de calor para as superfícies em contacto com o exterior.

$$q''_{asol} + q''_{LWR} + q''_{conv} - q''_{ko} = 0 \quad (2.2)$$

Onde: q''_{asol} = troca de calor por radiação solar direta e difusa ($\frac{W}{m^2}$). q''_{LWR} = troca de calor por radiação entre o ar e a envolvente ($\frac{W}{m^2}$). q''_{conv} = troca de calor por convecção com o ar exterior ($\frac{W}{m^2}$). q''_{ko} = troca de calor por condução através da parede (q/A) ($\frac{W}{m^2}$). [12].

Todos os termos são positivos exceto o fluxo de calor por condução, onde este termo é normalmente negativo, assumindo a direção de calor do exterior para o interior da envolvente. Em muitos casos, para simplificar a Equação 1.2 agrupam-se os três primeiros termos usando o conceito sol-ar-temperatura [12]. A Figura 2. 3 apresenta, de forma simplificada, as trocas de calor através da envolvente exterior.

A variável da troca de calor por radiação solar direta e difusa, q''_{asol} , é influenciada pela localização, ângulo da superfície exterior exposta relativamente aos raios solares, materiais da envolvente exterior, condições exteriores, entre outros.[12]

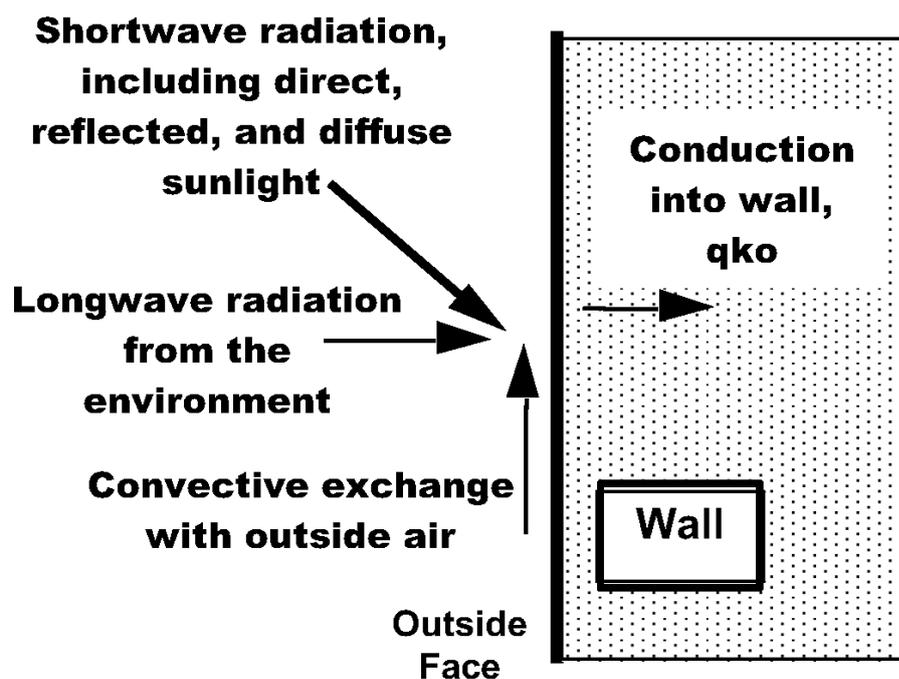


Figura 2.3 - Representação do balanço do fluxo de calor exterior [9].

A troca de calor por radiação entre o ar e a envolvente exterior, q''_{LWR} , foi obtida através do cálculo da absorção e temperatura da superfície exterior, do céu e da temperatura do solo, e ainda dos fatores de forma do céu e do solo.

A transferência de calor por convecção foi calculada pelo *EnergyPlus*, utilizando a Equação 2.3 [12].

$$Q_c = h_{c,ext} \times A \times (T_{surf} - T_{air}) \quad (2.3)$$

Onde: Q_c : transferência de calor por convecção exterior (W). $h_{c,ext}$: coeficiente de transferência de calor por convecção exterior ($\frac{W}{m^2 \times ^\circ C}$). A : área da superfície exterior (m^2). T_{surf} : Temperatura da superfície ($^\circ C$). T_{air} : Temperatura do ar exterior ($^\circ C$).

No sentido de determinar, com o maior rigor determinação o coeficiente de transmissão de calor por convecção, $h_{c,ext}$, foram efetuados, ao longo dos anos, vários estudos, mas recentemente, Palyvos (2008) pesquisou e catalogou 91 correlações em quatro diferentes categorias [12]. Embora existiam inúmeras formas distintas de se obter este coeficiente, o *EnergyPlus* possui 6 métodos de cálculo diferentes [12]. No entanto, como se trata de uma carruagem de um comboio que se encontra em deslocamento e perante a improbabilidade da velocidade do vento exterior ser idêntica à velocidade da carruagem, $185 \left(\frac{Km}{h}\right)$, o coeficiente de convecção exterior é foi obtido através da Equação 2.4 [13].

$$h_{c,ext} = 0,6 + 6,64 \times \sqrt{v} \quad (2.4)$$

Onde: v = velocidade da carruagem $\left(\frac{m}{s}\right)$.

Sendo a velocidade do comboio de, $185 \left(\frac{Km}{h}\right)$, ou seja, $51,4 \left(\frac{m}{s}\right)$, obteve-se um coeficiente de convecção de calor para o exterior de $48,2 \left(\frac{W}{m^2 \times ^\circ C}\right)$.

Para efetuar o cálculo da troca de calor através das superfícies interiores do espaço a climatizar, o *EnergyPlus* tem em conta vários fatores, entre os quais: condução através dos elementos físicos do modelo quando separam zonas com diferentes temperaturas; convecção através do ar; absorção e reflexão de ondas de radiação de baixo comprimento de onda; troca de calor por radiação de ondas de grande comprimento de onda. A Equação 2.5 apresenta o balanço térmico no interior dos modelos [12].

$$q''_{LWS} + q''_{SW} + q''_{asol} + q''_{LWX} + q''_{conv} + q''_{ki} = 0 \quad (2.5)$$

Onde: q''_{asol} = troca de calor por radiação solar direta e difusa $\left(\frac{W}{m^2}\right)$. q''_{LWS} = troca de calor por radiação proveniente de equipamentos de grande comprimento de onda $\left(\frac{W}{m^2}\right)$. q''_{LWX} = troca de calor por radiação entre superfícies com grande comprimento de onda $\left(\frac{W}{m^2}\right)$. q''_{SW} = troca de calor por radiação proveniente de luminárias com pequeno comprimento de onda $\left(\frac{W}{m^2}\right)$. q''_{conv} = troca de calor por convecção com o ar exterior $\left(\frac{W}{m^2}\right)$. q''_{ki} = troca de calor por condução através da parede $(q/A) \left(\frac{W}{m^2}\right)$ [12].

A Figura 2. 4 ilustra as trocas de calor existentes no interior na zona de estudo. De salientar que o fluxo de calor por condução se dá da zona com maior temperatura e para a zona de menor temperatura. Neste caso, assumindo a otimização das simulações para o verão, sabemos que a temperatura do exterior é mais elevada do que a do interior e consequentemente esta transferência ocorre do exterior para o interior. A Figura 2. 4 pode também representar a troca de calor entre dois espaços interiores com diferentes temperaturas.

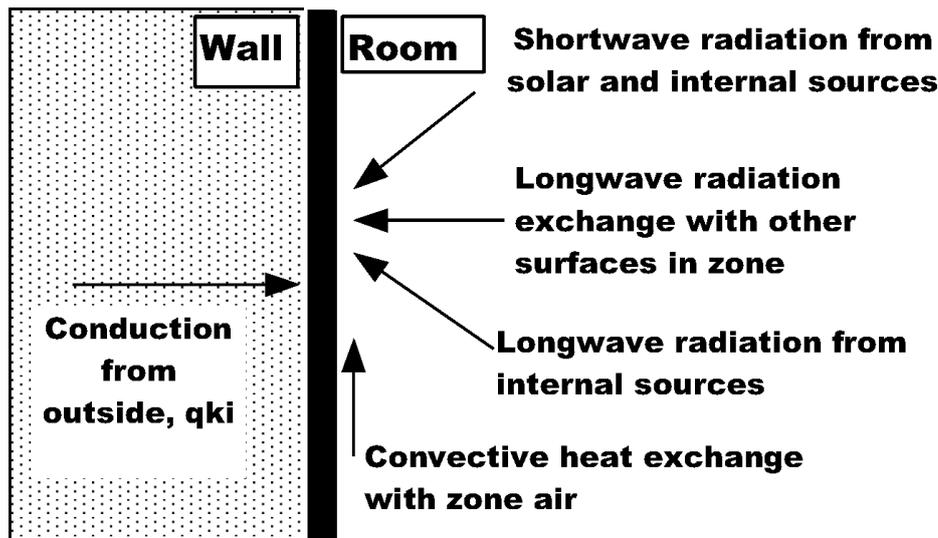


Figura 2. 4 - Representação do balanço do fluxo de calor interior [9].

À semelhança do cálculo da transmissão de calor por convecção a partir do exterior, o software *EnergyPlus* possui vários métodos de cálculo para determinar, com o maior rigor, o coeficiente de transmissão de calor por convecção interior, $h_{c,int}$. Os vários métodos de cálculo dependem da orientação das superfícies, condições do caudal de ar interior, e direção do fluxo de calor [12]. No entanto, de modo a simplificar o cálculo, foi assumido o valor de $8,3 \left(\frac{W}{m^2 \times ^\circ C} \right)$ [13], sendo este valor retirado de um estudo feito.

O cálculo da transferência de calor por condução através da envolvente da carruagem é influenciado pelas condições interiores e exteriores, mas também pela configuração da carruagem e pelas propriedades dos materiais que a constituem, tais como a massa volúmica, capacidade calorífica e condutibilidade térmica. Perante condições de regime permanente o fluxo de calor trocado é definido pelo coeficiente de transmissão de calor (U), pela área (A) e pela diferença de temperaturas (ΔT). A Equação 2.6 apresenta a função que determina a transferência de calor por condução.

$$q''_k(t) = U \times A \times \Delta T \quad (2.6)$$

Onde: q'' = fluxo de calor (W). ΔT = diferença de temperaturas ($^\circ C$). U = coeficiente de transmissão de calor $\left(\frac{W}{m^2 \times ^\circ C} \right)$; A = área da superfície de troca de calor (m^2).

As cargas térmicas do volume em estudo não se resumem apenas às cargas externas através da envolvente, as cargas internas são também revelantes no cálculo das cargas totais

que se dividem em: ocupação, iluminação artificial e equipamentos internos. No presente estudo apenas existem cargas associadas à ocupação e à iluminação [12].

O *EnergyPlus* trata as cargas térmicas provenientes da iluminação artificial dividindo-as em várias frações. A carga total resultante da radiação da luz artificial é dividida entre visível e térmica [12]. O cálculo não assume que a potência da lâmpada é totalmente convertida em calor sensível. Por exemplo, da eletricidade consumida por uma lâmpada fluorescente 20% é convertida em luz visível, 20% é convertida em radiação térmica, e 60% é convertida em ganhos térmicos por convecção [12].

O calor libertado pela ocupação humana transmite-se por radiação, convecção e evaporação. A proporção do calor sensível (radiação mais convecção) e do calor latente (evaporação) libertado pelos ocupantes dá origem a uma equação polinomial complexa, representada na Equação 2.7, relativa ao índice metabólico e condições do ambiente [12].

$$\begin{aligned}
 S = & 6,451927 + 0,946892 \times M + 0,0000255737 \times M^2 + 7,139322 \times T & (2.7) \\
 & - 0,0627909 \times T \times M + 0,0000589172 \times T \times M^2 \\
 & - 0,198550 \times T^2 + 0,198550 \times T^2 + 0,000940018 \times T^2 \times M \\
 & - 0,00000149532 \times T^2 \times M^2
 \end{aligned}$$

Onde: M :metabolismo (W). T : temperatura do ar ($^{\circ}C$). S : carga sensível (W).

O ganho de calor latente foi calculado, simplesmente, subtraindo ao metabolismo a carga sensível, como representado na Equação 2.8 [12].

$$L = \text{Mebolismo} - \text{GanhoSensível} \quad (2.8)$$

Onde: L : ganho de calor latente (W).

O índice metabólico é tabelado pela ASHRAE segundo o tipo de atividade dos ocupantes. O *EnergyPlus* aplica um índice base que se refere a um homem adulto, aplicando os seguintes fatores de conversão: mulher adulta 0,85 e, criança 0,75. Esses fatores são apresentados na Equação 2.9 e na Equação 2.10 [12].

$$\begin{aligned}
 \text{Índice metabólico mulher adulta} & & (2.9) \\
 = \text{Índice metabólico homem adulto} \times 0,85
 \end{aligned}$$

$$\text{Índice metabólico criança} = \text{Índice metabólico homem adulto} \times 0,75 \quad (2.10)$$

O *EnergyPlus* versão 8.6 utiliza as temperaturas extremas relativas às condições de projeto, em regime estacionário para as cargas de arrefecimento, não contabilizando o fator do vento. Os ganhos solares através dos envidraçados, bem como a carga da ventilação natural, são contabilizados de acordo com uma programação pré-estabelecida. As cargas internas, descritas anteriormente, e a transferência de calor por condução e convecção entre zonas com diferentes temperaturas são contabilizadas no cálculo das cargas de arrefecimento. No entanto, para o cálculo das cargas de aquecimento as cargas internas e os ganhos solares não são considerados, pela linha de cálculo do *EnergyPlus*, funcionando, assim, como um fator de segurança para o cálculo. Para o Inverno, o programa considera que temperatura exterior é constante e igual à temperatura de projeto de Inverno. Os espaços que climatizados são aquecidos constantemente até atingirem a temperatura pré-estabelecida [14].

Em jeito de conclusão relativamente às cargas térmicas e os parâmetros de conforto dos passageiros de uma carruagem de comboio, é apresentada a Figura 2. 5, que ilustra todos os fluxos de calor que estão relacionados com a carruagem.

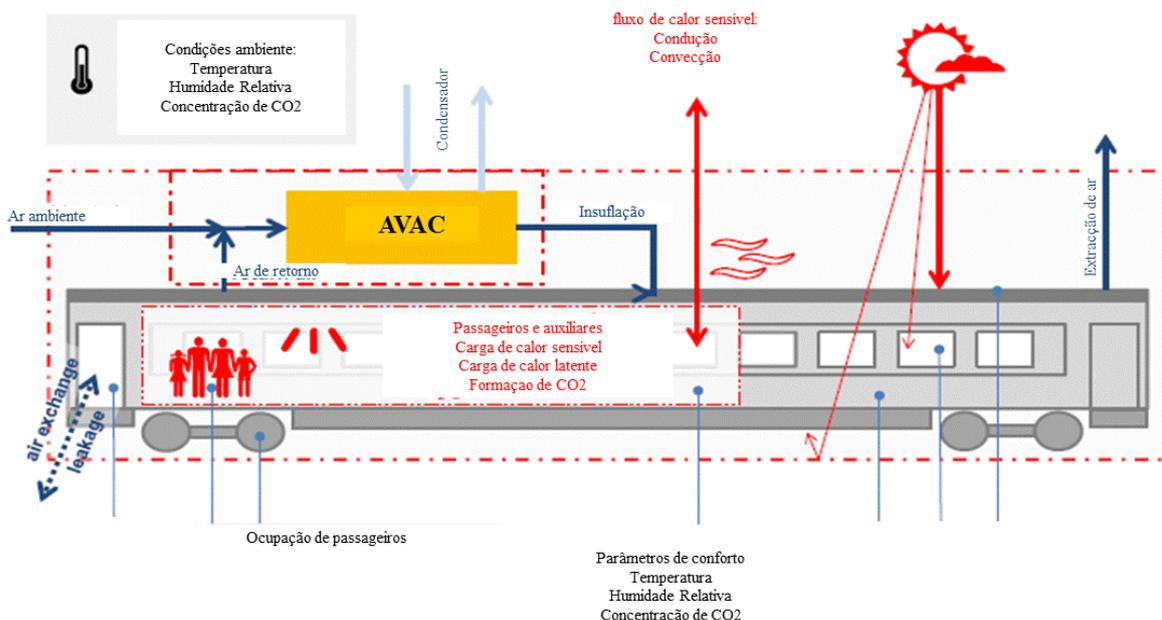


Figura 2. 5 - Sistema de AVAC de uma carruagem de comboio e suas cargas, adaptado [12].

2.4. Soluções de climatização para carruagens

Neste capítulo serão apresentados primeiramente os métodos de climatização de carruagens mais comuns. De seguida, serão expostas as soluções de difusão de ar e de aquecimento por efeito radiativo adotadas para o caso de estudo.

2.4.1. Soluções de climatização mais comuns

O processo da produção térmica para a climatização de uma carruagem de comboio incide sobre quatro grandes elementos: o compressor, o evaporador, o condensador e a válvula de expansão. O compressor tem como função comprimir e bombear o gás refrigerante, e consequentemente produzir calor. Para dissipar este calor o gás é encaminhado para o condensador, onde, em contacto com o ar exterior o gás arrefece e condensa transmitindo o calor para o ar envolvente e deste modo aquecendo o ar com a ajuda de ventiladores. De seguida o líquido, com alta pressão, é encaminhado, pela pressão sofrida pelo compressor, para a válvula de expansão, que ao atravessar a válvula passa para um ambiente com baixa pressão e consequentemente vaporiza-se absorvendo calor. No evaporador acontece o oposto ao que acontece no condensador. O fluido frigorigéneo ao possuir uma temperatura mais baixa do que o ar envolvente, recebe calor desse ar e arrefece-o mudando de fase para o estado gasoso. Já no estado gasoso é encaminhado, novamente, para o compressor e o ciclo repete-se até o compressor se desligar. Se o condensador estiver em contacto com o ar ambiente então o sistema de climatização está a funcionar no modo de aquecimento, estação de inverno. Se o ciclo se inverter e o evaporador e contactar com o ar ambiente então o sistema está a funcionar em modo de arrefecimento, estação de verão [1]. A Figura 2. 6 representa o esquema de funcionamento de um sistema de climatização de expansão direta.

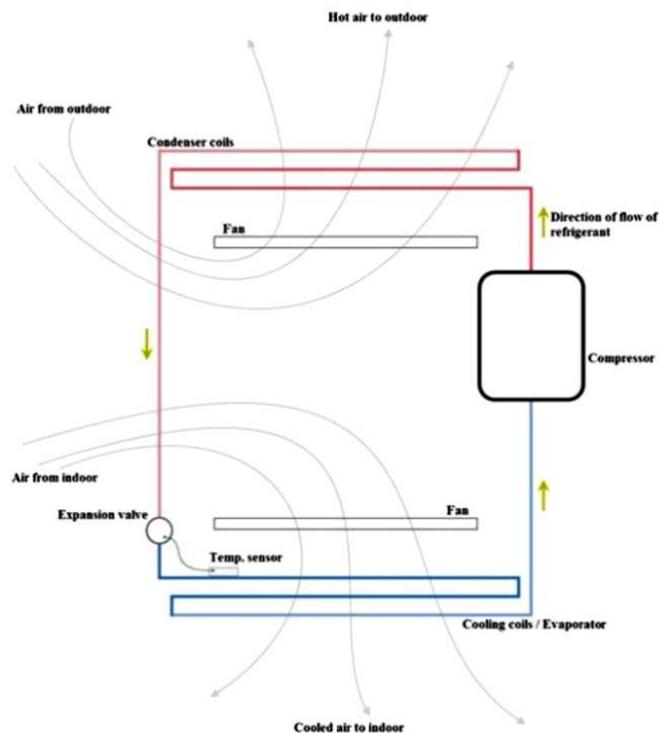


Figura 2. 6 - Princípios de funcionamento de um sistema de climatização [13].

Em maior parte dos casos a difusão de ar é realizada numa destas três zonas, ou através de grelhas situadas nas laterais da carruagem ao nível do chão ou grelhas situadas nas laterais da carruagem ao nível das janelas ou por meio de difusores localizados nos tetos falsos. Na maioria a solução de aquecimento e arrefecimento está relacionada inteiramente com o sistema de expansão direta, explicado anteriormente. Nas Figura 2. 7, Figura 2. 8 e Figura 2. 9 é apresentado, respetivamente, três diferentes tipos de insulação de ar, difusão pelo teto, difusão pelo pavimento e difusão junto das janelas.

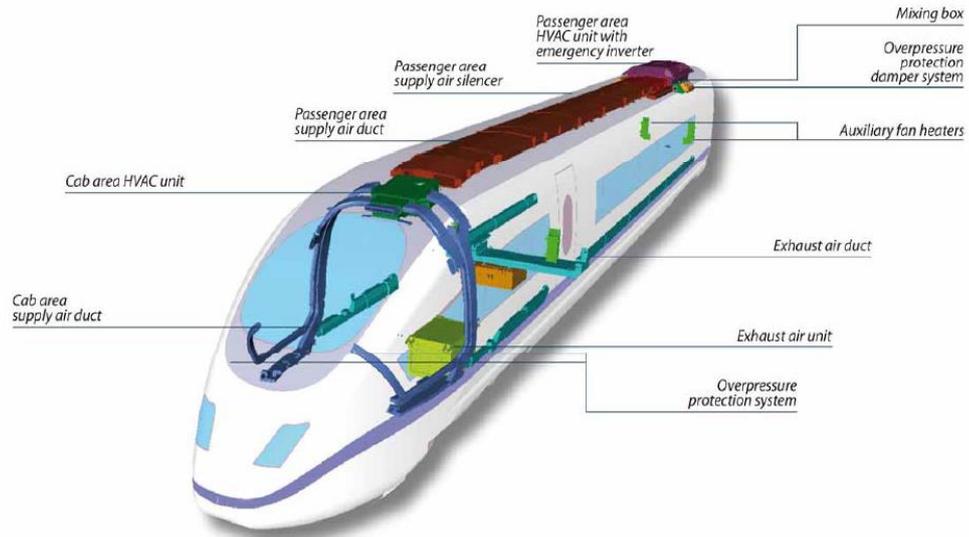


Figura 2. 7 - Sistema de climatização com difusão de ar pelo teto [14].

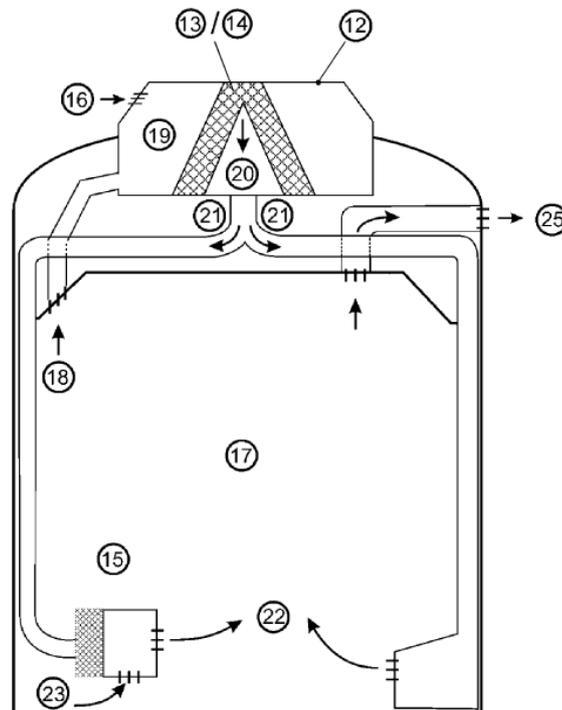


Figura 2. 8 - Sistema de climatização com difusão de ar pelo pavimento [15].

12) Unidade de climatização; 13/14) Bateria de aquecimento ou arrefecimento; 15) Unidade auxiliar de aquecimento; 16) Ar exterior; 17) Ar ambiente; 18) Ar de recirculação; 19) Ar de mistura; 20/21) Ar tratado; 22) Insuflação de ar; 23) Ar induzido; 25) Extração de ar.



Figura 2. 9 - Sistema de climatização com difusão de ar por grelhas ao nível das janelas [16].

Se o sistema de difusão não for bem dimensionado poderá causar várias queixas dos passageiros e um dos grandes problemas é a velocidade do ar à saída das grelhas de insuflação. Regularmente, o ar atinge velocidades elevadas causando desconforto nos passageiros, e visto que as grelhas estão perto dos passageiros, é necessário controlar a velocidade de insuflação. Este problema acontece essencialmente no caso da insuflação com recurso a grelhas junto ao pavimento ou junto das janelas, devido à elevada velocidade e à temperatura de insuflação do ar não estar dentro dos valores aceitáveis, provocando desconforto nos passageiros.

2.4.2. Solução por difusão de ar

A difusão de ar tem como objetivo a proporção de conforto térmico e a ventilação do espaço ocupado [2].

Os métodos de difusão de ar podem ser classificados em uma de três formas:

- Sistema misto, onde ou é reduzido ou é inexistente a estratificação do ar dentro do espaço climatizado. Difusão com altas velocidades impedem a estratificação do ar.
- Sistema com estratificação total, onde a difusão é feita de modo a que não ocorra mistura do ar do espaço ocupado. Velocidades muito baixas de insuflação, como, por exemplo, os sistemas de *displacement*, são um exemplo deste tipo de sistema.

- Sistema parcialmente misto, onde como o nome indica é um meio termo entre os dois sistemas anteriores. Existe alguma estratificação do ar, mas não total [2].

Para a determinação do sistema de difusão, o caudal a insuflar, a temperatura do ar de insuflação, o tipo de difusor e posicionamento do mesmo são os fatores com maior importância. Estes fatores também influenciam a estratificação do ar [2].

2.4.3. Solução de aquecimento por radiação

O aquecimento por pavimento radiante tem ganho maior importância nos sistemas de climatização devido ao excelente conforto térmico que este tipo de sistema proporciona. Para que um sistema seja considerado radiante, 50% ou mais da transferência de calor tem que ser através de radiação [3].

A radiação é transmitida à velocidade da luz e consegue ser refletida e qualquer corpo com temperatura superior ao zero absoluto transmite radiação. Quanto maior a temperatura do corpo maior a energia radiativa emitida. A taxa de radiação emitida é influenciada por estes fatores [3]:

- Diferencial de temperaturas entre o emissor e o recetor;
- Emissão da superfície radiante;
- Índice de reflexão, absorção, e transmissão do recetor;
- Fator de forma entre o emissor e o recetor.

Para quantificar a radiação emitida pelo emissor é utilizado a equação de *Stefan-Boltzmann*, onde a taxa de radiação emitida por área é proporcional à temperatura do emissor à quarta. A lei de *Stefan-Boltzmann* é utilizada para corpos negros, que são corpos que absorvem a totalidade de radiação que neles incide e emitem toda a radiação. Para corpos que não são considerados corpos negros é necessário adicionar o fator de emissividade (ϵ) à lei de *Stefan-Boltzmann*. O corpo negro possui uma emissividade igual a 1 ($\epsilon = 1$) [15]. A Equação 2.11 representa a transmissão de calor por radiação de um corpo.

$$q = \sigma \times \epsilon \times A \times T^4 \quad (2.11)$$

Onde: q = radiação emitida (W). σ = constante de Stefan-Boltzmann ($5,6705 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \times K^4}$). ϵ =emissividade ($0 < \epsilon \leq 1$). A = área (m^2). T = temperatura (K).

A radiação não é transformada de imediato em uma fonte térmica. Ou seja, através da emissão de radiação é aquecida uma superfície que através da transferência de calor por convecção aquece o espaço.

2.5. CFD (*Computational Fluid Dynamics*)

O termo CFD é utilizado para descrever uma série de métodos numéricos utilizados para o cálculo da temperatura, velocidade e outras propriedades dos fluidos presentes num determinado espaço controlado [16]. Um dos objetivos da simulação CFD é perceber o comportamento do sistema de climatização.

O método numérico utilizado no programa *DesignBuilder* é conhecido como o método do volume finito, no qual envolve a solução a equações que descrevem a conservação do calor, da massa e do impulso. Neste conjunto de equações são incluídas as equações de *Navier-Stokes* podendo, assim, determinar-se as velocidades nos três eixos e a temperatura através da equação da conservação de energia. Estão também incluídas as equações da turbulência que inclui as equações para K , energia cinética turbulenta, e para ϵ , fator de dissipação da energia cinética turbulenta [16].

Um dos fatores necessários definir-se para a realização do estudo CFD é o formato da malha e sua definição. A malha é a forma como o modelo do domínio computacional é dividido em n partes de modo a realizar-se a simulação. Quanto mais fina for a malha mais pormenor tem a simulação, mas também mais pesada fica e vice-versa. Portanto, existe um compromisso entre o tamanho da malha e a definição que se pretende dos resultados. No presente estudo foi necessário optar-se por uma malha um pouco mais grosseira que possibilitasse a convergência das equações e consequente determinação dos resultados. Neste caso, a diminuição da grossura da malha impossibilitava o programa de prosseguir a simulação. A Figura 2. 10 apresenta o tipo de malha utilizada nas simulações.

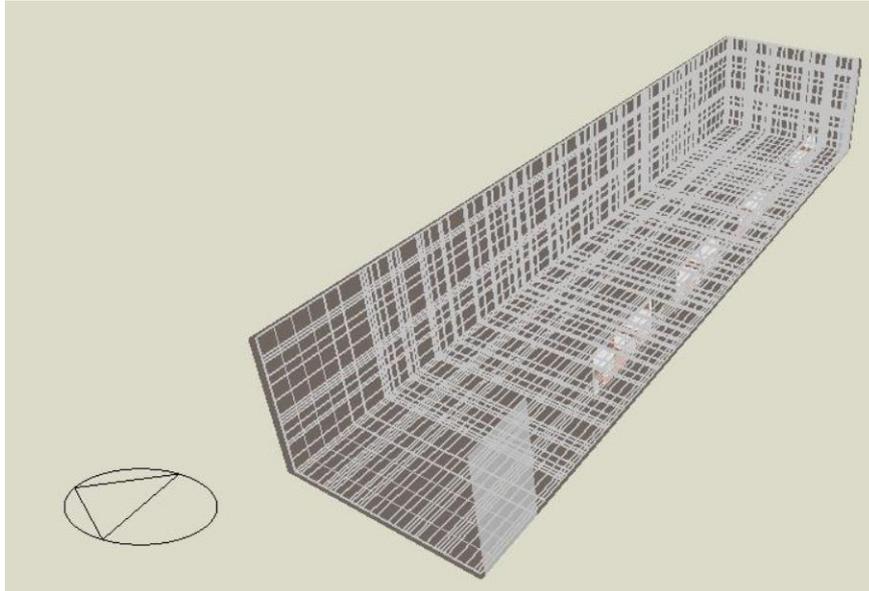


Figura 2. 10 - Representação da malha para a simulação CFD.

Outro fator a considerar para a simulação CFD são as condições de fronteira, ou seja, temperatura das superfícies, e difusores e grelhas de extração com o respetivo caudal. No Anexo. A 1 apresenta-se o número de células da malha gerada pelo programa e o tamanho da simulação.

3. CÁLCULOS E SIMULAÇÃO CFD

Neste capítulo serão apresentados os resultados do cálculo das cargas térmicas e respectivas considerações e todos os resultados da simulação CFD consoante o tipo de sistema de aquecimento e de arrefecimento determinados. O cálculo das cargas de arrefecimento devido à sua maior complexidade terá uma explicação muito mais aprofundada, mas a carga de aquecimento como expressou maior valor foi a que determinou o maior caudal de ar a insuflar no local, sendo sempre este o caso mais desfavorável. Será, igualmente, apresentado o modelo no qual foram feitas todas as simulações.

3.1. Introdução ao modelo DB

Para realizar o cálculo de cargas térmicas e todas as simulações CFD foi necessário modelar uma carruagem com as dimensões reais. Devido ao software ser desenhado para estudos energéticos para edifícios e não propriamente para carruagens de comboios, o modelo teve de ser simplificado. Os cantos arredondados da carruagem passaram para cantos retos e simples. Os envidraçados também tiveram que ser simplificados passando para um formato quadrangular. A Figura 3. 1 apresenta as três zonas da carruagem de comboio. As antecâmaras não possuem ocupação nem sistema de climatização, sendo climatizadas pelo ar proveniente da zona ocupada (Carruagem), por diferencial de pressões

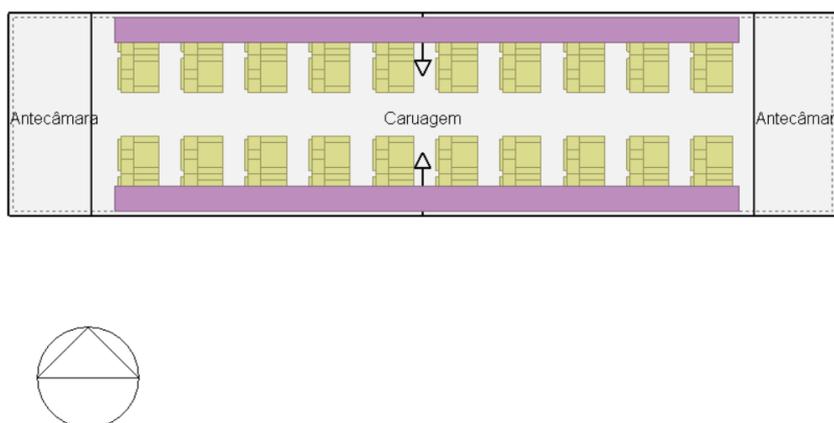


Figura 3. 1 - Planta do modelo tridimensional.

Ao modelo tridimensional foi adicionado dois blocos nas laterais da carruagem simulando as bagageiras por estas influenciarem o fluxo de ar. De modo a perceber-se melhor o modelo, a Figura 3. 2 ilustra a carruagem em 3D.

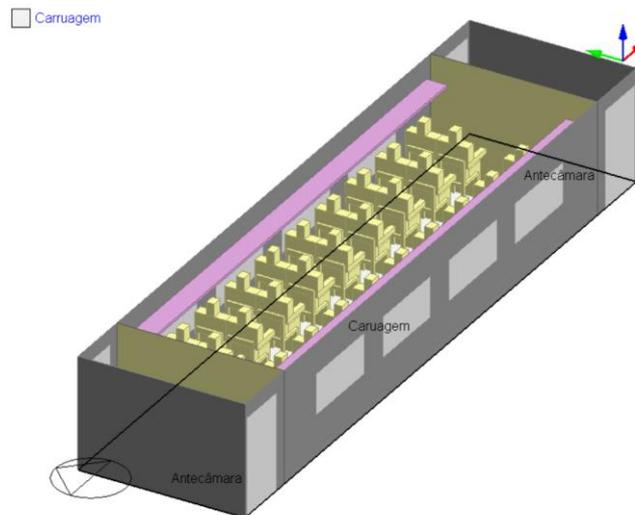


Figura 3. 2 - Vista 3D da carruagem ferroviária.

3.2. Cálculo de cargas térmicas

3.2.1. Cargas internas

Como explicado no Capítulo 2.3. Cargas térmicas do recinto, as cargas térmicas internas resultam da soma da carga relativa à ocupação e à iluminação geral, e ainda da carga dos equipamentos eletrónicos quando estes existem.

De modo a simplificar os parâmetros utilizados no presente estudo, na Tabela 3. 1, são apresentados os valores utilizados para o cálculo das cargas internas.

Tabela 3. 1 - Fatores assumidos relacionados com a atividade

Ocupação	40	peessoas
Fração Latente	0,5	-
Metabolismo	60	$\left(\frac{W}{pessoa}\right)$
Fator Metabólico	0,89	-
Horário Ocupação	Ligado 24/7	horas/dias
Potência Iluminação Geral	15	$\left(\frac{W}{m^2}\right)$
Horário Iluminação Geral	Ligado 24/7	horas/dias
Controlo Envolvente		
<u>Arrefecimento</u>		
Temperatura de controlo	22	°C
Horário de Operação	abril a setembro Ligado 24/7	horas/dias
<u>Aquecimento</u>		
Temperatura de controlo	22	°C
Horário de Operação	outubro a março Ligado 24/7	horas/dias
Ar Novo	4,17	$\left(\frac{l}{s \times pessoa}\right)$

Como representado na Tabela 3. 1, foi considerada uma ocupação de 40 pessoas o que corresponde à totalidade dos assentos da carruagem. O metabolismo por pessoa foi considerado de 60 W, o correspondente ao metabolismo de uma pessoa sentada e relaxada⁵. O fator metabólico de 0,89 corresponde a 40% da ocupação serem adultos do sexo masculino, 40% serem adultos do sexo feminino e os restantes 20% crianças. Considerou-se que existiria um período de ocupação de 24 horas 7 dias por semana, para, deste modo, haver um fator de segurança no que toca ao cálculo das cargas térmicas. O período de funcionamento da iluminação geral correspondeu ao período de ocupação e com a potência de 15 $\left(\frac{W}{m^2}\right)$. O que diz respeito ao controlo da temperatura envolvente, tanto para o arrefecimento e como para o aquecimento foram considerados 22 °C como a temperatura de controlo. Foi considerado o sistema de arrefecimento para o funcionamento de abril a setembro, e de aquecimento entre outubro e março, igualmente ligados 24 horas por dia. Para o caudal de ar, e como explicado no Capítulo 2.1, foi considerado, para ambas as estações, arrefecimento e aquecimento, o caudal de 15 $\left(\frac{m^3}{h \times pessoa}\right)$ o que convertendo para $\left(\frac{l}{s \times pessoa}\right)$

é igual a 4,17. Assim obteve-se uma carga térmica de 2,14 kW de ocupação e de 0,59 kW de iluminação geral.

3.2.2. Cargas externas

As cargas térmicas externas, ou da envolvente, estão relacionadas com o tipo de materiais e construção do edifício, ou neste caso da carruagem de comboio. Novamente, todos os parâmetros utilizados para o cálculo das cargas térmicas externas são apresentados nas Tabelas 3.2, Tabela 3.3 e Tabela 3.4.

Tabela 3. 2 - Propriedades das paredes da carruagem e coeficientes de convecção interior e exterior. **Tabela 3. 3 - Propriedades do telhado e pavimento da carruagem e coeficientes de convecção interior e exterior.**

Telhado/Pavimento		
<u>Aço inoxidável</u>		
Espessura (1)	0,008	(m)
Condutividade térmica (2)	14,4	$\left(\frac{W}{m \times k}\right)$
Calor Específico (3)	502,42	$\left(\frac{J}{kg \times k}\right)$
Densidade (4)	7500	$\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
<u>Madeira</u>		
Espessura (1)	0,0191	(m)
Resistência Térmica (1)	0,1643	$\left(\frac{m^2 \times K}{W}\right)$
Calor Específico (1)	1210	$\left(\frac{J}{kg \times k}\right)$
Densidade térmica (1)	544,6	$\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
<u>Isolamento Fibra de Vidro</u>		
Espessura (1)	0,04	(m)
Condutividade térmica (5)	0,036	$\left(\frac{W}{m \times k}\right)$
Calor Específico (6)	1030	$\left(\frac{J}{kg \times k}\right)$
Densidade (5)	64	$\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
<u>Aço inoxidável</u>		
Espessura (1)	0,006	(m)
Condutividade térmica (2)	14,4	$\left(\frac{W}{m \times k}\right)$
Calor Específico (3)	502,42	$\left(\frac{J}{kg \times k}\right)$

Densidade (4)	7500	$\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
<u>Propriedades da Superfície</u>		
Coefficiente de Convecção Exterior (1)	48,2	$\left(\frac{W}{m^2 \times k}\right)$
Coefficiente de Convecção Interior (1)	8,3	$\left(\frac{W}{m^2 \times k}\right)$

Elaboração própria, Fonte: (1) "Thermal Comfort for Passenger Train from Dire-Dawa to Djibouti", Mekonnen Tadesse, 2015; (2) https://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-metals-d_858.html; (3) https://www.engineersedge.com/materials/specific_heat_capacity_of_metals_13259.htm; (4) https://www.engineeringtoolbox.com/metal-alloys-densities-d_50.html; (5) <http://www.fao.org/3/y5013e/y5013e08.htm>; (6) <http://www.greenspec.co.uk/building-design/insulation-materials-thermal-properties/>.

Tabela 3. 4 - Propriedades dos envidraçados da carruagem e coeficientes de convecção interior e exterior.

Envidraçados		
<u>Vidro simples</u>		
Espessura (1)	3	(mm)
Condutividade térmica (1)	0,9	$\left(\frac{W}{m \times k}\right)$
Transmissão Solar (2)	0,837	
Reflexão Solar Exterior (2)	0,075	
Reflexão Solar Interior (2)	0,075	
<u>Ar</u>		
Espessura (1)	13	(mm)
<u>Vidro simples</u>		
Espessura (1)	3	(mm)
Condutividade térmica (1)	0,9	$\left(\frac{W}{m \times k}\right)$
Transmissão Solar (2)	0,837	
Reflexão Solar Exterior (2)	0,075	
Reflexão Solar Interior (2)	0,075	

Elaboração própria, Fonte: (1) "Thermal Comfort for Passenger Train from Dire-Dawa to Djibouti", Mekonnen Tadesse, 2015; (2) *DesignBuilder v 5.5.2.003*.

Perante as informações apresentadas na Tabela 3.2, Tabela 3.3 e Tabela 3.4

a linha de cálculo do *EnergyPlus* determinou como coeficiente de transmissão de calor por condução através das paredes da carruagem o valor de 0,544 $\left(\frac{W}{m^2 \times k}\right)$. Em relação ao coeficiente relacionado com as perdas/ganhos de calor através do pavimento e teto chegou-se ao valor de 0,706 $\left(\frac{W}{m^2 \times k}\right)$. No que diz respeito aos envidraçados o coeficiente global de transmissão de calor foi de 2,716 $\left(\frac{W}{m^2 \times k}\right)$ com um fator solar de 0,764. O fator solar corresponde à quantidade de calor que atravessa o envidraçado e quanto mais próximo do

zero melhor a qualidade do envidraçado no que diz respeito à quantidade de calor que o mesmo deixa entrar na entro da zona ocupada.

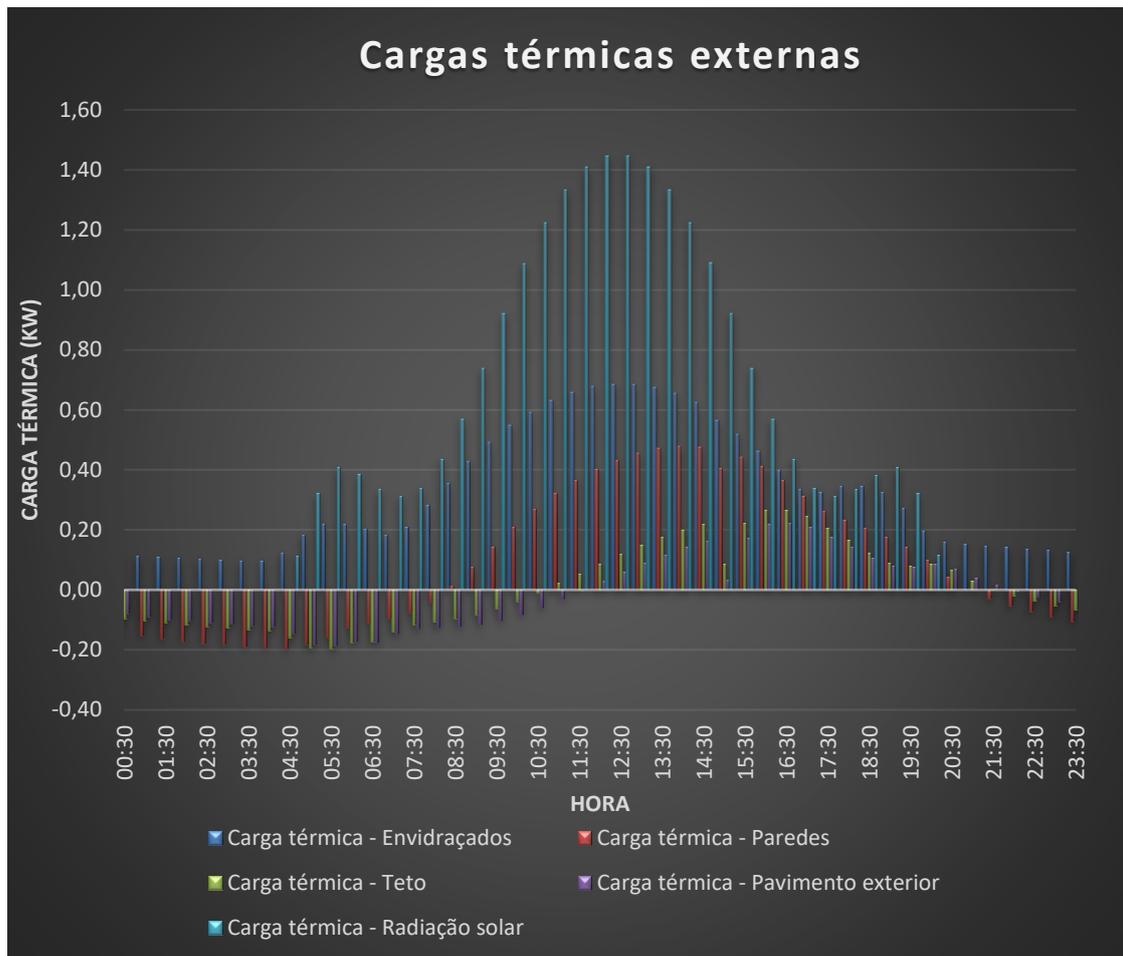


Figura 3. 3 - Cargas térmicas externas de arrefecimento

Na Figura 3. 3 são apresentadas todas as cargas externas calculadas ao longo do dia de projeto. O primeiro aspeto a salientar, é a presença de cargas negativas, nomeadamente as cargas térmicas através das paredes, do teto e do pavimento. Estas cargas são negativas devido ao ambiente interior da carruagem ser climatizado ao longo das 24 horas do dia, e mantido a uma temperatura média de 22 °C. Apenas a partir das 09:00 horas é que ocorreu uma inversão de temperaturas, isto é, a temperatura exterior tornou-se superior à temperatura interior. Valores apresentados na Figura 3. 4 das 11:30 às 21:00 horas demonstram apenas existir cargas térmicas positivas, ou seja, calor a “entrar” dentro da carruagem.

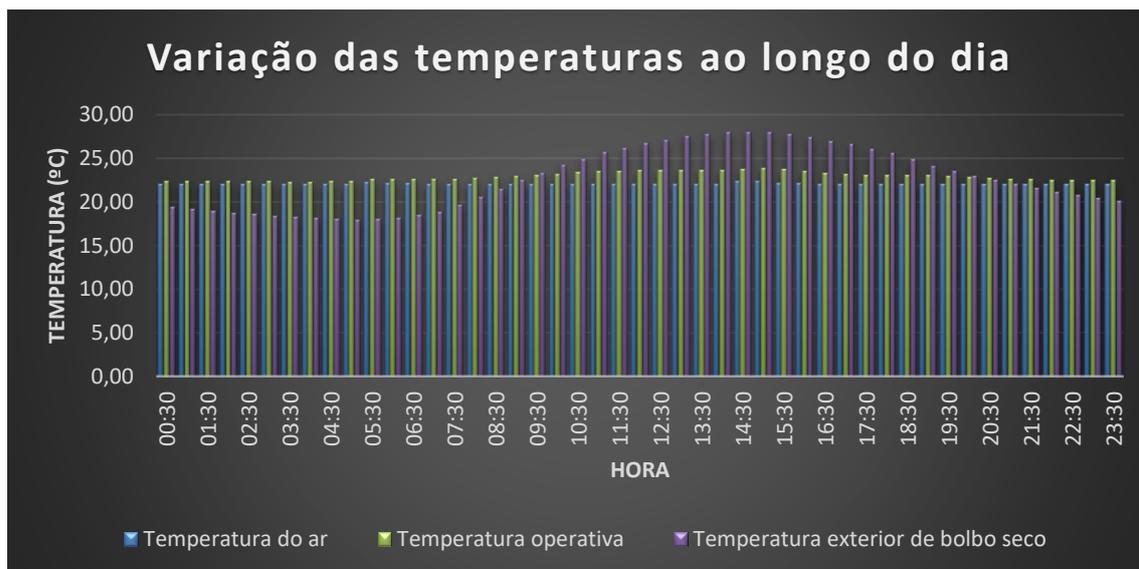


Figura 3. 4 - Variação da temperatura do ar interior, da temperatura operativa e temperatura exterior de bolbo seco.

Como seria de esperar, a carga térmica relativa à radiação solar apenas existe com a exposição da carruagem ao Sol, mas a radiação que é atravessada pelos envidraçados não é imediatamente contabilizada como carga térmica sensível. Esta radiação aquece a superfície atingida, ocorre uma transferência de calor por convecção, e só assim se transforma em carga sensível. De notar que a inércia térmica apresenta um fator no comportamento das cargas térmicas ao longo do dia.

A transferência de calor pelos envidraçados e o ganho de calor devido à radiação solar atingem o seu pico na mesma altura do dia, por volta das 12:30, correspondente à altura em que o Sol está na sua posição mais alta. A Figura 3. 5 representa a influência do Sol, no dia 15 de julho às 12:00, na carruagem. É de salientar que no mês de janeiro, à mesma hora, o Sol se encontra na sua posição mais baixa incidindo diretamente nas janelas e nos passageiros, mas com uma carga de radiação mais fraca. A Figura 3. 6 ilustra o caso do mês de janeiro.

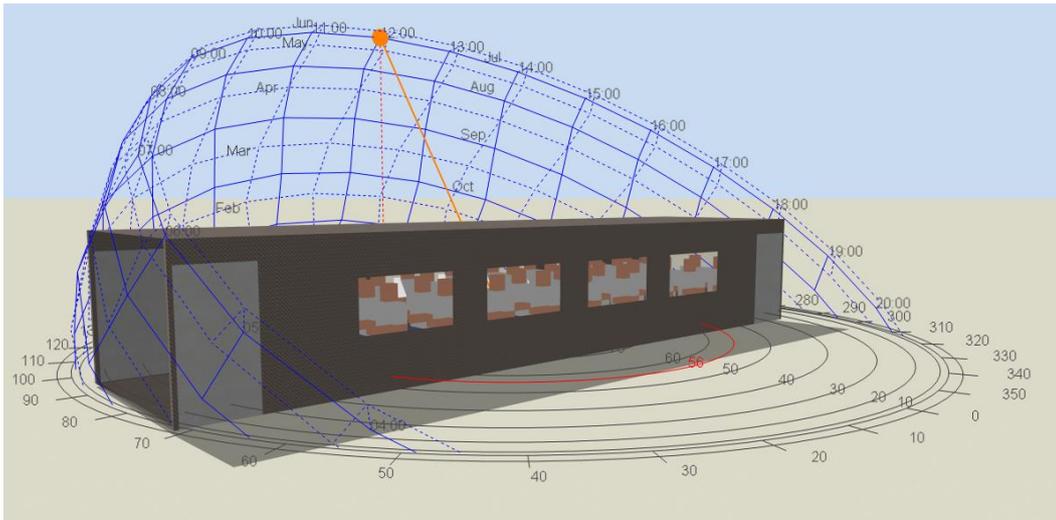


Figura 3. 5 - Representação da influência do Sol (dia 15 de julho às 12:00) na carruagem.

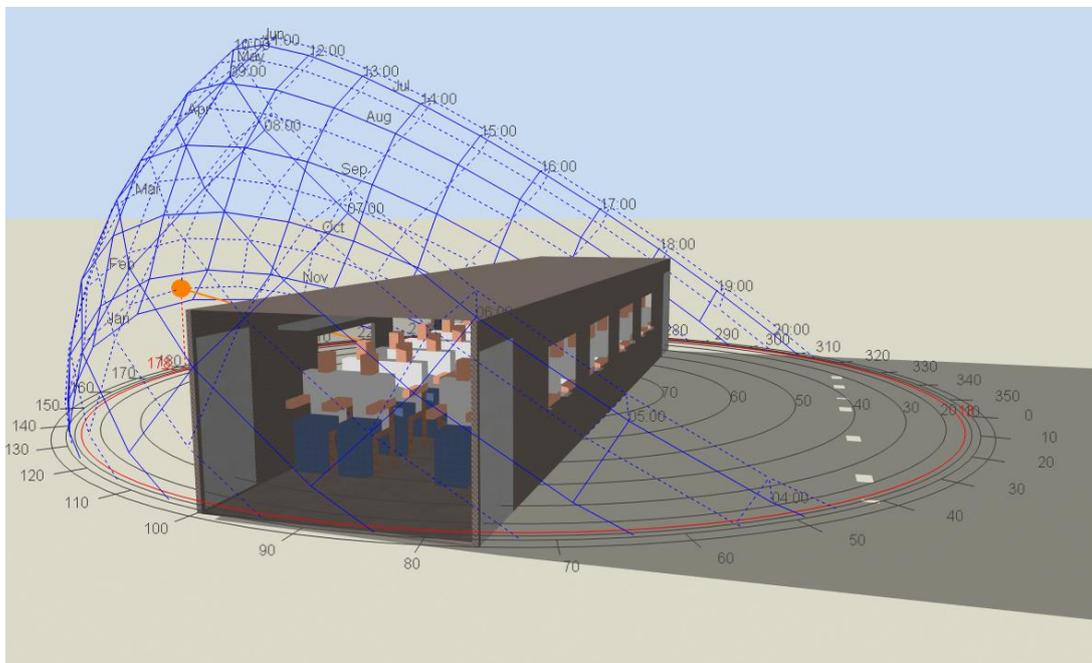


Figura 3. 6 - - Representação da influência do Sol (dia 15 de janeiro às 12:00) na carruagem.

3.3. Cálculo do caudal de insuflação

De acordo com a equação da potência térmica calculada, para o arrefecimento e para o aquecimento, é possível, através do calor específico do ar, da densidade do ar e o diferencial de temperaturas entre o ar de insuflação e o ar de extração saber-se qual o caudal de ar a insuflar para garantir a temperatura interior adequada.

$$Q = \dot{m} \times c_p \times \rho \times \Delta T \quad (1.10)$$

Onde: Q : carga térmica (kW). \dot{m} : caudal de ar ($\frac{l}{s}$). cp : calor específico do ar, $1,005 (\frac{kJ}{kg \times K})$.
 ρ : massa volúmica do ar, $1,2 (\frac{kg}{m^3})$. ΔT : diferenças de temperaturas ($^{\circ}C$).

Concluído tem-se, para arrefecimento o caudal de:

$$\dot{m} = \frac{12,89 \times 1000}{1,005 \times 1,2 \times 10} \cong 1.100 \left(\frac{l}{s}\right)$$

E para o modo aquecimento teve-se o caudal de:

$$\dot{m} = \frac{18 \times 1000}{1,005 \times 1,2 \times 10} \cong 1.500 \left(\frac{l}{s}\right)$$

3.4. Solução de climatização por difusão de ar

Um dos principais objetivos deste trabalho é a comparação entre vários sistemas de difusão de ar na carruagem e para isso foram estudados vários sistemas de difusão, variando a posição e tipo de difusor. A extração de ar foi feita, para todos os casos de estudo, com duas grelhas de extração nas extremidades da carruagem. Estas grelhas possuem um caudal igual ao caudal de insuflação.

De modo a controlar a temperatura operativa os difusores insuflaram a $24,65^{\circ}C$, no caso de aquecimento, e a $22,3^{\circ}C$ no modo de arrefecimento.

3.4.1. Solução A

Na primeira solução, a difusão de ar ocorreu apenas por insuflação do ar no teto da carruagem, ou seja, foram admitidos 3 difusores lineares, ao longo da carruagem, um deles centrado com jatos bidirecionais na direção dos lugares de passageiros, com um tamanho de $0,4 \times 8,4$ metros com caudal de $550 (\frac{l}{s})$, no modo aquecimento, e de $200 (\frac{l}{s})$, no modo de arrefecimento. A velocidade do ar para aquecimento foi de $0,6 (\frac{m}{s})$ e $0,18 (\frac{m}{s})$, no modo de arrefecimento. Os outros dois difusores, de $0,4 \times 10,4$ metros, foram colocados logo após o posicionamento das bagageiras, por cima dos lugares adjacentes ao corredor da carruagem com um caudal de $250 (\frac{l}{s})$ e velocidade do ar de $0,3 (\frac{m}{s})$ cada um, no modo aquecimento, e com o caudal de $450 (\frac{l}{s})$ e velocidade do ar de $0,15 (\frac{m}{s})$ cada um, no modo arrefecimento. A Figura 3. 7 ilustra a solução de climatização por difusão de ar da solução A.

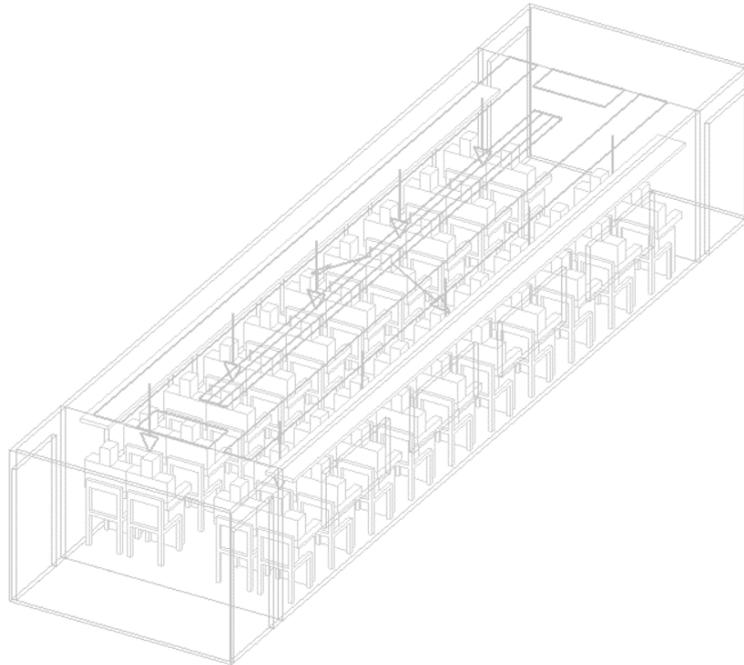


Figura 3. 7 - Representação da solução A do sistema de climatização por difusão de ar.

3.4.2. Solução B

A solução B apenas apresenta difusores no teto posicionados sobre o corredor de circulação da carruagem. Esta solução baseou-se na utilização de 6 difusores quadrangulares de 1 x 1 metros com caudal igual a $275 \left(\frac{l}{s}\right)$ cada um, na situação de inverno e de $183 \left(\frac{l}{s}\right)$ na situação de verão. Na estação fria a velocidade de insuflação foi de $0,49 \left(\frac{m}{s}\right)$ e na estação quente a velocidade foi de $0,82 \left(\frac{m}{s}\right)$. Em ambos os casos os difusores insuflaram com um ângulo de 60° com o plano horizontal. A Figura 3. 8 ilustra a solução de climatização B.

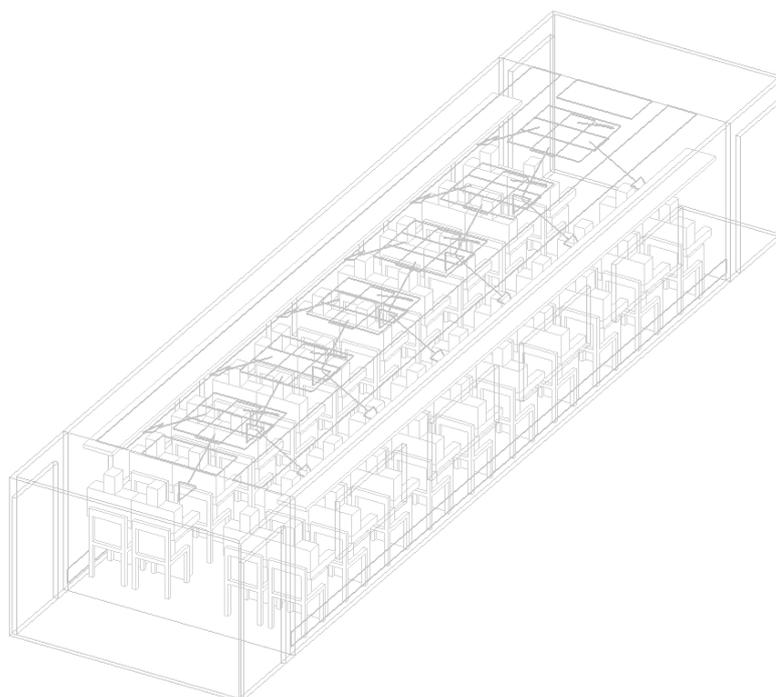


Figura 3. 8 - Representação da solução B do sistema de climatização por difusão de ar.

3.4.3. Solução C

Por último, a solução de difusão de ar C. A solução foi composta por dois difusores unidirecionais de 0,4 x 10,4 metros sobre os lugares adjacentes ao corredor de circulação da carruagem e por dois difusores posicionados nas laterais da carruagem a 0,1 metros do pavimento. O caudal de ar dos difusores do teto foi de $275 \left(\frac{l}{s}\right)$ cada um, e uma velocidade de $0,15 \left(\frac{m}{s}\right)$. Os outros dois difusores possuíam um caudal de ar de $275 \left(\frac{l}{s}\right)$ e velocidade de insuflação de $0,15 \left(\frac{m}{s}\right)$. Consegu-se perceber esta solução de climatização através da Figura 3. 9.

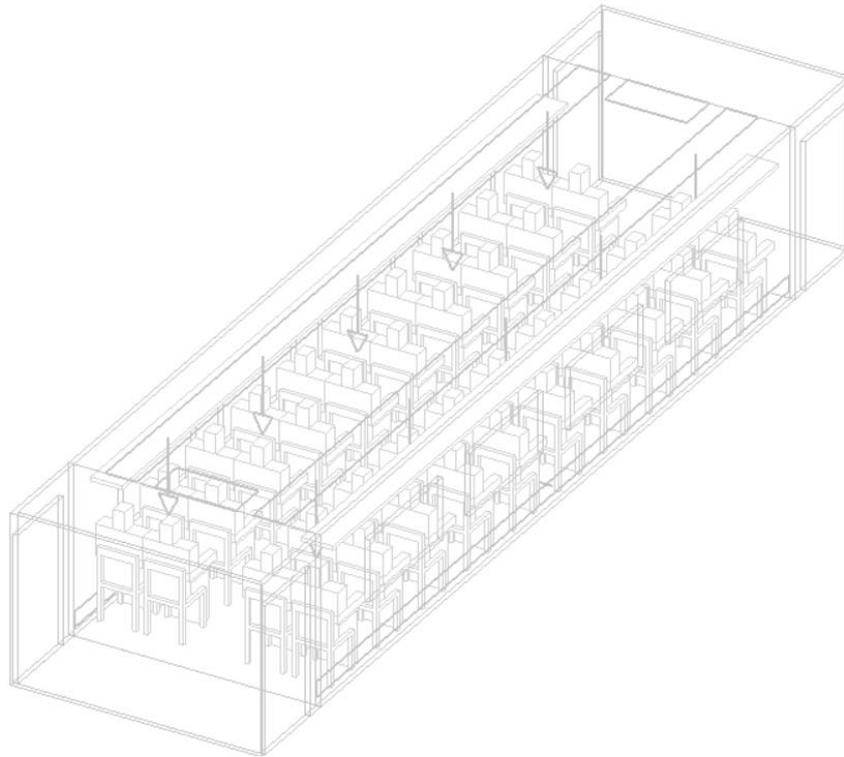


Figura 3. 9 - Representação da solução C do sistema de climatização por difusão de ar.

3.5. Solução de aquecimento por radiação

Para completar e proporcionar um melhor conforto aos ocupantes, foi adotado um sistema de aquecimento não muito vulgar em carruagens de comboio, através de pavimento radiante elétrico.

Segundo o *Standart 55, 2017, da ASHRAE* a temperatura da superfície em contacto com os passageiros deve estar entre os 19 °C e os 29 °C. Para a presente simulação CFD, a temperatura admitida foi de 25 °C.

Para a solução com superfície radiante apenas foi admitido um cenário: pavimento radiante ao longo do corredor de circulação da carruagem e nos painéis laterais da mesma com 20 centímetros de altura. A Figura 3. 10 ilustra o sistema de aquecimento proveniente de superfícies radiantes. O sistema com o pavimento radiante e a superfície lateral radiante foi combinado com os sistemas de climatização por difusão de ar com as soluções A e B, no modo aquecimento, ou seja, para aquecer a carruagem é utilizado o sistema de difusão e o sistema de aquecimento radiante.

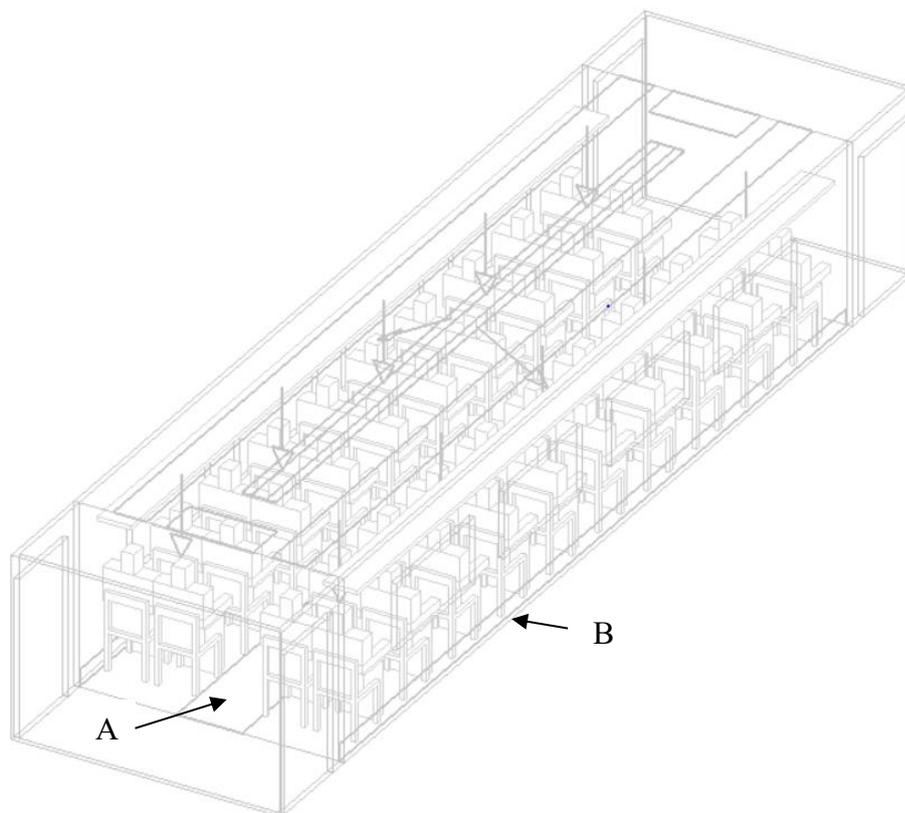


Figura 3. 10 - - Representação da solução de aquecimento radiante. A – Pavimento radiante; B – Superfície lateral radiante.

3.6. Simulação CFD

Para a realização das 6 simulações CFD, de cada solução e para o inverno e para o verão, foi necessário, numa primeira fase realizar-se uma simulação para todos os dias do ano com o objetivo de se determinar quais as condições de fronteira, ou seja, temperatura de todas as superfícies (teto, pavimento, envidraçados, paredes, etc.). Após a realização das simulações, foi selecionado para realizar o estudo para o caso de aquecimento as 08:00 do dia 5 de janeiro. Para o estudo relativo ao arrefecimento, as 14:00 do dia 15 de agosto foi o horário utilizado para a determinação das condições de fronteira. As condições de fronteira relativas à difusão e extração de ar e aquecimento por radiação estão descritas nos Capítulos 3.4 e 3.5. A Figura 3. 11 apresenta os valores das temperaturas das superfícies da carruagem determinantes para o estudo CFD das várias soluções.

Superfície	Orientação	Temperatura (°C)
Parede	Norte	23
Parede	Sul	23
Parede (antecâmara)	Este	20
Parede (antecâmara)	Oeste	20
Envidraçados	Norte	26
Envidraçados	Sul	26
Teto	-	23
Pavimento	-	23
Porta	Norte/Sul	10

Figura 3. 11 - Condições de fronteira consideradas para a simulação CFD.

De notar que as condições de fronteira são idênticas para ambos os casos, isto deve-se ao facto de o sistema de climatização, para o aquecimento e para o arrefecimento, ter sido programado para temperaturas de conforto semelhantes. Mesmo perante estas semelhanças foi necessário a realização das simulações para a estação de inverno e para a estação de verão devido ao facto de existirem diferenças nestas duas estações do ano, nomeadamente: o caudal de ar insuflado; as condições higrométricas exteriores e os diferentes valores de transferência de calor das superfícies.

As superfícies presentes nas antecâmaras da carruagem apresentam temperaturas diferentes das superfícies na zona da carruagem com ocupação, ou seja, com sistema de climatização, e esta é a explicação dessa diferença de temperaturas. Mesmo que não exista uma separação física entre a zona ocupada e as antecâmaras, estas zonas, por não possuírem nem ocupação nem sistema de climatização apresentam temperaturas muito diferentes da restante zona.

4. ANÁLISE DE RESULTADOS E DETERMINAÇÃO DA SOLUÇÃO MAIS ADEQUADA

Perante todas as considerações, e definidas as condições de fronteira e tamanho da malha, foram obtidos inúmeros resultados que serão apresentados e discutidos neste capítulo de modo a determinar-se a melhor solução de climatização.

Os pontos de estudo para a determinação da melhor solução de climatização da carruagem de comboio foram os seguintes: diferencial de temperaturas entre o tornozelo e a cabeça do ocupante não deve ultrapassar os 3 °C [5]; índices PMV e PPD de modo a determinar se as temperaturas estão adequadas e a percentagem de pessoas insatisfeitas; velocidade do ar na zona ocupada, tendo como limites 0,25 ($\frac{m}{s}$) para a estação de verão e 0,60 ($\frac{m}{s}$) para a estação de inverno [17]. De salientar que quando existe de pavimento radiante, a sua temperatura não pode ultrapassar os 29 °C [5].

De forma a facilitar a apresentação dos resultados obtidos, irão ser apresentados, primeiro, os resultados da estação de Inverno. De realçar que sendo o objetivo destas análises a determinação da solução de climatização mais adequada não é possível comparar e concluir se a utilização das superfícies radiantes acrescentam benefício para o conforto térmico visto que para este estudo as soluções que possuem este tipo de climatização têm um sistema de difusão de ar, que funciona, igualmente, para o modo de aquecimento, diferentes A Figura 4. 1 apresenta o índice de PMV dos ocupantes.

De uma forma geral as três soluções possuem, na zona ocupada, o mesmo valor de índice PMV, por volta de 0,40, isto quer dizer que a temperatura está entre o neutro e o levemente quente, mas pode-se considerar que as três soluções estão a promover conforto térmico aos ocupantes. A solução C apresenta um ligeiro aumento do valor de PMV, por volta de 0,45, mas este aumento torna-se é insignificante por a ser tão reduzido.

Outro índice de satisfação, ou neste caso trata-se de insatisfação é o PPD, percentagem de pessoas insatisfeitas. Este índice está relacionado com o PMV na medida em que estabelece a percentagem de pessoas insatisfeitas térmicamente, ou seja, que votaram em +3, +2 ou -3 e -2 na escala sétima do índice PMV. A Figura 4. 2 ilustra os valores de PPD ao longo da carruagem. É possível perceber que não existem grandes variações entre a solução A, B e C mas existe uma ligeira diferença na solução A, onde a média se situa nos 9% de pessoas insatisfeitas em comparação com os 12% e 13% da solução B e C

respectivamente. Concluindo, ao nível dos índices de satisfação, e no que diz respeito ao modo de aquecimento, a solução A, com os dois tipos de difusores no teto e com o pavimento e superfícies lateais radiantes, foi a que apresentou melhor resultado.

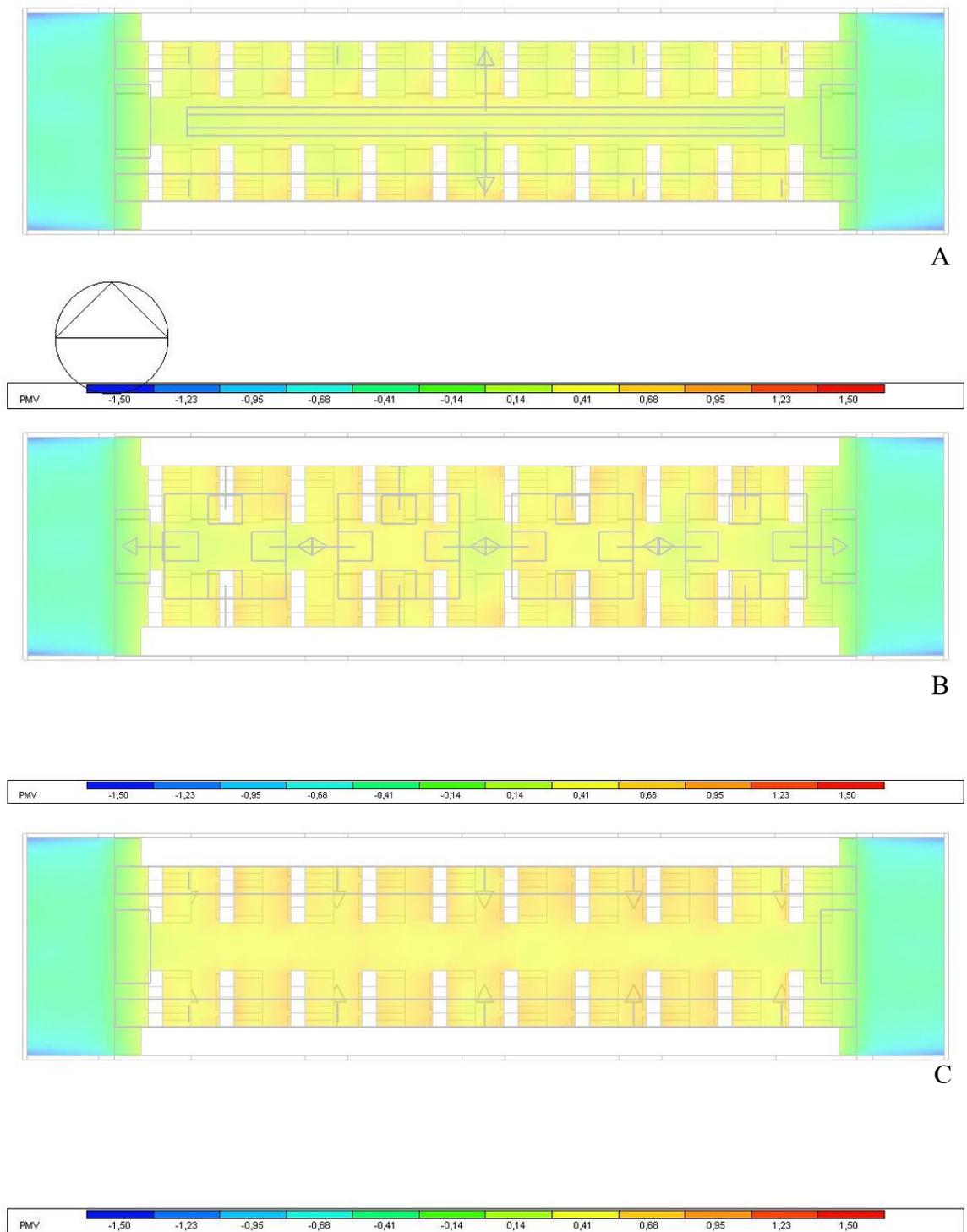


Figura 4. 1 - Voto médio estimado, PMV, dos ocupantes no modo aquecimento.

A – Solução A. B – Solução B. C – Solução C.

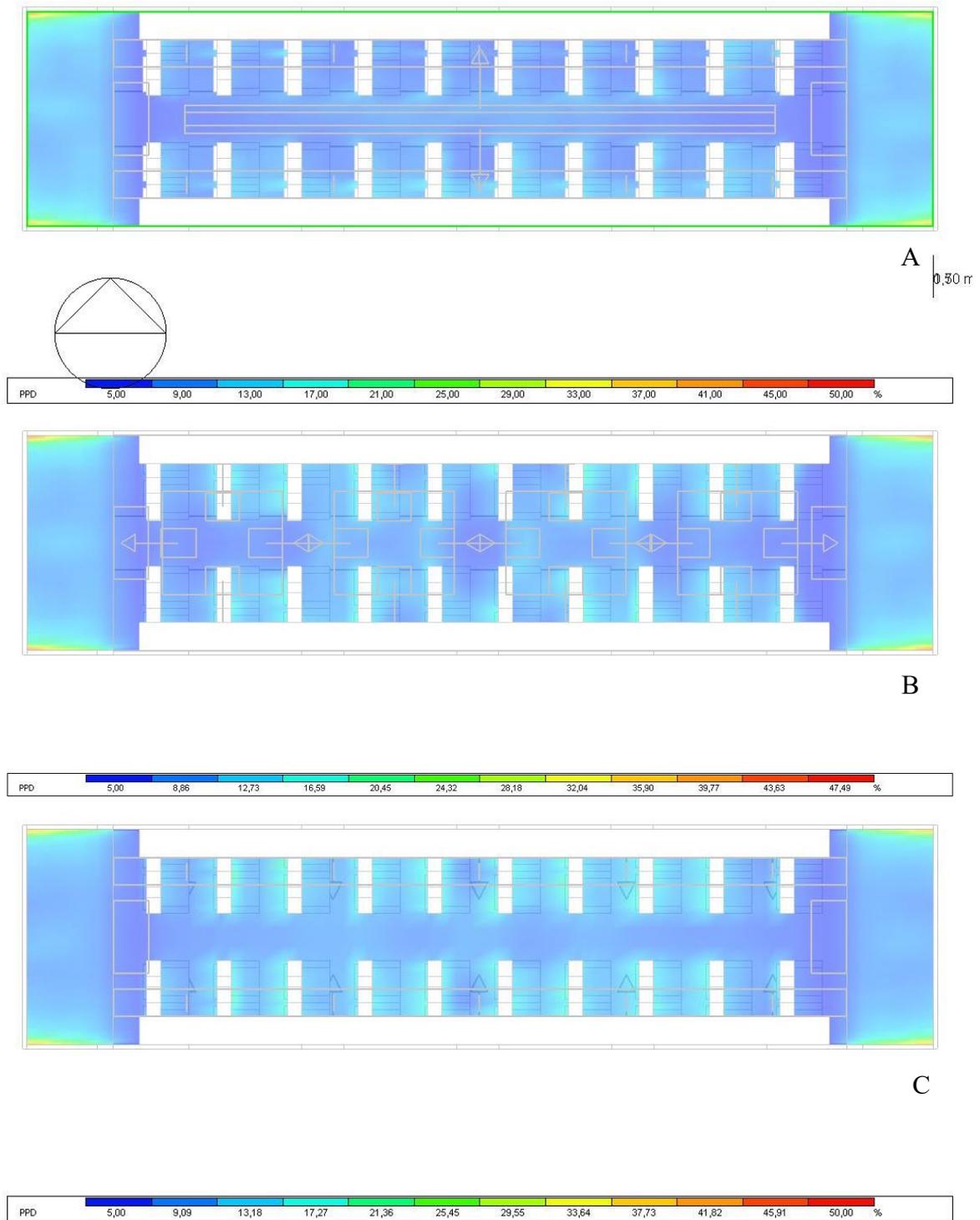


Figura 4. 2 - Percentagem de pessoas insatisfeitas, PPD, dos ocupantes no modo aquecimento.

A – Solução A. B – Solução B. C – Solução C.

No que diz respeito aos valores de temperatura registados dentro da carruagem, foi realizada a análise à temperatura operativa e não à temperatura do ar, visto que é a temperatura operativa que os ocupantes “sentem” realmente. A Figura 4. 3 representa a variação da temperatura ao longo da carruagem horizontalmente ao nível do peito dos ocupantes e é possível entender que não existe grandes diferenças entre as três soluções, tendo valores médios de 23 °C com um ligeiro aumento na solução C. No Anexo. A 2 são apresentados os valores da temperatura operativa ao nível do pavimento, comprovando que, nas soluções B e C, a temperatura não excedeu os 29 °C, valor máximo que o pavimento radiante poderia estar rondando os 24 °C. As temperaturas mais altas são atingidas no centro da carruagem, uma vez que a temperatura das extremidades é influenciada pelas antecâmaras que não são climatizadas.

Um fator a analisar é a existência de diferencial de temperaturas verticalmente e aferir que este não ultrapasse os 3 °C. Na Figura 4. 4 é apresentado um esquema de cores retirado de um corte vertical feito longitudinalmente na zona central da carruagem e as três soluções apresentam a mesma média de temperatura operativa, cerca de 24 °C. A solução A, B e C possuem uma excelente homogeneização de temperaturas operativas, na zona ocupada, e o diferencial de temperaturas está abaixo dos 3 °C máximo, situando-se nos 1 a 2 °C.

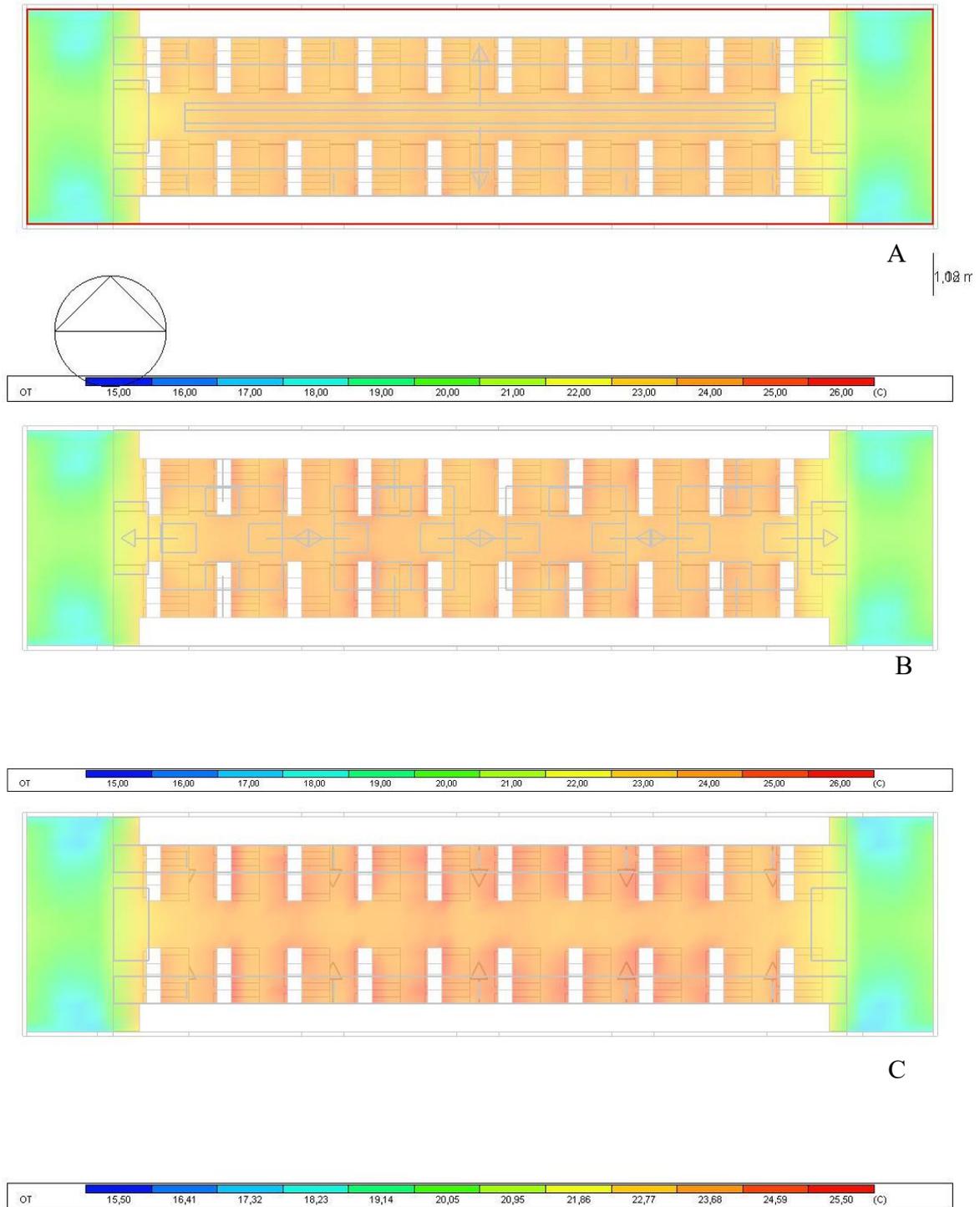
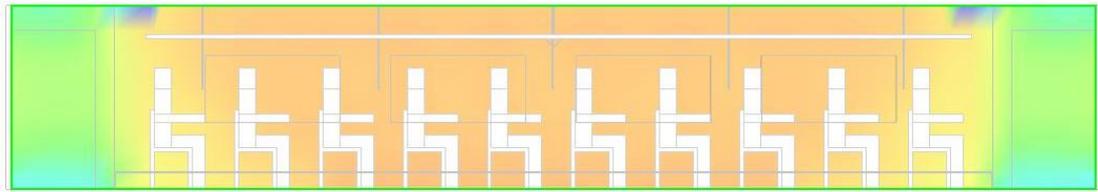
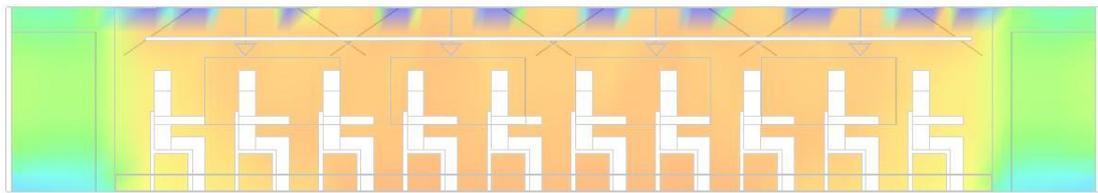


Figura 4. 3 - Temperatura operativa ao nível do tronco dos ocupantes no modo aquecimento.

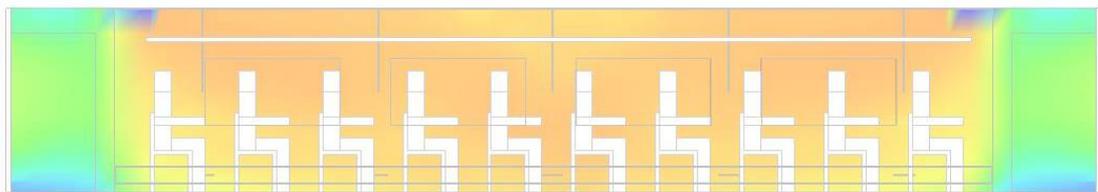
A – Solução A. B – Solução B. C – Solução C.



A



B



C



Figura 4. 4 - Temperatura operativa na zona central da carruagem no modo aquecimento.

A – Solução A. B – Solução B. C – Solução C.

Um dos grandes fatores de desconforto em relação ao sistema de ar condicionado é a velocidade do ar. Devido ao curto pé direito das carruagens de comboio, a velocidade do ar ainda é mais crítica devido ao sistema de ar condicionado estar próximo dos ocupantes. Como explicado no Capítulo 2.1 a EN 13129-1 estipula valores máximos para a velocidade do ar.

Comparando as três soluções conseguiu-se perceber que a melhor solução, relativamente à velocidade do ar, é a solução C com velocidade média de $0,10 \left(\frac{m}{s}\right)$ com velocidades maiores junto das grelhas de extração no valor de $0,60 \left(\frac{m}{s}\right)$. No entanto esta solução é a que apresenta menor turbulência no fluxo de ar havendo uma maior estratificação. Ainda assim as velocidades apresentadas, encontram-se dentro dos limites definidos pela EN 13129-1, pelo que esta é uma solução viável.

A solução A apresenta velocidades médias, junto da cabeça dos ocupantes, de $0,45 \left(\frac{m}{s}\right)$, o que está dentro dos limites aceitáveis, mas valores de $1,1 \left(\frac{m}{s}\right)$ à saída do difusor de teto, o que torna essa zona desconfortável. Esta solução acrescenta mais turbulência no desfavorecendo a estratificação do ar, aumentando a homogeneidade das características termo higrométricas do ar interior. Consegue-se perceber que, com a solução B, existem correntes de convecção bem definidas. Os resultados da velocidade do ar na zona da cabeça dos ocupantes foi de $0,40 \left(\frac{m}{s}\right)$ sendo que a velocidade junto ao teto atingiu valores a rondar os $1,25 \left(\frac{m}{s}\right)$, portanto esta solução possui velocidades do ar aceitáveis. Existem correntes de convecção, mas nesta solução é de notar a existência de “buracos” onde não existem correntes fortemente definidas, ou seja, aquando do encontro dos jatos de ar de difusores adjacentes formam-se zonas de vazio de correntes. Mas esta situação não invalida a solução em causa. A Figura 4. 5 ilustra as velocidades do ar na zona central da carruagem para as três soluções de climatização.

Para além dos resultados da velocidade do ar na zona central da carruagem foi analisado a velocidade do ar na zona ocupada pelos passageiros e o registo demonstrou que a velocidade, nas três soluções, não ultrapassou o limite máximo. A solução B foi a que apresentou a velocidade mais elevada, cerca de $0,30 \left(\frac{m}{s}\right)$ com pontos onde a velocidade atingiu os $0,50 \left(\frac{m}{s}\right)$. A solução A apresentou a velocidade mais baixa de $0,10 \left(\frac{m}{s}\right)$ e a menor estratificação do ar, fazendo com que a mistura do ar seja praticamente perfeita. A solução C apresentou velocidades na zona ocupada de $0,20 \left(\frac{m}{s}\right)$, sendo o caso com a maior

estratificação do ar. Todos os resultados da velocidade na zona ocupada estão apresentados no Anexo. A 3.

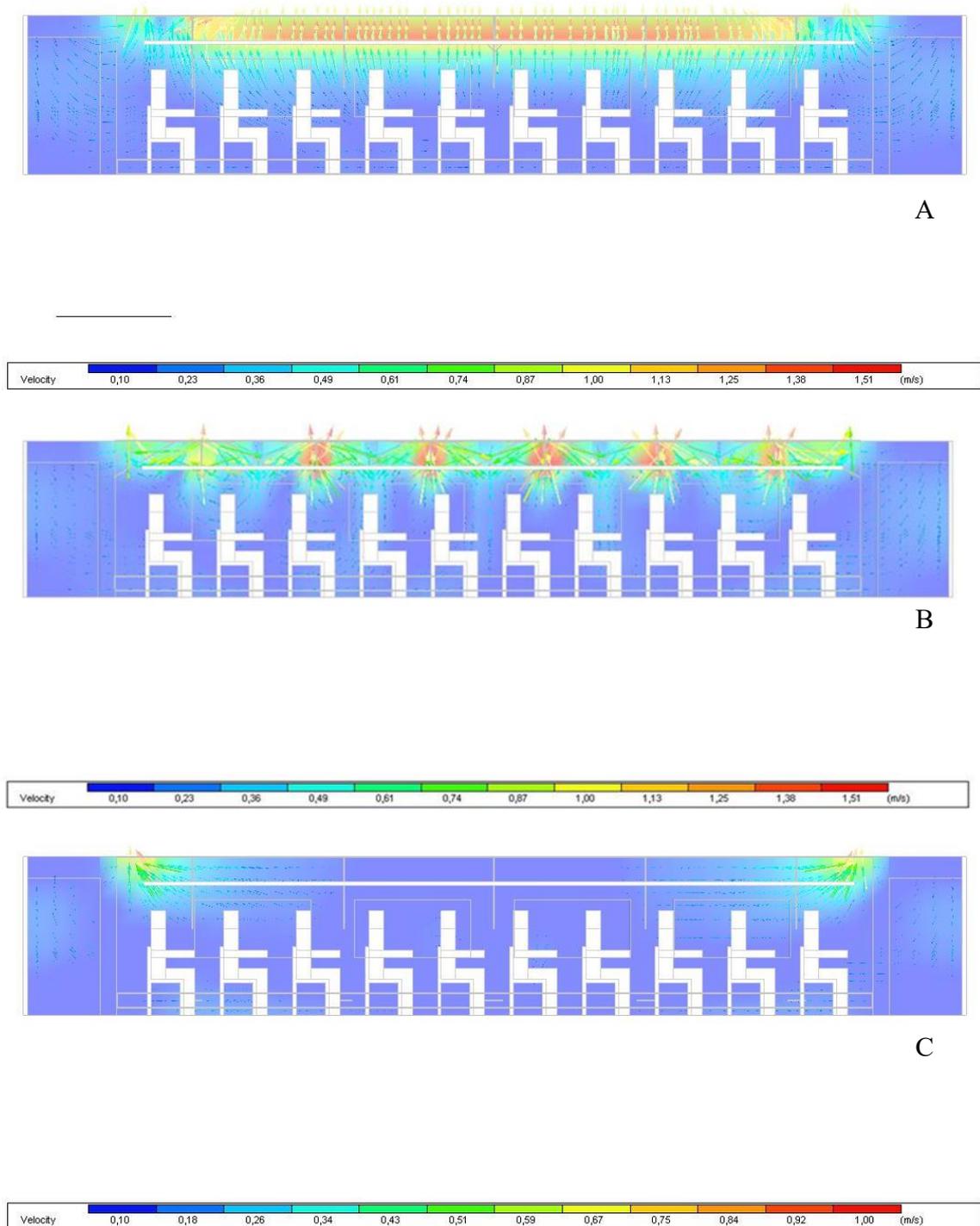


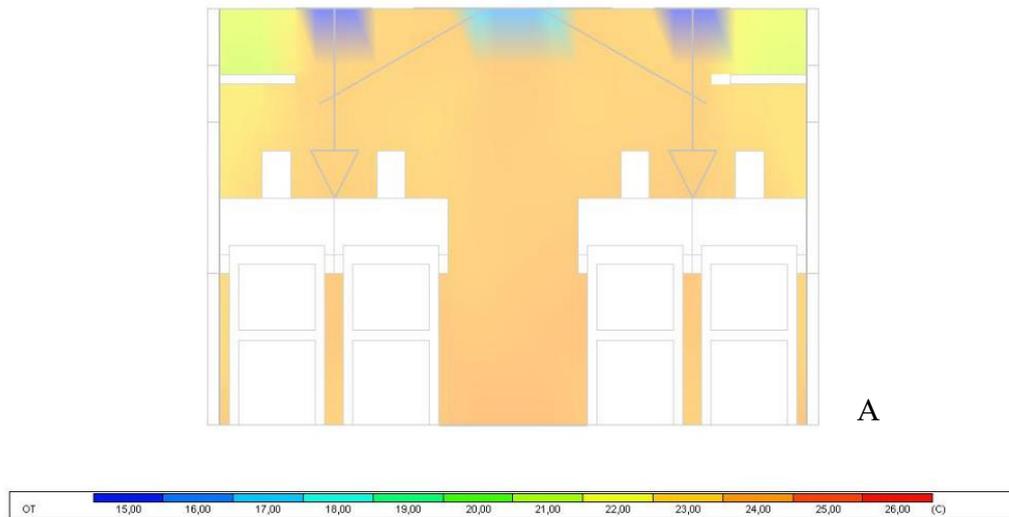
Figura 4. 5 – Velocidade do ar na zona central da carruagem no modo de aquecimento.

A – Solução A. B – Solução B. C – Solução C.

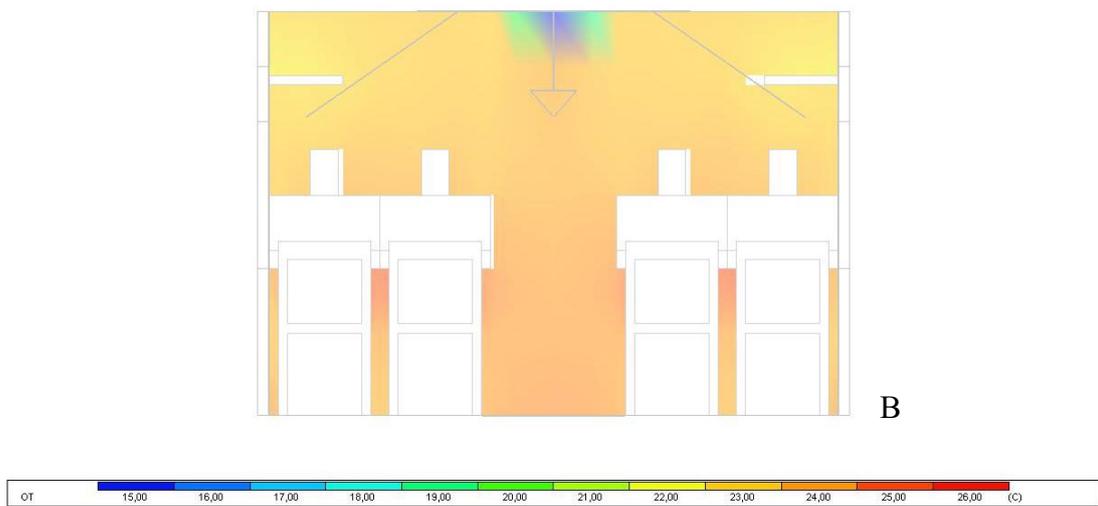
A Figura 4. 6 representa o corte feito transversalmente na zona central da carruagem ilustrando a temperatura operativa. A temperatura operativa nas três soluções é semelhante e igual a 24 °C. É possível perceber que existe uma grande homogeneização na temperatura

operativa em toda a carruagem, o que evidencia que as três soluções são adequadas para o caso de estudo. Repare-se que a solução que não possui aquecimento radiante possui uma ligeira redução na temperatura operativa, principalmente ao nível do pavimento.

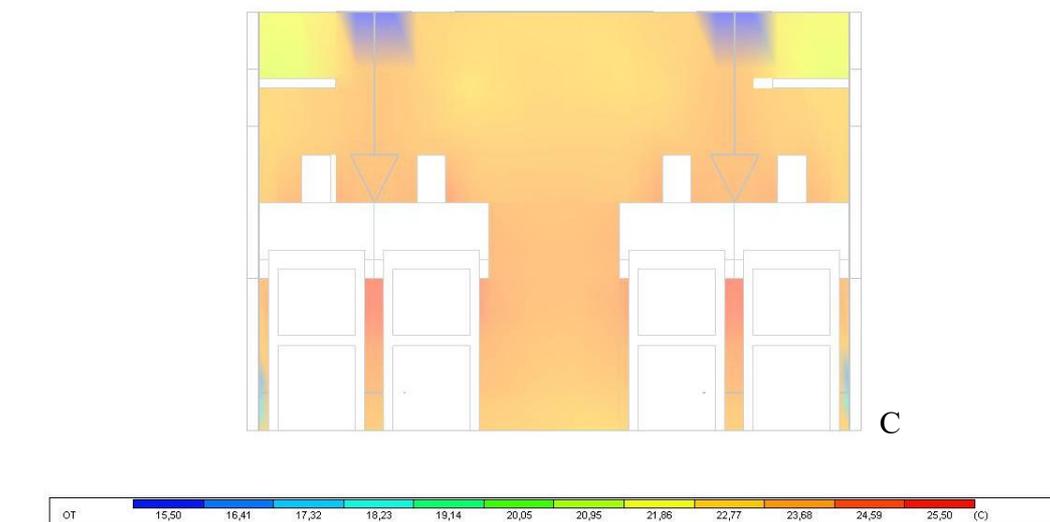
Para além da análise à temperatura operativa da zona central transversal da carruagem foi feita a análise à velocidade do ar tendo como resultados $0,50 \left(\frac{m}{s}\right)$, $0,30 \left(\frac{m}{s}\right)$ e $0,25 \left(\frac{m}{s}\right)$ pertencendo às soluções A, B e C, respetivamente. Todas as soluções possuem velocidades inferiores aos $0,60 \left(\frac{m}{s}\right)$, máximo recomendado para a estação de inverno. A solução C, com dois difusores no teto e dois difusores nas laterais da carruagem foi a que apresentou a menor turbulência do ar. A solução B apresenta-se com um fluxo de ar descendente bem definido e simétrico. A presença das bagageiras acrescentou um elemento que interferiu com o fluxo de ar. A solução A, com a velocidade maior, apresentou correntes de ar circulares bem definidas permitindo que o ar seja renovado com maior eficácia. De notar que mesmo com a existência de três difusores no teto, estes devido à sua configuração o fluxo de ar não foi afetado pela presença das bagageiras. Todas estas análises podem ser observadas na Figura 4. 7.



A



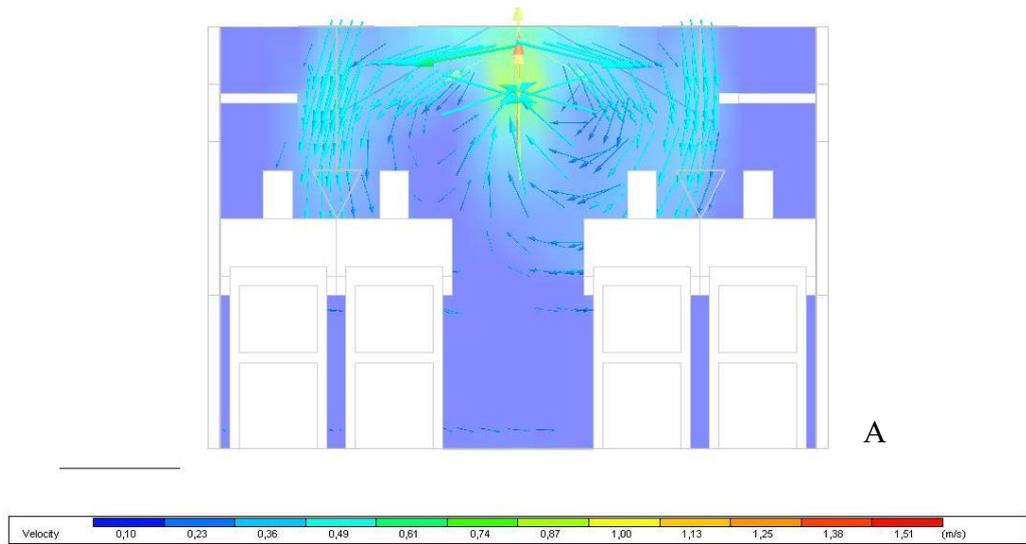
B



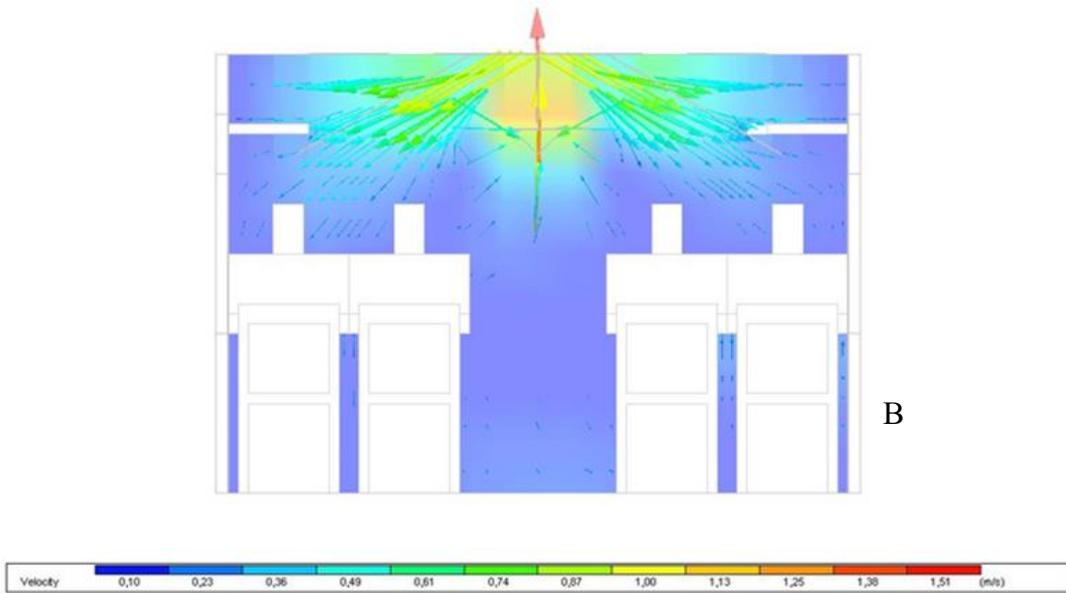
C

Figura 4. 6 - Temperatura operativa na zona transversal central da carruagem de comboio no modo de aquecimento.

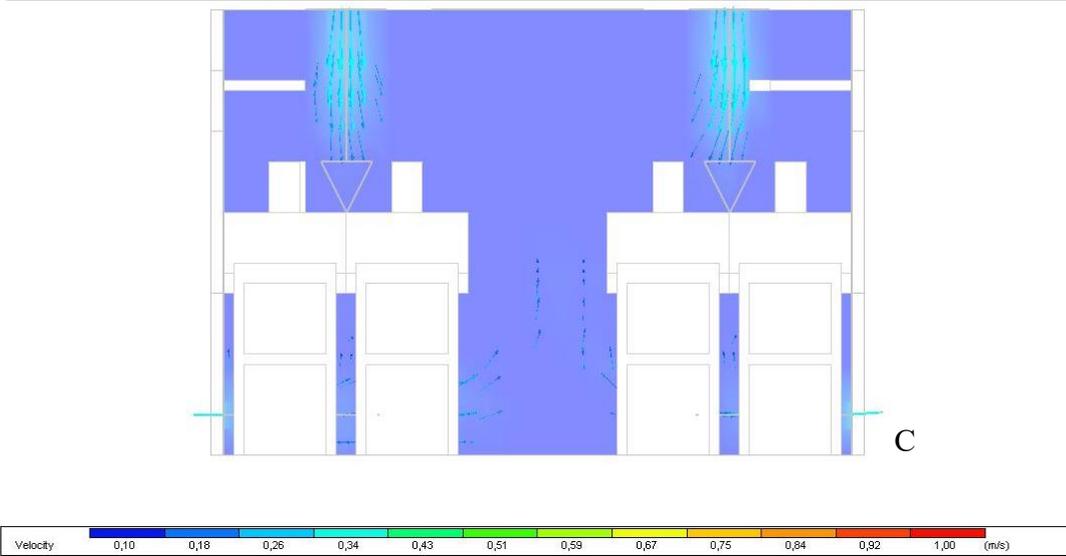
A – Solução A. B – Solução B. C – Solução C.



A



B



C

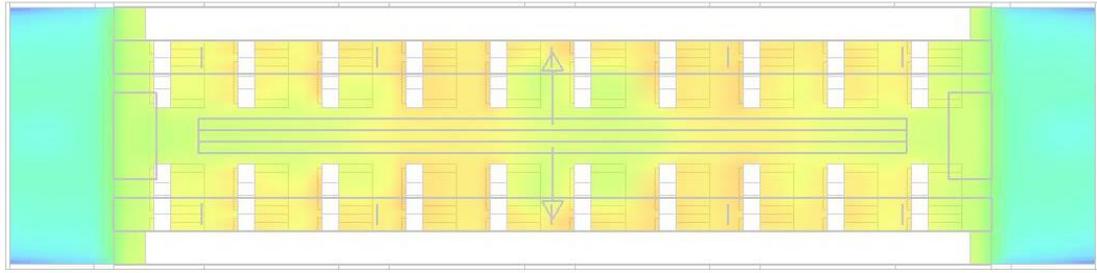
Figura 4.7 – Velocidade do ar na zona transversal central da carruagem de comboio no modo de aquecimento.

A – Solução A. B – Solução B. C – Solução C.

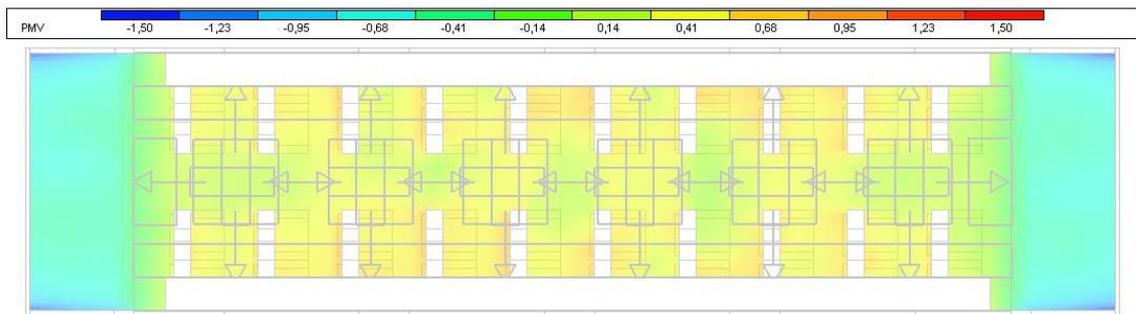
Para o modo de arrefecimento o sistema de climatização apenas é constituído pela difusão de ar, sendo que o pavimento e as superfícies laterais radiantes apenas constituem um sistema de aquecimento.

A análise dos resultados do sistema de arrefecimento será equivalente à realização para os resultados provenientes do sistema de aquecimento.

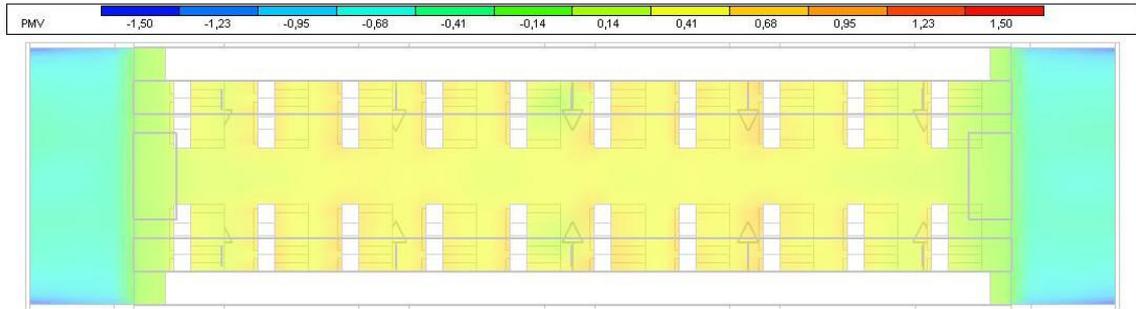
Começando pelos índices de conforto, PMV e PDD, repare-se que as três soluções apresentam o mesmo índice de voto médio estimado, de 0,40. O valor do PMV indica que o ar se encontra ligeiramente quente, sendo que o valor ideal é 0, pelo que 0,40 é um valor satisfatório. Repara-se que nas antecâmaras o valor de PMV é diferente, de -0,50 o que sugere que aqueles espaços estão ligeiramente frios o que se explica pela inexistência da carga térmica devida à falta de ocupação destes espaços. No que diz respeito às percentagens de pessoas insatisfeitas (PPD) as soluções A e C apresentam o mesmo valor médio de 9% de pessoas insatisfeitas com o sistema de climatização. Portanto em 40 pessoas, 4 pessoas estão insatisfeitas com o ar condicionado considerando que o ar insuflado está ligeiramente quente, visto que o índice PPD relaciona a percentagem de pessoas insatisfeitas com a temperatura do ar insuflado pelos equipamentos de climatização. A solução A possui algumas zonas ocupadas onde o índice PPD é cerca de 17 % o que indica que a difusão de ar nesta solução não está a permitir a homogeneização da temperatura em toda a carruagem. A solução B apresenta valores médios na ordem dos 7%, mas apresenta igualmente zonas ocupadas com o índice PPD mais elevado. Em relação à homogeneização do índice PPD, a solução C foi a que apresentou o melhor resultado. A Figura 4. 8 e a Figura 4. 9 apresentam todos os resultados relacionados com estes dois índices de conforto térmico.



A



B

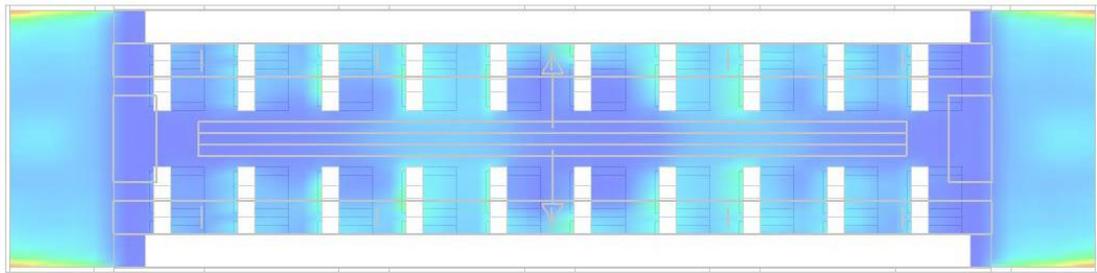


C

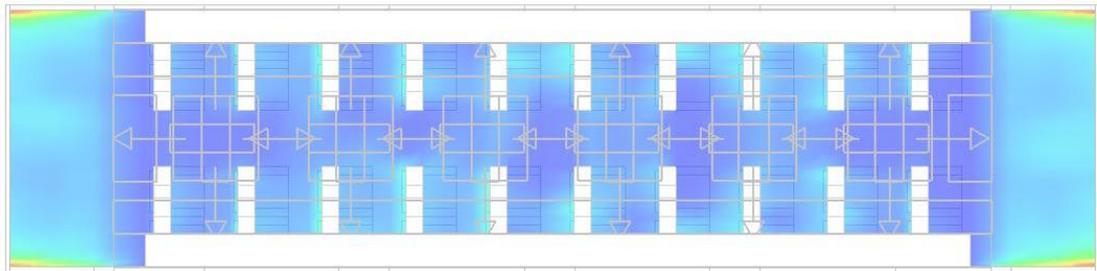


Figura 4. 8 - Voto médio estimado, PMV, dos ocupantes no modo arrefecimento.

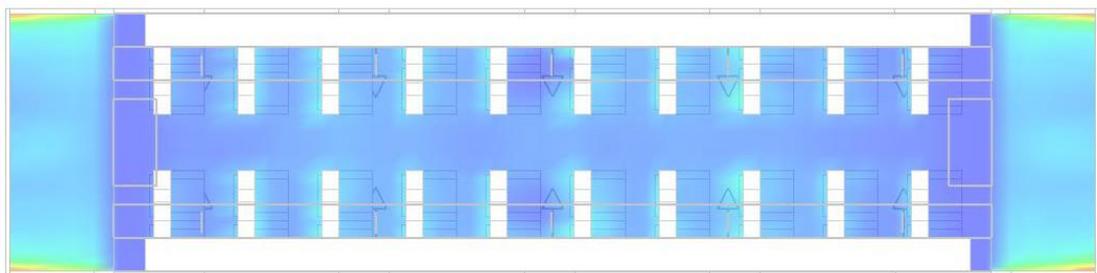
A – Solução A. B – Solução B. C – Solução C.



A



B



C

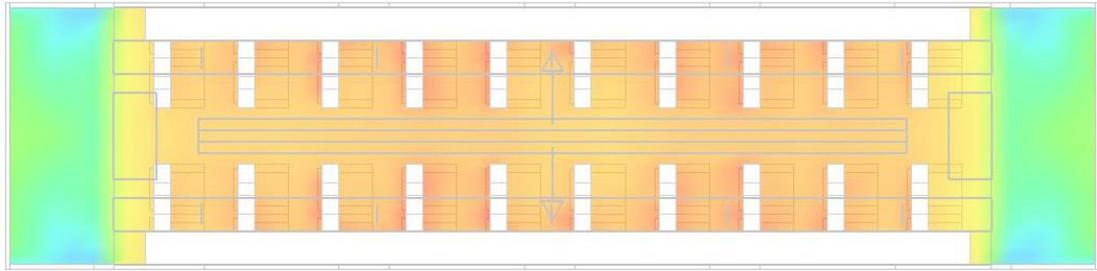


Figura 4. 9 - Voto médio estimado, PMV, dos ocupantes no modo arrefecimento.

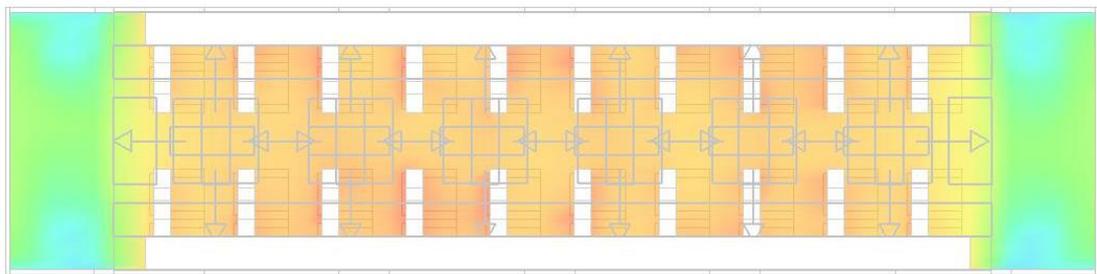
A – Solução A. B – Solução B. C – Solução C.

A análise à temperatura operativa ao nível do tronco dos ocupantes, Figura 4. 10, revelou que, em média, a temperatura operativa das soluções A, B e C foi de 23 °C na zona ocupada (“carruagem”) e de 19 °C nas zonas sem ocupação, denominadas antecâmaras. A solução C apresenta-se, para o modo de arrefecimento, com a maior homogeneização de temperaturas operativas. As outras duas soluções possuíam algumas zonas com temperatura operativa superior aos 23 °C médios.

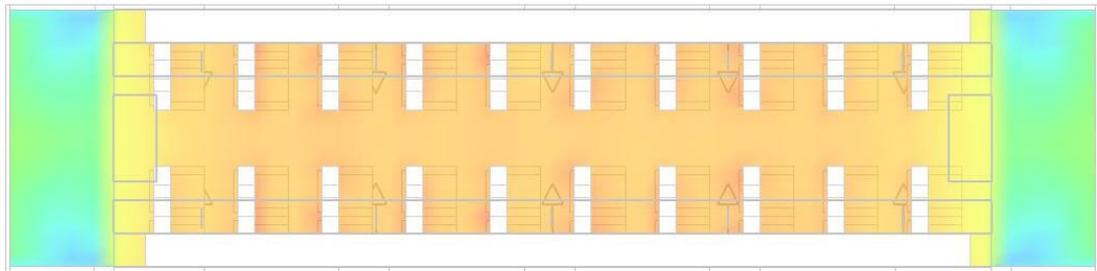
A Figura 4. 11 representa a temperatura operativa na zona central da carruagem longitudinalmente e os resultados foram idênticos aos da Figura 4. 10, apresentado valores na ordem dos 23 °C para os três casos. A variação de temperatura verticalmente é praticamente nula o que é um excelente índice, tendo em conta a variação máxima de 3 °C recomendada pela AHSRAE. No caso das antecâmaras observa-se uma maior variação de temperatura. Estas zonas, para as três soluções, encontram-se a uma temperatura operativa média de 20 °C.



A



B

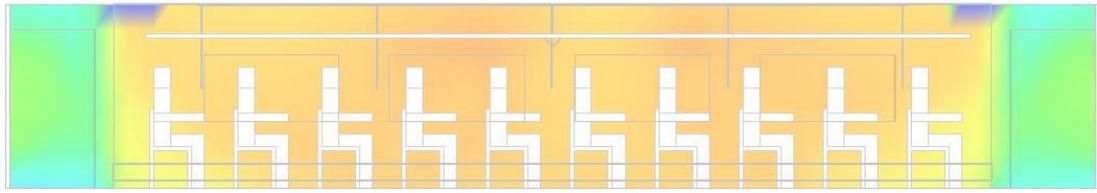


C

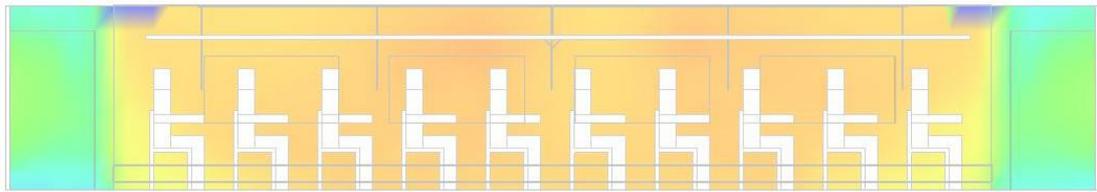


Figura 4. 10 - Temperatura operativa ao nível do tronco dos ocupantes no modo arrefecimento.

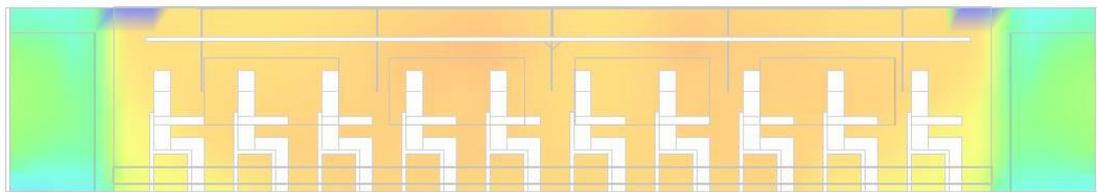
A – Solução A. B – Solução B. C – Solução C.



A



B



C

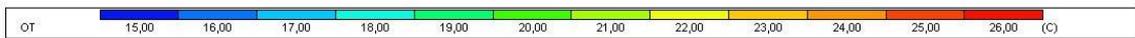


Figura 4. 11 - Temperatura operativa na zona central da carruagem no modo arrefecimento.

A – Solução A. B – Solução B. C – Solução C.

A Figura 4. 12 apresenta o valor das velocidades do ar na zona central da carruagem e repare-se que existem grandes diferenças nas três soluções. Para o modo de arrefecimento a velocidade máxima, valores da EN 13129-1, é de $0,25 \left(\frac{m}{s}\right)$.

A solução A apresenta velocidades médias, ao nível das cabeças dos ocupantes, de $0,15 \left(\frac{m}{s}\right)$, mas ao nível do difusor central as velocidades já são da ordem dos $0,60 \left(\frac{m}{s}\right)$ causando desconforto a quem se encontra de pé. Os valores mais altos, de $1 \left(\frac{m}{s}\right)$, encontram-se na zona das grelhas de extração. Estas velocidades poderiam ser mais baixas se os tamanhos das grelhas fossem maiores, o que é possível, portanto este problema seria facilmente resolvido. De notar que é perceptível um varrimento do ar que se encontra nas antecâmaras para a zona ocupada, tornando, provavelmente, a climatização destas áreas não ocupadas essencial.

A solução B foi a que demonstrou maior dificuldade no que toca à velocidade de saída dos difusores visto que, com o caudal de ar de arrefecimento e com este tipo de difusores, as velocidades de insuflação são elevadíssimas. Estas velocidades são explicadas uma vez que as únicas variáveis alteráveis no *software* são o caudal e a área do difusor que permitem o cálculo pelo programa da velocidade de insuflação para cada difusor. Assim, a velocidade calculada foi de $0,60 \left(\frac{m}{s}\right)$, mas com velocidades ao nível dos ocupantes de $0,35 \left(\frac{m}{s}\right)$. Estas velocidades inviabilizam esta solução, visto que ultrapassam os valores máximos.

Por fim, na solução C as velocidades aproximam-se dos $0,10 \left(\frac{m}{s}\right)$, sendo a solução que se apresenta com as velocidades médias mais baixas. Relembrando que esta solução apresenta uma elevada estratificação do ar na zona central da carruagem devido à pouca turbulência nesta zona. Existe ainda um fluxo de ar a ir de encontro com as grelhas de extração da carruagem fazendo com que seja o ponto com a velocidade mais elevada, cerca de $1 \left(\frac{m}{s}\right)$.

Para o caso de verão foram igualmente analisadas as velocidades do ar das zonas ocupadas. Para a simulação A, as velocidades encontram-se dentro dos limites aceitáveis, média de $0,10 \left(\frac{m}{s}\right)$ o que não apresenta desconforto para os ocupantes. A solução B, mais uma vez, demonstrou-se infazível no que toca às velocidades do ar apresentando $0,25 \left(\frac{m}{s}\right)$, em média. Estas velocidades encontram-se acima do limite definido pela EN 13129-1, e tornam-se mais preocupantes para a estação de verão devido ao facto de “cair” sobre os ocupantes ar fresco a altas velocidades. Por fim, com a solução C obteve-se velocidades

médias na ordem dos $0,15 \left(\frac{m}{s}\right)$, o que torna esta solução viável no que diz respeito às velocidades do ar. Existe um fluxo de ar direcionado às paredes laterais das antecâmaras o que faz com que as antecâmaras sejam, de menor forma, climatizadas. Todos estes resultados podem ser vistos no Anexo. A 4.

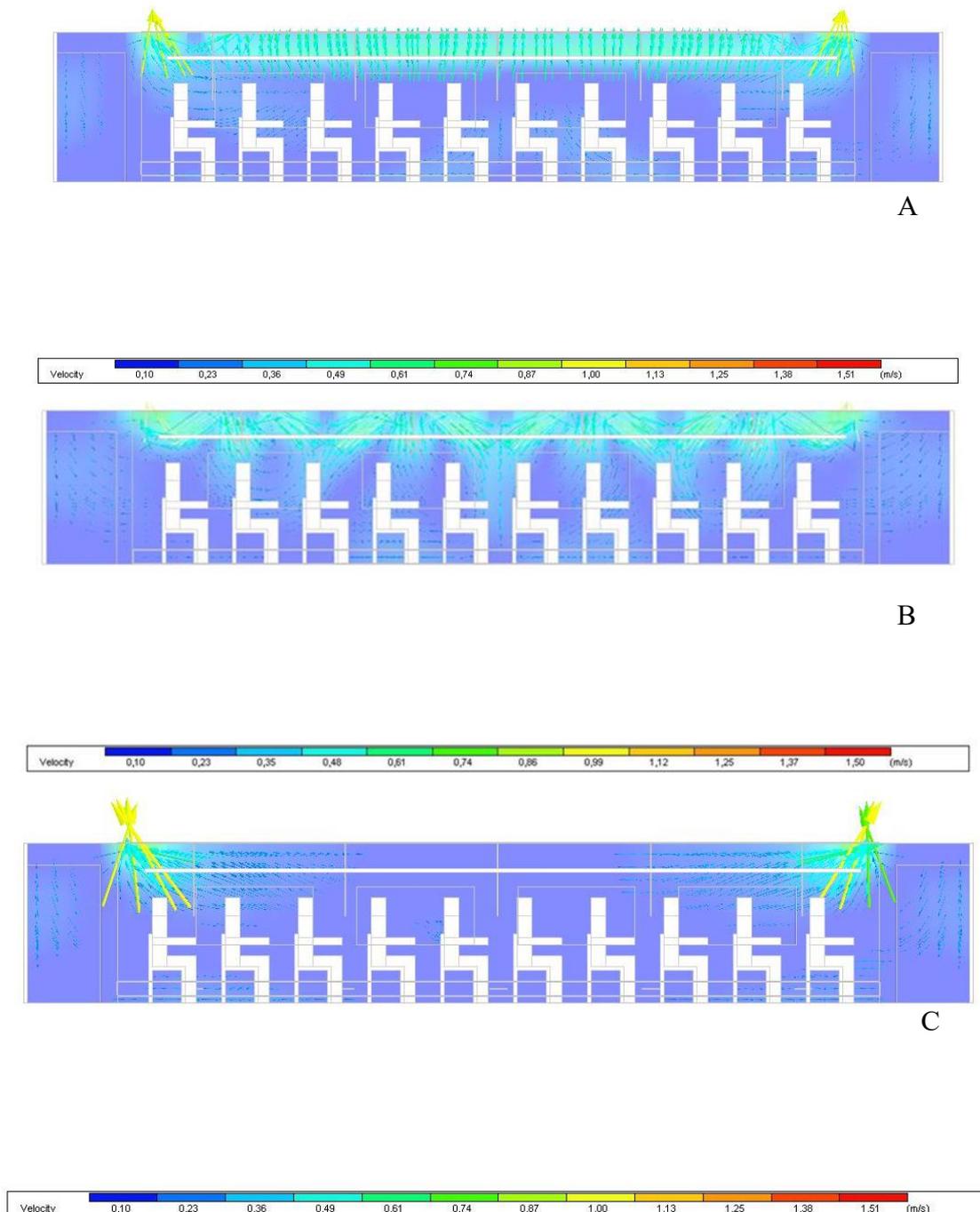


Figura 4. 12 – Velocidade do ar na zona central da carruagem no modo de arrefecimento.

A – Solução A. B – Solução B. C – Solução C.

A Figura 4. 13 apresenta a variação da temperatura operativa transversalmente no centro da carruagem do material circulante. Repare-se que não existe grandes diferenças nos

três casos, sendo 23 °C o valor médio. Esta igualdade é explicada com o sistema de climatização das três soluções ter sido colocado a controlar a temperatura operativa.

Quando analisado a mesma zona, mas perante os resultados da velocidade do ar foi possível detetar-se várias diferenças entre as soluções apresentadas. A solução A apresentou uma média de velocidade do ar de $0,15 \left(\frac{m}{s}\right)$ verificando-se um fluxo de ar descendente e sendo que os difusores de teto presentes na periferia influenciaram o fluxo de ar do difusor central, obrigando ao fluxo de ar proveniente do difusor central a tomar o sentido descendente. De salientar que a presença das bagageiras influenciou o fluxo de ar, alterando ligeiramente o seu percurso. A solução B, mais uma vez, apresenta velocidades do ar acima do estabelecido pela EN 13129-1. A velocidade média foi de $0,20 \left(\frac{m}{s}\right)$ com velocidades excessivamente altas na saída dos difusores, $1 \left(\frac{m}{s}\right)$. Esta análise demonstra, novamente, que esta solução não é executável para as condições em estudo. Por último, a velocidade média do ar da solução C foi de $0,20 \left(\frac{m}{s}\right)$, $0,5 \left(\frac{m}{s}\right)$ inferior ao limite estabelecido de $0,25 \left(\frac{m}{s}\right)$. Esta solução possui os mesmos dois difusores de teto presentes na periferia que a Solução A mas não apresenta o difusor de teto central fazendo com que o fluxo de ar dos dois difusores “caia” diretamente sobre os passageiros, o que não aconteceu com o fluxo de ar da Solução A. Em relação aos difusores presentes nos painéis laterais da carruagem não é perceptível a sua influência. Estes resultados podem-se observar na Figura 4. 14.

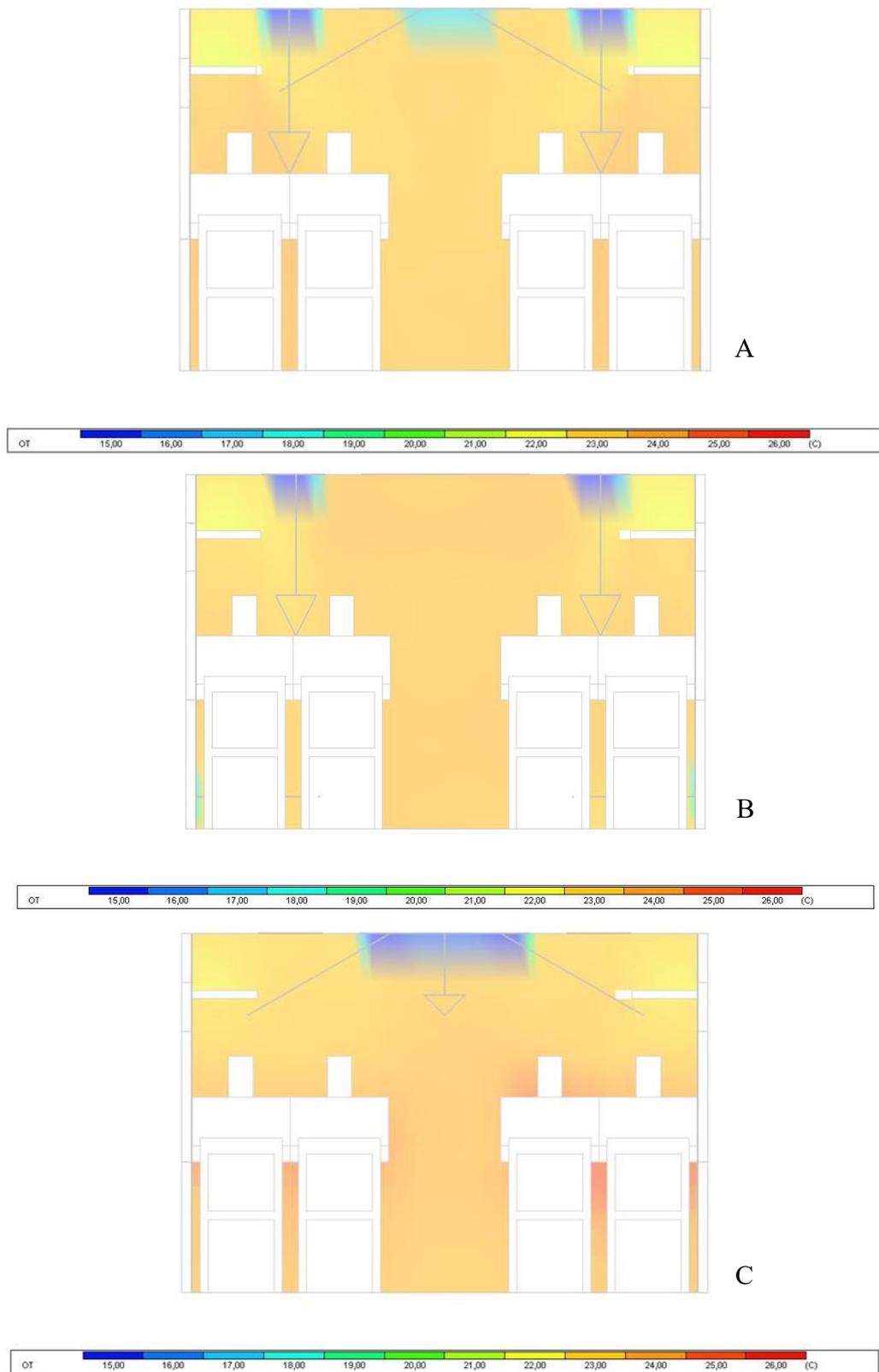
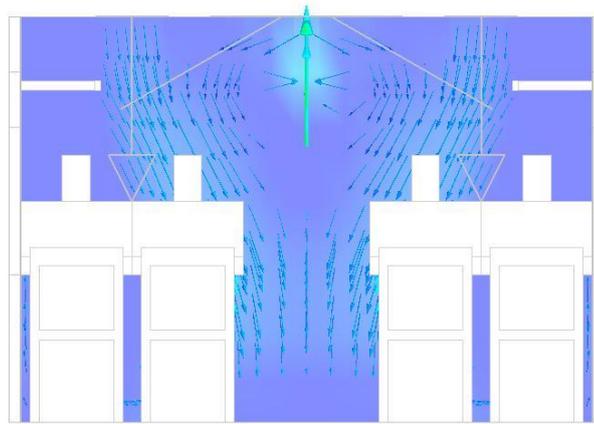
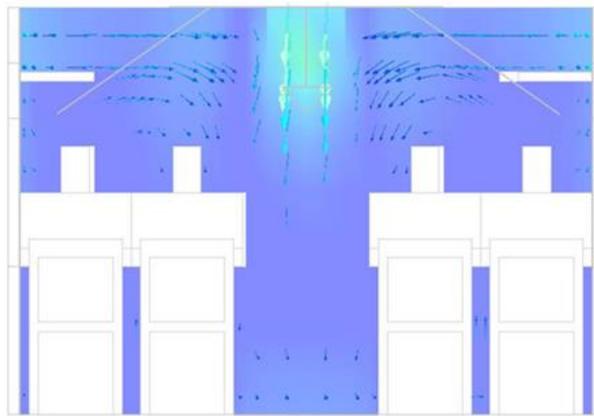


Figura 4. 13 - Temperatura operativa na zona transversal central da carruagem de comboio no modo de arrefecimento.

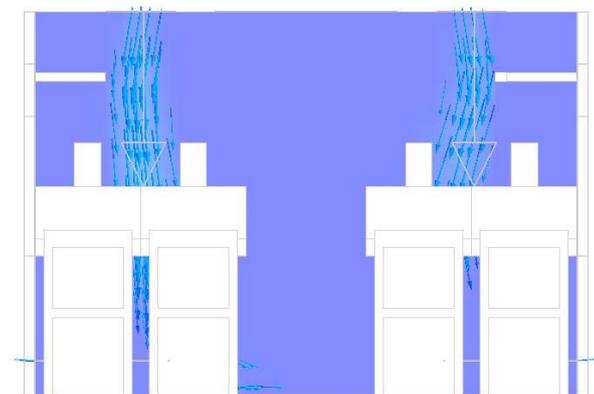
A – Solução A. B – Solução B. C – Solução C.



A



B



C



Figura 4. 14 - Velocidade do ar na zona transversal central da carruagem de comboio no modo de arrefecimento.

A – Solução A. B – Solução B. C – Solução C.

Perante os resultados apresentados e com recurso à Tabela 4. 1, que sintetiza a análise feita, foi facilmente descartada a solução B devido às velocidades apresentadas na situação de arrefecimento, que não são possíveis de baixar, mesmo que esta solução tenha apresentado a menor percentagem de pessoas insatisfeitas termicamente (PPD). Com isto a determinação da solução mais adequada fica entre a solução A e C.

Sistema	Solução	PMV	PPD	TO (A) (°C)	TO (B) (°C)	Velocidade do ar (C) (m/s)	Velocidade do ar (B) (m/s)	TO (D) (°C)	Velocidade do ar (D) (m/s)
Aquecimento	A	0,40	9%	23	23	0,45	0,10	24	0,50
Aquecimento	B	0,40	12%	23	23	0,40	0,30	24	0,30
Aquecimento	C	0,45	13%	22	24	0,10	0,20	24	0,25
Arrefecimento	A	0,40	9%	23	24	0,15	0,10	23	0,15
Arrefecimento	B	0,40	7%	23	24	0,35	0,25	23	0,20
Arrefecimento	C	0,40	9%	23	23	0,10	0,15	23	0,20

Tabela 4. 1 - Resumo dos resultados da simulação CFD.

(A) - Registo feito longitudinalmente na horizontal ao nível do tronco dos ocupantes; (B) - Registo feito longitudinalmente na vertical na zona dos passageiros; (C) - Registo feito longitudinalmente na vertical na zona central da carruagem; (D) - Registo feito transversalmente na zona central da carruagem.

Comparando as duas soluções, no modo de aquecimento, mas sabendo que estas comparações apresentam duas variáveis, o sistema de difusão de ar e a presença ou não do sistema de aquecimento radiante, a solução A apresenta menor percentagem de pessoas insatisfeitas visto que a solução C possui maior temperatura operativa na zona ocupada, 1 °C a mais. Em relação às velocidades a solução C possui velocidades muito mais baixas no corredor, mas na zona ocupada, esta solução, possui velocidades maiores comparando com as velocidades da solução A, mas as duas soluções apresentaram velocidades de acordo com a norma EN 13129-1. Na situação de verão os resultados de ambas as soluções revelam-se muito idênticos, tornando impossível determinar qual o melhor sistema de climatização. Devido às semelhanças foi feita a análise da temperatura do ar, em vez da temperatura operativa, na zona transversal central da carruagem de comboio, para o modo de arrefecimento. Os resultados apresentaram grandes diferenças para cada solução. A solução A apresentou temperaturas do ar na zona de circulação a rondar os 23 °C, com valores próximos dos 25 °C na zona ocupada pelos passageiros. Já a solução C apresentou uma temperatura do ar mais próxima dos 25 °C na maior parte da área analisada e apenas temperaturas de 23 °C no alinhamento dos difusores lineares presentes no teto do material circulante. Como esta solução apenas possui dois difusores de teto, posicionados no teto na periferia das bagageiras, e dois difusores, um em cada parede lateral, ao nível do pavimento fizeram com que esta solução possuísse temperaturas médias mais elevadas, revelando que

a presença dos difusores ao nível do pavimento é muito pouco vantajosa. A Figura 4. 15 ilustra os resultados da velocidade do ar para as soluções de climatização A e C.

Concluindo, e perante todos os resultados apresentados a solução de climatização A tornou-se a mais adequada para o estudo, possuindo velocidades do ar adequadas e temperaturas mais homogêneas, acrescentando percentagens de pessoas insatisfeitas baixas.

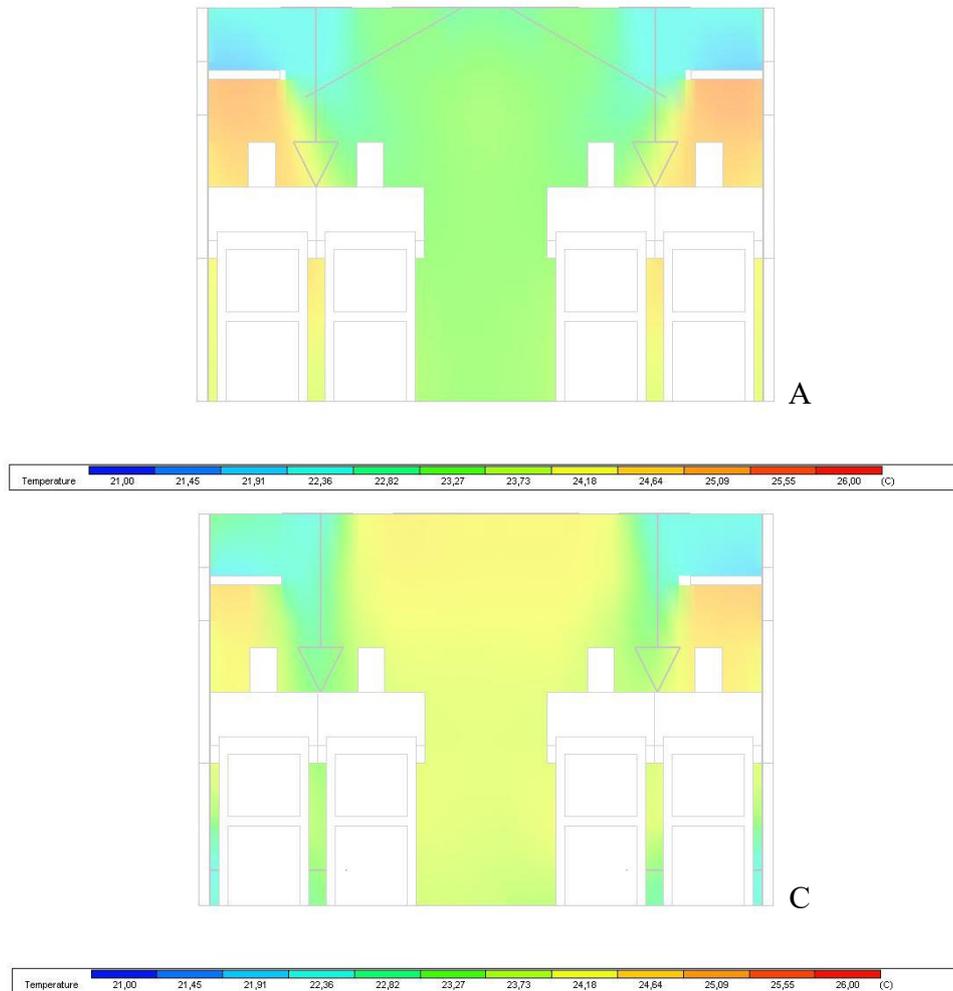


Figura 4. 15 - Temperatura do ar na zona transversal central da carruagem de comboio no modo de arrefecimento.

A – Solução A. C – Solução C.

Com a solução de climatização mais adequada determinada resta analisar se é ou não vantajoso a utilização de aquecimento por radiação. Analisando as soluções A e C, em que a solução A possui aquecimento por radiação e a solução C apenas trata as cargas térmicas por via da difusão de ar, analisou-se a temperatura operativa ao nível do pavimento. Assim como para as restantes análises com esta variável não foram perceptíveis grandes diferenças entre as soluções. Contudo, ao analisar-se a temperatura do ar ao nível do pavimento, onde a temperatura do ar é mais influenciada pela presença ou não do sistema radiante, mas também existe alguma influência do sistema de difusão, já foi possível a obtenção de

resultados. A Figura 4. 16 apresenta os resultados da temperatura do ar ao nível do pavimento do material circulante para as soluções de climatização A e C. Com a utilização do pavimento radiante a temperatura do ar ao nível do pavimento é mais elevada comparada com a solução que não possuía aquecimento por radiação. A solução A manteve a temperatura de 24,5 °C e a solução C manteve a temperatura em 23 °C, menos 1, 5 °C. Com a solução A foi possível limitar a influência térmica das antecâmaras, que não possuem climatização do ar interior. Pode-se inferir, mais uma vez, que a utilização de difusores ao nível do pavimento não acrescenta vantagens e não melhora o conforto térmico dos ocupantes. Concluindo, a utilização do aquecimento por radiação acrescenta vantagens na climatização e no conforto térmico dos ocupantes, mas a sua substituição por um sistema de climatização, bem dimensionado, meramente com recurso a difusores de ar é possível, e mantem-se o conforto térmico adequando.

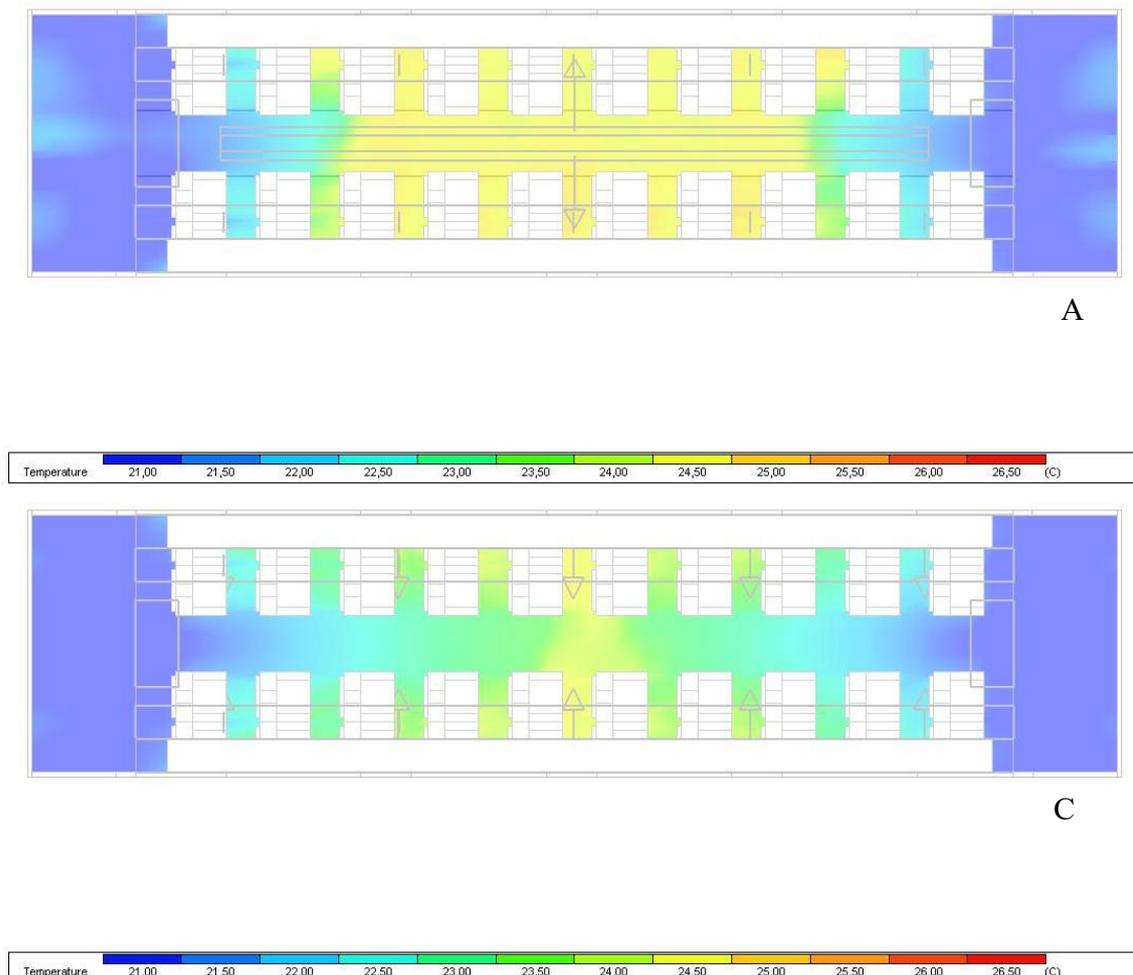


Figura 4. 16 - Temperatura do ar ao nível do nível do pavimento no modo de aquecimento.

A – Solução A. C – Solução C.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

5.1. Conclusões

Para que o trabalho fosse bem-sucedido foi necessário entender-se quais os objetivos e de que forma iria progredir o estudo.

O sistema de climatização dos materiais circulantes possui grande importância visto que possuem grande densidade ocupacional e não existe possibilidade de os passageiros mudarem para um lugar termicamente melhor.

A primeira conclusão do estudo realizado foi a obtenção de uma maior carga de aquecimento do que arrefecimento, visto que, normalmente a carga de arrefecimento é superior. Esta inversão de cargas térmicas foi facilmente explicada devido ao estudo ter sido feito em Copenhaga cuja temperatura de projeto de inverno é - 7,9°C. Como esta temperatura é muito baixa, a carga térmica necessária a colocar no espaço interior é maior que a carga térmica necessária a retirar para o caso de verão.

Com as três soluções de climatização escolhidas, duas com um sistema misto de climatização por difusão de ar e por aquecimento por radiação e uma apenas com climatização por difusão de ar, e com o cálculo de cargas térmicas efetuado seguiu-se a simulação CFD. A simulação apresentou alguns constrangimentos nomeadamente o formato da carruagem de comboio, tendo sido necessário simplificar o modelo para um formato mais primitivo sem cantos arredondados para possibilitar a convergência das simulações, contudo estas simplificações do modelo não alterou os resultados obtidos visto que as mesmas não alteraram o sentido do escoamento, e suas características, interior.

Após as seis simulações efetuadas foi descartada a solução B visto que apresentou velocidades do ar elevadas, no modo de arrefecimento, ultrapassando os limites definidos pela Norma Europeia EN 13129-1. A decisão da solução mais adequada para o caso em estudo ficou entre a solução A e a solução C. A solução A com o sistema de aquecimento com recurso a difusores de ar e a superfícies radiantes apresentou percentagem de pessoas insatisfeitas baixo e velocidades do ar dentro dos limites. O sistema de difusão de ar classificado como misto fez como o ar dentro da carruagem possuísse as mesmas características térmicas. A solução C com apenas difusão de ar para climatizar o espaço apresentou resultados similares em alguns pontos, mas esta solução apresentou velocidades do ar juntos dos ocupantes mais elevadas e percentagem de pessoas insatisfeitas, no modo

de aquecimento, maior. Perante os resultados muito similares, visto que todos os sistemas de climatização atuaram no controlo da temperatura operativa e não na temperatura do ar, foi necessário recorrer à análise da temperatura do ar, para concluir que o sistema de difusão de ar da solução A é mais eficaz.

Na ausência de trabalhos científicos no que diz respeito à simulação CFD de uma carruagem de comboio com as variáveis utilizadas no presente trabalho a validação dos resultados obtidos deveria ser feita com base em análises laboratoriais utilizando um protótipo com todas as variáveis admitidas neste trabalho final de mestrado de modo a essas análises serem as mais parecidas com as simulações feitas. Perante a falta destes estudos, os resultados obtidos são confiáveis na medida possível que o modelo possui dimensões reais, as condições de fronteiras são reais e obtidas de simulações energéticas anuais, a malha foi definida com o maior rigor e não menos importante os resultados das simulações convergiram, o que se não fosse o caso os mesmos não transmitiam confiança, sendo o erro nos resultados obtidos muito grosseiro.

Um dos objetivos deste trabalho era entender os benefícios da utilização de aquecimento por radiação. Para a realização dessa análise, foi necessário analisar a temperatura do ar ao nível do pavimento, visto que a análise da temperatura operativa, na mesma zona, não apresentou diferenças com e sem aquecimento radiativo, sendo esta semelhança fácil de explicar pois as simulações foram afetadas controlando a temperatura operativa para o *setpoint* definido. Com as temperaturas do ar, conclui-se que o aquecimento por radiação diminuiu a influencia da temperatura do ar dos espaços não climatizados, antecâmaras, e conseguiu-se manter uma temperatura mais constantes e uniforme, apresentado, a solução A, menor percentagem de pessoas insatisfeitas, menos 4%.

Concluindo todos os objetivos traçados foram cumpridos, mesmo perante a falta de informação sobre a climatização de material circulante, contudo o presente trabalho demonstrou a importância da análise CFD para a compreensão do comportamento do ar insuflado no espaço, pois sem esta metodologia de estudo não seria possível estas análises e consequentes conclusões.

5.2. Recomendações e trabalhos futuros

Dos principais trabalhos futuros seria a comparação de soluções com o mesmo tipo de sistema de difusão de ar e a presença ou não do sistema de aquecimento radiante para deste

modo conseguir-se concluir se é ou não fiável a presenta deste tipo de sistema de aquecimento em carruagens de comboio.

Um dos trabalhos futuros seria a realização das análises feitas, mas com outros tipos de sistema de difusão de ar de modo a determinar se existe uma melhor opção. Outro trabalho futuro sugerido seria entender-se a influencia das bagageiras na difusão de ar, analisando com maior profundidade este assunto. Visto que se chegou à conclusão, com o presente trabalho, que estes elementos têm influência na distribuição do ar.

Neste trabalho académico apenas se analisou os difusores de ar tendo em conta as suas características no que diz respeito ao modo como fazem a distribuição do ar mas não seria descabido para além das características analisadas ser, igualmente analisado, o ruído gerado pelos difusores, sendo que o ruído gerado é um fator de conforto a ser considerado.

Referências

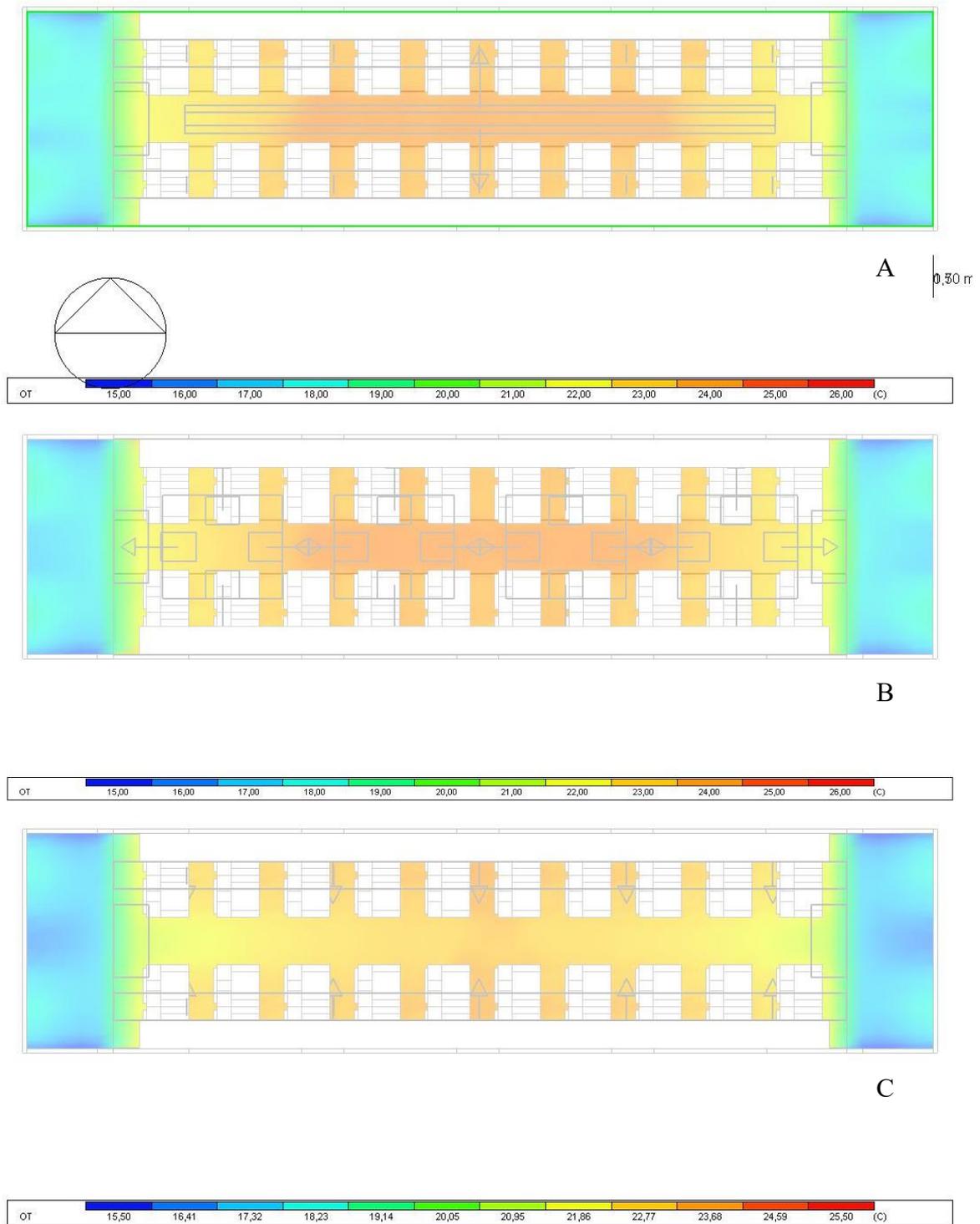
- [1]. Prasetio HE, Malkhamah S, Watson C, Subarmono S. Comparative Study on Implementing Home Air Conditioning for Passenger Carriages in the Indonesian Railway. *J Civ Eng Forum*. 2017. doi:10.22146/jcef.27820
- [2]. ASHRAE. Space Air Diffusion. 2017:1-68.
- [3]. ASHRAE. CHAPTER 6 . RADIANT HEATING AND COOLING Handbook — HVAC Applications ASHRAE Standard Handbook — Fundamentals Standard ASHRAE Handbook — Fundamentals q r F pj Fundamentals Energy Calculations I J j ASHRAE Handbook — where F r. 2019.
- [4]. Haller G. Thermal Comfort in Rail Vehicles. 2006;(September):1-16.
- [5]. ASHRAE-55. Thermal environmental conditions for human occupancy. *ANSI/ASHRAE Stand - 55*. 2017;7:6.
- [6]. Christian Suárez, Alfredo Iranzo, José António Salva, Elvira Tapia GB and JG. Parametric Investigation Using Computational Fluid Dynamics of the HVAC Air Distribution in a Railway Operating Conditions. *energies*. 2017. doi:10.3390/en10081074
- [7]. ASHRAE. Chapter 9. Thermal Comfort. In: *Handbook, ASHRAE*. ; 2019.
- [8]. Stanke DA, Danks RA, Muller CO, et al. Ventilation for acceptable indoor air quality. *ASHRAE Stand*. 2007;2007(62.1-2007):1-41.
- [9]. EN 14813-1. Railway applications - Air conditioning for driving cabs - Part 1: Comfort parameters. *EN 14813-1*. 2006.
- [10]. EN 13129-1. Railway applications - Air Conditioning for main line roling stock - Part 1: Comfort parameters. 2003.
- [11]. Talaia M, Simões H. Índices PMV e PPD na Definição da “performance” de um Ambiente. *Livro atas do V Encontro Nac Riscos e I Congr Int Riscos*. 2009.
- [12]. U.S. Department of Energy. *Engineering Reference*.; 2016. doi:citeulike-article-id:10579266
- [13]. Tadesse M. *Thermal Comfort for Passenger Train from Dire-Dawa to Djibouti Thermal Comfort for Passenger Train from Dire-Dawa to Djibouti Approved by Board of Examiners*.; 2015.
- [14]. DesignBuilder Help v5 [online]. Disponível em: <https://designbuilder.co.uk/helpv5.5/>
- [15]. Davood Domairry G, Yaser S, Amin S. *Nonlinear Systems in Heat Transfer. Chapter*

- 3 - *Radiation Heat Transfer.*; 2018. doi:10.1016/B978-0-12-812024-8.00003-5
- [16]. DesignBuilder (2019) *DesignBuilder EnergyPlus Simulation Documentation for DesignBuilder v5*
- [17]. EN 14750-1. Railway applications - Air conditioning for urban and suburban - rolling stock - Part 1: Comfort parameters. 2006.

Anexos

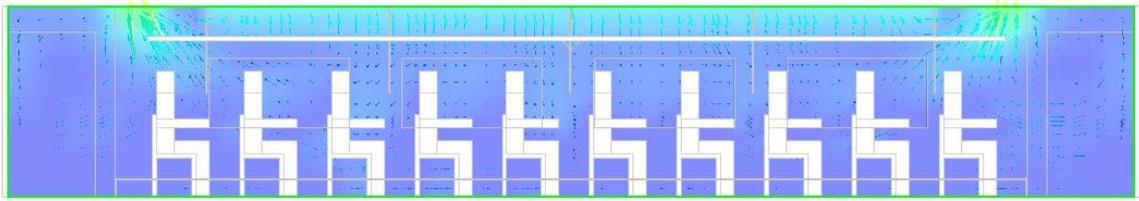
Description	Data
Number X Cells	82
Number Y Cells	39
Number Z Cells	15
Max aspect ratio	7,819
Required Memory (MB)	6,2
Available Memory (MB)	1045,0
Check	OK

Anexo. A 1 - Tamanho da malha de análise de CFD.

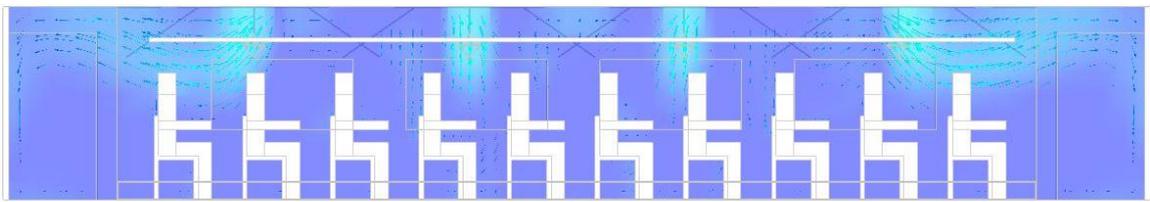


Anexo. A 2 - Temperatura operativa ao nível do pavimento no modo de aquecimento.

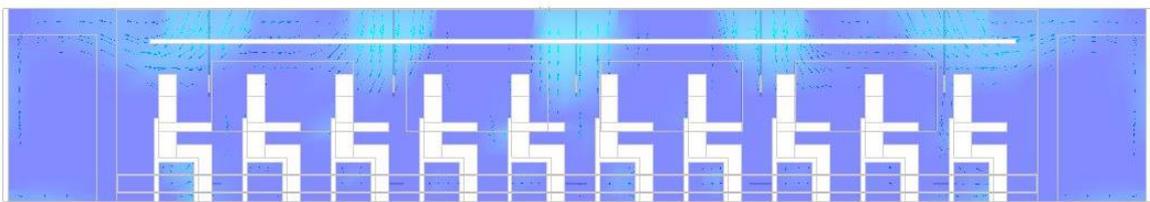
A- Solução A. B – Solução B. C – Solução C.



A



B

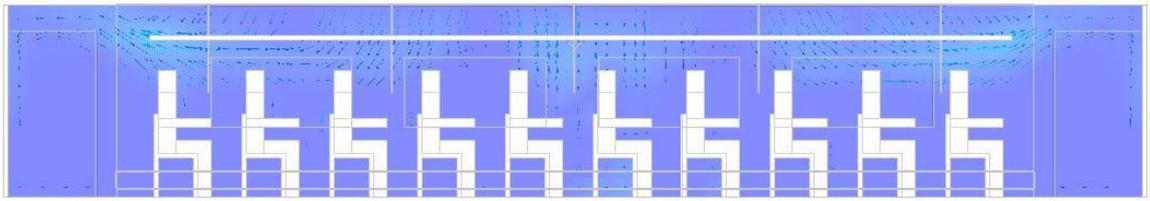


C

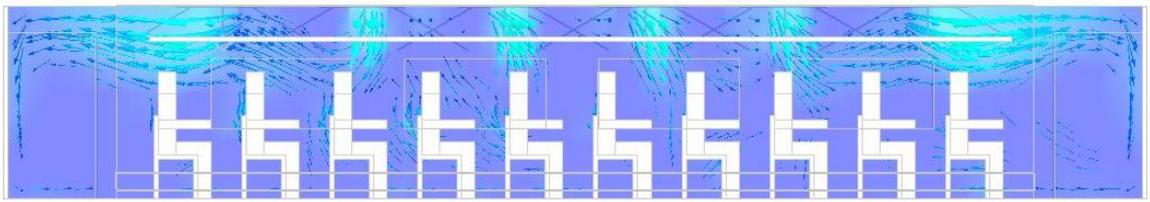
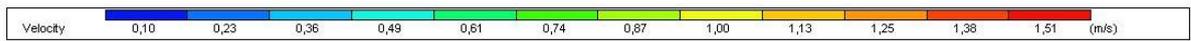


Anexo. A 3 - Velocidade do ar na zona dos passageiros no modo de aquecimento.

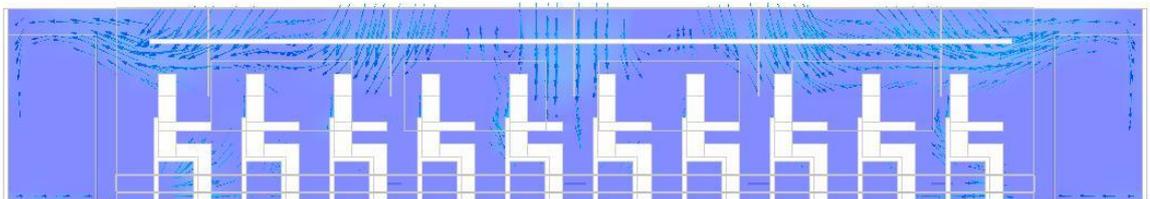
A - Solução A. B - Solução B. C- Solução C.



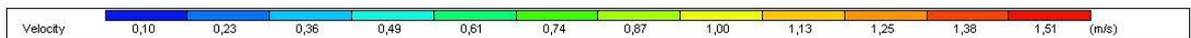
A



B



C



Anexo. A 4 - Velocidade do ar na zona dos passageiros no modo de arrefecimento.

A - Solução A. B - Solução B. C - Solução C.