



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Faculdade de Engenharia

Estudo numérico paramétrico do desempenho térmico em salas de processamento de Data Center

Diogo Gonçalves Costa e Silva de Macedo

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Eletromecânica
(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Pedro Dinis Gaspar

Covilhã, outubro de 2018

Agradecimentos

Ao meu orientador, Professor Doutor Pedro Dinis Gaspar, pela simpatia, disponibilidade e apoio técnico-científico, no acompanhamento e realização da presente dissertação e por me incentivar no sentido da sua conclusão mesmo nos momentos mais difíceis.

É prestado também um agradecimento ao Dr. Miguel Covas e ao Eng. Manuel Macedo pelo esclarecimento de dúvidas acerca do real funcionamento deste tipo de infraestruturas.

A todos os que me apoiaram pessoalmente na concretização desta dissertação, tornando-a desta forma, possível, principalmente aos meus grandes amigos Paula Salvado, Radu Godina e Tiago Santos.

À minha família, por toda a atenção e apoio incondicional.

À minha esposa, pela paciência, carinho e compreensão durante todo o tempo dispensado.

Resumo

Nas últimas décadas, a minimização dos consumos de energia tem sido uma preocupação constante. O sector do processamento e armazenamento de dados tem aumentado as suas necessidades energéticas devido à crescente procura do mesmo, o que leva à tendência para construir Data Centers (DCs) cada vez maiores. Assim, é necessário otimizar as salas de Tecnologias da Informação (TI) e é nesse contexto que surge o desenvolvimento da presente dissertação. A aplicação de Dinâmica de Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics* - CFD) permite a modelação tridimensional do escoamento e da transferência de calor em infraestruturas do tipo DC, destinada à previsão dos campos de temperaturas e de velocidade do ar, para distintas condições de operação. O modelo físico-matemático é baseado nas equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia. O ar é assumido como um gás ideal com propriedades constantes. O efeito da turbulência é modelado com o modelo $k-\varepsilon$ e os efeitos viscosos e os gradientes das propriedades junto às paredes sólidas são modelados pela aplicação das funções de parede. A comparação dos resultados numéricos com dados experimentais, permite validar os resultados das previsões e desse modo assegurar com alguma certeza as particularidades que definem o escoamento no interior da sala de TI, assim como a distribuição de temperatura e identificação de pontos quentes. A presente dissertação tem como base a análise dos resultados de um estudo paramétrico por CFD, composto por seis casos de estudo: (1) diferente valor da potência térmica dissipada pelos bastidores (de 20% a 100% da potência nominal, com incrementos de 20%). Os modelos de CFD diferem no valor imposto nas condições de fronteira do tipo de fluxo de calor; (2) cargas térmicas variáveis ao longo dos corredores, i.e. entre os bastidores que se localizam nas extremidades, no entremeio e centrais no corredor; (3) carga térmica imposta igual para todos os bastidores, mas variável, desde a carga térmica usual, à carga térmica máxima. Todos estes modelos foram desenvolvidos para condições de velocidade de insuflação máxima e mínima. Os resultados numéricos obtidos preveem que para uma velocidade de insuflação máxima, somente os casos em que a carga térmica imposta nas extremidades das filas de bastidores ultrapassa os 90% da carga máxima é formam pontos quentes. A velocidade de insuflação mínima prevê-se subdimensionada para cargas térmicas a partir do valor adimensional de 0,324. A presente dissertação apresenta algumas soluções que poderão atenuar a geração de pontos quentes na sala TI, contribuindo para o funcionamento ininterrupto destas infraestruturas com um desempenho térmico otimizado e com melhoria da eficiência energética.

Palavras-chave

Modelação por CFD, Estudo paramétrico, Data Center, Campo de temperaturas, Campo de velocidades, Previsões numéricas, Pontos quentes

Abstract

In the last few decades the minimization of energy consumption has been a constant concern of researchers and policy makers. The demand for more energy in the data processing and storage industry has been sorely increasing which leads to a tendency to build ever larger Data Centers (DCs). Thus, it is necessary to optimize the rooms of Information Technology (IT) and it is in this context that this dissertation is developed. The application of Computational Fluid Dynamics (CFD) allows a three-dimensional modeling of flow and heat transfer in DC-type infrastructures and it is intended to forecast the temperature range and air speed for different conditions of operation. The physical-mathematical model is based on the equations of mass conservation, momentum, and energy. The air is assumed to be an ideal gas with constant properties. The turbulence effect is modeled with a $k-\epsilon$ model and the viscous effects and gradients of the properties near the solid walls are modeled by the application of the wall functions. The comparison of the numerical results with experimental data allows the validation of the predicted results and thus to assure with some certainty the particularities that define the air flow inside the IT room, as well as the temperature distribution and identification of hot spots. The current dissertation is based on the result analysis of a parametric study by CFD, comprised by six case studies: (1) a different value of the thermal power dissipated by the racks (from 20% to 100% of the nominal power, with increments of 20%). The CFD models differ in the value imposed on the boundary conditions of the type of heat flow; (2) varying thermal loads along the corridors, i.e. between the frames that are located at the ends, the intersection and centers in the corridor; (3) thermal load imposed for all racks, and variable, from the usual thermal load to the maximum thermal load. Every model has been developed for maximum and minimum blowing speed conditions. The obtained numerical results predict that for a maximum blowing speed only those cases where the thermal load imposed at the ends of the rows of racks exceeds 90% of the maximum load are hot spots. The minimum blowing speed is expected to be undersized for thermal loads from the dimensionless value of 0.324. In this dissertation several solutions that could mitigate the generation of hot spots in the IT room are presented. Thus, it upholds the uninterrupted operation of the IT room with an optimized thermal performance and with an improved energy efficiency.

Keywords

CFD modeling, Parametric study, Data Center, Temperature range, Speed range, Numerical predictions, Hot spots.

Índice

| | |
|---|-----------|
| Agradecimentos | iii |
| Resumo | v |
| Abstract | vii |
| Índice | ix |
| Lista de Figuras..... | xiii |
| Lista de Tabelas | xvii |
| Nomenclatura | xix |
| | |
| 1. Introdução | 1 |
| 1.1. Enquadramento | 2 |
| 1.2. O problema em estudo e a sua relevância | 3 |
| 1.3. Objetivos e contribuição da dissertação | 3 |
| 1.4. Visão geral e organização da dissertação | 4 |
| 2. Estado da arte | 5 |
| 2.1. Introdução | 5 |
| 2.2. Data Centers..... | 5 |
| 2.3. Consumo de energia..... | 7 |
| 2.4. Desempenho térmico de Data Centers..... | 8 |
| 2.5. Normas regulamentares de DCs | 8 |
| 2.5.1. TIA - 942 | 9 |
| 2.5.2. ASHRAE TC 9.9..... | 10 |
| 2.6. Sistemas de arrefecimento..... | 13 |
| 2.6.1. Free Cooling..... | 14 |
| 2.6.2. Sistemas de refrigeração a água..... | 14 |
| 2.6.3. Contenção de corredores | 15 |
| 2.6.4. Plenum | 16 |
| 2.7. Modelação por Dinâmica de Flúidos Computacional..... | 17 |
| 2.8. Trabalhos experimentais e numéricos | 18 |
| 2.9. Nota conclusiva | 23 |
| 3. Modelo Físico-Matemático | 25 |
| 3.1. Introdução | 25 |
| 3.2. Equações gerais de governo do escoamento | 25 |
| 3.2.1. Equação de estado | 25 |
| 3.2.2. Equação da continuidade | 26 |
| 3.2.3. Equação da quantidade de movimento..... | 26 |

| | |
|---|-----------|
| 3.2.4. Equação da energia | 27 |
| 3.3. Modelo de turbulência | 27 |
| 3.3.1. Introdução | 27 |
| 3.3.2. Modelação da turbulência | 28 |
| 3.3.2.1. Modelo de turbulência k- ϵ padrão..... | 28 |
| 3.4. Nota conclusiva | 29 |
| 4. Modelo Numérico | 31 |
| 4.1. Introdução | 31 |
| 4.2. Geometria tridimensional | 31 |
| 4.3. Malha computacional | 32 |
| 4.4. Método numérico | 33 |
| 4.5. Condições de fronteira | 34 |
| 4.5.1. Meios porosos | 34 |
| 4.5.2. Zona Fluida | 36 |
| 4.5.3. Parâmetros de turbulência | 36 |
| 4.6. Promoção da convergência da solução e relaxação de variáveis | 37 |
| 4.7. Nota conclusiva | 38 |
| 5. Estudos Paramétricos | 39 |
| 5.1. Introdução | 39 |
| 5.2. Casos de Estudo | 40 |
| 5.3. Influência da carga térmica | 44 |
| 5.3.1. Caso de Estudo 1 | 44 |
| 5.3.1.1. CE1.1 | 44 |
| 5.3.1.2. CE1.2 | 48 |
| 5.3.1.3. CE1.3 | 52 |
| 5.3.1.4. CE1.4 | 56 |
| 5.3.1.5. CE1.5 | 60 |
| 5.3.1.6. CE1.6 | 64 |
| 5.3.1.7. CE1.7 | 68 |
| 5.3.1.8. CE1.8 | 72 |
| 5.3.1.9. CE1.9 | 76 |
| 5.3.1.10. CE1.10..... | 80 |
| 5.3.2. Caso de Estudo 2 | 84 |
| 5.3.2.1. CE2.1 | 84 |
| 5.3.2.2. CE2.2 | 89 |

| | |
|--|------------|
| 5.3.3. Caso de Estudo 3 | 93 |
| 5.3.3.1. CE3.1 | 93 |
| 5.3.3.2. CE3.2 | 97 |
| 5.3.4. Caso de Estudo 4 | 101 |
| 5.3.4.1. CE4.1 | 101 |
| 5.3.4.2. CE4.2 | 105 |
| 5.3.5. Caso de Estudo 5 | 110 |
| 5.3.5.1. CE5.1 | 110 |
| 5.3.5.2. CE5.2 | 114 |
| 5.3.6. Caso de Estudo 6 | 118 |
| 5.3.6.1. CE6.1 | 118 |
| 5.3.6.2. CE6.2 | 122 |
| 5.4. Influência da velocidade de insuflação | 126 |
| 5.4.1. Velocidade de insuflação mínima | 126 |
| 5.4.2. Velocidade de insuflação máxima | 135 |
| 6. Análise e Discussão de Resultados | 145 |
| 6.1. Introdução | 145 |
| 6.2. Validação do CE6.1 | 145 |
| 6.3. Análise comparativa das previsões numéricas para o Caso de Estudo 1 | 146 |
| 6.4. Pontos quentes nos bastidores | 148 |
| 7. Conclusões..... | 153 |
| 7.1. Considerações gerais..... | 153 |
| 7.2. Conclusões específicas..... | 153 |
| 7.3. Sugestões de trabalhos futuros..... | 155 |
| Referências bibliográficas..... | 157 |

Lista de Figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1 - Consumo de eletricidade [TWh] de Data Centers 2010-2030 (Andrae & Edler, 2015). | 1 |
| Figura 2 - Consumo de energia nas TIC (Adaptado de (Andrae, 2017)). | 2 |
| Figura 3 - Distribuição de energia consumida em Data Centers (Adaptado de (Song, et al., 2015)). | 3 |
| Figura 4 - Diferentes constituintes de salas TI. Adaptado de (ASHRAE TC, 2009). | 6 |
| Figura 5 - Ilustração da configuração de corredores quentes e frios. Adapatado de (Fakhim, et al., 2011). | 6 |
| Figura 6 - Gráfico psicrométrico com as especificações das condições do ambiente dos espaços com equipamentos TI (ASHRAE TC, 2009). | 13 |
| Figura 7 - Princípio de funcionamento do sistema de arrefecimento de água (Pereira, 2015). 14 | |
| Figura 8 - Princípio de funcionamento de um sistema de arrefecimento misto (Pereira, 2015). | 15 |
| Figura 9 - Exemplo de contenção de corredor quente (Niemann, et al., 2011). | 16 |
| Figura 10 - Sala TI com plenum (Kadir, et al., 2015). | 16 |
| Figura 11 - Distribuições de taxas de fluxo de ar para Layouts 1 e 2 (Nada & Said, 2017). | 21 |
| Figura 12 - Layout 1. | 22 |
| Figura 13 - Layout 2. | 22 |
| Figura 14 - Geometria tridimensional da sala TI. | 31 |
| Figura 15 - Aspeto geral da malha computacional | 32 |
| Figura 16 - Representação da sala TI. | 39 |
| Figura 17 - Ilustração de uma fila de bastidores com condições de fronteira simétricas. | 41 |
| Figura 18 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.1..... | 45 |
| Figura 19 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.1..... | 46 |
| Figura 20 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.1..... | 47 |
| Figura 21 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.2..... | 49 |
| Figura 22 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.2..... | 50 |
| Figura 23 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.2..... | 51 |
| Figura 24 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.3..... | 53 |
| Figura 25 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.3..... | 54 |
| Figura 26 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.3..... | 55 |
| Figura 27 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.4..... | 57 |
| Figura 28 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.4..... | 58 |
| Figura 29 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.4..... | 59 |
| Figura 30 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.5..... | 61 |
| Figura 31 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.5..... | 62 |
| Figura 32 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.5..... | 63 |

| | |
|--|-----|
| Figura 33 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.6. | 65 |
| Figura 34 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.6. | 66 |
| Figura 35 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.6. | 67 |
| Figura 36 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.7. | 69 |
| Figura 37 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.7. | 70 |
| Figura 38 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.7. | 71 |
| Figura 39 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.8. | 73 |
| Figura 40 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.8. | 74 |
| Figura 41 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.8. | 75 |
| Figura 42 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.9. | 77 |
| Figura 43 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.9. | 78 |
| Figura 44 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.9. | 79 |
| Figura 45 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.10. | 81 |
| Figura 46 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.10. | 82 |
| Figura 47 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.10. | 83 |
| Figura 48 - Campo de temperaturas adimensional no plano x-y do CE2.1. | 85 |
| Figura 49 - Campo de temperaturas adimensional no plano x-z do CE2.1. | 86 |
| Figura 50 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE2.1. | 88 |
| Figura 51 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE2.2. | 90 |
| Figura 52 - Campo de temperaturas adimensional no plano x-z do CE2.2. | 91 |
| Figura 53 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE2.2. | 92 |
| Figura 54 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE3.1. | 94 |
| Figura 55 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE3.1. | 95 |
| Figura 56 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z CE3.1. | 96 |
| Figura 57 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE3.2. | 98 |
| Figura 58 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE3.2. | 99 |
| Figura 59 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE3.2. | 100 |
| Figura 60 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE4.1. | 102 |
| Figura 61 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE4.1. | 103 |
| Figura 62 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE4.1. | 104 |
| Figura 63 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE4.2. | 106 |
| Figura 64 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE4.2. | 107 |
| Figura 65 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE4.2. | 109 |
| Figura 66 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE5.1. | 111 |
| Figura 67 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE5.1. | 112 |
| Figura 68 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE5.1. | 113 |
| Figura 69 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE5.2. | 115 |
| Figura 70 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE5.2. | 116 |
| Figura 71 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE5.2. | 117 |

| | |
|---|-----|
| Figura 72 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE6.1..... | 119 |
| Figura 73 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE6.1..... | 120 |
| Figura 74 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE6.1..... | 121 |
| Figura 75 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE6.2..... | 123 |
| Figura 76 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE6.2..... | 124 |
| Figura 77 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE6.2..... | 125 |
| Figura 78 - Vetores de velocidade no plano x-y, $z_{adm.} = 0,000$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima. | 126 |
| Figura 79 - Vetores de velocidade no plano x-y, $z_{adm.} = 0,211$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima. | 127 |
| Figura 80 - Vetores de velocidade no plano x-y, $z_{adm.} = 0,489$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima. | 127 |
| Figura 81 - Vetores de velocidade no plano x-y, $z_{adm.} = 1,000$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima. | 128 |
| Figura 82 - Vetores de velocidade no plano x-z, $y_{adm.} = 0,100$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima. | 129 |
| Figura 83 - Vetores de velocidade no plano x-z, $y_{adm.} = 0,485$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima. | 129 |
| Figura 84 - Vetores de velocidade no plano x-z, $y_{adm.} = 0,900$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima. | 130 |
| Figura 85 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,042$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima. | 131 |
| Figura 86 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,116$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima. | 131 |
| Figura 87 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,195$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima. | 132 |
| Figura 88 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,463$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima. | 132 |
| Figura 89 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,526$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima. | 133 |
| Figura 90 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,589$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima. | 133 |
| Figura 91 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,716$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima. | 134 |
| Figura 92 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,779$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima. | 134 |
| Figura 93 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,842$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima. | 135 |

| | |
|--|-----|
| Figura 94 - Vetores de velocidade no plano x-y, $z_{adm.} = 0,000$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima. | 136 |
| Figura 95 - Vetores de velocidade no plano x-y, $z_{adm.} = 0,244$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima. | 136 |
| Figura 96 - Vetores de velocidade no plano x-y, $z_{adm.} = 0,489$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima. | 137 |
| Figura 97 - Vetores de velocidade no plano x-y, $z_{adm.} = 1,000$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima. | 137 |
| Figura 98 - Vetores de velocidade no plano x-z, $y_{adm.} = 0,100$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima. | 138 |
| Figura 99 - Vetores de velocidade no plano x-z, $y_{adm.} = 0,485$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima. | 139 |
| Figura 100 - Vetores de velocidade no plano x-z, $y_{adm.} = 0,900$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima. | 139 |
| Figura 101 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,042$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima. | 140 |
| Figura 102 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,116$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima. | 140 |
| Figura 103 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,195$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima. | 141 |
| Figura 104 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,463$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima. | 141 |
| Figura 105 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,526$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima. | 142 |
| Figura 106 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,589$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima. | 142 |
| Figura 107 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,716$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima. | 143 |
| Figura 108 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,779$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima. | 143 |
| Figura 109 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,842$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima. | 144 |
| Figura 110 - Comparação dos valores experimentais com as previsões numéricas. | 146 |
| Figura 111 - Comparação das temperaturas de alguns bastidores do caso de estudo 1 para velocidade de insuflação mínima. | 147 |
| Figura 112 - Comparação das temperaturas de alguns bastidores do caso de estudo 1 para velocidade de insuflação máxima. | 148 |
| Figura 113 - Comparação dos valores de temperatura máxima dos casos de estudo. | 149 |

Lista de Tabelas

| | |
|---|-----|
| Tabela 1 - Classes DC da ASHRAE (ASHRAE TC, 2009). | 11 |
| Tabela 2 - Especificações das condições do ambiente dos espaços com os equipamentos TI (ASHRAE TC, 2009). | 12 |
| Tabela 3 - Características da malha computacional gerada. | 33 |
| Tabela 4 - Métodos de discretização aplicados a cada variável. | 34 |
| Tabela 5 - Propriedades termofísicas do ar. | 36 |
| Tabela 6 - Condições de fronteira impostas nas zonas de insuflação e extração. | 37 |
| Tabela 7 - Fatores de relaxação aplicados aos métodos numéricos. | 38 |
| Tabela 8 - Cargas térmicas e velocidades de insuflação adimensionais impostas nas condições de fronteira para o caso 1. | 40 |
| Tabela 9 - Cargas térmicas e velocidades de insuflação adimensionais impostas nas condições de fronteira para o caso 2. | 41 |
| Tabela 10 - Cargas térmicas e velocidades de insuflação adimensionais impostas nas condições de fronteira para o caso 3. | 42 |
| Tabela 11 - Cargas térmicas e velocidades de insuflação adimensionais impostas nas condições de fronteira para o caso 4. | 43 |
| Tabela 12 - Cargas térmicas e velocidades de insuflação adimensionais impostas nas condições de fronteira para o caso 5. | 43 |
| Tabela 13 - Cargas térmicas e velocidades de insuflação adimensionais impostas nas condições de fronteira para o caso 6. | 43 |
| Tabela 14 - Intervalo de temperaturas adimensionais onde se encontram os pontos quentes dos bastidores. | 150 |

Nomenclatura

Geral:

| | |
|-------------------|---|
| A | Área [m ²] |
| C _{1ε} | Constante do termo de produção |
| C ₂ | Coefficiente de perda inercial [m ⁻¹] |
| C _{2ε} | Constante do termo de dissipação |
| C _a | Calor específico [W/kg·K] |
| C _μ | Constante do termo da viscosidade turbulenta |
| D _h | Diâmetro Hidráulico [m] |
| g | Aceleração gravítica [m/s ²] |
| I _t | Intensidade de turbulência |
| k | Energia cinética turbulenta [m ² /s ²] |
| K _{L'} | Fator de perda, |
| M _m | Massa molar do gás [kg/kmol] |
| p | Pressão [Pa] |
| P | Perímetro [m] |
| P _t | Produção de energia turbulenta [kg/(m·s ³)] |
| q | Fluxo de calor |
| q _{adm.} | Fluxo de calor adimensional |
| R _u | Constante de gases ideais [J/(kmol·K)] |
| s _T | Termo fonte de geração de calor [W/m ³] |
| T | Temperatura [K] |
| t | Tempo [s] |
| U | Vetor velocidade [m/s] |
| u, v e w | Componentes da velocidade [m/s] |

Nomenclatura

| | |
|--------------|---------------------------------------|
| V_{adm} | Velocidade de insuflação adimensional |
| x, y e z | Coordenadas cartesianas [m] |

Índices inferiores:

| | |
|-----|--------------|
| adm | Adimensional |
|-----|--------------|

Simbologia grega:

| | |
|----------------------|--|
| μ_T | Viscosidade turbulenta [kg/m·s] |
| σ_k | Número de Prandtl para a energia cinética turbulenta |
| σ_ε | Número de Prandtl para a dissipação de energia turbulenta |
| Δp | Variação de pressão [Pa] |
| v | Velocidade [m/s]. |
| ε | Dissipação de energia turbulenta [m ² /s ³] |
| λ | Condutividade térmica [W/m·K] |
| μ | Viscosidade dinâmica [kg/m·s] |
| ρ | Massa específica [kg/m ³] |

Acrónimos:

| | |
|--------|--|
| ASHRAE | <i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i> |
| CFD | <i>Computational Fluid Dynamics</i> |
| CRAC | <i>Computer Room Air Conditioning</i> |
| CRAH | <i>Computer Room Air Handling</i> |
| DC | <i>Data Center</i> |
| DCF | Dinâmica de Fluidos Computacional |

| | |
|---------|--|
| EUA | Estados Unidos da América |
| LBNL | <i>Lawrence Berkley National Laboratory</i> |
| PDU | Unidade de distribuição de energia |
| PUE | <i>Power Usage Effectiveness</i> |
| RCI | Índice de Arrefecimento de Bastidor |
| RHI | Índice de Calor |
| RPP | Painéis de energia remotos |
| RTI | Índice de Temperatura de Retorno |
| SHI | Índice de Calor Fornecido |
| SIMPLE | <i>Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations</i> |
| SIMPLEC | <i>Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent</i> |
| TI | Tecnologia de Informação |
| TIA | <i>Telecommunications Industry Association</i> |
| TIC | Tecnologia de Informação e Comunicação |
| UPS | Fonte de alimentação ininterrupta |

1. Introdução

Nas últimas décadas os *Data Centers* (DCs) sofreram uma evolução significativa, adotando técnicas e práticas mais eficientes, mas o seu consumo de energia continua bastante elevado. Em 2015 esse consumo representava cerca de 1,3% do consumo mundial de energia (Song, et al., 2015). Devido ao aumento da necessidade de armazenamento de dados, existe a tendência de construir DCs maiores, aumentando assim os consumos energéticos, o que leva a aumento da preocupação em minimizar o impacto ambiental, reduzir os custos devido aos consumos de energia e otimizar o desempenho de operação do DC.

Na Figura 1 estão representados os valores reais relativos à utilização de energia de *Data Centers* desde 2010 até 2015. A partir de 2015 é representada uma estimativa desses consumos. Na mesma figura é feita a distinção entre três cenários, o cenário esperado, o melhor e o pior.

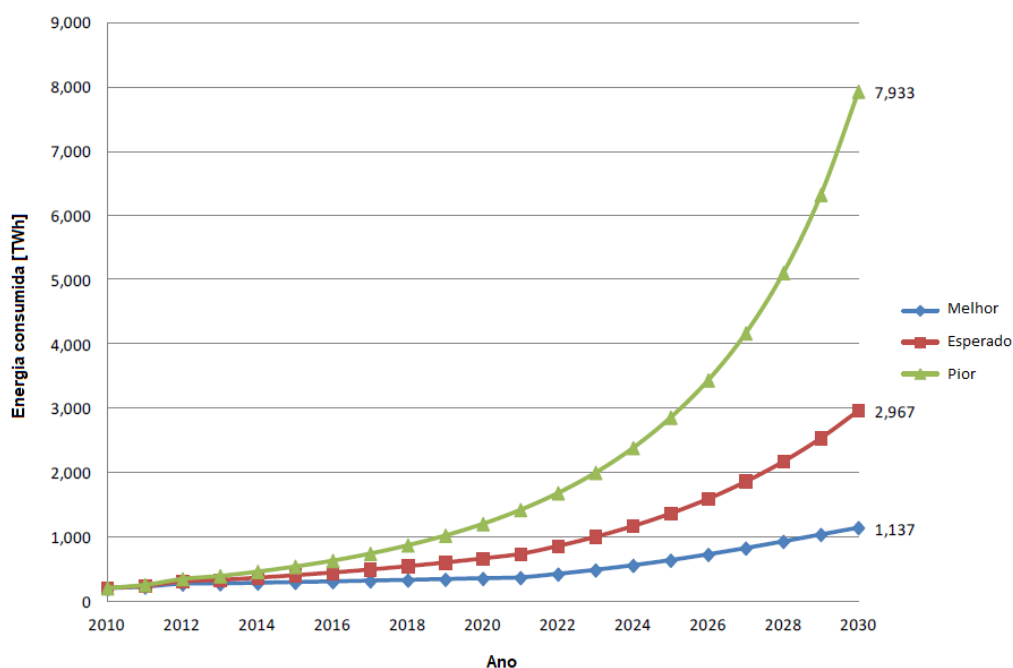


Figura 1 - Consumo de eletricidade [TWh] de Data Centers 2010-2030 (Andrae & Edler, 2015).

A Figura 2 representa a percentagem de energia consumida por cada sector de tecnologias de informação e comunicação (TIC), mostrando que em 2015 o sector dos DCs foi o que menos energia consumiu. Com a crescente procura da indústria de armazenamento de dados nos últimos anos, espera-se que este valor já seja muito superior e que até 2025 ainda sofra um grande aumento.

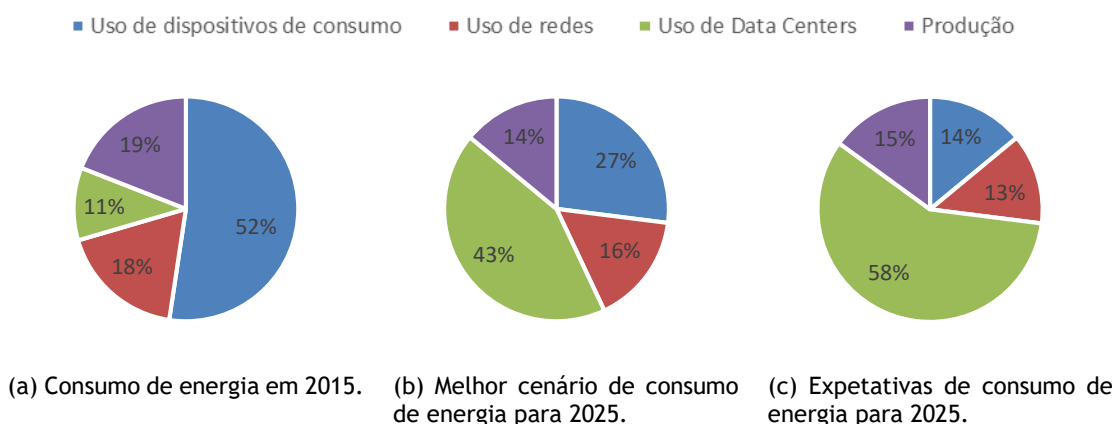


Figura 2 - Consumo de energia nas TIC (Adaptado de (Andrae, 2017)).

Como era de esperar, o consumo de energia para refrigeração de DCs têm vindo a aumentar ao longo dos anos, devido à grande quantidade de sistemas de TI que as salas dos DCs albergam (Song, et al., 2015). Isso deve-se ao avanço da tecnologia que leva a que os componentes sejam cada vez mais pequenos, o que permite a instalação de mais componentes no mesmo espaço. Para tal é necessária uma refrigeração adequada, para que não haja problemas de derivados da elevada temperatura ou humidade, pois ambos fatores acarretam deficiências no funcionamento dos equipamentos eletrónicos.

Este trabalho tem como principal objetivo a otimização da refrigeração de uma sala de TI, com vista a elaborar soluções e medidas que comprovam a melhoria do desempenho térmico, face à possibilidade de reduzir o desperdício de energia. O trabalho é efetuado com recurso à simulação de variados cenários de potência térmica dissipada, temperaturas e caudais de insuflação e extração por Dinâmica de fluidos computacional (DFC), ou como vulgarmente denominada no acrónimo em língua inglesa, CFD (*Computational Fluid Dynamics*).

1.1. Enquadramento

Nos últimos anos o consumo de energia destinada à refrigeração de DCs têm aumentado exponencialmente, chegando a dobrar o seu valor de cinco em cinco anos, representando cerca de 40% do consumo total de energia de um DC (Almoli, et al., 2011).

A Figura 3 mostra os resultados de uma investigação sobre a energia consumida nos diferentes sistemas de dez DCs aleatórios (Song, et al., 2015). Analisando a figura conclui-se que o consumo de energia utilizado na refrigeração tem um peso muito semelhante ao consumido pelas TI. Apesar da evolução tecnológica ter permitido a redução do consumo de energia dos

sistemas de TI, assim como possibilitar o seu funcionamento em condições mais adversas de temperatura e humidade, dado que o processamento nunca poderá ser interrompido por esta causa, o sistema de refrigeração tem um papel fundamental e como tal é também necessário diminuir o gasto de energia na refrigeração, utilizando técnicas como a dinâmica de fluidos computacional para otimizar esses gastos.

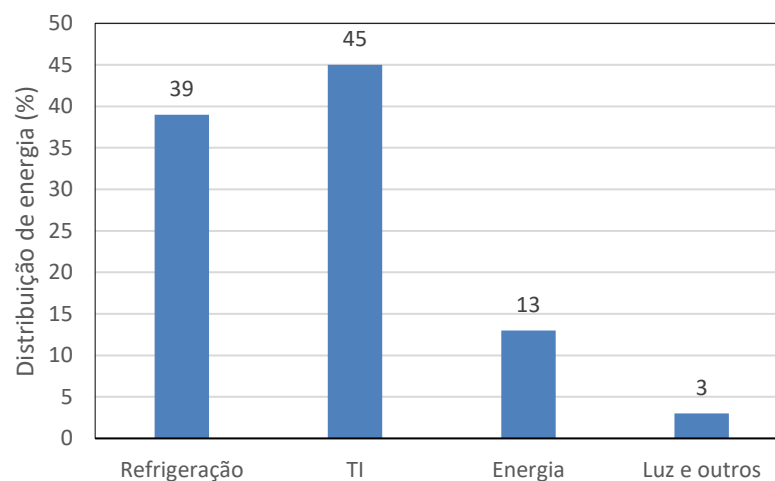


Figura 3 - Distribuição de energia consumida em Data Centers (Adaptado de (Song, et al., 2015)).

1.2. O problema em estudo e a sua relevância

A eficiência energética de DCs é muito dependente do desempenho térmico destes. Sabendo que o sistema de refrigeração é um consumidor relevante de energia nestas infraestruturas, o desenvolvimento de estudos paramétricos que prevejam a variação das grandezas relevantes no processo de transferência de calor, temperatura e velocidade do ar, dependendo do layout, dimensões e características operativas de dispositivos e sistemas, pode traduzir-se em melhorias no desempenho térmico da infraestrutura, e simultaneamente da eficiência energética. Os resultados podem ser testados nas fases seguintes da infraestrutura do DC, com a perspetiva de conseguir ganhos adicionais na redução de consumos energéticos.

1.3. Objetivos e contribuição da dissertação

Previsão do desempenho térmico de uma sala de processamento de dados de um DC, através de simulação computacional por Dinâmica de Fluidos Computacional. O modelo de CFD do DC visa prever o escoamento do ar com transferência de calor nas salas de processamento de dados, com o intuito de melhorar o desempenho térmico, pela otimização do processo de arrefecimento e redução de pontos quentes (hot spots). Os resultados numéricos são validados

com as medições experimentais de temperatura nos bastidores medidas e disponibilizadas pelo DC. Os estudos paramétricos por CFD visam:

- Previsão da localização e análise dos locais de maior tendência de pontos quentes,
- Prever a melhor localização das grelhas de insuflação/extração,
- Previsão de temperaturas em todos os bastidores com caudal mínimo e máximo,
- Previsão da recirculação de ar nas filas dos bastidores.

1.4. Visão geral e organização da dissertação

A presente dissertação encontra-se organizada em sete capítulos, incluindo a presente introdução, os quais se organizam do seguinte modo:

- No capítulo 2 é realizada uma introdução teórica aos temas que vão ser desenvolvidos aos logo desta dissertação e uma análise dos principais trabalhos realizados na área em estudo,
- No capítulo 3 é descrito o modelo físico-matemático que rege a simulação em estudo, onde são identificadas as equações de governo e do modelo de turbulência,
- No capítulo 4 é desenvolvido a análise do modelo numérico que resolve a formulação enunciada no capítulo 3, identificando também as condições de fronteira definidas nos modelos
- No capítulo 5 é apresentado o estudo paramétrico desenvolvido a partir do modelo computacional, i.e., são apresentados os vários casos de estudo simulados nesta dissertação, assim como as alterações requeridas ao nível do modelo físico-matemático e do modelo numérico.
- No capítulo 6 é apresentado a análise e discussão dos resultados obtidos no capítulo anterior,
- Por último, o capítulo 7 é realizada uma conclusão sobre o estudo realizado e algumas propostas para trabalhos futuros.

2. Estado da arte

2.1. Introdução

Neste capítulo realiza-se uma abordagem teórica aos temas que englobam esta dissertação, com o intuito de contextualizar o leitor para os diferentes conceitos e áreas que abrangem o estudo.

Abordam-se também alguns dos estudos realizados ao longo dos últimos anos, para que se consiga contextualizar a progressão que tem sido realizada ao nível do desempenho térmico e eficiência energética de DC, assim como da modelação numérica deste tipo de infraestruturas.

2.2. Data Centers

Os DCs são espaços para dispositivos de TIC, altamente instrumentados e constituídos por elementos emparelhados que armazenam e processam uma grande quantidade de dados (Ullah, et al., 2018).

Os dispositivos de TIC podem ser servidores, computadores, dispositivos de armazenamento, unidades de arrefecimento, CRAC (*Computer Room Air Conditioning*) e unidades CRAH (*Computer Room Air Handling*) (Ullah, et al., 2018). Esses CRACs e CRAHs garantem a segurança e a eficiência dos sistemas de TIC (Ullah, et al., 2018). Dependendo do tamanho do negócio, um DC pode conter um único bastidor de servidores ou até mesmo vários bastidores.

Um bastidor é uma estrutura de metal ou uma área de parede na qual os dispositivos específicos de TI são inseridos. Um bastidor padrão tem cerca de 2 metros de altura, entre cerca de 60 a 65 centímetros de largura e entre cerca de 65 a 75 centímetros de profundidade (Ullah, et al., 2018).

Um DC moderno possui uma grande sala com muitas fileiras de bastidores, a uma distância aproximadamente de 2 metros (Ullah, et al., 2018), cheias de um grande número de servidores e outros equipamentos de TI usados para processar, armazenar e transmitir informações digitais (Song, et al., 2015). Os bastidores também podem ter outros dispositivos específicos, como unidades de distribuição de energia (PDUs), unidades de refrigeração e ainda unidades de gestão em nível de bastidor (Ullah, et al., 2018). A Figura 4 mostra os diferentes constituintes de uma sala TI.

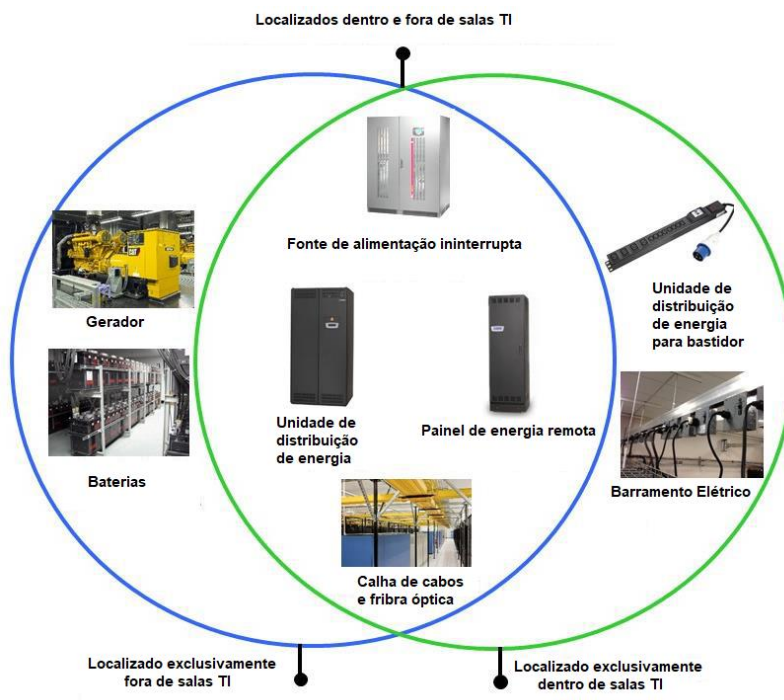


Figura 4 - Diferentes constituintes de salas TI. Adaptado de (ASHRAE TC, 2009).

O layout das prateleiras dos DCs são geralmente com a configuração de corredores frios e quente (Fakhim, et al., 2011), como mostra a figura seguinte, mas existem outras configurações possíveis.

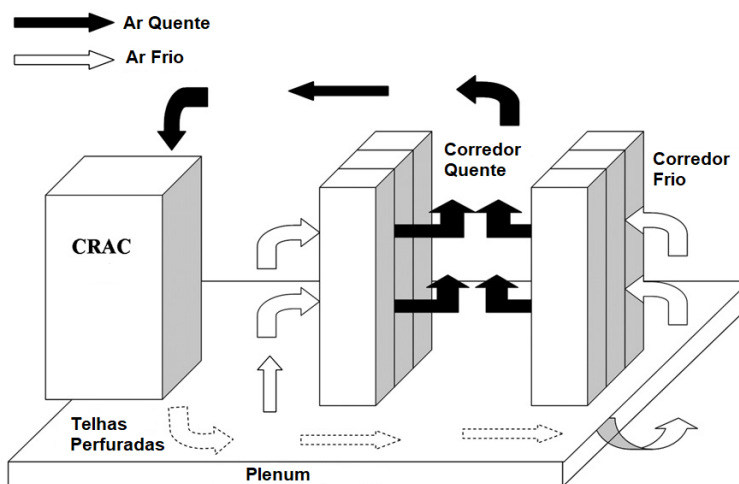


Figura 5 - Ilustração da configuração de corredores quentes e frios. Adaptado de (Fakhim, et al., 2011).

2.3. Consumo de energia

O consumo de energia de um DC é muito mais elevado do que escritórios comerciais, conforme demonstrado por estudos realizados pelo *Lawrence Berkley National Laboratory* (LBNL), nos Estados Unidos da América (EUA) em 14 DC. Estes estudos demonstraram a necessidade de potência específica dos DCs se encontra no intervalo 120 a 940 W/m², enquanto que as necessidades de potência específica de escritórios comerciais encontram-se entre 50 a 110 W/m² (Sun & Lee, 2006). Estes enormes consumos de energia demonstram o potencial significativo da economia de energia neste setor e assim torna a conservação de energia de um DCs um tema de estudo, sofrendo um maior impacto devido à escassez global de energia, ao aumento do preço do petróleo e à preocupação com a poluição ambiental.

Em 2013, a *Natura Resource Defence Counsel* realizou um relatório, que conclui que os DCs dos EUA consumiram nesse ano cerca de 91 bilhões de kW, de acordo com este relatório e com o crescente ritmo de consumo, passará a 140 bilhões em 2020 (Ullah, et al., 2018), praticamente uma duplicação da potência elétrica requerida em somente 7 anos.

Existem dois problemas quando se analisa o consumo de energia dos DCs, a ineficiência dos hardwares de TI e os requisitos de refrigeração. Cada um destes problemas representa 40% na fatura final de energia, pois para cada kWh necessário para o processamento de dados é necessário outro kWh para a refrigeração, assim o problema do consumo excessivo de energia torna-se um problema multidisciplinar (Almoli, et al., 2011).

Para além dos dois problemas referidos acima, existem ainda fatores que influenciam o consumo de energia como, as condições climáticas, os preços da eletricidade local, as políticas operacionais e o projeto de refrigeração (Song, et al., 2015).

Nos DCs, a eficiência de uso de energia produzida é definida por PUE (*Power Usage Effectiveness*), que é expressa como a razão entre a potência total de entrada do DC e a potência de carga das TI (Rasmussen, 2007), como é representado na Equação 1.

$$PUE = \frac{\text{Potência Total de Entrada do DC}}{\text{Potência de Carga das TI}} \quad [1]$$

Quanto menor o valor de PUE, menor é a energia consumida para alimentar a TI, o que significa uma maior eficiência do DC (Rasmussen, 2007). Quando o valor de PUE é 1 indica que a eficiência do DC é a perfeita, o que significa que a única energia necessária para suportar a carga de TI é a que realmente é consumida pela TI (Rasmussen, 2007).

Na realidade, a energia é consumida também por outros elementos, que não os TI, como os transformadores, UPS, ventiladores, ar condicionados e também a refrigeração.

Então conclui-se que a eficiência geral de um DC depende da eficiência das TI e da infraestrutura física do mesmo (Rasmussen, 2007).

Qualquer estratégia para reduzir o impacto ambiental dos DCs deve concentrar-se em melhorar a eficiência da TI (Rasmussen, 2007).

Muitos dispositivos relacionados com a refrigeração em DCs ligam e desligam ao longo do tempo, como os humidificadores, alguns tipos de unidades de CRAC, bombas de condensação, alguns tipos de equipamentos de refrigeração, ventiladores, etc (Rasmussen, 2007). Isso faz com que a medição instantânea do consumo de energia dos DCs varie, mesmo que energia consumida pela TI seja constante. Portanto, esses comportamentos fazem com que a eficiência energética varie ao longo do tempo, e seja difícil definir a eficiência energética de um DC.

2.4. Desempenho térmico de Data Centers

O desempenho térmico é uma das principais preocupações, no que diz respeito aos DCs. Como referido anteriormente, as salas de TI, devido aos componentes que nelas estão instalados, podem atingir temperaturas elevadas. Para combater esse problema é necessária uma adequada refrigeração, ou seja, cada servidor deve receber uma quantidade mínima de ar frio de forma a colmatar a sua taxa de geração de calor. Assim, para se conseguir um desempenho térmico adequado, o escoamento de ar frio deve ser uniforme e distribuir-se por toda a sala de TI de modo a que sejam evitados os pontos quentes.

O desempenho térmico do DC é avaliado pelo índice de calor de fornecimento usual, SHI, que é definido pela Equação 2 (Fakhim, et al., 2011).

$$SHI = \frac{\textit{Subida de entalpia devido a infiltração em corredores frios}}{\textit{Aumento total de entalpia no escape do rack}} \quad [2]$$

2.5. Normas regulamentares de DCs

Com a procura crescente de armazenamento de dados, foi necessário elaborar normas que regulassem este serviço, tais como:

- TIA - 942 (Norma Americana), e
- ASHRAE TC9.9 (Diretrizes térmicas para Ambientes de Processamento de dados).

2.5.1. TIA - 942

A norma americana foi aprovada em 2005 e é a norma atualmente mais utilizada. Esta norma tem como referência várias normas, como a TIA/EIA 568, que diz respeito a padrões relacionados com os acabamentos de edifícios comerciais para produtos e serviços de telecomunicação, a TIA/EIA 569 que diz respeito a padrões de construção para caminhos e espaços de telecomunicações, a IEEE 1100 que diz respeito à recomendação para a alimentação e aterramento de equipamentos eletrônicos sensíveis, a ASHARE, entre outras (TIA-942, 2005).

Esta norma tem como principal objetivo fornecer requisitos e orientações para a conceção e instalação de um DC ou salas TI. Ainda disponibiliza a definição de todos os elementos a considerar com os compartimentos base e os seus requisitos essenciais, como a temperatura, humidade relativa, pavimentos falsos, entres outros.

Segundo esta norma, os projetos de DCs são separados em quatro áreas diferentes, designando-se de Classificação de TIER, onde é atribuída a numeração de um a quatro, conforme a importância do DC, sendo obtido a seguinte classificação (TIA-942, 2005):

- TIER I (DCs básicos),
- TIER II (DCs com componentes redundantes),
- TIER III (DCs auto-sustentáveis), e
- TIER IV (DCs com alta tolerância a falhas).

Para a norma TIA - 942, um dos principais requisitos que têm que estar detalhado no projeto é o sistema de refrigeração. É necessário também estipular a capacidade térmica de um ambiente a funcionar no máximo e as possíveis variações, como as variações de carga ou a ampliação do ambiente, seja física ou com o aumento do número de bastidor.

É também necessário controlar a temperatura e humidade do ar de modo a que não se ponha em causa a operacionalidade do sistema (TIA-942, 2005):

- Temperatura de bolbo seco: 20°C a 25°C;
- Humidade relativa: 40 a 55%;
- Temperatura de ponto de orvalho máximo: 21°C;
- Variação máxima de temperatura por hora: 5°C;

- Equipamentos de humidificação e desumidificação devem ser aplicados dependente das condições climáticas do local de implantação do DC.

Também é necessário verificar a temperatura e a humidade do ar após o início de funcionamento da instalação e com todos os equipamentos em funcionamento. A análise das medidas deve ser feita a uma distância de 1,5 metros acima do nível do piso falso e entre três a seis metros de distância ao longo dos corredores frios, havendo ou não equipamentos ao longo desses corredores e considerar que a circulação do ar deve ser feita na direção paralela às linhas de bastidores (TIA-942, 2005).

2.5.2. ASHRAE TC 9.9

A ASHRAE, *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*, elaborou em 2011 um guia técnico que apresenta diretrizes para a classificação e operação de um DC, o *“Thermal Guidelines for Data Processing Environments”*.

Este documento discute como é que as alterações no ambiente térmico do DC podem afetar o equipamento de distribuição de energia. Fornece uma visão geral da distribuição de energia do DC e descreve o equipamento de energia típico usado para cargas TI e cargas não TI (iluminação e refrigeração). Na lista de equipamentos estão incluídos os equipamentos de distribuição, fontes de alimentação ininterruptas (UPS), chaves de transferência estática, painéis de distribuição, transformadores, unidades de distribuição de energia (PDU), painéis de energia remotos (RPP), painéis, PDU dos bastidores, cabos de linha e recetáculos de TI (ASHRAE TC, 2009).

Tal como acontece com a norma anterior, a ASHRAE também classifica os DCs em quatro categorias, sendo que estas são diferentes das apresentadas na TIA - 942. A ASHRAE abrange mais ambientes, considerando ambientes como pequenos servidores ou até mesmo de uso pessoal. A tabela seguinte mostra a definição de cada uma das classes definidas pela ASHRAE.

Tabela 1 - Classes DC da ASHRAE (ASHRAE TC, 2009).

| Classes | Aplicações | Equipamento TI | Controlo ambiental |
|---------|--|--|--------------------|
| A1 | Data Center | Servidores corporativos, produtos de armazenamento | Elevado controlo |
| A2 | | Servidores de volume, produtos de armazenamento, computadores pessoais, estações de trabalho | Algum controlo |
| A3 | | | |
| A4 | | | |
| B | Escritório, casa, transportável ambiente, etc. | Computadores pessoais, estações de trabalho, computadores portáteis e impressoras | Controlo mínimo |
| C | Ponto de venda, industrial, fábrica, etc | Equipamentos de ponto de venda, controladores robustos ou computadores e PDAs | Nenhum controlo |

Para cada classe, a ASHRAE apresenta especificações de equipamento para o ambiente em que estão inseridos, como mostra a Tabela 2. Na Figura 6 também está representado o gráfico psicrométrico com as especificações das condições do ambiente dos espaços com equipamentos TI.

Tabela 2 - Especificações das condições do ambiente dos espaços com os equipamentos TI (ASHRAE TC, 2009).

| Classes | Especificações de equipamento | | | | | | | |
|--------------------|--------------------------------|------------------------------------|------------------------------|---------------------|---------------------------------|--------------------------------|------------------------|------------------------------|
| | Equipamentos em funcionamento | | | | | Equipamentos desligados | | |
| | Temperatura do Bolbo seco [°C] | Faixa de humidade, sem condensação | Ponto de Orvalho Máximo [°C] | Elevação máxima [m] | Taxa Máxima de Mudança [°C / h] | Temperatura do Bolbo seco [°C] | Hujmidade relativa [%] | Ponto de Orvalho Máximo [°C] |
| Recomendado | | | | | | | | |
| A1 à A4 | 18 a 27 | 5,5°C PO a 60% HR e 15°C PO | | | | | | |
| Admissível | | | | | | | | |
| A1 | 15 a 32 | 20% a 80% HR | 17 | 3050 | 5/20 | 5 a 45 | 8 a 80 | 27 |
| A2 | 10 a 35 | | 21 | | | | | |
| A3 | 5 a 40 | | 24 | | | | | |
| A4 | 5 a 45 | | | | | | | |
| B | 5 a 35 | 8% HR a 80% HR | 28 | NA | 8 a 80 | 29 | | |
| C | 5 a 40 | | | | | | | |

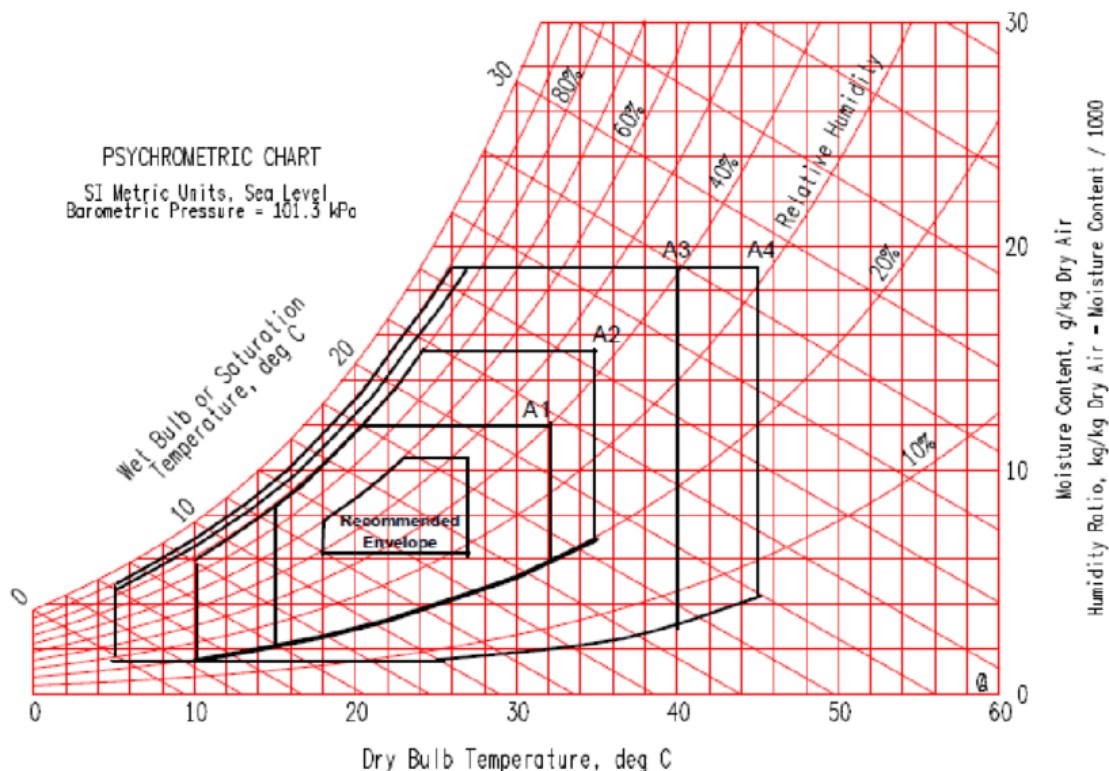


Figura 6 - Gráfico psicrométrico com as especificações das condições do ambiente dos espaços com equipamentos TI (ASHRAE TC, 2009).

2.6. Sistemas de arrefecimento

Os sistemas de arrefecimento são constituídos por um sistema de proteção ao calor, equipamentos de arrefecimento e produtores de carga térmica. Os equipamentos mais usados são os *chillers*, os *dry coolers*, unidades de CRAC e humidificadores (Pereira, 2015).

As necessidades de climatização dependem muito da carga térmica produzida pelos aparelhos informáticos, assim esta deve ser estimada tendo em conta esse fator, a iluminação e a presença humana (Pereira, 2015). É fácil perceber que se colocar um sistema de climatização sobredimensionado não haveria problemas de sobreaquecimento, mas como é de prever este tipo de dimensionamento não é viável a nível económico. Então é necessário encontrar um equilíbrio ótimo, de modo a que a energia elétrica necessária seja apenas a indispensável, tendo sempre em conta que este sistema tem que estar disponível 24 horas por dia.

Para conseguir um desempenho térmico eficiente é necessário tomar algumas medidas que auxiliem a refrigeração, tanto sistemas de climatização como soluções de layout, por exemplo:

- *Free Cooling*;
- Sistemas de refrigeração a água;

- Contenção de corredores;
- *Plenum*.

2.6.1. Free Cooling

O sistema de *Free Cooling* é o mais aconselhável, pois permite que seja aproveitado a baixa temperatura do ar exterior para ajudar no arrefecimento das TI. Este sistema só pode ser aplicado se o DCs se encontrar localizado num ambiente que proporcione as condições meteorologias necessárias.

Este sistema tem três vertentes, o *free cooling air-side*, o *free cooling* adiabático e o *free cooling water-side*. No *free cooling air-side* o ar do exterior entra diretamente no DC, com recurso a filtros ou indiretamente através de permutadores de calor. No *free cooling* adiabático, o ar exterior é conduzido para o interior do DC onde é misturado com água no estado gasoso, o que provoca uma diminuição da temperatura do ar. Já no *free cooling water-side*, o ar exterior é usado para arrefecer a água através de torres de arrefecimento (ASHRAE TC, 2009).

2.6.2. Sistemas de refrigeração a água

Além dos sistemas de arrefecimento de ar, existem ainda os sistemas de arrefecimento de água. Embora este apresente uma eficiência muito superior aos sistemas de ar, também representa maior perigo para o hardware instalado, uma vez que se existirem fugas, pode danificar o equipamento. A Figura 7 representa o princípio de funcionamento desse sistema (Pereira, 2015).

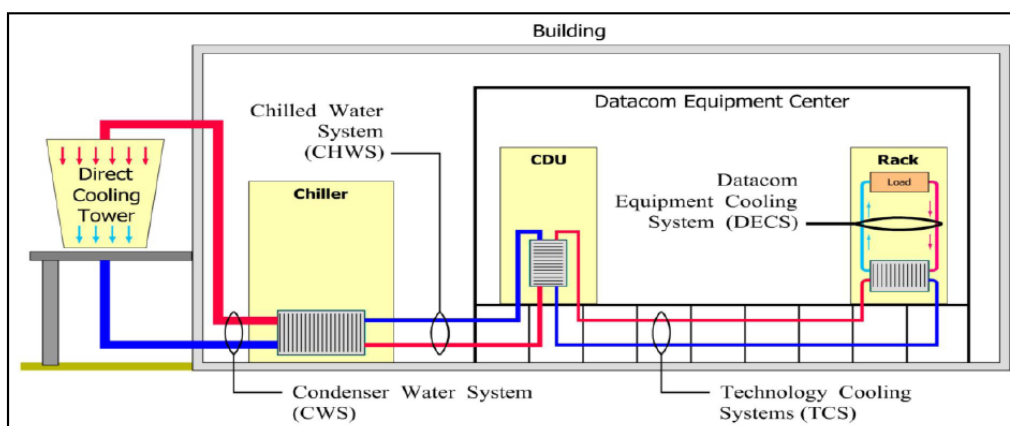


Figura 7 - Princípio de funcionamento do sistema de arrefecimento de água (Pereira, 2015).

Pode sempre ser utilizado um sistema misto, onde é usado o ar e a água como fonte para o arrefecimento. A Figura 8 mostra um princípio de funcionamento deste sistema.

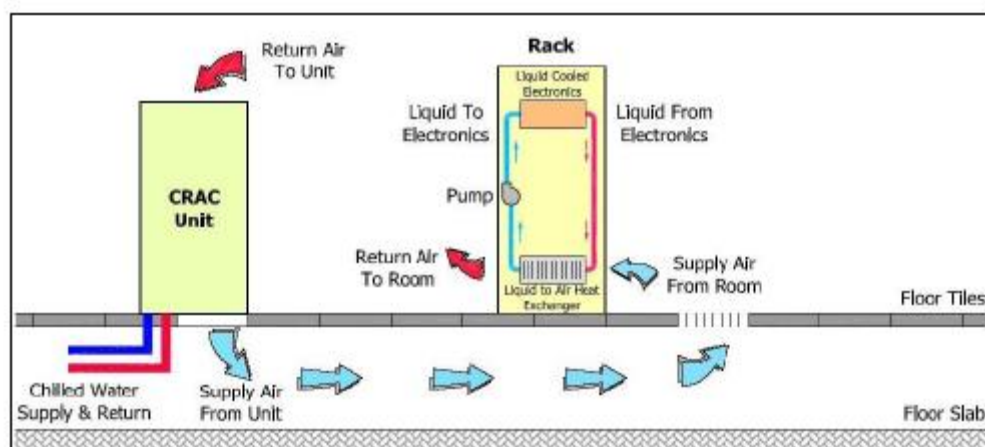


Figura 8 - Princípio de funcionamento de um sistema de arrefecimento misto (Pereira, 2015).

Nos DCs com maiores exigências, o sistema de climatização é duplo, para precaver falhas e para uma redução de custos. Nos sistemas duplos, a água quente e fria circula num sistema de quatro tubos de ida e de retorno, sendo que a água é arrefecida nos *chillers*, geralmente até aos 7°C (Pereira, 2015).

2.6.3. Contenção de corredores

A contenção de corredores é uma boa estratégia para otimizar a economia energética. Em 2007, o *Lawrence Berkeley National Laboratory*, realizou um estudo que permitiu concluir que a eletricidade usada para suprir o ar frio poderia ser reduzida em 75% com a implementação da contenção dos corredores.

De maneira simples, a contenção de corredor promove a separação física entre o ar frio insuflado e o ar quente de retorno, formando corredores quentes e frios (Fakhim, et al., 2011). O sistema de contenção de corredor ao prevenir a mistura do ar frio com o quente, aperfeiçoa a distribuição e o fluxo de ar no ambiente. A Figura 9 mostra a contenção de corredores quentes.



Figura 9 - Exemplo de contenção de corredor quente (Niemann, et al., 2011).

A contenção dos corredores pode ser usada em DC com ou sem refrigeração no piso elevado (Fakhim, et al., 2011). É facilmente adaptado a DC com piso elevados, pois funciona em conjunto com este, bem como com CRAC (Fakhim, et al., 2011).

2.6.4. Plenum

A maioria das salas da TI dos DCs são instalações de piso falso. O espaço entre o chão de betão e o piso falso, denominado de *plenum*.

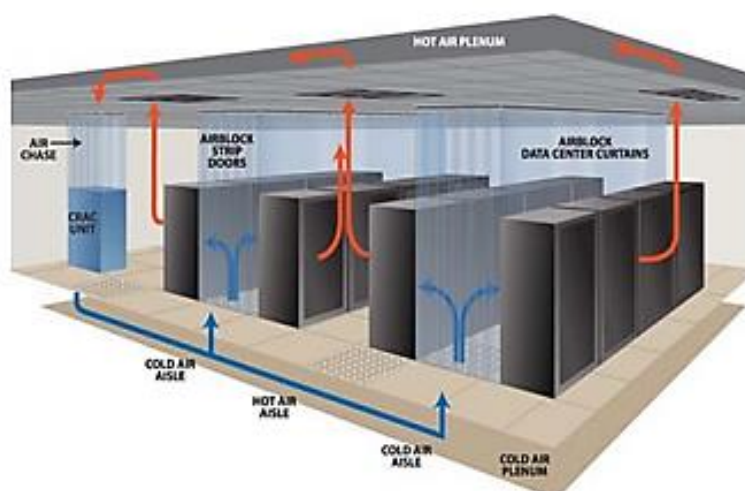


Figura 10 - Sala TI com plenum (Kadir, et al., 2015).

As instalações com piso falso, são as instalações mais utilizadas para alojar computadores e equipamentos de telecomunicações, onde é usado o *plenum*, para fornecer a refrigeração aos equipamentos. Geralmente, a elevação do piso varia ente 0,3 e 1,2 m (Fakhim, et al., 2011).

Em locais específicos, os painéis que formam pavimento são substituídos por telhas perfuradas e ao lado dessas são colocados os bastidores.

No pavimento falso também são montados os CRAC, que libertam o ar refrigerado para o *plenum*, que por sua vez flui pelas telhas perfuradas e refrigera os bastidores. O ar quente, que se encontra na TI, devido à menor massa específica é expulso pelo teto e levado novamente à unidade de CRAC. Nas salas TI de piso falso, a distribuição das taxas de fluxo através de telhas perfuradas está associada à mecânica de fluidos no *plenum*. As taxas de fluxo lateral são proporcionais à queda de pressão local, através das telhas. Na realidade, as variações de pressão acima do piso falso são tão pequenas comparadas com os diferenciais de pressão das telhas perfuradas que podem ser desprezadas. Assim considera-se que a pressão acima do piso falso é quase uniforme. Conclui-se então que as taxas de fluxo lateral dependem diretamente da pressão local do *plenum* e são controladas pelos mesmos parâmetros que regem o campo de fluxo do *plenum*. Nesses parâmetros está incluído o tamanho do *plenum*, o layout e a área aberta das telhas perfuradas, os locais e as taxas de fluxo das unidades de CRAC e a resistência do fluxo das obstruções do piso inferior, como cabos e tubos (Karki & Patankar, 2006).

Se existir uma grande carga térmica produzida pelos aparelhos, pode-se instalar um sistema complementar de unidade de refrigeração locais indiretas. Estas são colocadas no teto, absorvendo o ar quente pelas laterais e libertando o ar frio pela face inferior (Pereira, 2015).

Caso a sala TI não permita um pavimento sobrelevado, para aplicar as condutas do CRAC terá que se adaptar os sistemas às condições da sala, aplicando as tubagens de ar frio no teto (Pereira, 2015).

2.7. Modelação por Dinâmica de Fluidos Computacional

A Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD -*Computational Fluid Dynamics*) aplicada à modelação tridimensional do escoamento e transferência de calor em infraestruturas de DCs, permite fazer o estudo do desempenho térmico da instalações face a condições ambientais externas e internas, nível de processamento e operação do sistema de arrefecimento, desenvolvendo diferentes modelos numéricos para a realização de estudos paramétricos que permitam produzir correlações de previsão do comportamento de grandezas relevantes no escoamento de ar e no processo de transferência de calor (temperatura, humidade e velocidade do ar).

A modelação por CFD de escoamentos e fenómenos de transferência de calor em infraestruturas do tipo DC, tem sido utilizada para estudar o *plenum*, a distribuição do ar em salas de processamento de DCs, e até mesmo nos bastidores. Parâmetros como a altura do *plenum* (Karki, et al., 2003), a área da perfuração do piso (Schmidt & Cruz, 2005), e o espaçamento entre as unidades do sistema de condicionamento das salas de processamento (*computer room air conditioning* - CRAC) e grelhas de ventilação (Rambo & Joshi, 2004) foram otimizadas para configurações específicas. A distribuição de ar em DCs foi modelada para comparar diferentes layouts (Shrivastava, et al., 2005) (Karki & Patankar, 2006), para determinar a colocação de bastidores e unidades de CRAC corretamente (Patel, et al., s.d.), para prever os resultados das falhas de uma CRAC (Beitelmal & Patel, 2007), e para estudar os efeitos de parâmetros como altura da sala (Schmidt, 2001), remoção de bastidores (Schmidt & Cruz, 2003), escoamento de ar em bastidores (Schmidt & Cruz, 2003) (Choi, et al., 2008), e a colocação de bastidores de alta potência (Schmidt & Cruz, 2002) (Shrivastava, et al., 2009). A CFD também foi usada para determinar um design robusto de bastidores em DCs (Rolander, et al., 2005). Parâmetros adimensionais foram desenvolvidos para auxiliar na avaliação do estado de operação de um centro de dados (Sharma, et al., 2002) (Sharma, et al., 2004).

2.8. Trabalhos experimentais e numéricos

Existem vários estudos experimentais e numéricos que visam prever o desempenho térmico da instalação face a condições ambientais externas e internas, nível de processamento e operação do sistema de arrefecimento.

A maioria dos estudos recentes tem como objetivo melhorar o projeto para resolver os problemas de recirculação do ar e desvio do mesmo. Existe um interesse recente em prever distribuições de fluxo de ar e temperatura em DCs usando CFD.

Karki & Patankar (2006) desenvolveram um modelo unidimensional por CFD destinado a avaliar o efeito de diversos parâmetros sobre a distribuição do escoamento de ar em DCs com piso elevado. Os parâmetros analisados foram a dimensão do *plenum* (câmara de pressão localizada sob o piso), a área de perfuração das placas do piso no corredor frio, os locais e os caudais de ar das unidades de CRAC e o tamanho e localização das obstruções, como cabos e tubagens, sob o piso. A distribuição do escoamento de ar é regulada por dois parâmetros adimensionais: um relacionado com a variação de pressão no *plenum* e o outro para a resistência ao atrito. Os resultados numéricos, em termos de distribuição de pressão no *plenum* e os caudais de ar através das placas perfuradas, são apresentados para um intervalo de valores destes dois parâmetros. Estes resultados fornecem uma compreensão dos processos fundamentais de mecânica de fluidos para controlo da distribuição do escoamento de ar através de placas perfuradas. O modelo unidimensional é usado para determinar os caudais para os dois arranjos

possíveis das unidades de AVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado: *Heating, ventilation and air conditioning* - HVAC), e esses resultados são comparados com os obtidos através de um modelo tridimensional.

Cho et al. (2009) desenvolveram estudos por CFD para comparar a eficiência de remoção de calor de diversos sistemas de distribuição de ar. Medições no ambiente de salas de processamento de dados de um DC foram realizadas para validar um modelo de previsão do efeito de diferentes sistemas de distribuição de ar na transferência de calor. Seis sistemas de distribuição de ar foram simulados numericamente: (1) CRAC com insuflação e extração na sala de TI; (2) CRAC na sala de TI com insuflação e extração localizadas por condutas; (3) Insuflação localizada pelo teto por condutas e CRAC na sala de TI com extração; (4) Insuflação localizada pelo teto por condutas e extração localizada por condutas; (5) Insuflação localizada sob o piso por condutas e CRAC na sala de TI com extração; e (6) Insuflação localizada sob o piso por condutas e extração localizada por condutas. As previsões numéricas indicam que o sistema de distribuição n.º 4 (Insuflação localizada pelo teto por condutas e extração localizada por condutas) é aquele que na generalidade apresenta valores de temperatura mais adequados assim como na distribuição do escoamento de ar na separação dos corredores frios e quentes. Porém, os sistemas n.º 5 e n.º 6 são aqueles cujas previsões indicam melhor desempenho global.

Também, Lopéz & Hamann (2011) desenvolveram um modelo físico simplificado para simular o escoamento do ar e a transferência de calor em DCs, acoplado com os resultados das medições em tempo real. Os resultados de um estudo de caso indicam que o modelo produz aproximações numéricas para as distribuições de temperatura comparáveis às medições experimentais tridimensionais. Sugerem que o modelo poderá ser adequado para uso operacional e em tempo real, como parte do sistema de gestão de energia de DCs. Porém, o modelo necessita de ser aperfeiçoado, requerendo experimentação adicional assim como desenvolvimento matemático para o problema inverso que permitirá estimar a distribuição de temperaturas através das equações de Laplace e de convecção-difusão.

Fakhim et al. (2011) estudaram um DC operacional, realizando medições de temperatura e modelações numéricas do escoamento de ar e do campo de temperatura com o intuito de avaliar o comportamento térmico. Um conjunto de pontos quentes indesejáveis foi identificado. Uma série de soluções práticas e de design são propostas para melhorar a eficiência e a redução das necessidades energéticas dos sistemas condicionamentos de ar.

Por sua vez, Almoli et al. (2012) desenvolveram um estudo tridimensional por CFD para analisar cenários em salas de processamento de DCs com o intuito de aferir a eficiência da refrigeração líquida direta na transferência do calor. Esta técnica requer que os circuitos de líquido passem o mais perto possível da fonte de calor. Assim, desenvolveram modelos por CFD em que o circuito líquido do permutador de calor se encontra na parte traseira dos bastidores dos

servidores (portas traseiras), evitando a necessidade de separar os caudais de ar frio e quente no arranjo tradicional de corredores. A eficácia de ventiladores adicionais nestes permutadores de calor localizados nas portas traseiras é investigada utilizando o modelo tridimensional por CFD para um modelo de uma configuração simplificada com três corredores e seis bastidores de servidores. Esta solução permite benefícios relativamente à solução tradicional em termos da menor carga térmica a que ficam sujeitas as unidades de CRAC (redução de 61,6% da potência de arrefecimento das CRAC), já que a necessidade de arrefecer a água recirculada pode, em princípio, ser alcançada por *free cooling* em climas frios. Embora os resultados das previsões numéricas sugiram melhorias na eficiência das CRAC e na redução do consumo energético, os resultados necessitam ser validados antes de poderem ser utilizados em cenários práticos de design de DCs.

Gao *et al.* (2015), realizaram uma investigação sobre o padrão de fluxo de ar de um DC por simulação em CFD. Quatro casos foram analisados, o do desempenho de arrefecimento do fluxo padrão original e de mais três casos. Para otimizar a eficiência de arrefecimento dos casos em estudo foi analisado a extinção dos bastidores não utilizados, a adição de divisórias verticais e encerramento parcialmente os corredores frios. O modelo tridimensional gerado, para a realização desta análise, foi construído em tamanho real. Foi elaborada uma malha hexaédrica não estruturada e a malha foi refinada em torno das aberturas, servidores e zona de insuflação. Esta malha computacional gerou 1 989 121 volumes de controlo com uma qualidade satisfatória. O desempenho de refrigeração foi comparado por índices como Índice de Calor de Fornecimento (SHI), Índice de Retorno de Calor (RHI), Índice de Arrefecimento de Bastidor (RCI) e Índice de Temperatura de Retorno (RTI). Ao realizar essas comparações concluiu-se que os corredores frios parcialmente fechados obtiveram melhorias significativas no desempenho de arrefecimento, prevendo ser possível aumentar a temperatura do ar em 3°C.

Nada *et al.* (2016) investigaram diferentes distribuições de CRAC e diferentes configurações de contenção de corredores frio. Foram estudados dois layouts para o CRAC. No primeiro, os CRAC são colocados nos dois lados das linhas dos bastidores, enquanto no segundo os CRAC estão apenas colocados numa linha dos bastidores, sendo que o fluxo total de ar dos CRAC é igual para os dois layouts. Conclui então que a recirculação de ar quente, o desvio de ar frio e os parâmetros de desempenho de um bastidor dependem fortemente da localização do bastidor na matriz de bastidores. A unidade de CRAC em relação à fileira de bastidores afeta a gestão térmica, e que o uso de contenções no corredor frio diminui a recirculação e o desvio de fluxo de ar ao redor do primeiro bastidor, do último e do central e melhora o desempenho térmico do DC. Adicionalmente, a contenção da parte superior do telhado é mais eficaz na melhoria da gestão térmica do que a contenção lateral.

Nada & Said (2017) apresentaram uma nota técnica sobre o efeito da disposição dos CRACs numa sala de computadores, onde se investigou dois layouts para as unidades de CRAC. Um com

os CRACs alinhados com os bastidores e outro com os CRACs perpendiculares à linha dos bastidores. Em cada layout, foram analisadas as distribuições de fluxo de ar e temperatura no DC. A Figura 11 mostra as taxas de fluxo de ar que alcançam as portas microperfuradas na frente de cada bastidor das filas de bastidores dos dois layouts. Para os dois layouts estudados, a figura 7 mostra que o fluxo de ar é simétrico ao redor do bastidor do meio devido à simetria, as taxas de fluxo de ar e a velocidade de carga de ar são pequenas nas portas microperfuradas próximas aos CRACs e aumentam até atingirem o máximo na porta microperfurada do bastidor do meio, PT 4. A Figura 11 também mostra que a distribuição do fluxo de ar no layout 2 é mais uniforme do que a do layout 1. Essa uniformidade reduz tanto desvio de ar frio nos bastidores médios, quanto a recirculação de ar quente nos bastidores de extremidades da fila de bastidores.

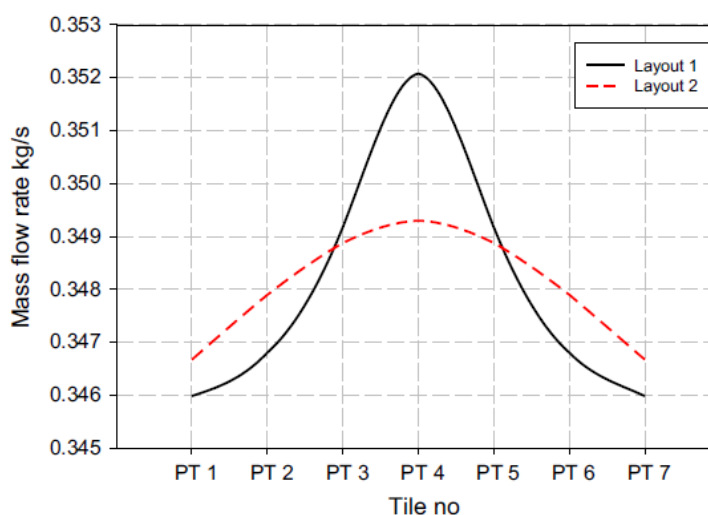


Figura 11 - Distribuições de taxas de fluxo de ar para Layouts 1 e 2 (Nada & Said, 2017).

Depois de analisados os dois layouts, verificaram-se que o layout 2 é mais eficaz que o layout 1 uma vez que as CRACs estão localizadas perpendicularmente em relação à fila dos bastidores, o que proporciona um fluxo de ar mais uniforme, ou seja, a extração de ar quente gerada pelos bastidores é quase automaticamente extraída da sala. Em relação ao layout 1, as CRACs estão localizadas na linha dos bastidores, o que origina uma recirculação de ar mais turbulenta o que proporciona pontos quentes nas extremidades dos bastidores, uma vez que o ar quente gerado pelos bastidores se mistura com o ar insuflado no corredor frio. Nas Figuras 12 e 13 pode-se observar a distribuição de temperaturas ao redor dos primeiros bastidores e dos médios, para os dois layouts.

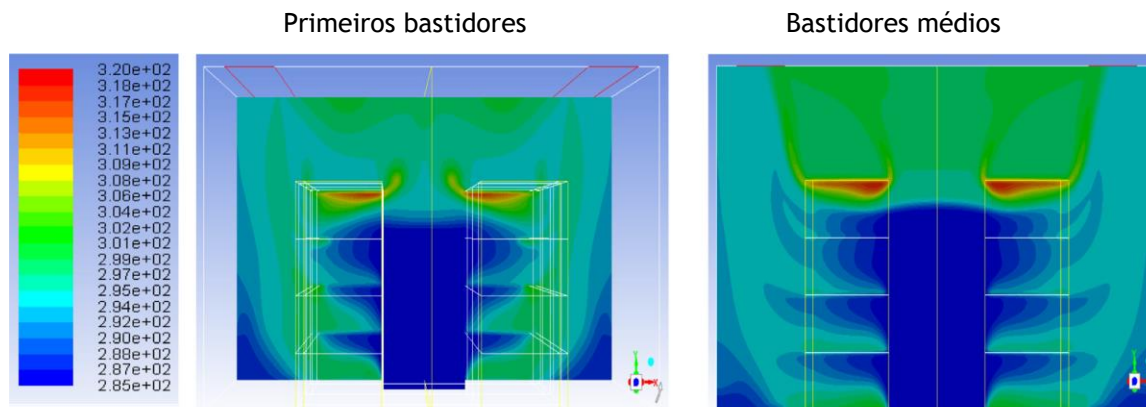


Figura 12 - Layout 1.

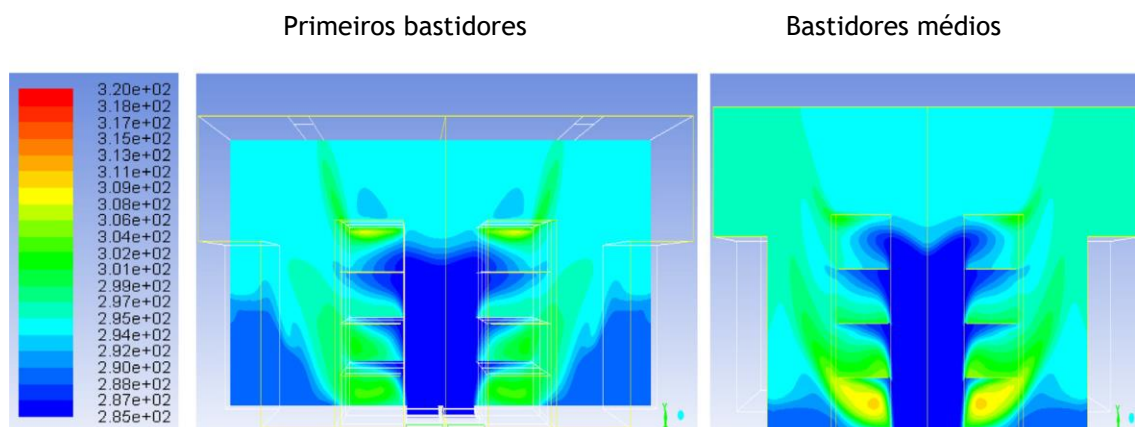


Figura 13 - Layout 2.

Concluiu-se que a colocação dos CRACs perpendiculares à linha dos bastidores têm os seguintes efeitos:

- i. Aumenta a uniformidade do fluxo de ar das grelhas perfuradas ao longo das fileiras dos bastidores;
- ii. Reduz a recirculação de ar quente nos bastidores das extremidades do bastidor e o desvio de ar frio no bastidor intermediário;
- iii. Aprimora os parâmetros de desempenho do DC, como o RTI, SHI e RHI.

Yuan *et. al.*, 2018 desenvolveu um estudo experimental e numérico para otimizar o fluxo de ar na entrada dos bastidores, utilizando defletores flexíveis. Foram desenvolvidos dois modelos numéricos, um com os defletores flexíveis e outro sem eles, e além disso também testou

experimentalmente esses dois modelos para poder efetuar uma validação dos casos. Foram analisados vários cenários com os defletores flexíveis, isto é, esses defletores tinham vários tamanhos e ângulos diferentes. Chegaram à conclusão, que tanto experimentalmente como na simulação, o uso de defletores flexíveis melhora significativamente o fluxo de ar. O ambiente térmico ideal neste estudo ocorre quando os defletores têm um tamanho de 20 centímetros com um ângulo de inclinação de 75° na direção vertical dos bastidores. Foram analisadas as quedas de temperatura em dois bastidores e chegou-se à conclusão de que num deles desceu cerca de 1,4 a 1,7°C e no bastidor com o maior ponto quente desceu cerca de 0,85 a 1 °C. Conclui-se por fim que quanto maior for a temperatura de ponto quente, maior será a queda de temperatura com a instalação dos defletores.

2.9. Nota conclusiva

À parte dos avanços entretanto registados, a otimização da utilização da energia nos DCs continua a ser o maior desafio. Perceber a distribuição da temperatura e da velocidade do ar nas salas de processamento permite melhorar o desempenho do processo de arrefecimento.

Continua a ser necessário o desenvolvimento de ferramentas que permitam a otimização do escoamento, a distribuição espacial dos servidores, até ao próprio layout das salas de processamento.

Acresce ainda que a utilização de soluções de arrefecimento baseadas em técnicas do tipo *free-cooling* que reduzem ou eliminam a necessidade de sistemas convencionais de arrefecimento requer um acompanhamento específico.

De facto, embora haja um conjunto de estudos de modelação do arrefecimento deste tipo de infraestruturas, continua a faltar a validação experimental desses modelos, em particular a dependência com os parâmetros relevantes para o arrefecimento: potência de ventilação/caudais, temperatura ambiente e de insuflação, entre outros. O próprio modelo global do desempenho térmico de arrefecimento da infraestrutura tipo DC continua em falta, surgindo, por esse facto, apenas algumas estimativas, avançadas pela ASHRAE, relativas ao consumo de energia dos servidores em função das condições do ar admitido nas salas de processamento. De igual modo, são necessários estudos por CFD que visem a otimização do funcionamento dos sistemas de arrefecimento pelo desenvolvimento de correlações que possam vir a ser incorporadas ao algoritmo de controlo das unidades de arrefecimento.

3. Modelo Físico-Matemático

3.1. Introdução

Neste capítulo são enunciadas as principais formulações matemáticas que descrevem o escoamento de fluidos com transferência de calor e o modelo de turbulência utilizado para este estudo.

3.2. Equações gerais de governo do escoamento

Em mecânica dos fluidos, ao analisar qualquer problema é necessário estabelecer leis de conservação da mecânica dos fluidos com transmissão de calor, que gerem o movimento do fluido, que são representadas matematicamente e fisicamente pelas equações gerais de governo.

As equações de governo são compostas pela equação de estado, equação da continuidade, equação da quantidade de movimento e a equação da energia. Estas equações serão descritas neste capítulo.

Neste estudo considera-se um caso tridimensional, onde se assumiu o fluido de trabalho sendo um gás ideal. O regime do escoamento assume-se turbulento e o processo de transmissão de calor assume-se em regime estacionário.

3.2.1. Equação de estado

A equação de estado é uma relação constitutiva de um fluido, que relaciona a pressão, a massa específica e a temperatura de uma substância. Para a engenharia, as substâncias de interesse na sua maioria são gases, com pressões e temperaturas moderadas. Neste estudo, é usado um gás ideal, vindo a equação de estado dada pela Equação 3 (Pritchard, 2011).

$$\rho = \frac{pM_m}{R_u T} \quad [3]$$

Em que,

- ρ - Massa específica [kg/m³],
- p - Pressão [Pa],
- M_m - Massa molar do gás [kg/kmol],
- R_u - Constante de gases ideais [J/(kmol·K)],
- T - Temperatura [K].

3.2.2. Equação da continuidade

Esta equação também denominada da equação da conservação da massa, exprime que a massa que entra num volume de controlo é igual à massa que sai desse volume de controlo, ou seja, não existe qualquer perda neste processo. A Equação 4 traduz este processo (Ni, et al., 2017).

$$\frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} + \frac{\partial\rho}{\partial t} = 0 \quad [4]$$

Onde,

- t - Tempo [s],
- x, y e z - Coordenadas cartesianas [m],
- u_x, u_y e u_z - Componentes da velocidade [m/s].

3.2.3. Equação da quantidade de movimento

A equação da quantidade de movimento pode ser obtida através da segunda lei de Newton, que estabelece que a resultante das forças aplicadas a uma partícula é igual à taxa de variação do seu momento linear. Esta definição é expressa pelas Equações 5 a 7 (Pritchard, 2011):

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad [5]$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad [6]$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad [7]$$

Onde,

- μ - Viscosidade dinâmica [kg/m·s],
- g - Aceleração gravítica [m/s²],
- u, v e w - Componentes da velocidade [m/s].

3.2.4. Equação da energia

A equação de energia é a expressão matemática baseada na Primeira Lei da Termodinâmica que afirma que a taxa de variação da energia interna de um sistema é igual à diferença entre a troca de calor com o meio externo e o trabalho por ele realizado, cuja expressão é dada pela Equação 8 (Norton & Sun, 2006).

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho C_a T) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j C_a T) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = s_T \quad [8]$$

Onde,

- C_a - Calor específico [W/kg·K],
- λ - Condutividade térmica [W/m·K],
- s_T - Termo fonte de geração de calor [W/m³].

3.3. Modelo de turbulência

3.3.1. Introdução

Segundo Almoli, et al., (2011), os fluxos térmicos de ar em DCs são geralmente complexos, com um valor do Número de Reynolds, Re , com base na velocidade de entrada de ar nas aberturas de insuflação a rondar 1 m/s e com bastidores com altura a rondar os 2,4 m, obtém-se um valor de Re de 10^5 , o qual indica que o regime do escoamento de ar é turbulento. Quando se analisa

os estudos realizados em CFD em DCs, percebe-se que o modelo que providencia previsões mais acertivas faz uso do modelo de turbulência RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*), como foi no caso utilizado por Cho et al. (2009).

3.3.2. Modelação da turbulência

Neste estudo é usado como base o modelo da turbulência k - ε , que é baseado nas equações de conservação de continuidade, quantidade de movimento e energia em conjunto com a modelação da turbulência k - ε , onde k e ε são duas variáveis adicionais, energia cinética turbulenta e dissipação turbulenta, respetivamente. Segundo Cho et al. (2009), este modelo é mais adequado a um escoamento em regime turbulento devido ao modo como calcula a viscosidade turbulenta e a condutividade. É também o mais amplamente validado e frequentemente usado em códigos comerciais de CFD.

3.3.2.1. Modelo de turbulência k - ε padrão

As equações que traduzem o modelo usado neste estudo são as seguintes (Ho, et al., 2010):

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \text{div}(\rho U k) - \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \text{grad}(k) \right] = P_t - \rho \varepsilon \quad [9]$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \text{div}(\rho U \varepsilon) - \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \text{grad}(\varepsilon) \right] = C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_t - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad [10]$$

Onde,

- k - Energia cinética turbulenta [m^2/s^2],
- U - Vetor velocidade [m/s],
- μ_T - Viscosidade turbulenta [$\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$],
- σ_k - Número de Prandtl para a energia cinética turbulenta,
- P_t - Produção de energia turbulenta [$\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s}^3)$],
- ε - Dissipação de energia turbulenta [m^2/s^3],

- σ_ε - Número de Prandtl para a dissipação de energia turbulenta,
- $C_{1\varepsilon}$ - Constante do termo de produção,
- $C_{2\varepsilon}$ - Constante do termo de dissipação.

As constantes σ_k , σ_ε , $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ e C_μ assumem os valores de 1, 1.3, 1.44, 1.92 e 0.09, respectivamente (Ho, et al., 2010).

A viscosidade turbulenta é definida pela Equação 11 (Ho, et al., 2010):

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad [11]$$

Onde,

- C_μ - Constante do termo da viscosidade turbulenta.

3.4. Nota conclusiva

Após a definição do modelo físico-matemático que descreve o escoamento do ar com transferência de calor no espaço das salas de TI, é necessário agora definir o método de resolução do conjunto de equações descritas neste capítulo. Assim, no seguinte capítulo é descrito o modelo numérico iterativo usado para solução discreta da temperatura e da velocidade do ar.

4. Modelo Numérico

4.1. Introdução

Neste capítulo são expostos os métodos numéricos e as condições de fronteira impostas na modelo de Dinâmica de Fluidos Computacional desenvolvido. É importante realçar que foi utilizado código comercial de CFD, *Fluent*, pertencente ao software *Ansys*.

Para realizar a simulação numérica foi necessário elaborar uma geometria tridimensional da sala de TI. Essa geometria foi desenvolvida no software *AutoCAD 2017* e posteriormente exportada para um formato compatível (.sat) com o Software *Ansys*.

4.2. Geometria tridimensional

O modelo geométrico foi desenvolvido tendo em conta as características de processamento computacional de modo a evitar complicações no decorrer das simulações desenvolvidas. Assim, a geometria tridimensional foi simplificada para evitar que a malha gerada pelo software seja muito refinada. Para tal, os bastidores são representados como paralelepípedos, e os cabos, as calhas, as portas de acesso e luminárias foram ocultados para facilitar a construção da malha. No caso das luminárias, estas foram ocultadas não só pela complexidade que iam gerar na malha desenvolvida, mas também por se encontrarem desligadas durante o funcionamento da sala TI, não gerando qualquer produção de calor.

Na Figura 14 está representada a geometria tridimensional desenvolvida para o presente estudo.

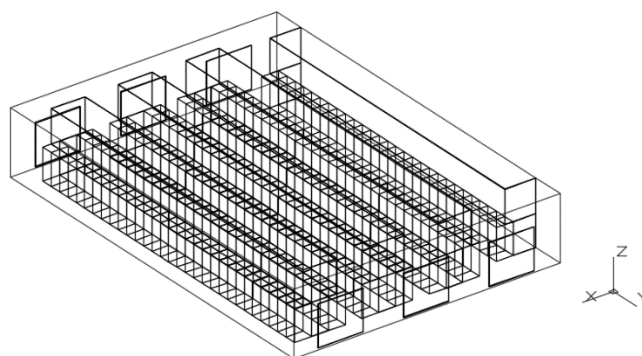


Figura 14 - Geometria tridimensional da sala TI.

4.3. Malha computacional

A malha computacional é composta por volumes de controlo para que as equações da continuidade, quantidade de movimento e da energia, apresentadas no capítulo anterior, sejam resolvidas.

Uma malha de boa qualidade é muito importante para a realização deste estudo, pois esta é fundamental para que a solução numérica convirja e para que os resultados obtidos sejam confiáveis. Como referido anteriormente, uma malha complexa exige um elevado processamento computacional, o que leva a um aumento de tempo na elaboração de cada simulação, sendo necessário, por vezes, ajustar a malha à disponibilidade de tempo e processamento.

A qualidade da malha é avaliada através de dois parâmetros, o *Aspect Ratio* e o *Skewness*. A razão entre a maior e a menor dimensão entre o centroide e as faces dos volumes de controlo caracteriza o *Aspect Ratio* (Ansys 14.0 User Guide, 2011). O parâmetro *Skewness* caracteriza a distorção dos elementos em relação à forma original (Ansys 14.0 User Guide, 2011).

A malha resultante do estudo realizado é constituída por elementos tetraédricos (corredores frios) e hexaédricos (corredores quentes e bastidores). Foi adotada esta solução porque a malha ficaria com um elevado número de volumes de controlo se apenas fosse usada a malha com elementos tetraédricos. A Tabela 3 apresenta as características da malha computacional gerada. A Figura 15 mostra a malha resultante do estudo numa perspetiva isométrica.

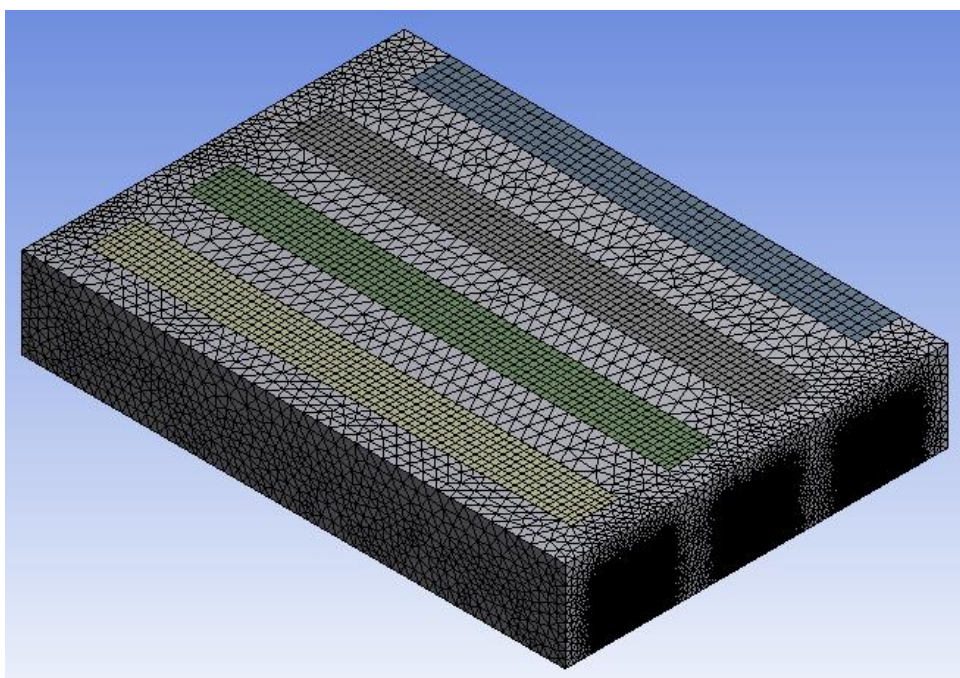


Figura 15 - Aspeto geral da malha computacional

Tabela 3 -Características da malha computacional gerada.

| Características da malha | Valor |
|--------------------------|-----------|
| Número de nós | 1 183 613 |
| Número de elementos | 2 341 172 |
| <i>Aspect Ratio</i> | 1,645 |
| <i>Skewness</i> | 0,177 |

4.4. Método numérico

As equações descritas no capítulo 3 foram resolvidas através de um processo numérico onde é utilizada a técnica dos volumes de controlo. Esta técnica é utilizada quando as equações diferenciais não têm resolução analítica e é necessário o modelo numérico que permita a discretização das equações (Gaspar, 2008).

Para a resolução do método numérico, em primeiro lugar dividiu-se o domínio computacional em 2 341 172 volumes de controlo. Posteriormente foi realizada a resolução das equações de governo em cada volume de controlo, da qual se obtém as equações para as variáveis dependentes como a da velocidade, da pressão e da temperatura (Gaspar, 2008). Por fim, realiza-se a linearização das equações anteriormente referidas e resolve-se o sistema de equações lineares de modo a atualizar os valores das variáveis dependentes (Gaspar, 2008).

A Tabela 4 apresenta os métodos de discretização aplicados a cada variável. Como se pode constatar, o método de diferenças a montante de 2ª ordem (*2nd Order UpWind Scheme*) foi aplicado na maioria das variáveis, com o objetivo de se alcançar resultados mais precisos. A precisão deste método é conseguida nas faces dos volumes de controlo através da expansão da *Série de Taylor* da solução centrada no volume de controlo comparativamente ao centroide do mesmo (Patankar, 1980).

Para a pressão foi usado o método de interpolação *PRESTO!* - *PREssure STaggering Option*, com o intuito de controlar as variações bruscas de pressão entre os centróides dos volumes de controlo, as forças de corpo consideráveis, a presença de fluxos envolvendo meios porosos e outras situações (Patankar, 1980; Ansys 14.0 User Guide, 2011).

Tabela 4 - Métodos de discretização aplicados a cada variável.

| Variável | Método |
|---|----------------------------|
| Pressão | <i>PRESTO!</i> |
| Quantidade de movimento | <i>Second order Upwind</i> |
| Energia cinética turbulenta | <i>Second order Upwind</i> |
| Dissipação de energia cinética turbulenta | <i>Second order Upwind</i> |
| Energia | <i>Second order Upwind</i> |

Foi escolhido o algoritmo *SIMPLEC - Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent* para o acoplamento pressão-velocidade, que apenas apresenta uma diferença na expressão de cálculo da correção do fluxo mássico em relação ao algoritmo *SIMPLE - Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*, que permite obter a convergência da solução mais rapidamente e garante a estabilidade do método (Patankar, 1980).

4.5. Condições de fronteira

As condições de fronteira definidas nos modelos numéricos tiveram por base os dados recolhidos no DC. Aos valores recolhidos foi ainda adicionado o valor de perda de pressão nos bastidores fornecido por (North, 2011).

É importante salientar que doravante todos os valores de coordenadas e parâmetros são apresentados de forma adimensional para simplificação da comparação entre casos de estudos. A adimensionalidade dos valores considerar o valor 0 para o valor mínimo e o valor 1 para o valor máximo. De notar, que no caso da temperatura, o valor máximo corresponde a um valor de temperatura que ultrapassa as especificações de funcionamento dos bastidores. Isto é, trata-se de um valor de temperatura do ar com possibilidade de causar um funcionamento desajustado ou dano nos equipamentos incluídos nas salas de TI, que se pretendem com um funcionamento ininterrupto.

4.5.1. Meios porosos

Neste estudo, como referido anteriormente, foi utilizado o método de interpolação “PRESTO!” principalmente devido à presença de meio porosos (Ansys 14.0 User Guide, 2011).

Os meios porosos são um aglomerado de partículas que se encontram próximas, deixando pequenos vazios entre si. Devido à existência desses vazios, é permitido a circulação de elementos líquidos ou gasosos que consigam preencher os mesmos. Assim, quanto maior forem esses vazios, maior é a porosidade desse material, ou seja, é necessária uma maior quantidade de outro elemento para os preencher.

Neste estudo, apenas se considerou porosidade nos bastidores, isto devido às portas microperfuradas que deixam que o ar seja encaminhado para o interior do bastidor. Além da porosidade presente nas portas do bastidor existe ainda os componentes no seu interior que ocupam o espaço vazio dentro deste, não permitido uma circulação de ar livremente. Assim para este estudo, considerou-se a porosidade do bastidor como um todo (carcaça e elementos) e com o valor indicado pelo DC de 80%.

Devido à existência de meios porosos é necessário calcular o coeficiente de perda inercial “ C_2 ” aplicado aos bastidores, que é dado pela seguinte expressão (Ansys 14.0 User Guide, 2011):

$$K_{L'} = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho v^2} \quad [12]$$

Onde,

- $K_{L'}$ - Fator de perda,
- Δp - Variação de pressão [Pa],
- v - Velocidade [m/s].

$$C_2 = \frac{K_{L'}}{\text{espessura do meio poroso}} \quad [14]$$

Onde,

- C_2 - Coeficiente de perda inercial [m^{-1}],
- $K_{L'}$ - Fator de perda.

Para a resolução da expressão [15], foi adaptado o valor da variação de pressão de 7,5 Pa para a velocidade de 2 m/s às velocidades presentes neste estudo (North, 2011).

4.5.2. Zona Fluida

As equações apresentadas no capítulo 3 são resolvidas na zona fluida, ou seja, esta contém os volumes de controlo onde essas equações são resolvidas. O fluido utilizado no presente estudo é o ar, considerado incompressível o que leva a que os valores das grandezas, apresentadas na Tabela 5, sejam constantes e a aceleração gravítica foi considerada como $g = 9,81 \text{ m/s}^2$. A zona fluida foi considerada com a temperatura adimensional de $7,09 \times 10^{-4}$.

Tabela 5 - Propriedades termofísicas do ar.

| Grandeza | Valor |
|-----------------------|--|
| Massa específica | $\rho = 1,20066 \text{ kg/m}^3$ |
| Viscosidade dinâmica | $\mu = 1,82528 \times 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ |
| Condutividade térmica | $k = 0,0256706 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ |
| Calor específico | $C_p = 1006,14 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ |

4.5.3. Parâmetros de turbulência

A intensidade de turbulência e o diâmetro hidráulico são os parâmetros que permitem o cálculo iterativo da energia cinética turbulenta e o coeficiente de dissipação da energia cinética turbulenta.

Em relação à intensidade de turbulência, indica qual é a direção do escoamento. Geralmente é considerado 1% para uma intensidade de turbulência baixa e para uma intensidade de turbulência alta é considerado 10% (Ansys 14.0 User Guide, 2011). Neste estudo, considerou-se uma intensidade de turbulência de 5% na zona de extração, pois esta encontra-se na zona de contenção dos corredores quentes, o que proporciona uma direção bem definida do fluxo de ar. Em relação à intensidade de turbulência na zona de insuflação foi considerado também 5% porque as grelhas de insuflação permitem direcionar o ar.

O diâmetro hidráulico das grelhas de extração e insuflação foi obtido através da Equação 15.

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad [15]$$

Os métodos numéricos têm ainda condições de fronteira comuns entre eles. Essas condições de fronteira estão apresentadas na Tabela 6 caracterizadas por valores adimensionais. A zona de

insuflação dos métodos numéricos apresenta valores sempre iguais, enquanto a zona extração apresenta valores diferentes, pois um dos elementos que compõe essa zona apresenta menor dimensão.

Tabela 6 - Condições de fronteira impostas nas zonas de insuflação e extração.

| Grandeza | Zona | | |
|----------------------------|------------------|-----------------|---------------------|
| | Insuflação 1 - 6 | Extração 1 - 3 | Extração 4 |
| Intensidade de turbulência | $I_t = 5\%$ | $I_t = 5\%$ | $I_t = 5\%$ |
| Diâmetro hidráulico | $D_{h,adm} = 0$ | $D_{h,adm} = 1$ | $D_{h,adm} = 0,736$ |

4.6. Promoção da convergência da solução e relaxação de variáveis

A convergência da solução é obtida através da relaxação das variáveis, diminuindo as variações bruscas durante a iteração. Diz-se que uma solução é convergente quando todos os resíduos atingem o critério de paragem, $\lambda = 1 \times 10^{-3}$ para todas as variáveis, exceto para a variável energia que assume um critério de paragem de $\lambda = 1 \times 10^{-6}$. Para uma solução ser considerada convergente há vários aspetos a ter em consideração, como o refinamento da malha computacional, os métodos numéricos estabelecidos, os fatores de relaxação e também o número de iterações impostas. Há casos em que não é possível alcançar a convergência estabelecida pelo critério de paragem, isto porque os resíduos acabam por estabilizar antes desse critério, assumindo-se que a solução obtida é a convergência possível para o método numérico em análise (Gaspar, 2008).

Os fatores de relaxação não têm influência na solução numérica, apenas alteram o tempo do processo iterativo. A Tabela 7 apresenta os vários fatores aplicados nos métodos numéricos.

Tabela 7 - Fatores de relaxação aplicados aos métodos numéricos.

| Grandeza | Fator de relaxação |
|-------------------------------|--------------------|
| Massa específica | 0,3 |
| Pressão | 1 |
| Forças de corpo | 1 |
| Quantidade de movimento | 0,7 |
| Energia cinética turbulenta | 0,8 |
| Taxa de dissipação turbulenta | 0,8 |
| Viscosidade turbulenta | 1 |
| Energia | 1 |

O processo iterativo dos diversos modelos numéricos foi definido para 1500 iterações, pois percebeu-se que a solução não iria atingir os critérios de paragem, apenas se conseguia alcançar a convergência possível. Assim, estabeleceu-se esse número de iterações para reduzir o tempo de simulação. Cada modelo numérico demorou cerca de 14 horas para terminar todas as iterações, num computador com dois processadores de 3,47 GHz cada e 48 GB de RAM.

4.7. Nota conclusiva

Neste capítulo foi descrito o modelo numérico usado para a resolução das equações descritas no capítulo respeitante ao modelo físico-matemático. O capítulo seguinte descreve os estudos paramétricos desenvolvidos. Isto é, apresenta os valores que foram considerados nas condições de fronteira de cada um dos modelos de CFD, assim como é realizada uma análise isolada por caso de estudo das previsões numéricas dos campos de temperaturas e de velocidades.

5. Estudos Paramétricos

5.1. Introdução

Neste capítulo são apresentados os estudos paramétricos realizados através da alteração de diferentes parâmetros que vão permitir a análise do bom funcionamento de uma sala TI. Para essa análise vão ser estudadas as temperaturas nos bastidores e nos corredores quentes, assim como o escoamento de ar na sala TI.

Os estudos paramétricos estudados diferem entre eles, devido à variação da carga térmica dos bastidores. Cada modelo de carga térmica é implementado para simulado para condições de velocidade de insuflação máxima e mínima.

A Figura 16 mostra uma representação esquemática em planta da sala TI, em que a numeração corresponde ao número do bastidor, i.e., de 1 a 208.

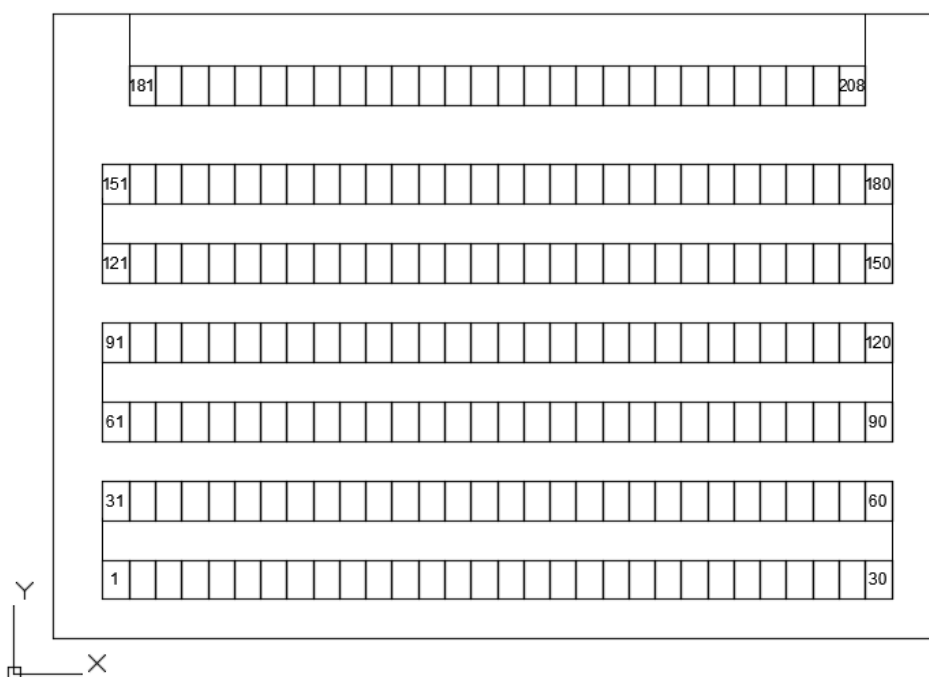


Figura 16 - Representação da sala TI.

5.2. Casos de Estudo

O estudo realizado envolveu 6 casos de estudo.

No caso de estudo 1 (CE1) são estudadas 10 variações da carga térmica, por variação do valor imposto na condição de fronteira do fluxo de calor, q , de todos os bastidores em 20% de modelo para modelo a partir da carga térmica adimensional de 0,324, para a velocidade de insuflação mínima e máxima. A Tabela 8 apresenta as diferentes cargas térmicas adimensionais para os bastidores, bem como a respetiva velocidade de insuflação adimensional.

Tabela 8 - Cargas térmicas e velocidades de insuflação adimensionais impostas nas condições de fronteira para o caso 1.

| Caso de estudo | Todos os bastidores | |
|----------------|-----------------------------|---------------------------------------|
| | Fluxo de calor, q_{adm} . | Velocidade de insuflação, v_{adm} . |
| CE1.01. | 0,324 | 0 |
| CE1.02. | 0,324 | 1 |
| CE1.03. | 0,243 | 0 |
| CE1.04. | 0,243 | 1 |
| CE1.05. | 0,162 | 0 |
| CE1.06. | 0,162 | 1 |
| CE1.07. | 0,081 | 0 |
| CE1.08. | 0,081 | 1 |
| CE1.09. | 0 | 0 |
| CE1.10. | 0 | 1 |

No caso de estudo 2 (CE2) foram aplicadas diferentes cargas térmicas impostas nas condições de fronteira do fluxo de calor, de forma simétrica, em cada fila de bastidores, como ilustra a Figura 17. Nas extremidades das filas dos bastidores foi imposta 90% da carga térmica máxima, nos bastidores intermédios foi imposta 70% da carga térmica máxima e nos bastidores centrais 50%.

Como no caso anterior, também é imposta a velocidade de insuflação máxima e mínima para a mesma carga térmica. Para melhor percepção de como foram aplicadas as cargas ao longo das filas é apresentada na Figura 17 uma única fila de bastidores, onde cada cor representa um valor de carga térmica.

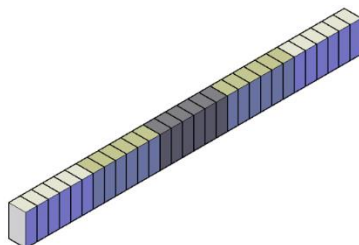


Figura 17 - Ilustração de uma fila de bastidores com condições de fronteira simétricas.

A Tabela 9 apresenta os valores das diferentes cargas térmicas adimensionais para os bastidores, bem como o valor da respetiva velocidade de insuflação adimensional.

Tabela 9 - Cargas térmicas e velocidades de insuflação adimensionais impostas nas condições de fronteira para o caso 2.

| | | Caso de estudo | | | |
|------------|--|----------------------------|--------------------------------------|----------------------------|--------------------------------------|
| | | CE2.1. | | CE2.2. | |
| | | Fluxo de calor, $q_{adm.}$ | Velocidade de insuflação, $v_{adm.}$ | Fluxo de calor, $q_{adm.}$ | Velocidade de insuflação, $v_{adm.}$ |
| Bastidores | 1 ao 6 25 ao 36 55 ao 66 85 ao 96 115 ao 126 145 ao 156 175 ao 186 203 ao 208 | 0,892 | | 0,892 | |
| | 7 ao 12 19 ao 24 37 ao 42 49 ao 54 67 ao 72 79 ao 84 97 ao 102 109 ao 114 127 ao 132 139 ao 144 157 ao 162 169 ao 174 187 ao 191 198 ao 202 | 0,676 | 0 | 0,676 | 1 |
| | 13 ao 18 43 ao 48 73 ao 78 103 ao 108 133 ao 138 163 ao 168 192 ao 197 | 0,460 | | 0,460 | |

O caso de estudo 3 (CE3) é semelhante ao CE2. Apenas é alterada a carga térmica aplicada nos bastidores das extremidades com a dos bastidores centrais, ou seja, os bastidores centrais têm agora aplicada uma carga térmica de 90% da carga térmica máxima e os bastidores das extremidades dissipam 50% da carga térmica máxima. A Tabela 10 apresenta os valores das diferentes cargas térmicas adimensionais para os bastidores bem como o valor da respetiva velocidade de insuflação adimensional.

Tabela 10 - Cargas térmicas e velocidades de insuflação adimensionais impostas nas condições de fronteira para o caso 3

| | | Caso de estudo | | | |
|------------|------------|----------------------------|--------------------------------------|----------------------------|--------------------------------------|
| | | CE3.1. | | CE3.2. | |
| | | Fluxo de calor, $q_{adm.}$ | Velocidade de insuflação, $v_{adm.}$ | Fluxo de calor, $q_{adm.}$ | Velocidade de insuflação, $v_{adm.}$ |
| Bastidores | 1 ao 6 | 0,460 | 0 | 0,460 | 1 |
| | 25 ao 36 | | | | |
| | 55 ao 66 | | | | |
| | 85 ao 96 | | | | |
| | 115 ao 126 | | | | |
| | 145 ao 156 | | | | |
| | 175 ao 186 | | | | |
| | 203 ao 208 | | | | |
| | 7 ao 12 | 0,676 | | | |
| | 19 ao 24 | | | | |
| | 37 ao 42 | | | | |
| | 49 ao 54 | | | | |
| | 67 ao 72 | | | | |
| | 79 ao 84 | | | | |
| | 97 ao 102 | | | | |
| | 109 ao 114 | | | | |
| | 127 ao 132 | | | | |
| | 139 ao 144 | | | | |
| 157 ao 162 | | | | | |
| 169 ao 174 | | | | | |
| 187 ao 191 | | | | | |
| 198 ao 202 | | | | | |
| 13 ao 18 | 0,892 | | | | |
| 43 ao 48 | | | | | |
| 73 ao 78 | | | | | |
| 103 ao 108 | | | | | |
| 133 ao 138 | | | | | |
| 163 ao 168 | | | | | |
| 192 ao 197 | | | | | |

No caso de estudo 4 (CE4) é imposta a carga térmica máxima na condição de fronteira de fluxo de calor, q , em todos os bastidores para a velocidade de insuflação mínima e máxima. A Tabela 11 apresenta os valores das diferentes cargas térmicas adimensionais para os bastidores, bem como o valor da respetiva velocidade de insuflação adimensional.

Tabela 11 - Cargas térmicas e velocidades de insuflação adimensionais impostas nas condições de fronteira para o caso 4.

| Caso de estudo | Todos os bastidores | |
|----------------|----------------------------|--------------------------------------|
| | Fluxo de calor, $q_{adm.}$ | Velocidade de insuflação, $v_{adm.}$ |
| CE4.1. | 1 | 0 |
| CE4.2. | 1 | 1 |

Para o caso de estudo 5 (CE5) a carga térmica imposta é 75% da carga térmica máxima na condição de fronteira de fluxo de calor, q , em todos os bastidores, para a velocidade de insuflação mínima e máxima. A Tabela 12 apresenta os valores das diferentes cargas térmicas adimensionais para os bastidores, e o valor a respetiva velocidade de insuflação adimensional.

Tabela 12 - Cargas térmicas e velocidades de insuflação adimensionais impostas nas condições de fronteira para o caso 5.

| Caso de estudo | Todos os bastidores | |
|----------------|----------------------------|--------------------------------------|
| | Fluxo de calor, $q_{adm.}$ | Velocidade de insuflação, $v_{adm.}$ |
| CE5.1. | 0,729 | 0 |
| CE5.2. | 0,729 | 1 |

Por último, o caso de estudo 6 (CE56) é semelhante ao CE5, sendo apenas alterada a carga térmica imposta, que neste caso é igual ao valor da carga usual da sala TI. A Tabela 13 apresenta as diferentes cargas térmicas adimensionais para os bastidores bem como a respetiva velocidade de insuflação adimensional.

Tabela 13 - Cargas térmicas e velocidades de insuflação adimensionais impostas nas condições de fronteira para o caso 6

| Caso de estudo | Todos os bastidores | |
|----------------|----------------------------|--------------------------------------|
| | Fluxo de calor, $q_{adm.}$ | Velocidade de insuflação, $v_{adm.}$ |
| CE6.1. | 0,340 | 0 |
| CE6.2. | 0,340 | 1 |

5.3. Influência da carga térmica

A alteração da carga térmica imposta nas condições de fronteira do fluxo de calor provoca alterações de temperatura na sala TI. Assim, os casos de estudo sofreram alterações na carga térmica aplicada, gerando diferentes campos de temperatura que serão ilustrados ao longo deste subcapítulo. Assim, são analisados os campos de temperaturas, tendo em conta os pontos quentes, que para os bastidores se encontram acima de uma temperatura adimensional de 0,350 no caso da zona de extração, quando o valor da temperatura adimensional se encontrar acima de 0,125.

5.3.1. Caso de Estudo 1

Como referido no capítulo anterior, este caso engloba dez variações de cargas térmicas, onde se diminui a carga térmica em 20% a partir da carga térmica adimensional de 0,324 e se analisa para cada carga térmica a influência da velocidade de insuflação máxima e mínima.

5.3.1.1. CE1.1

Este caso de estudo sofreu alterações nas seguintes condições de fronteira:

- Fluxo de calor máximo: $q_{adm.} = 0,324$
- Velocidade de insuflação mínima: $v_{adm.} = 0$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para o caso de estudo. São expostos os campos de temperaturas para:

plano x-y, a uma altura adimensional de $z_{adm.} = 0,000, 0,211, 0,489$ e $1,000$,

plano x-z, a uma largura adimensional de $y_{adm.} = 0,100, 0,485$ e $0,900$.

plano y-z, a um comprimento adimensional de $x_{adm.} = 0,042, 0,116, 0,526, 0,589, 0,779$ e $0,842$.

As previsões numéricas nestes planos serão estudadas para as restantes variações de caso de estudo.

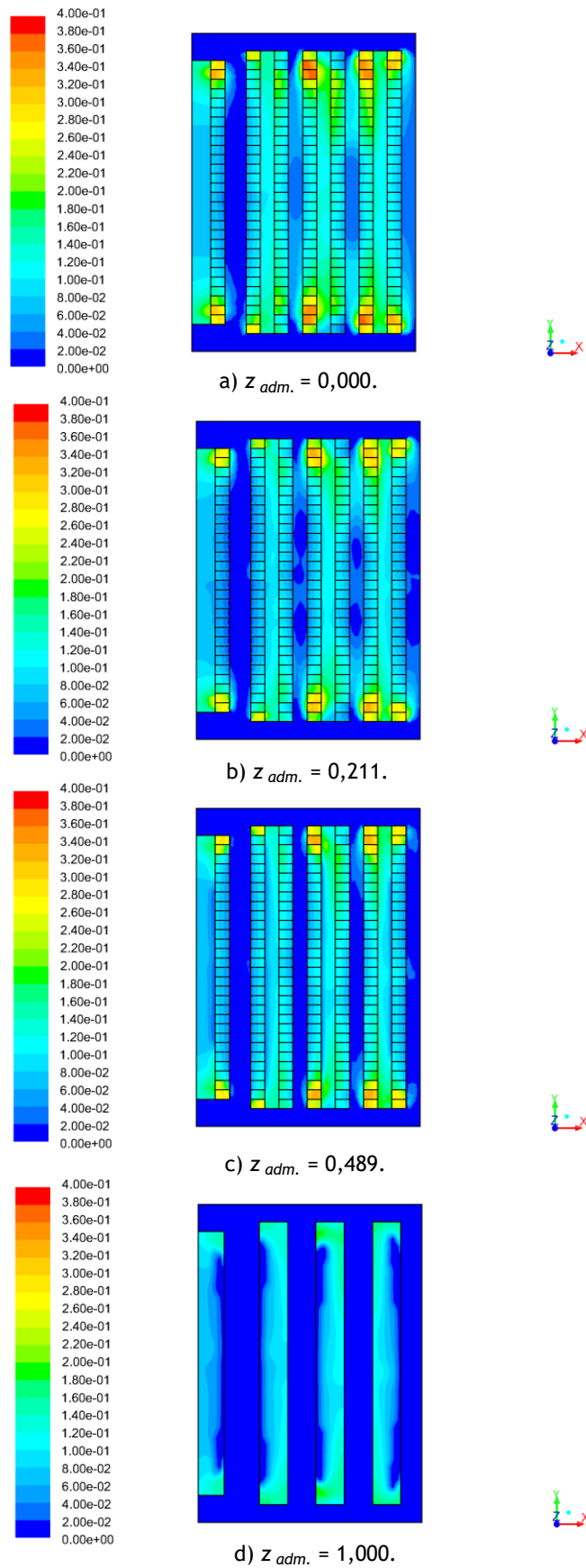


Figura 18 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.1.

Ao analisar a Figura 18 a), b) e c), prevê-se que exista um aumento de temperatura nas extremidades das filas de bastidores, com pontos quentes nos bastidores 32, 58, 59, 92, 93, 118 e 119. Tendo em conta a evolução do plano x-y, prevê-se um maior valor de temperatura no bastidor 119. A Figura 18 d) representa a zona de extração. Ao analisá-la percebe-se que existe uma zona quente, ou seja, acima de 0,125. Porém, tendo em conta a média dos valores da temperatura nessa zona, prevê-se que não existam pontos quentes.

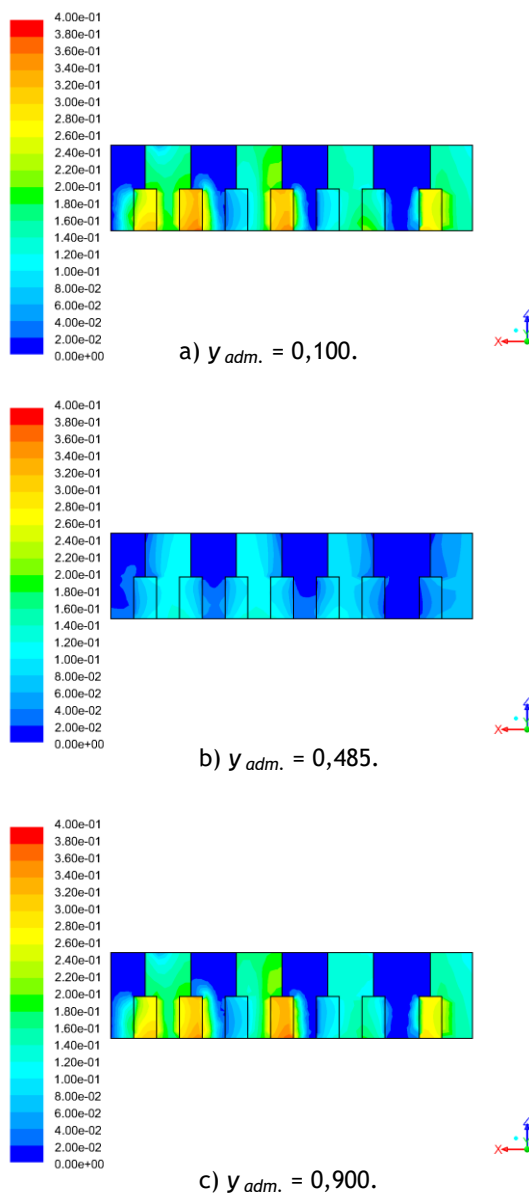


Figura 19 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.1.

Quando se analisa a Figura 19, confirma-se a previsão de pontos quentes, principalmente no bastidor 119, que é representado pelo bastidor central do plano $y = 0,900$. O plano $y = 0,485$ representa uma secção dos bastidores centrais e prevê-se que não exista qualquer problema com o aumento de temperaturas.

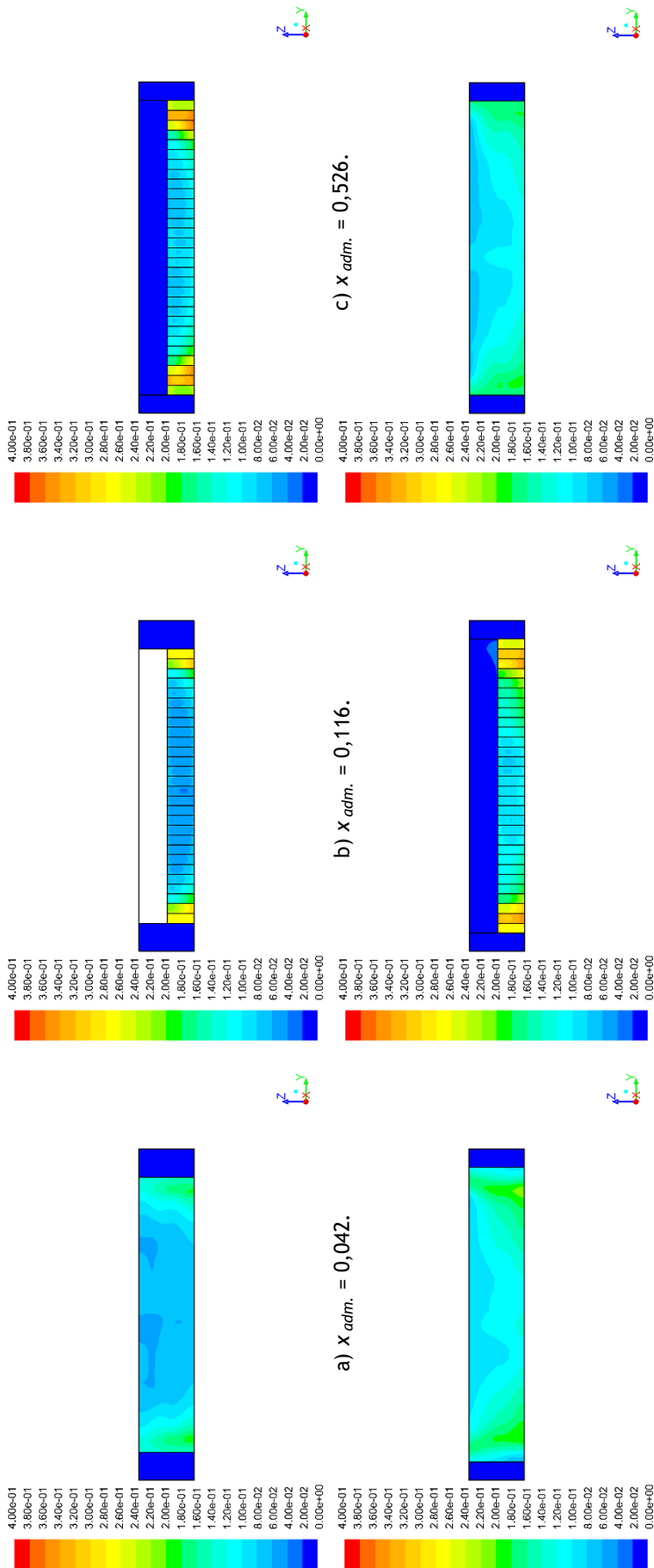


Figura 20 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.1.

Quando se observa a Figura 20, confirma-se as previsões anteriormente referidas na Figura 18 e Figura 19.

5.3.1.2. CE1.2

Neste caso de estudo as alterações nas condições de fronteira são as seguintes:

- Fluxo de calor máximo: $q_{adm.} = 0,324$
- Velocidade de insuflação máxima: $v_{adm.} = 1$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para o caso de estudo nos planos já definidos anteriormente, a saber:

plano x-y, a uma altura adimensional de $z_{adm.} = 0,000, 0,211, 0,489$ e $1,000$,

plano x-z, a uma largura adimensional de $y_{adm.} = ,100, 0,485$ e $0,900$.

plano y-z, a um comprimento adimensional de $x_{adm.} = 0,042, 0,116, 0,526, 0,589, 0,779$ e $0,842$.

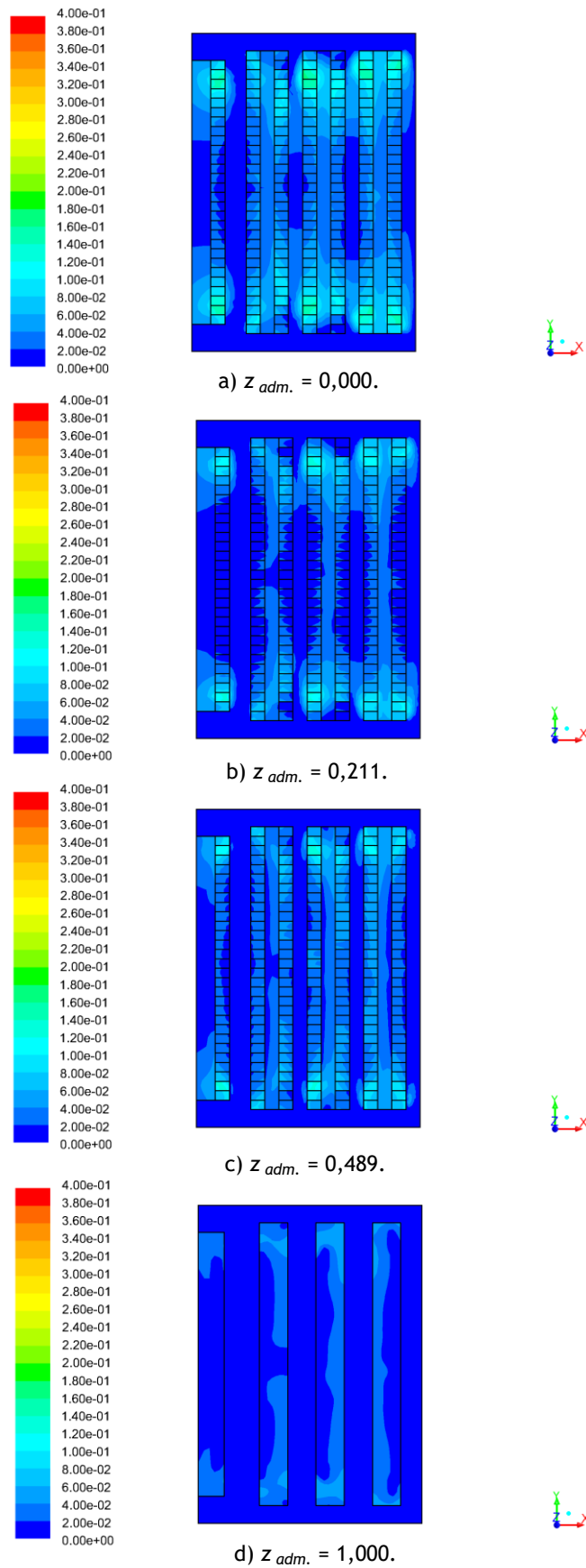
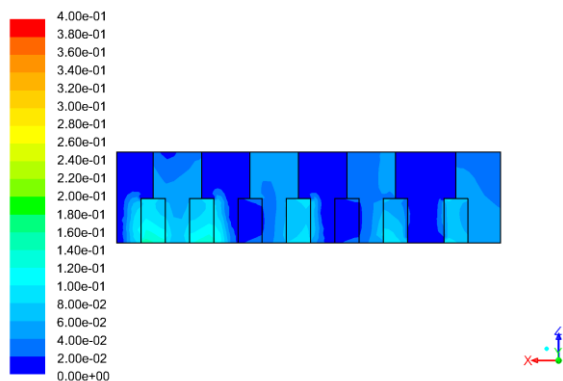
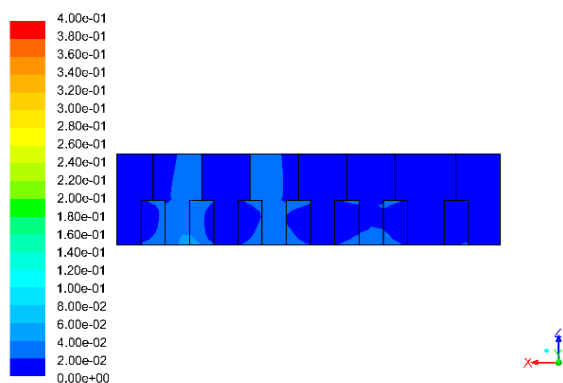


Figura 21 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.2.

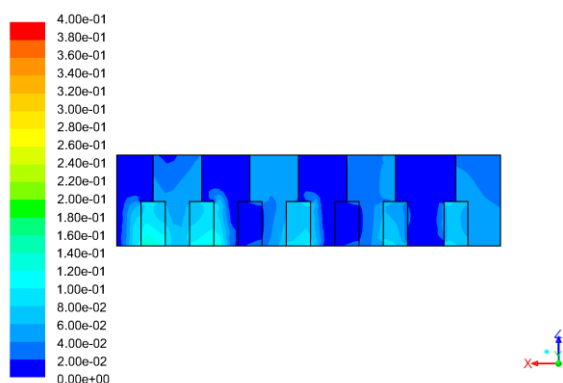
Quando se analisa os planos referentes aos bastidores expostos na Figura 21, prevê-se que não exista qualquer ponto quente. No que diz respeito à zona de extração, também não existe qualquer ponto quente, visto que não existem temperaturas adimensionais acima de 0,125.



a) $y_{adm.} = 0,100.$



b) $y_{adm.} = 0,485.$



c) $y_{adm.} = 0,900.$

Figura 22 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.2.

Na Figura 22, consegue-se analisar de forma mais precisa os valores das temperaturas adimensionais que são previstas para os bastidores e confirma-se que não se prevê qualquer ponto quente, tendo em conta que a temperatura adimensional mais alta prevista se encontra abaixo de 0,180. Na mesma figura, também se confirma a inexistência de pontos quentes na zona de extração.

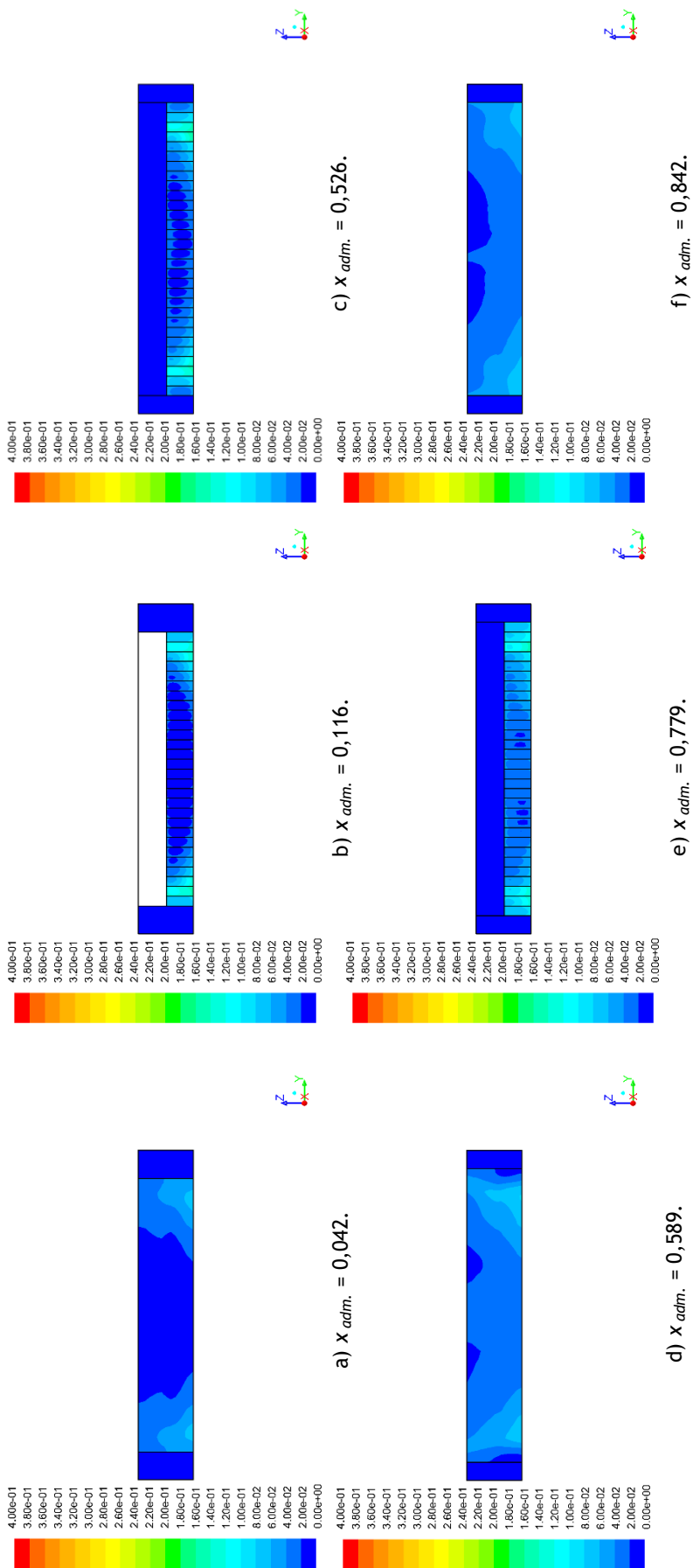


Figura 23 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.2.

A Figura 23 confirma as previsões anteriormente referidas e mostra também que apesar de não haver pontos quentes, os bastidores das extremidades apresentam temperaturas mais altas do que os centrais. Ainda assim, para uma velocidade de insuflação máxima, verifica uma maior uniformidade do campo de temperaturas com gradientes bastante reduzidos.

5.3.1.3. CE1.3

Neste caso de estudo as alterações nas condições de fronteira são as seguintes:

- 80% do fluxo de calor máximo: $q_{adm.} = 0,243$
- Velocidade de insuflação mínima: $v_{adm.} = 0$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para o caso de estudo nos mesmos planos que os restantes modelos.

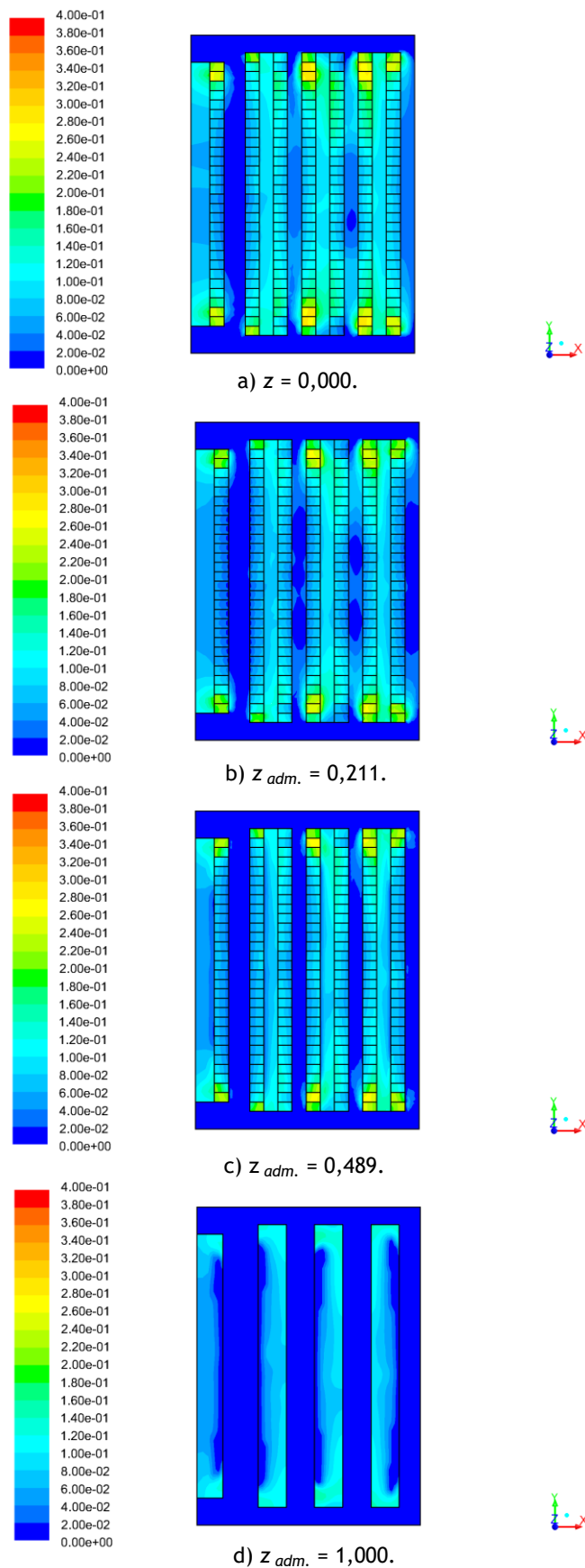


Figura 24 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.3.

Quando se analisa os planos obtidos, prevê-se a inexistência de pontos quentes, apesar de prever temperaturas muito próximas para essa situação, sendo a temperatura máxima adimensional de 0,300. Analisando a média de temperaturas na zona de extração não são previstos pontos quentes, apesar de algumas das extremidades dessa zona apresentarem valores de temperatura que se consideram pontos quentes.

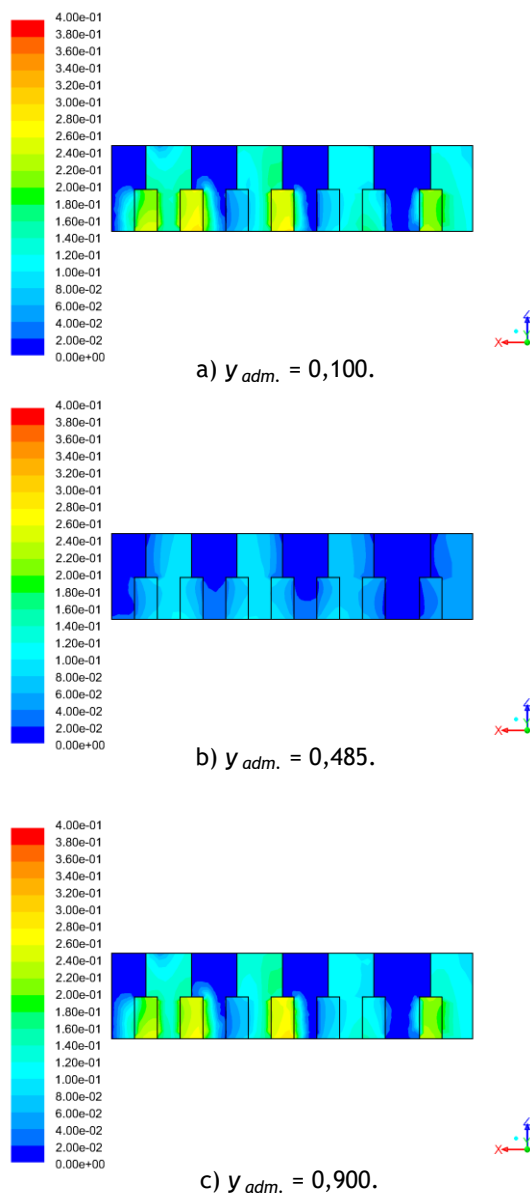


Figura 25 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.3.

Na Figura 25, pode-se observar as temperaturas dos bastidores muito próximas do valor estabelecido para ser considerado um ponto quente. Onde se verifica a maior temperatura é no bastidor central do plano $y = 0,900.$

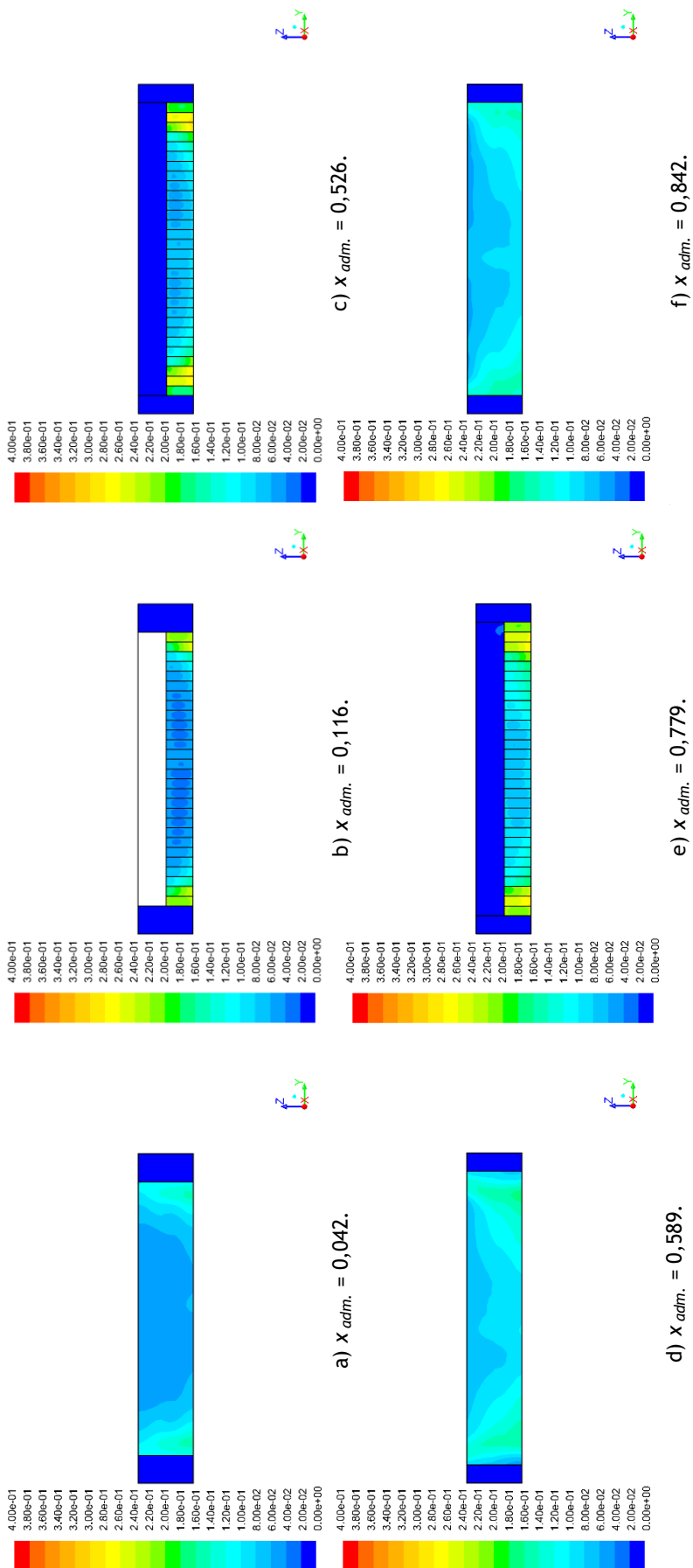


Figura 26 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.3.

A Figura 26 corrobora as previsões das figuras anteriores, mostrando campos de temperaturas que não atingem os limites estabelecidos para os pontos quentes. A mesma figura mostra que a média dos valores da temperatura adimensional na zona de extração se encontra abaixo de 0,08.

5.3.1.4. CE1.4

Neste caso de estudo as alterações nas condições de fronteira são as seguintes:

- 80% do fluxo de calor máximo, $q_{adm.} = 0,243$
- Velocidade de insuflação máxima, $v_{adm.} = 1$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para o caso de estudo. São expostos os campos de temperaturas para:

- plano x-y, a uma altura adimensional $z_{adm.} = 0,000, 0,211, 0,489$ e $1,000$.
- plano x-z, a uma largura adimensional $y_{adm.} = 0,100, 0,485$ e $0,900$.
- plano y-z, a um comprimento adimensional $x_{adm.} = 0,042, 0,116, 0,526, 0,589, 0,779$ e $0,842$.

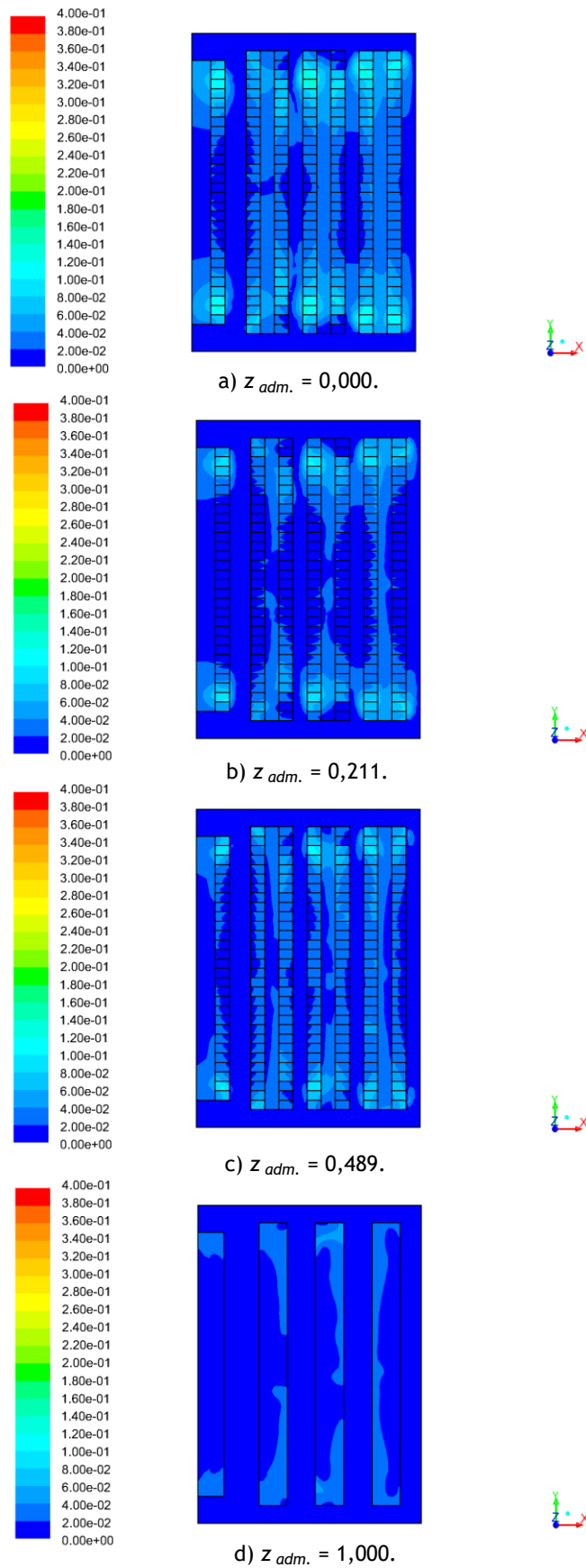


Figura 27 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.4.

Ao analisar os planos apresentados na Figura 27 prevê-se que os valores da temperatura adimensional nos bastidores sejam abaixo de 0,140, o que indica a inexistência de pontos quentes. Na zona de extração, a temperatura média adimensional prevê-se abaixo de 0,06, o que também indica que não se preveja pontos quentes.

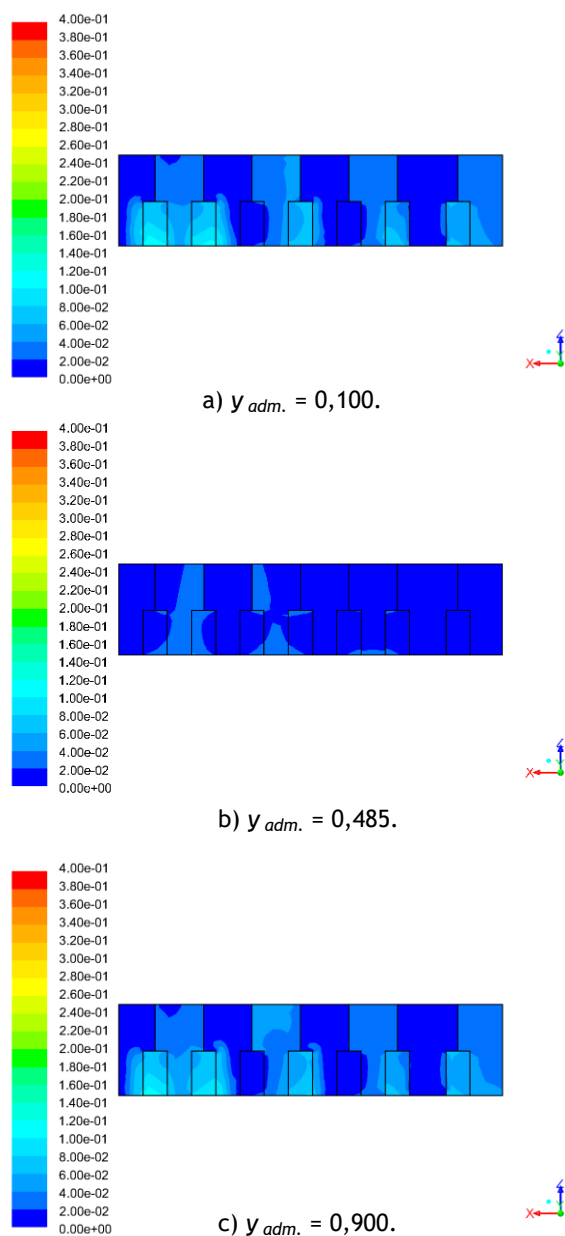


Figura 28 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.4.

Nos planos da Figura 28 que apresentam bastidores das extremidades ($y_{adm.} = 0,100$ e $y_{adm.} = 0,900$) prevê-se temperaturas que garantem o limite estabelecido para os pontos quentes. Já no que diz respeito ao plano que representa os bastidores centrais, prevê-se que a temperatura não varie muito da temperatura de insuflação.

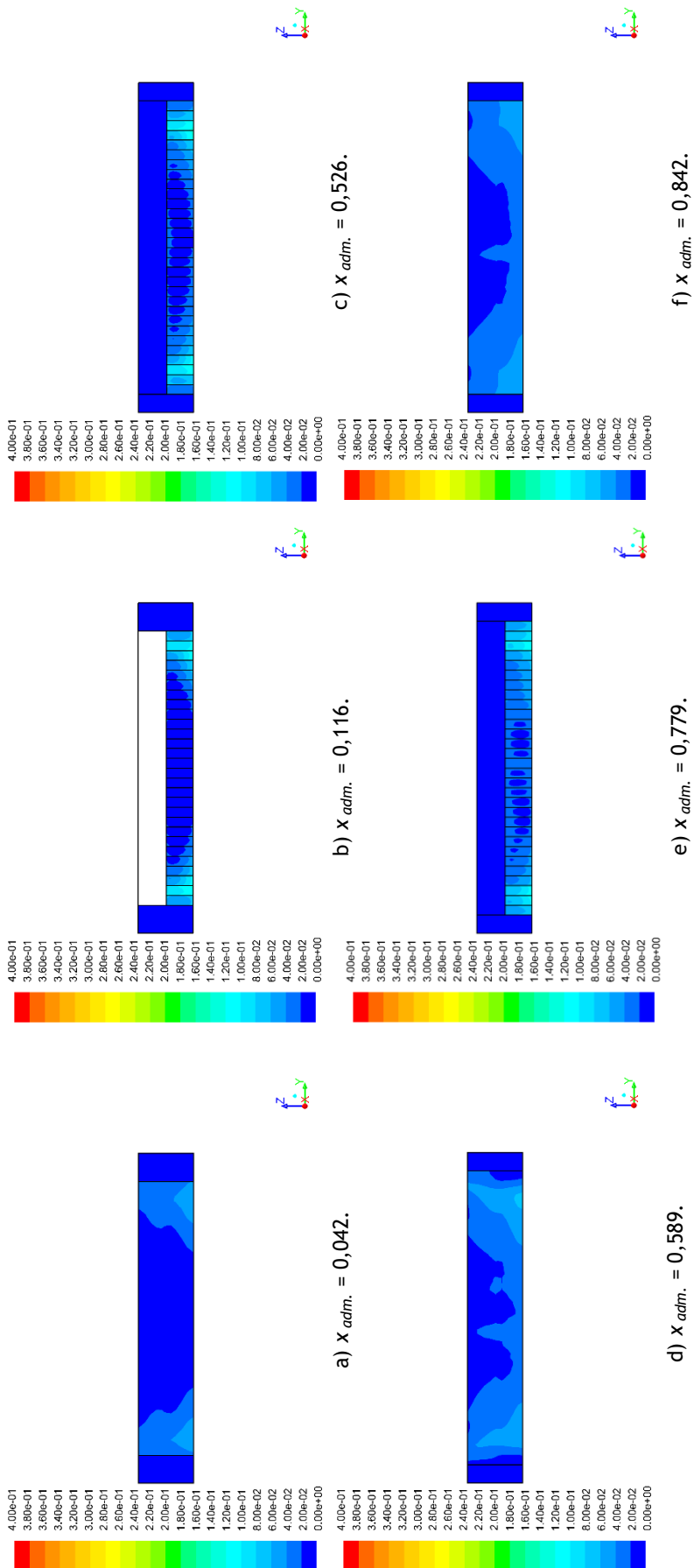


Figura 29 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.4.

Como se pode verificar na Figura 29, os corredores quentes representados pelos planos y-z com $x_{adm.} = 0,042$, $x_{adm.} = 0,589$ e $x_{adm.} = 0,842$, preveem maior valor de temperatura nas extremidades. Isso acontece devido à previsão de maior temperatura nos bastidores das extremidades, como se pode observar nos planos y-z com $x_{adm.} = 0,116$, $x_{adm.} = 0,526$ e $x_{adm.} = 0,779$.

5.3.1.5. CE1.5

Neste caso de estudo as alterações nas condições de fronteira são as seguintes:

- 60% do fluxo de calor máximo: $q_{adm.} = 0,162$
- Velocidade de insuflação mínima: $v_{adm.} = 0$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para o caso de estudo. São expostos os campos de temperaturas para os planos identificados anteriormente.

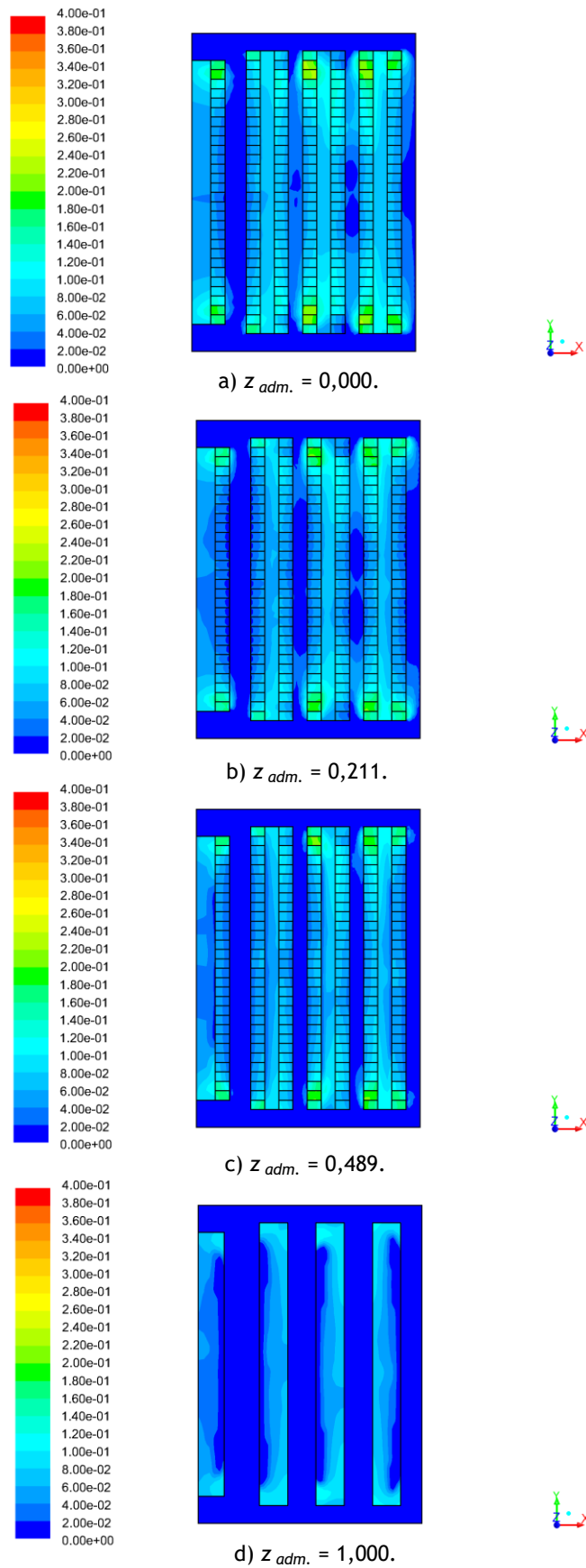


Figura 30 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.5.

Ao analisar a Figura 30 a), b) e c) prevê-se que exista um aumento de temperatura nas extremidades das filas de bastidores, mas que não ultrapassa o valor limite para a previsão de pontos quentes. Na Figura 30 d), zona de extração, também se prevê valores de temperatura que não atingem o limite de pontos quentes, considerados para a extração.

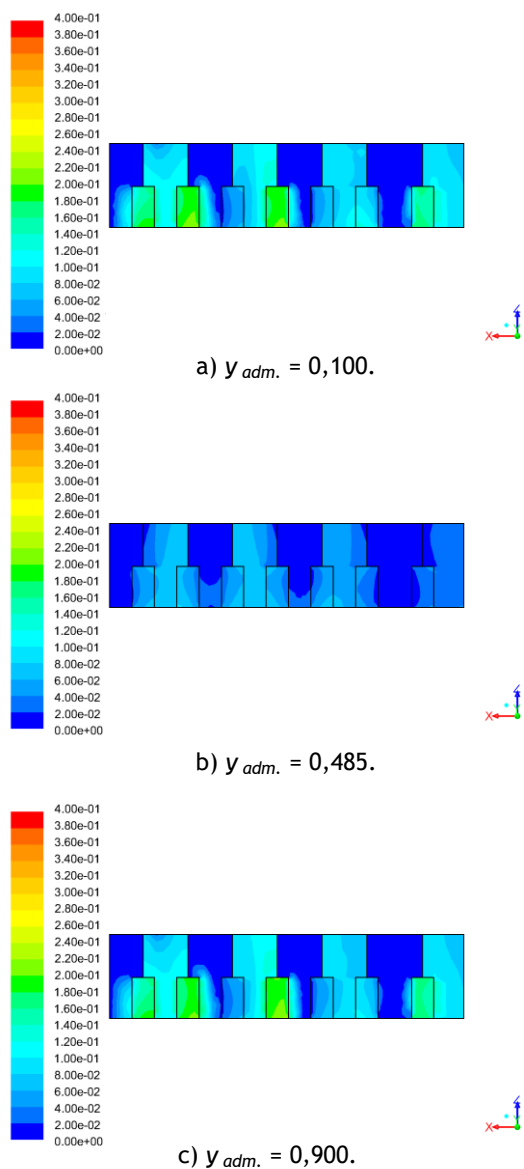


Figura 31 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.5.

Na Figura 31 prevê-se que a temperatura dos corredores frios seja próxima da temperatura de insuflação, o que não acontece nos corredores quentes, que embora não se preveja valores de temperatura muito elevados, estes podem atingir temperaturas adimensionais até 0,160, no plano que limita as filas dos bastidores.

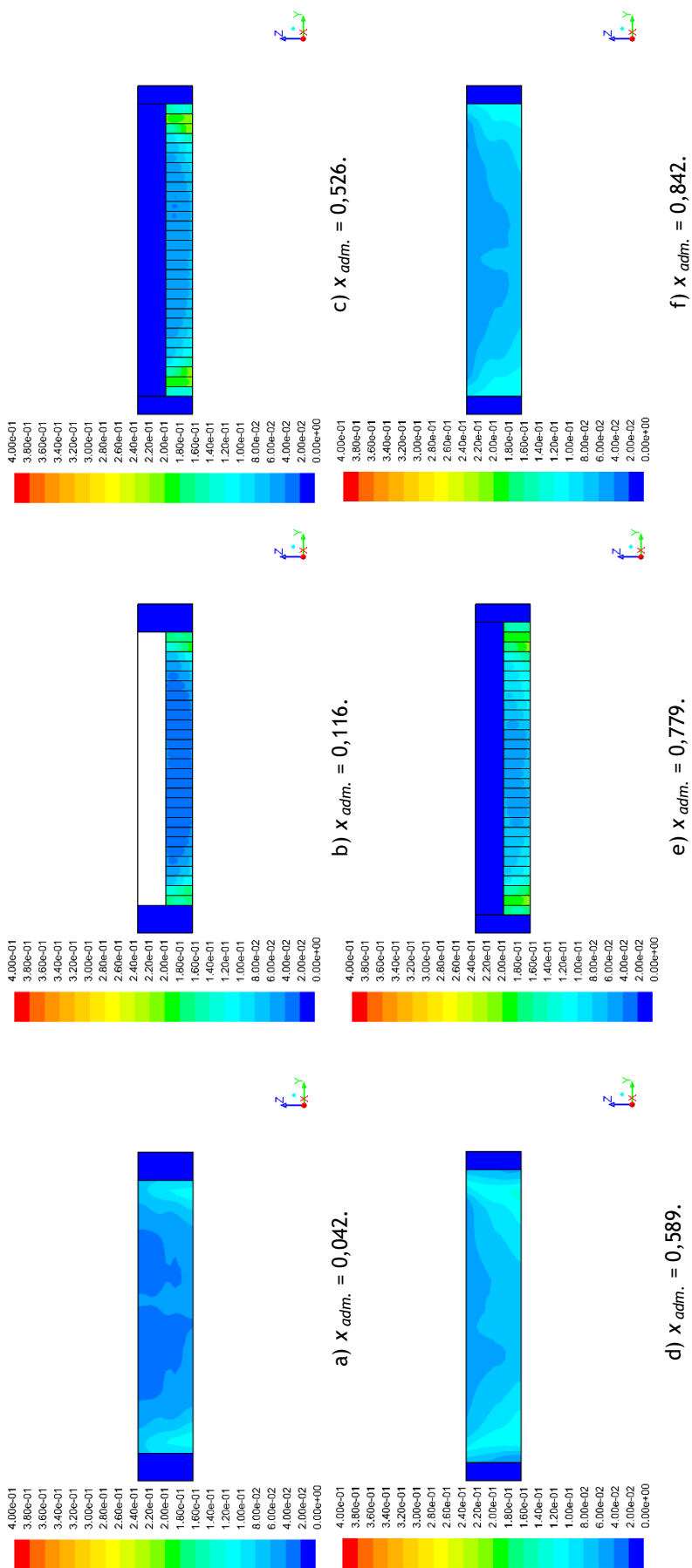


Figura 32 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.5.

A Figura 32 corrobora as previsões previstas nos planos x-y e x-z.

5.3.1.6. CE1.6

Neste caso de estudo as alterações nas condições de fronteira são as seguintes:

- 60% do fluxo de calor máximo: $q_{adm.} = 0,162$
- Velocidade de insuflação máxima: $v_{adm.} = 1$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para o caso de estudo. São expostos os campos de temperaturas para os planos x-y, x-z e y-z como nos restantes casos.

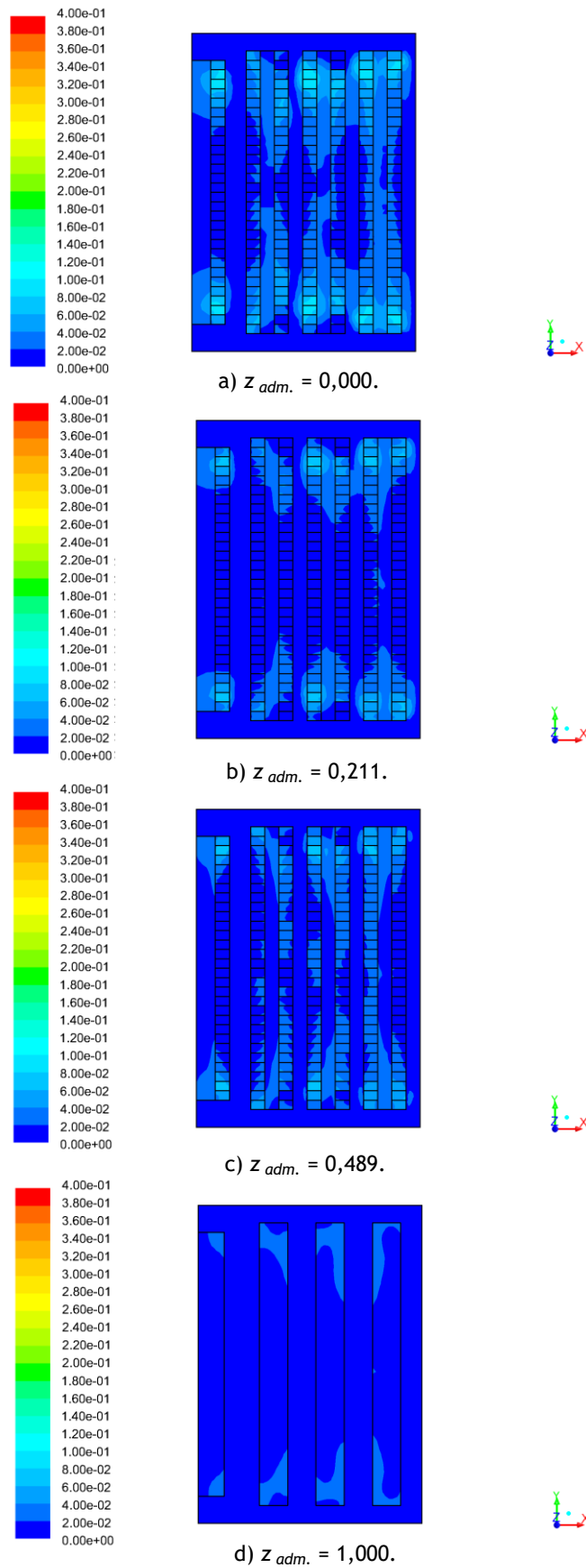


Figura 33 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.6.

Na Figura 33 prevê-se que a grande maioria dos bastidores da sala TI apresentem temperaturas muito próximas da temperatura de insuflação, isso é demonstrado no plano $z_{adm.} = 0,211$. Em relação à zona de extração, é previsto que o valor da temperatura esteja também a rondar o valor da temperatura de insuflação.

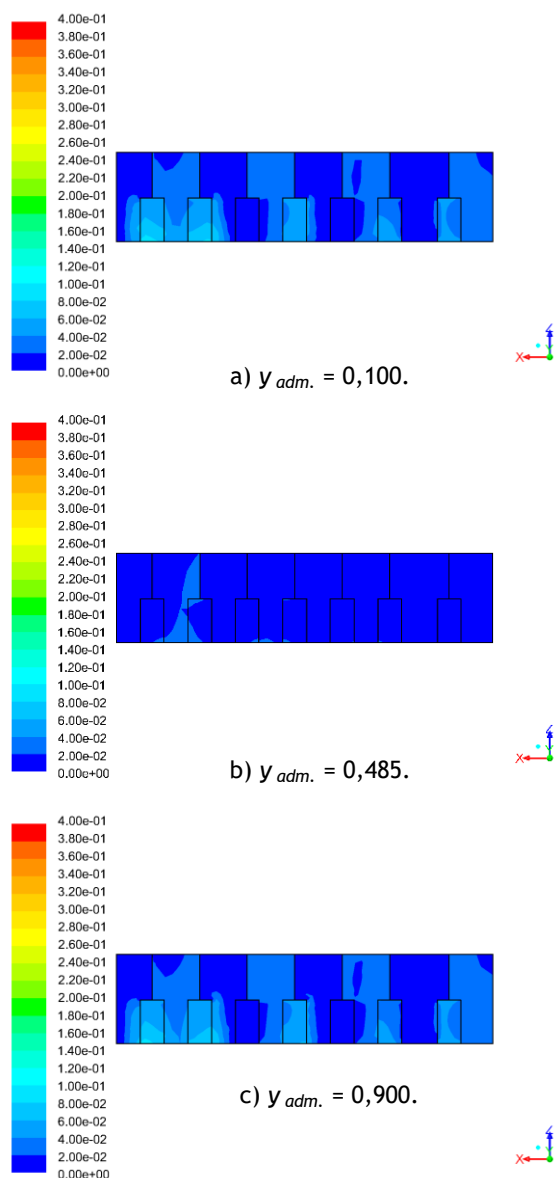


Figura 34 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.6.

As previsões anteriormente mencionadas são corroboradas a partir da visualização da previsão, feita a partir dos planos x-z, uma vez que quase todos os bastidores apresentam o aspeto identificado no plano $y_{adm.} = 0,485$.

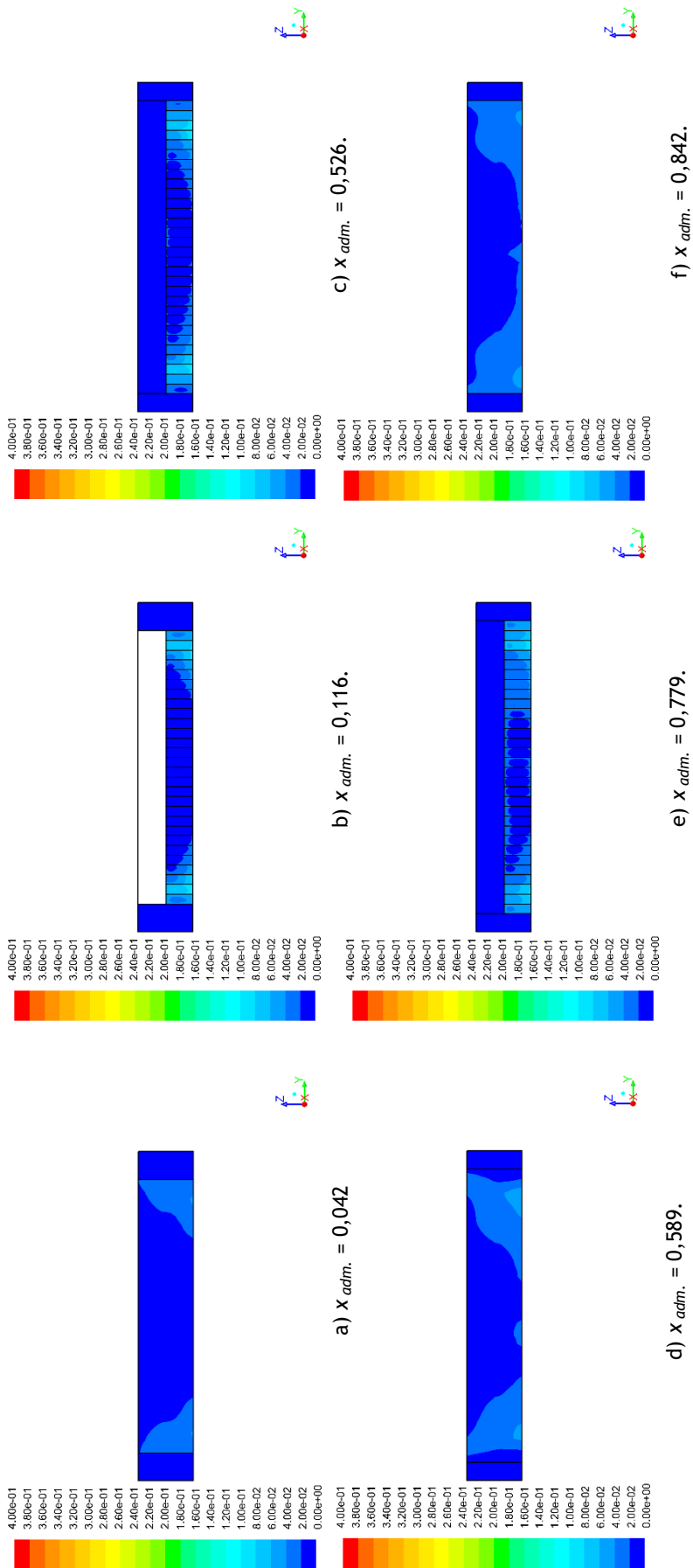


Figura 35 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.6.

Para uma melhor percepção do que foi referido anteriormente quando se observa os planos $x_{adm.} = 0,116$, $x_{adm.} = 0,526$ e $x_{adm.} = 0,779$, pode-se prever que uma grande percentagem dos bastidores de cada fila opera a uma temperatura igual à de insuflação.

5.3.1.7. CE1.7

Neste caso de estudo as alterações nas condições de fronteira são as seguintes:

- 40% do fluxo de calor máximo: $q_{adm.} = 0,081$
- Velocidade de insuflação mínima: $v_{adm.} = 0$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para o caso estudo, nos planos já identificados nos casos anteriores.

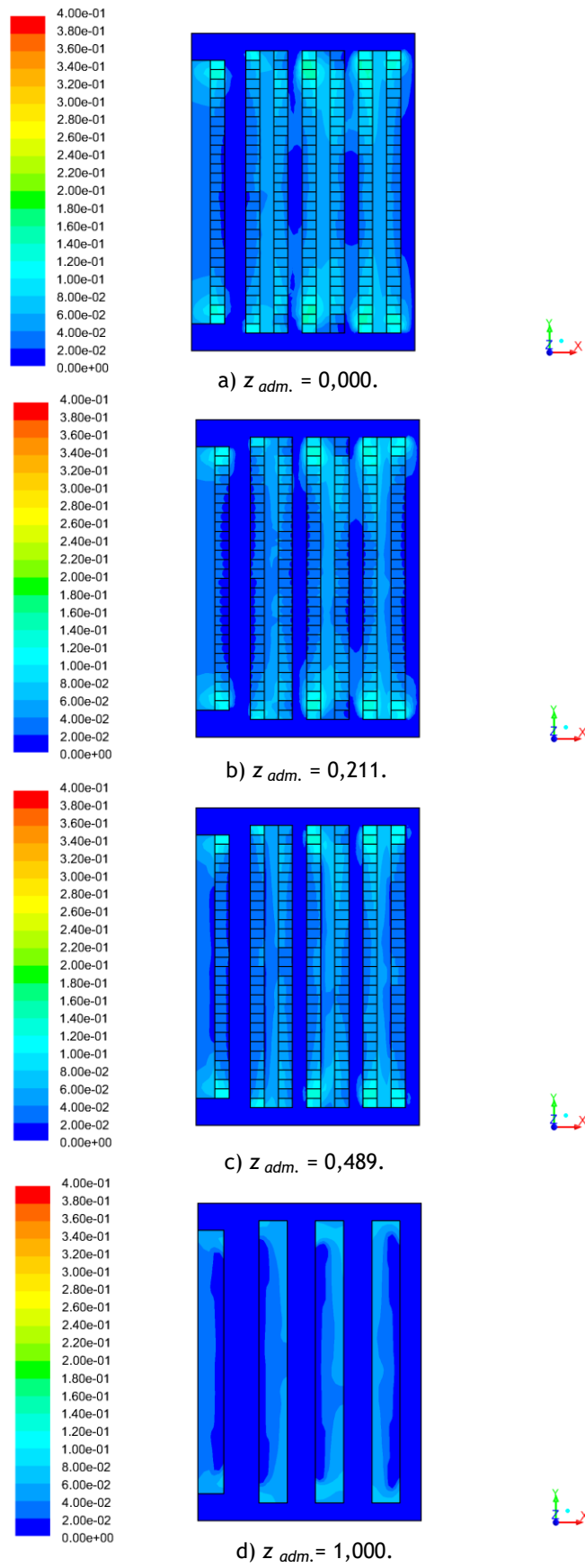


Figura 36 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.7.

Neste caso de estudo prevê-se que não existam pontos quentes nos bastidores, porque não existem valores de temperatura adimensional acima de 0,350, nem na zona de extração, visto que neste caso, a temperatura adimensional média que chega a esta zona não ultrapassa o valor de 0,125.

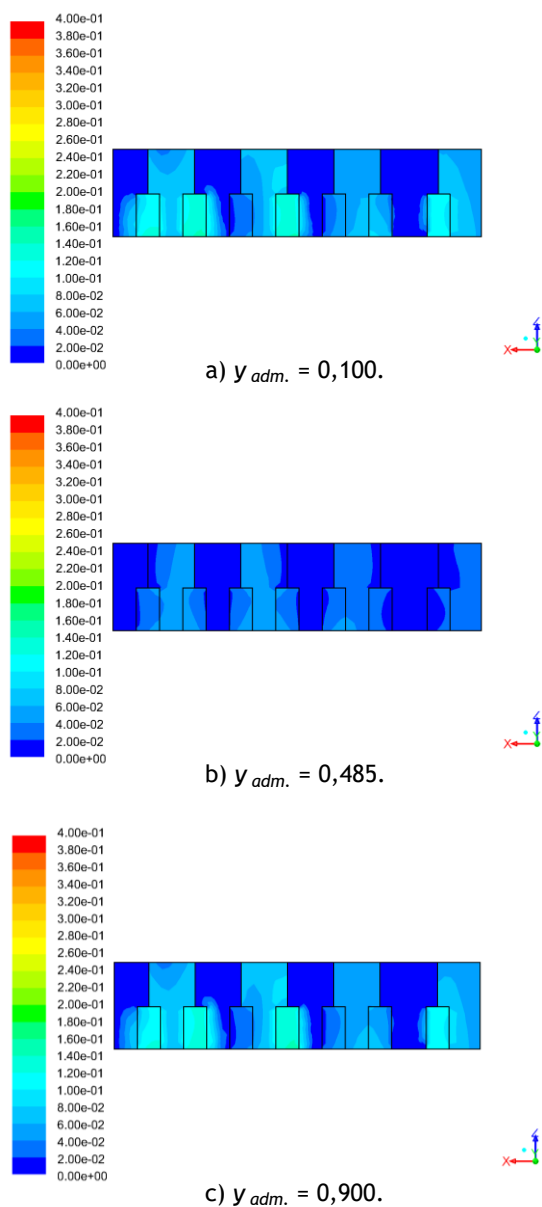


Figura 37 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.7.

Ao analisar a Figura 37, também se pode confirmar a previsão da inexistência de pontos quentes nas filas de bastidores, uma vez que os planos $y_{adm} = 0,100$ e $y_{adm} = 0,900$ representam os bastidores com temperaturas mais elevadas, bem como na zona de extração. Na Figura 37 também se consegue analisar com mais clareza a inexistência de pontos quentes, tanto nos corredores frios como nos corredores quentes.

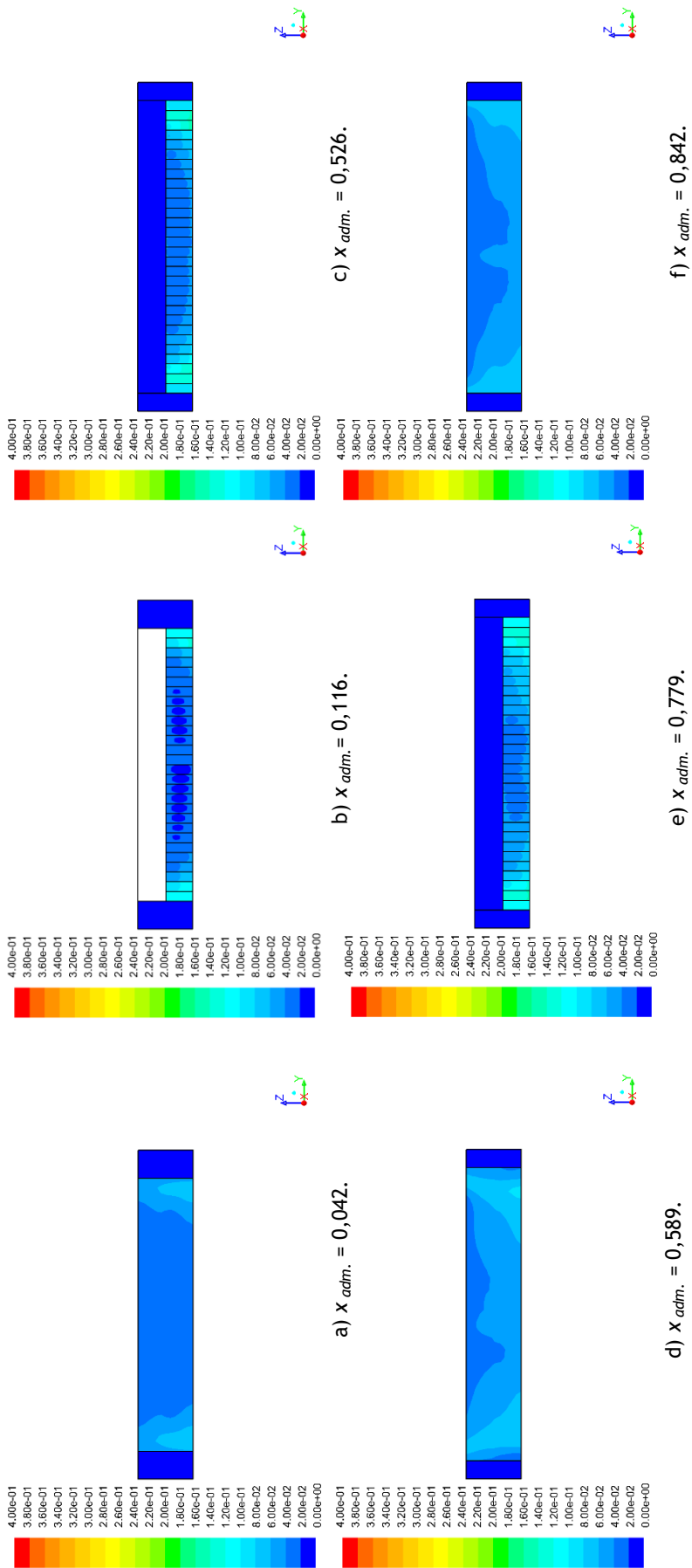


Figura 38 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.7.

A Figura 38 clarifica de forma simples, as previsões que foram previstas nas as Figuras 36 e 37.

5.3.1.8. CE1.8

Neste caso de estudo as alterações nas condições de fronteira são as seguintes:

- 40% do fluxo de calor máximo: $q_{adm.} = 0,081$
- Velocidade de insuflação máxima: $v_{adm.} = 1$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para o caso de estudo.

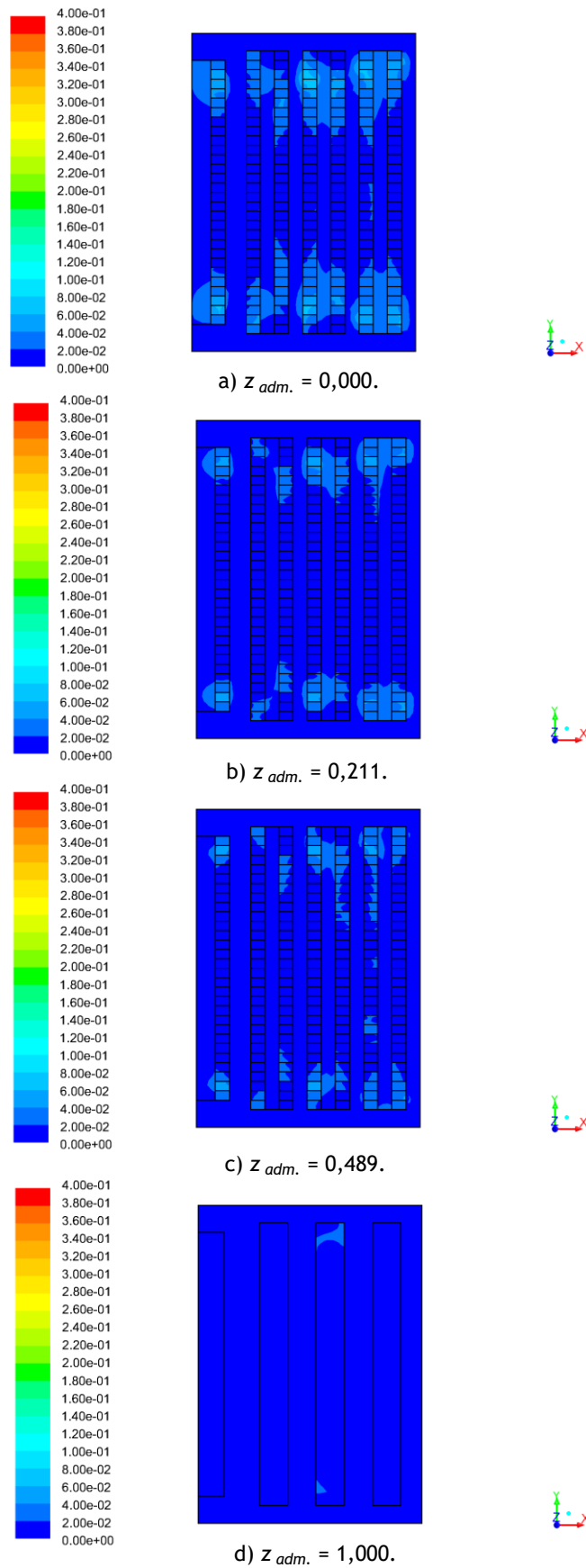


Figura 39 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.8.

Este caso de estudo prevê que o valor da temperatura adimensional nos bastidores não ultrapassa os 0,08, sendo que para a maioria dos bastidores a temperatura prevê-se com valor igual ou similar ao valor da temperatura de insuflação. Na zona de extração prevê-se um campo de temperaturas quase uniforme e semelhante à de insuflação.

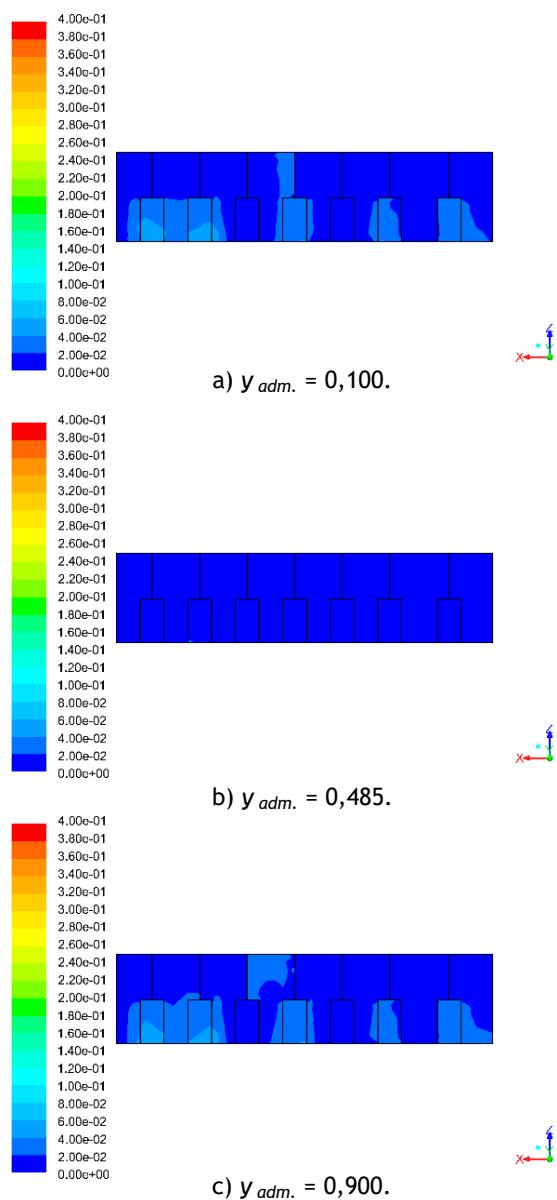


Figura 40 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.8.

Na Figura 40 prevê-se que os segundos e penúltimos bastidores de cada fila e o primeiro e o último da fila de alta densidade sofram variações do valor de temperatura, mas que não atinjam o valor de temperatura adimensional de 0,350. Já no plano que mostra os bastidores centrais, prevê-se um campo de temperaturas uniforme e com valores semelhantes à temperatura de insuflação.

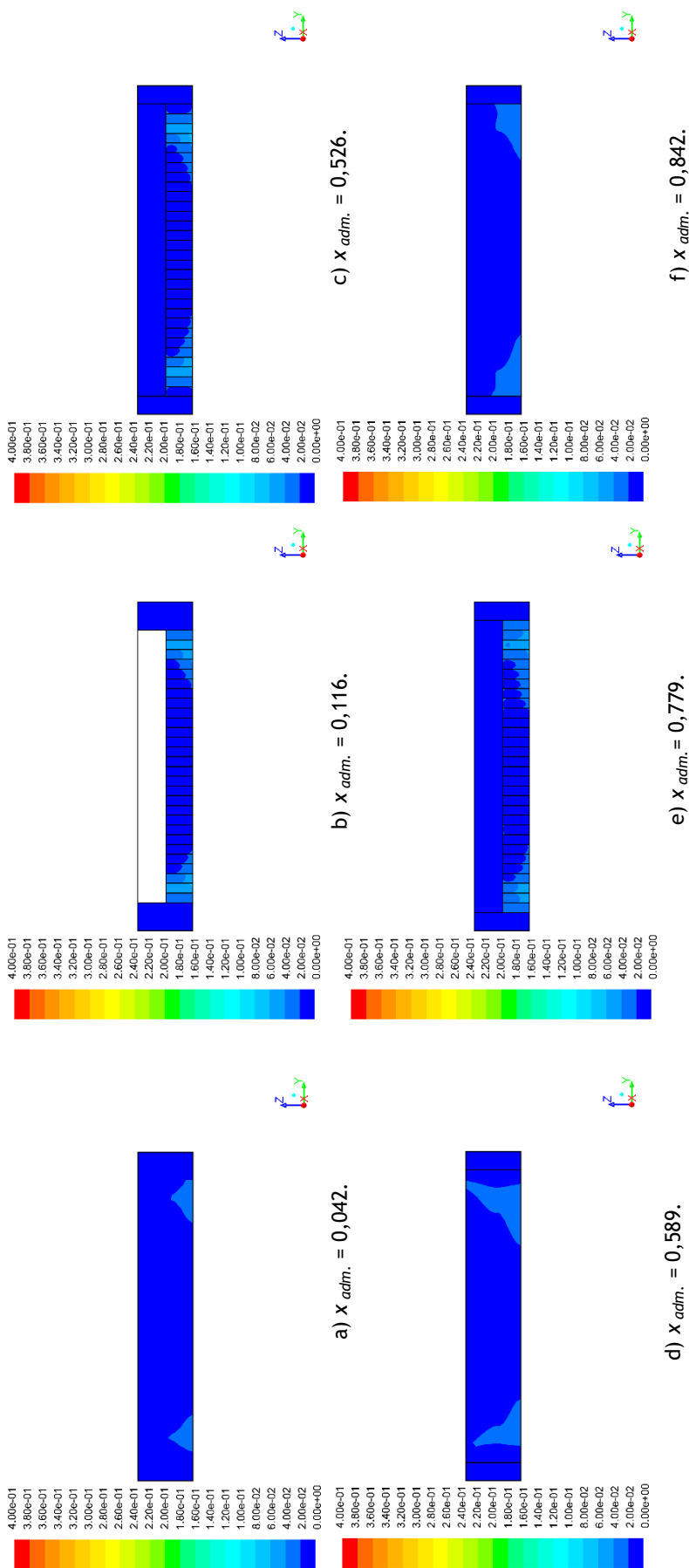


Figura 41 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.8.

Com os resultados expostos na Figura 41, pode-se confirmar a previsão de inexistência de pontos quentes nos bastidores, bem como na zona de extração, visto que a temperatura adimensional média representada nessa zona não ultrapasse o valor de 0,125.

5.3.1.9. CE1.9

Neste caso de estudo as alterações nas condições de fronteira são as seguintes:

- 20% do fluxo de calor máximo: $q_{adm.} = 0$
- Velocidade de insuflação mínima: $v_{adm.} = 0$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para o caso de estudo.

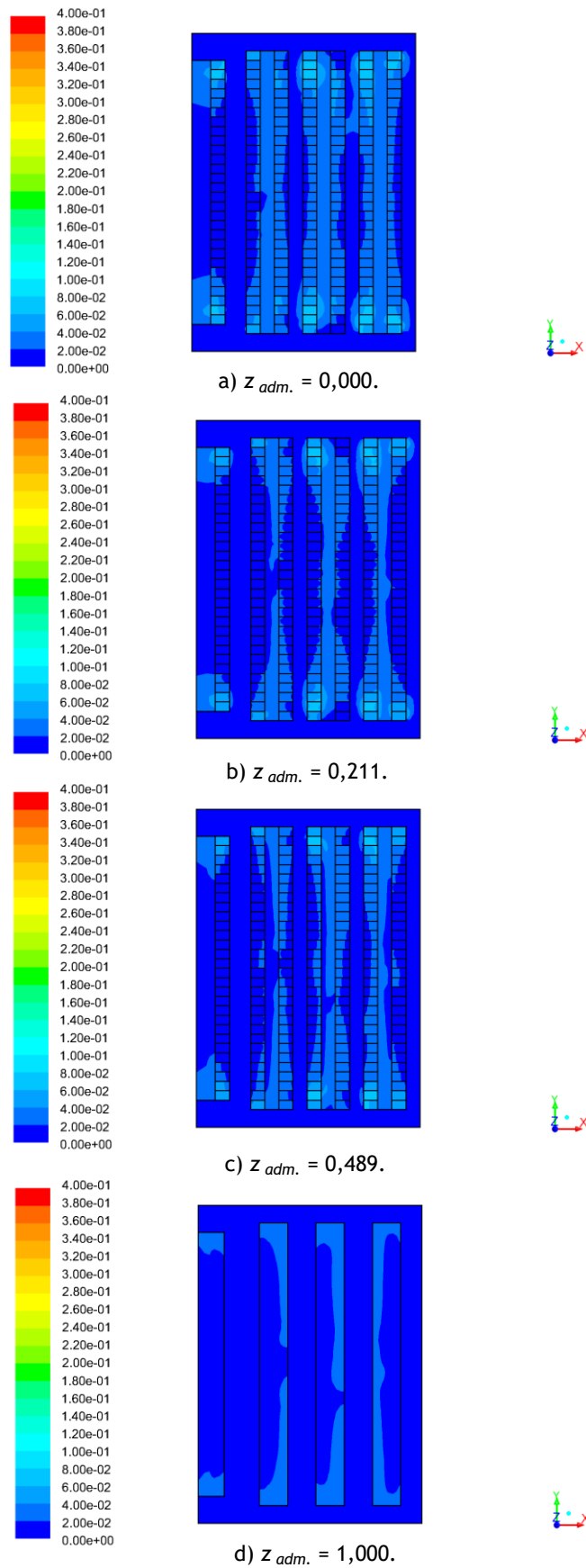


Figura 42 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.9.

Ao analisar os planos apresentados na Figura 42 prevê-se que os valores das temperaturas adimensionais nos bastidores sejam abaixo de 0,08, o que indica a inexistência de pontos quentes. Na zona de extração a temperatura adimensional média prevê-se abaixo de 0,02, o que também indica que não se preveja a ocorrência de pontos quentes. De salientar a uniformidade dos campos de temperatura.

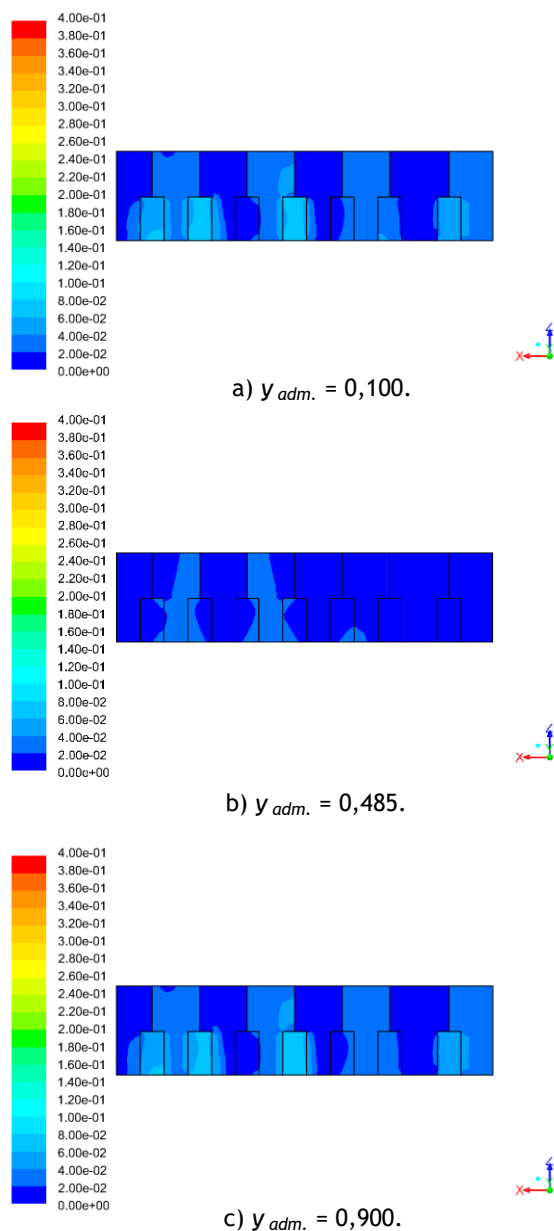


Figura 43 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.9.

Nos planos da Figura 43 que apresentam bastidores das extremidades ($y_{adm.} = 0,100$ e $y_{adm.} = 0,900$), prevêem-se valores de temperaturas que garantem o limite estabelecido para os pontos quentes. Já no que diz respeito ao plano que representa os bastidores centrais prevê-se que a temperatura não varie muito da temperatura de insuflação.

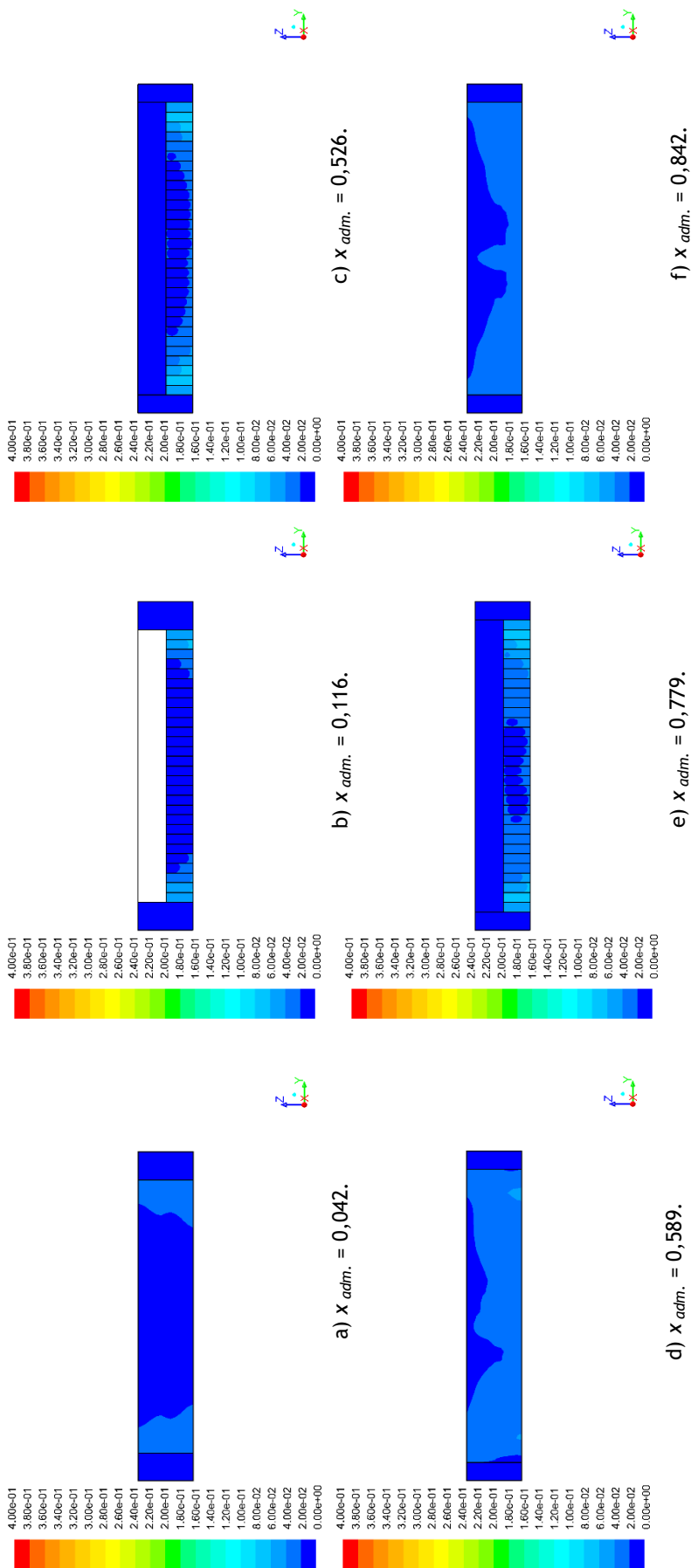


Figura 44 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.9.

Como se pode verificar na figura anterior, os corredores quentes representados pelos planos y-z com $x_{adm.} = 0,042$, $x_{adm.} = 0,589$ e $x_{adm.} = 0,842$, preveem maior valor de temperatura nas extremidades. Isso acontece devido à previsão de maior temperatura nos bastidores das extremidades, como se pode observar nos planos y-z com $x_{adm.} = 0,116$, $x_{adm.} = 0,526$ e $x_{adm.} = 0,779$.

5.3.1.10. CE1.10

Neste caso de estudo as alterações nas condições de fronteira são as seguintes:

- 20% do fluxo de calor máximo: $q_{adm.} = 0$
- Velocidade de insuflação máxima: $v_{adm.} = 1$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para o caso de estudo.

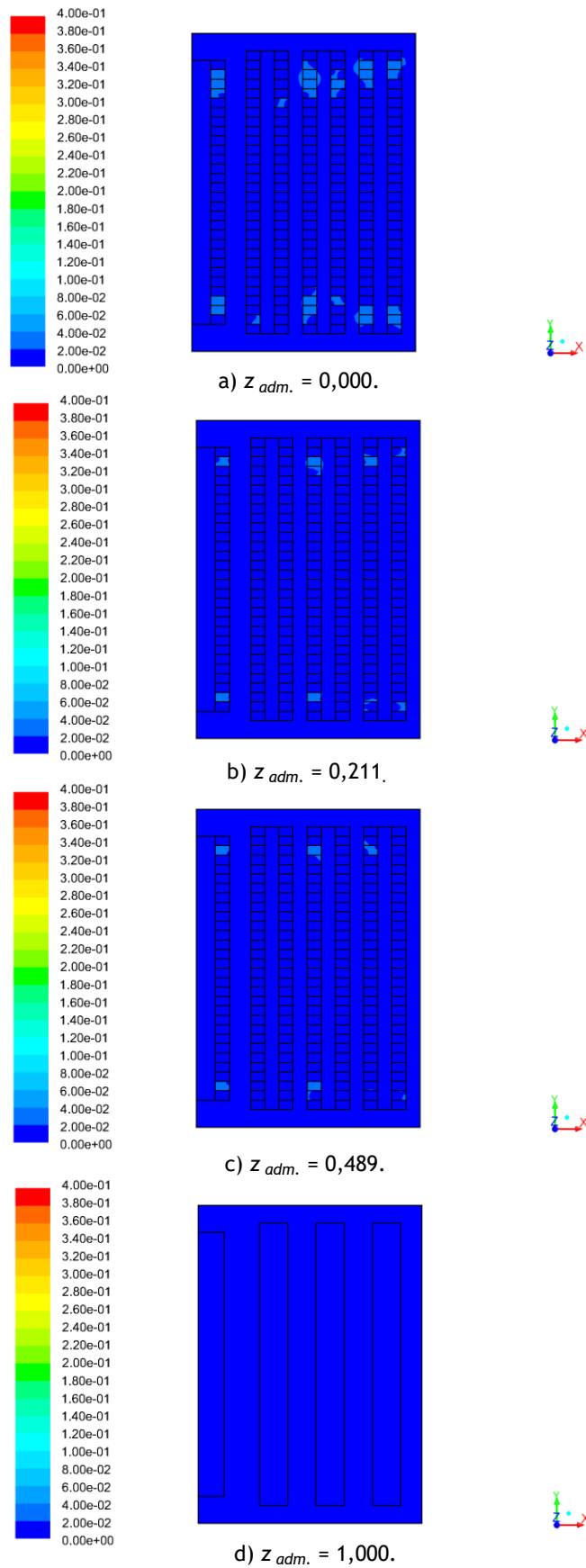


Figura 45 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE1.10.

Neste caso de estudo prevêem-se valores de temperaturas nos bastidores e na zona de extração iguais aos da insuflação, uma vez que a maioria geral apresenta esse valor, com exceção de alguns bastidores que apresentam valores de temperatura adimensional a rondar 0,04. Os campos de temperatura apresentam uma grande uniformidade dada a baixa dissipação térmica dos bastidores e elevada velocidade de insuflação.

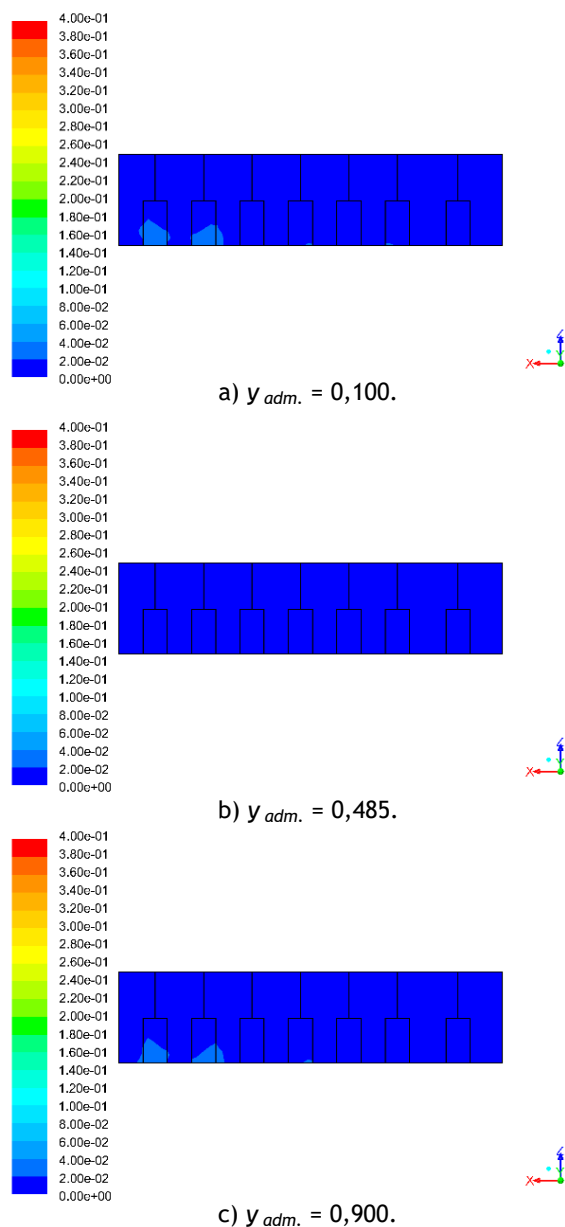


Figura 46 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE1.10.

A Figura 46 confirma as previsões de temperaturas quase uniformes, que apresentam valores muito próximos do valor da temperatura de insuflação.

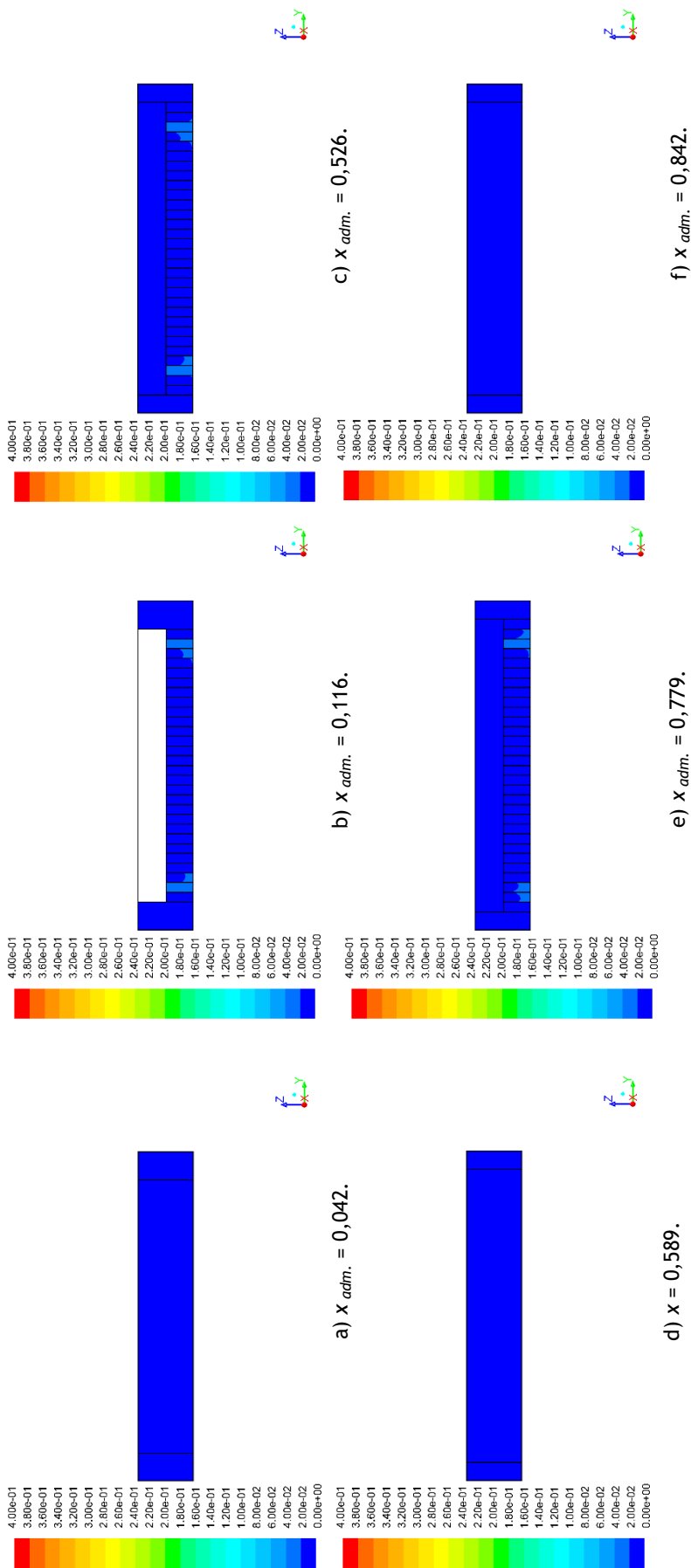


Figura 47 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE1.10.

A Figura 47 comprova as previsões previstas nos planos x-y e x-z.

5.3.2. Caso de Estudo 2

No caso de estudo 2 foram impostas diferentes cargas térmicas nas condições de fronteira do fluxo de calor. As cargas impostas foram aplicadas de forma simétrica ao longo das filas, como foi representado na Figura 17, sendo que nos bastidores das extremidades foi aplicada 90% da carga térmica máxima, nos bastidores intermédios 70% e nos bastidores centrais de 50%, para a velocidade de insuflação máxima e mínima.

5.3.2.1. CE2.1

Neste caso de estudo as alterações nas condições de fronteira são as seguintes:

- Percentagem do fluxo de calor máximo: $q_{adm.} = 0,892$ (90%); $0,676$ (70%); $0,460$ (50%)
- Velocidade de insuflação mínima: $v_{adm.} = 0$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para o caso de estudo. São expostos os campos de temperaturas para:

- plano x-y, a uma altura adimensional de $z_{adm.} = 0,000, 0,211, 0,489$ e $1,000$.
- plano x-z, a uma largura adimensional de $y_{adm.} = 0,100, 0,485$ e $0,900$.
- plano y-z, a um comprimento adimensional $x_{adm.} = 0,042, 0,116, 0,526, 0,589, 0,779$ e $0,842$.

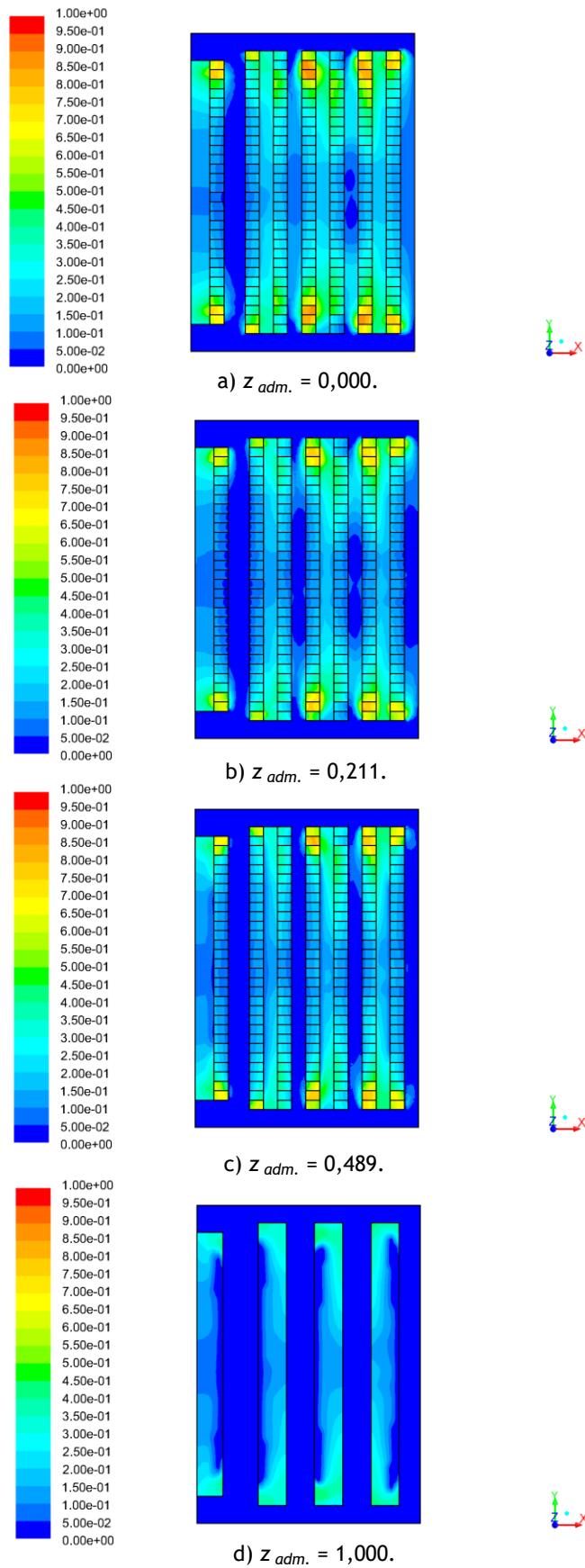


Figura 48 - Campo de temperaturas adimensional no plano x-y do CE2.1.

Ao analisar a Figura 48 a), b) e c) prevê-se que exista um aumento de temperatura nas extremidades das filas de bastidores, com pontos muito quentes, uma vez que a maior carga térmica foi aplicada nessa zona. Tendo em conta o limite de temperatura para a criação de pontos quentes, pode-se prever que esses se encontrem do bastidor 1 ao 5, do 27 ao 37, do 52 ao 60, do 63 ao 67, do 81 ao 88, do 91 ao 96, do 115 ao 120, no 121, do 123 ao 126, do 145 ao 148, 150 ao 154, do 177 ao 184 e do 205 ao 208. A Figura 48 d) representa a zona de extração. Ao analisá-la percebe-se que existe uma zona quente, ou seja, com um valor de temperatura adimensional acima de 0,125. Tendo em conta a média das temperaturas que chegam à zona de extração há uma forte probabilidade de haver pontos quentes nessa zona.

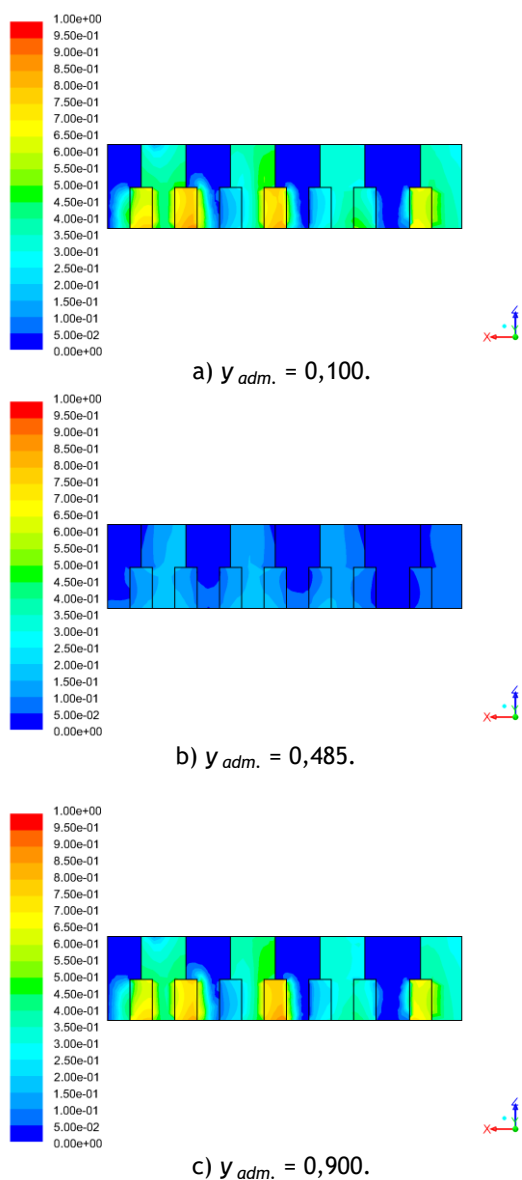


Figura 49 - Campo de temperaturas adimensional no plano x-z do CE2.1.

A Figura 49 mostra o campo de temperatura de alguns bastidores de modo a que se consiga perceber melhor a previsão de temperaturas para alguns dos pontos quentes. Ao analisar os planos representados, confirmam-se a previsão de pontos quentes nos bastidores 2, 29, 32, 59, 92, 119, 152, 179, 181 e 208 e a previsão de existência de pontos quentes na zona de extração.

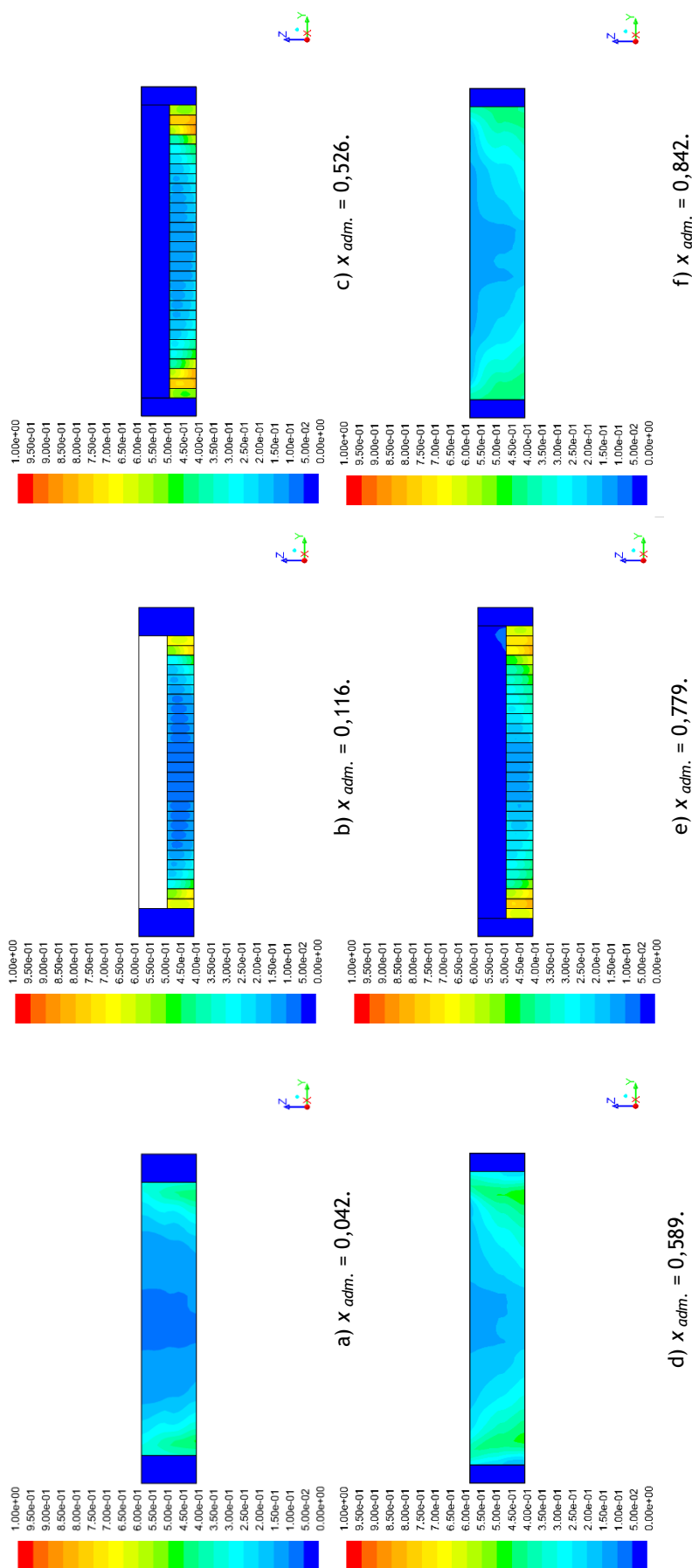


Figura 50 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE2.1.

A Figura 50 confirma as previsões anteriormente descritas e mostra nitidamente que os bastidores das extremidades apresentam previsões de valores de temperaturas mais elevadas que os centrais e intermédios e que a temperatura média na zona de extração pode gerar pontos quentes.

5.3.2.2. CE2.2

Este caso de estudo é igual ao anterior, apenas é alterada a velocidade de insuflação, para o valor máximo, isto é correspondente ao valor de velocidade de insuflação máxima adimensional: $v_{adm.} = 1$.

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para caso de estudo, para os planos apresentados no caso anterior.

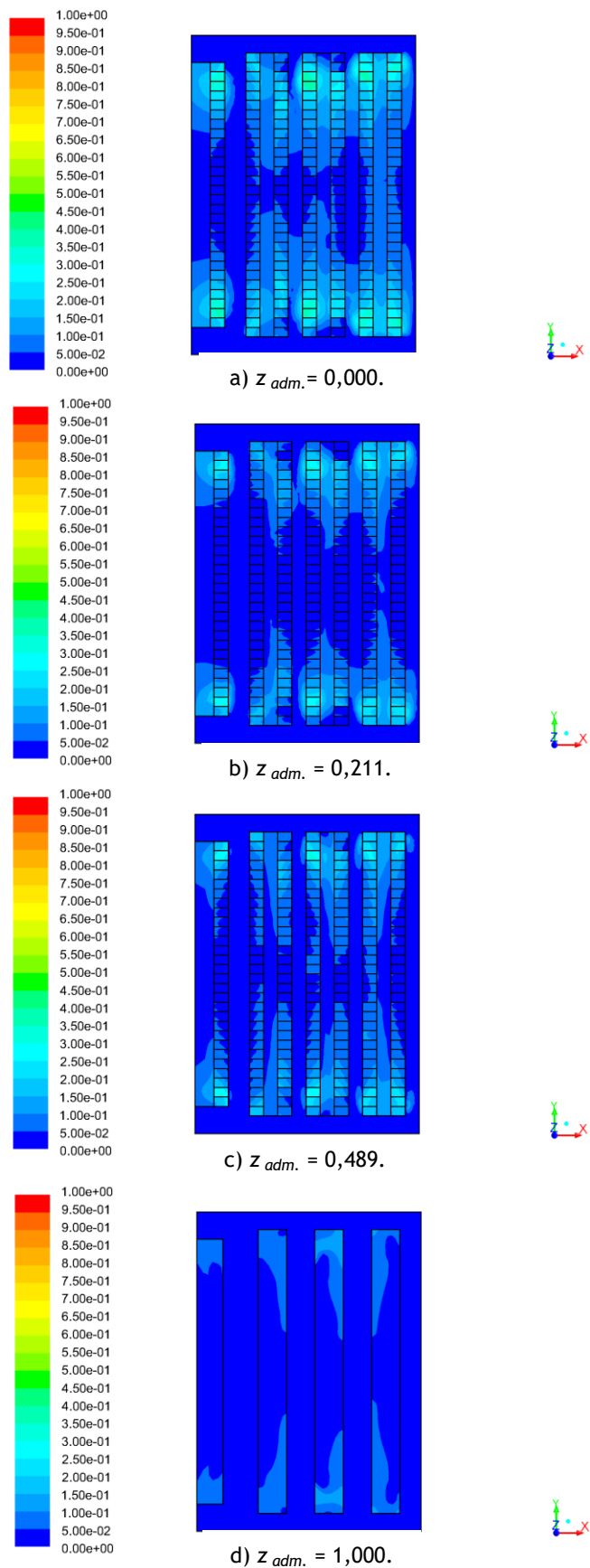


Figura 51 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE2.2.

Quando se analisa a Figura 51 percebe-se que existe possibilidade de pontos quentes em alguns bastidores, como os bastidores 2, 58, 93, 117, 118 e 182. No que diz respeito à zona de extração, a probabilidade de pontos quentes é muito baixa, visto que a média de temperaturas representadas na Figura 51 d) é muito próxima da temperatura de insuflação.

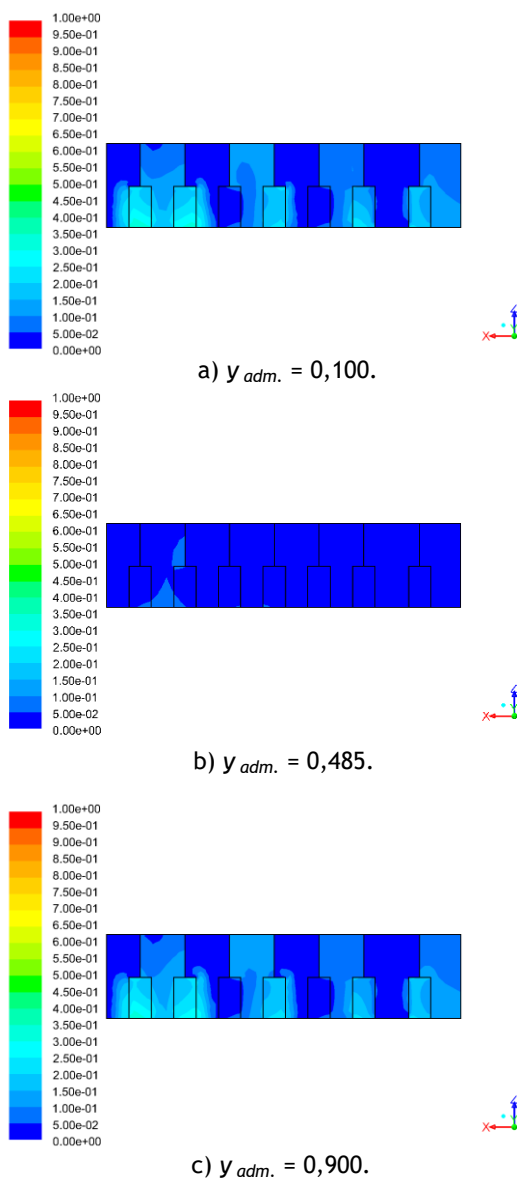


Figura 52 - Campo de temperaturas adimensional no plano x-z do CE2.2.

Nos planos da Figura 52 que apresentam bastidores das extremidades ($y_{adm.} = 0,100$ e $y_{adm.} = 0,900$) prevêem-se valores de temperaturas muito perto do limite dos pontos quentes, com o bastidor 2 a ultrapassar esse limite na base. Já no que diz respeito ao plano que representa os bastidores centrais, prevê-se que a temperatura não varie muito da temperatura de insuflação.

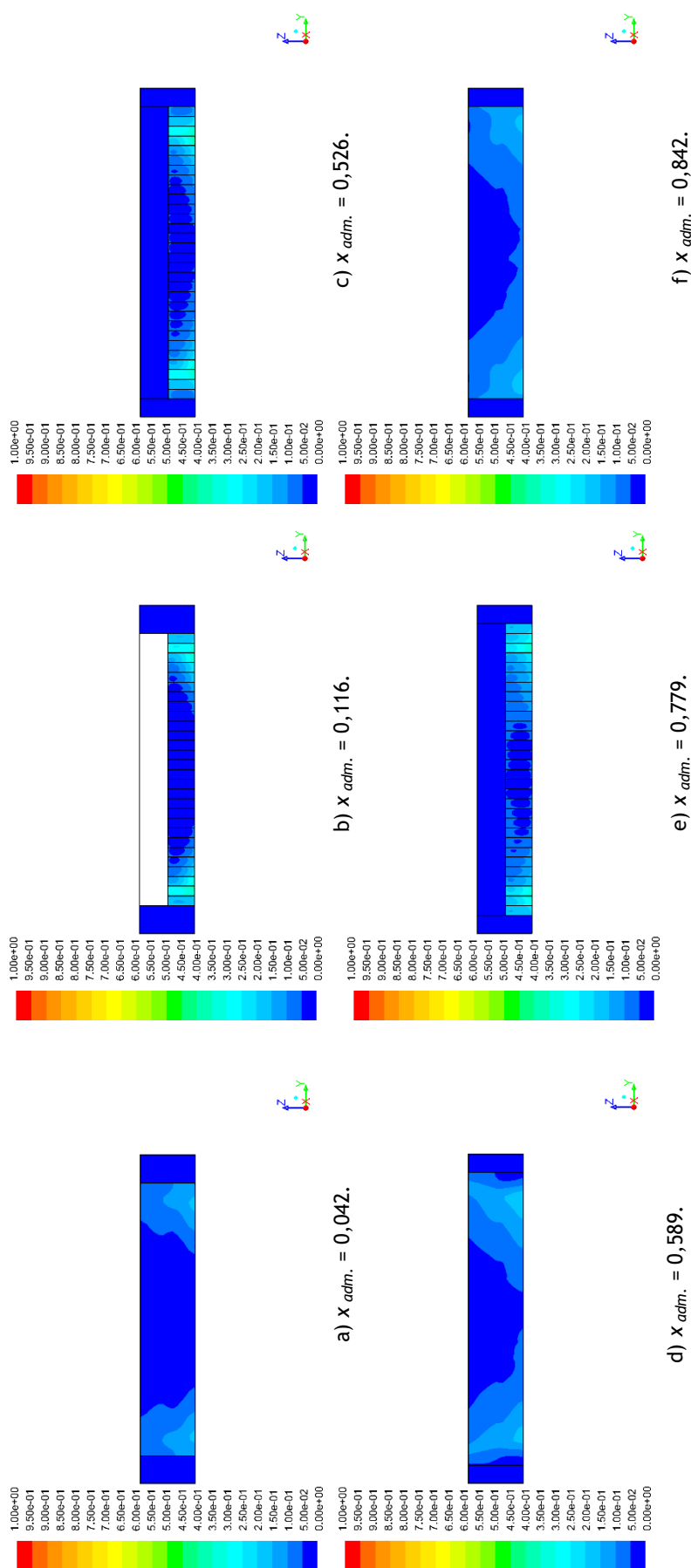


Figura 53 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE2.2.

Nos planos representados na Figura 53r confirmam-se as previsões previstas nos planos das Figuras 51 e 52. Na Figura 53 também se consegue analisar melhor os corredores quentes, onde se prevê temperaturas mais elevadas nas extremidades da sala TI.

5.3.3. Caso de Estudo 3

No caso de estudo 3 foram impostas diferentes cargas térmicas nas condições de fronteira do fluxo de calor. As cargas impostas foram aplicadas de forma simétrica ao longo das filas, como representado na Figura 17, sendo que nos bastidores das extremidades foi aplicada 50% da carga térmica máxima, nos bastidores intermédios 70% e nos bastidores centrais de 90%, para a velocidade de insuflação mínima e máxima.

5.3.3.1. CE3.1

Neste caso de estudo as alterações nas condições de fronteira são as seguintes:

- Percentagem do fluxo de calor máximo: $q_{adm.} = 0,460$ (50%); $0,676$ (70%); $0,892$ (90%)
- Velocidade de insuflação mínima: $v_{adm.} = 0$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para o caso de estudo. Os campos de temperaturas são expostos para os mesmos planos que nos casos anteriores.

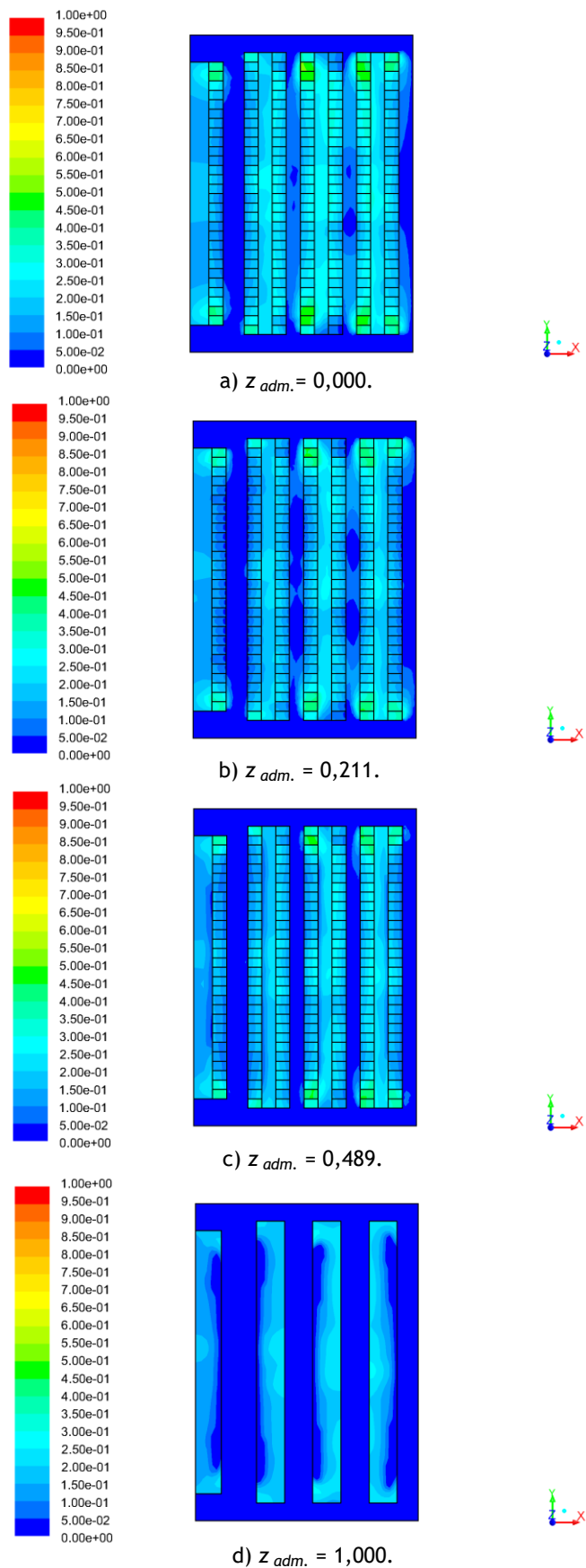


Figura 54 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE3.1.

Ao analisar a Figura 54 percebe-se que alguns bastidores podem atingir temperaturas que superem o limite mínimo considerado para um ponto quente, como os bastidores 1, 2, 29, 30, 31, 32, 33, 57, 58, 59, 60, 92, 93, 94, 118, 119, 120, 151, 181, 182, 207 e 208. Na zona de extração, prevê-se que a média dos valores da temperatura adimensional nessa zona ultrapasse o valor de 0,125, o que significa que é muito provável que existam pontos quentes na zona de extração.

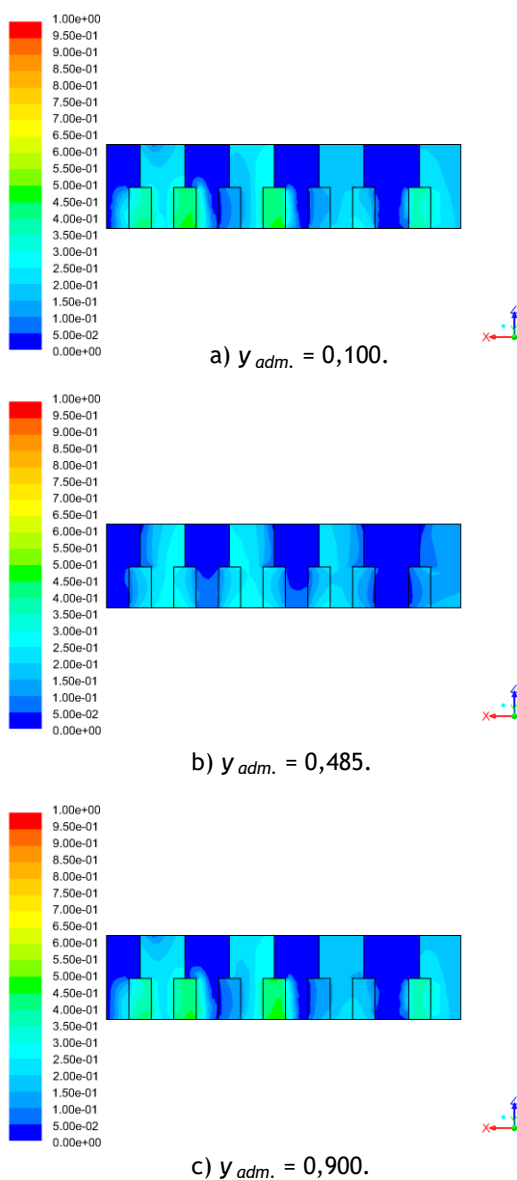


Figura 55 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE3.1.

Na Figura 55 pode-se confirmar com mais rigor a probabilidade de existência de pontos quentes dos bastidores 2, 32, 92, 181, 29, 59, 119 e 208. Nestes planos também se percebe com mais rigor que a média dos valores de temperatura adimensional na zona de extração ultrapassa o valor 0,125.

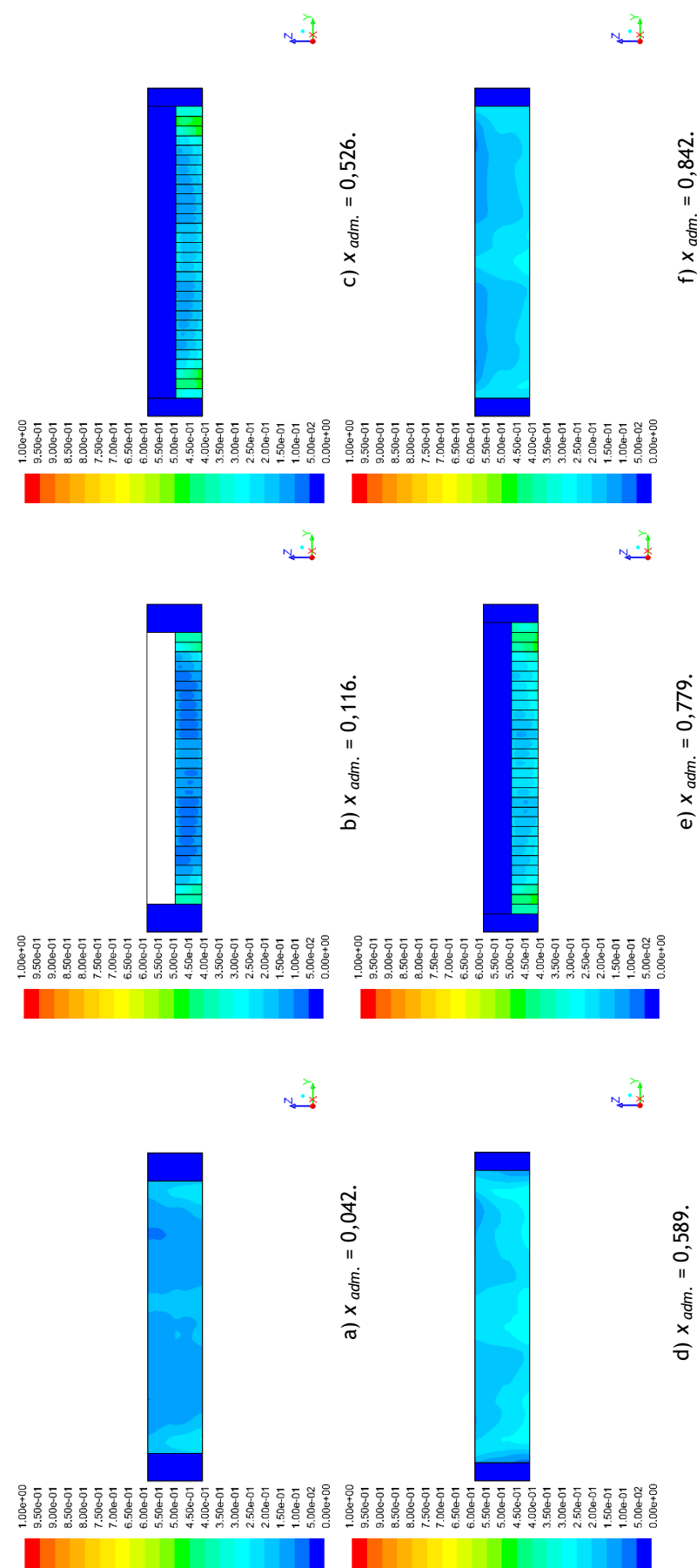


Figura 56 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z CE3.1.

Na Figura 56 também se pode prever bastidores com pontos quentes e ainda corredores quentes que apresentam temperaturas mais elevadas nas extremidades e no centro. As temperaturas das extremidades apresentam-se mais elevadas que as centrais e as intermédias, apesar de nos bastidores das extremidades ter sido imposta, na condição de fronteira de fluxo de calor, uma carga térmica mais baixa que nos restantes.

5.3.3.2. CE3.2

Neste caso de estudo manteve-se as cargas térmicas impostas nas condições de fronteira de fluxo de calor, mas aumentou-se a velocidade de insuflação para o valor máximo considerada, i.e., $v_{adm.} = 1$.

As previsões dos campos de temperatura para o caso de estudo são expostas nos mesmos planos que nos casos anteriores.

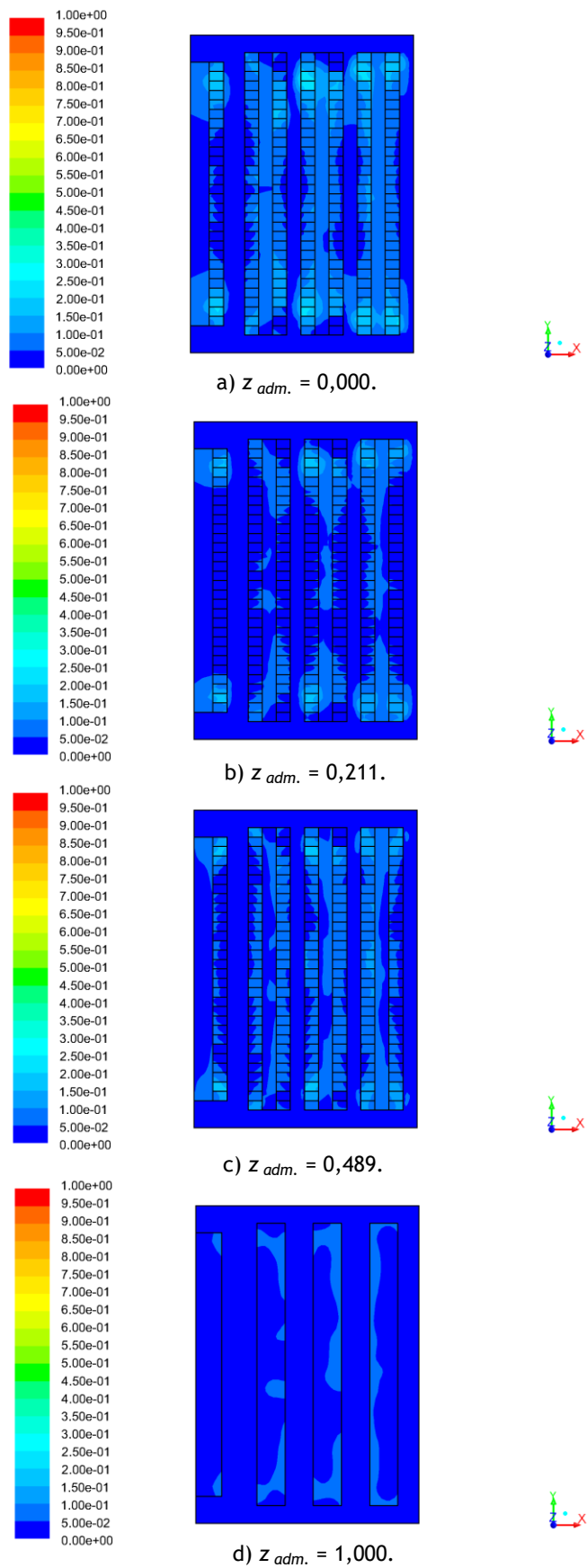


Figura 57 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE3.2.

Devido ao aumento da velocidade de insuflação, os campos de temperaturas apresentados na Figura 57 preveem que a média da temperatura na sala TI seja semelhante à de insuflação e que a formação de pontos quentes seja quase inexistente, uma vez que a temperatura adimensional máxima prevista é de 0,250. Na zona de extração também não se preveem pontos quentes.

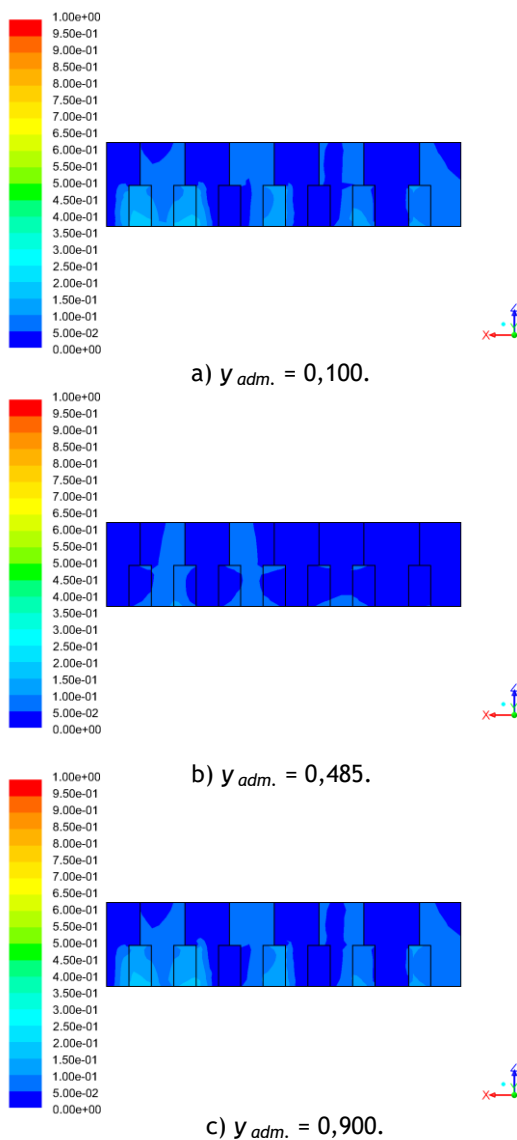


Figura 58 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE3.2.

No plano intermédio ($y_{adm.} = 0,485$), o valor da temperatura adimensional prevista não ultrapassa 0,150, sendo que a zona que pode alcançar esta temperatura é muito pequena e muito perto da base. Nos restantes planos a temperatura adimensional não ultrapassava os 0,200, sendo que esta também só é alcançada na base dos bastidores ou perto desta.

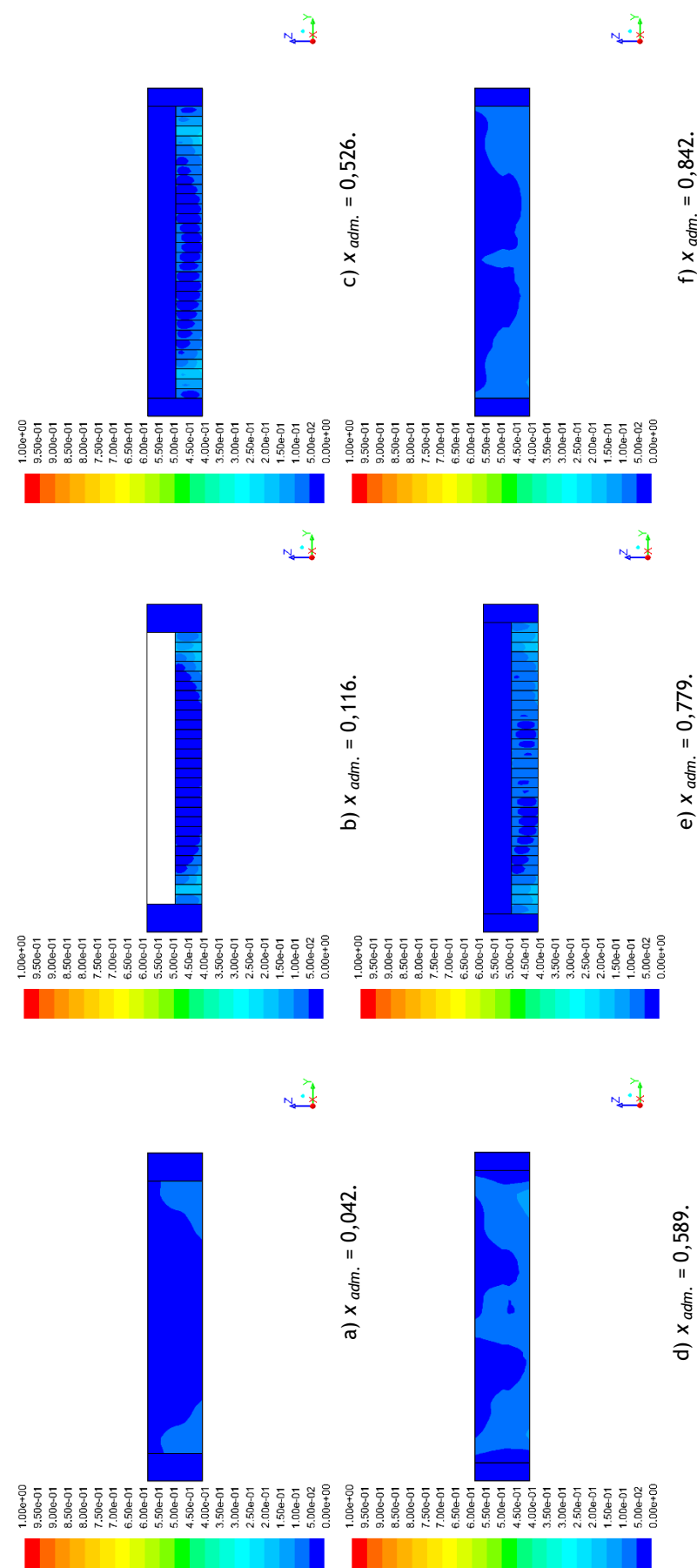


Figura 59 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE3.2.

Os planos apresentados confirmam as previsões da inexistência de pontos quentes, tanto nos bastidores como na zona de extração.

5.3.4. Caso de Estudo 4

Neste caso de estudo foi imposta a carga térmica máxima na condição de fronteira do fluxo de calor de forma simétrica, como foi referido anteriormente e analisou-se a velocidade de insuflação máxima e mínima para a carga térmica em questão.

5.3.4.1. CE4.1

Neste caso de estudo as alterações nas condições de fronteira são as seguintes:

- Fluxo de calor máximo: $q_{adm.} = 1$
- Velocidade de insuflação mínima: $v_{adm.} = 0$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para o caso de estudo, nos mesmos plano que até então.

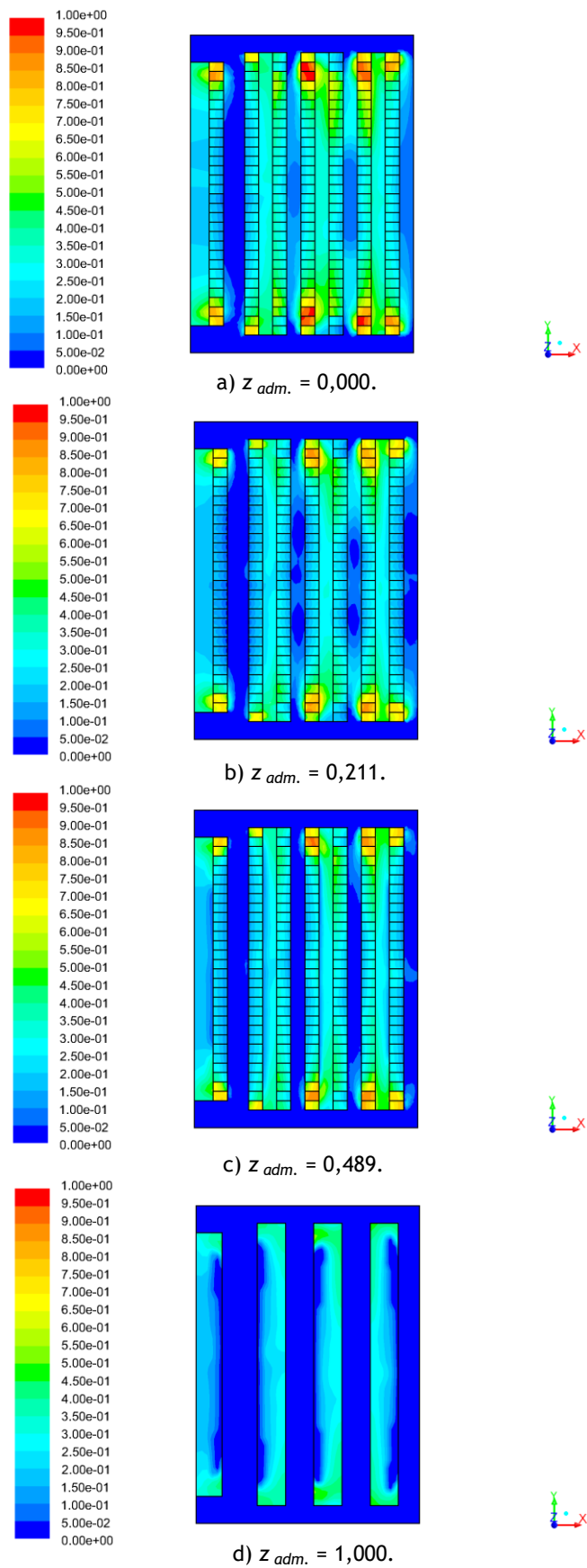


Figura 60 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE4.1.

Ao analisar os planos que representam os bastidores, prevê-se que os valores mais elevados de temperatura sejam alcançados no plano da base dos bastidores ($z_{adm.} = 0,000$). Esse plano mostra que os bastidores do 1 ao 6, do 26 ao 40, do 44 ao 46, do 50 ao 60, do 63 ao 69, o 75, do 85 ao 89, do 94 ao 100, do 112 ao 134, do 140 ao 148, do 150 ao 155, do 176 ao 184 e do 205 ao 208 apresentam mais de 50% de bastidores com pontos quentes. A temperatura adimensional média da zona de extração ultrapassa o valor de 0,125, o que significa a existência de pontos quentes.

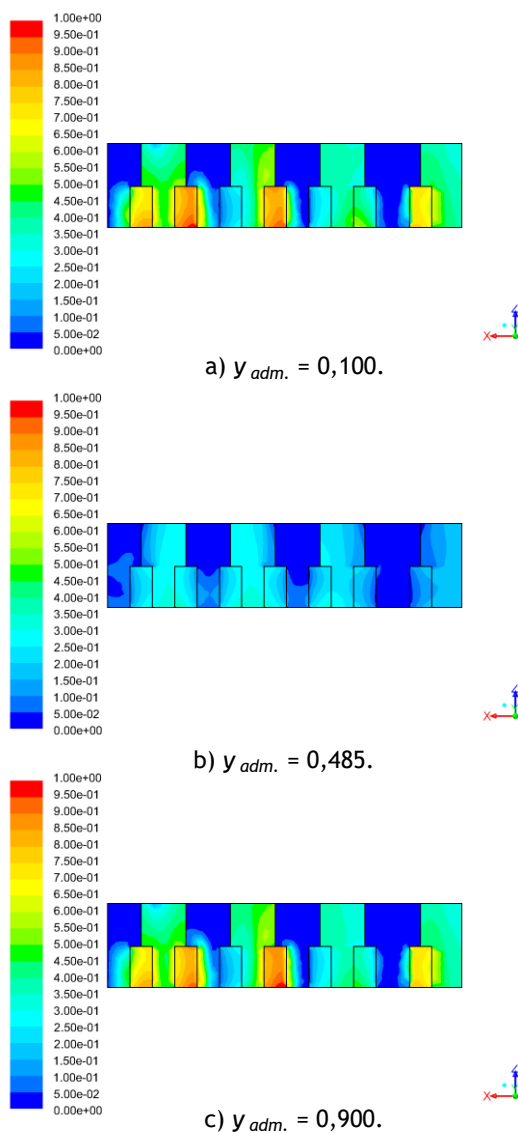


Figura 61 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE4.1.

Os planos apresentados na Figura 61 mostram o desenvolvimento do campo de temperaturas dos bastidores e corredores frios e quentes, dos bastidores de extremidade ($y_{adm.} = 0,100$ e $y_{adm.} = 0,900$) e dos bastidores intermédios ($y_{adm.} = 0,485$). Estes planos preveem que as temperaturas mais altas alcançadas, atingindo mesmo o valor máximo, se encontrem na base dos bastidores.

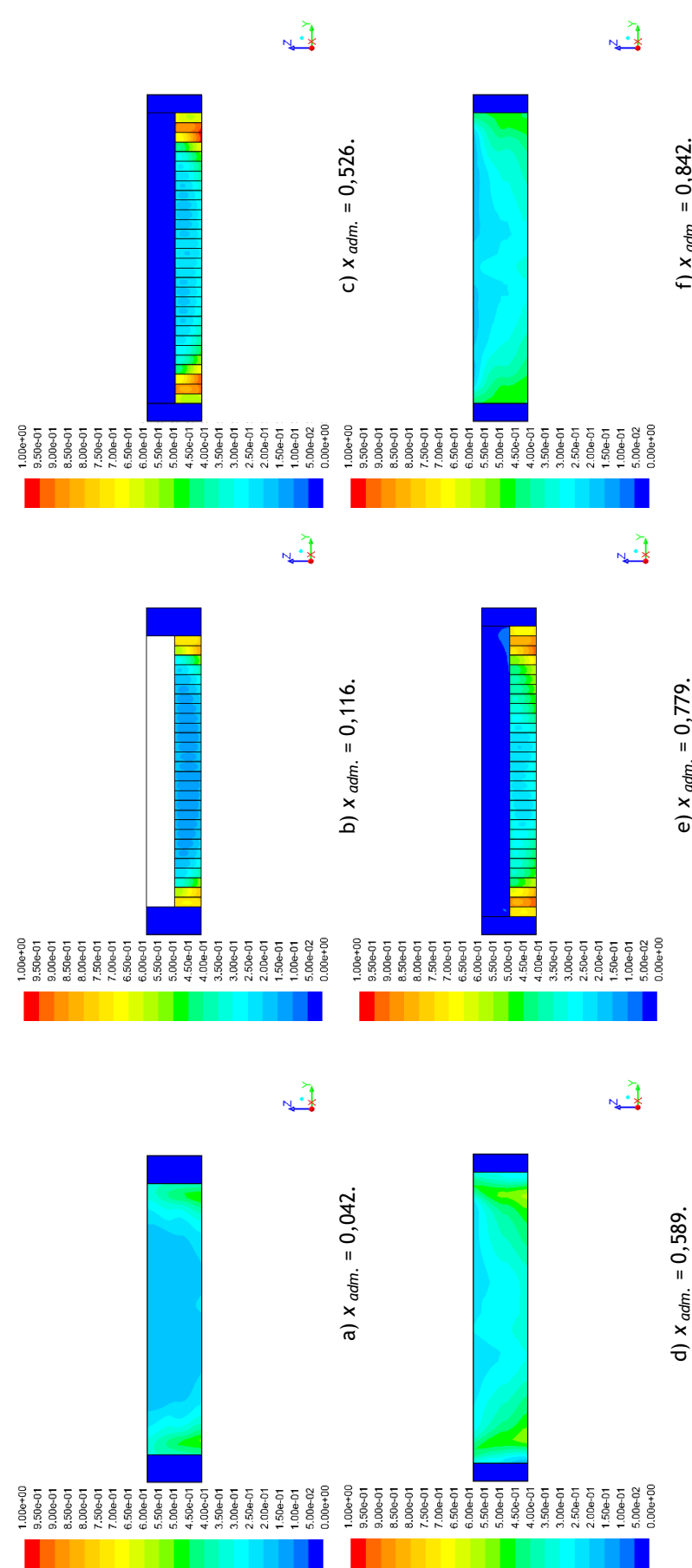


Figura 62 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE4.1.

Quando se analisa a Figura 62, prevê-se que os bastidores que se encontram nas extremidades das filas alcancem temperaturas mais elevadas, chegando ao valor de temperatura adimensional igual a 1,000, i.e., o valor máximo. Prevê-se que os corredores quentes alcancem temperaturas adimensionais médias de 0,300.

5.3.4.2. CE4.2

Neste caso de estudo as alterações nas condições de fronteira são as seguintes:

- Fluxo de calor máximo: $q_{adm.} = 1$
- Velocidade de insuflação máxima: $v_{adm.} = 1$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para o caso de estudo, nos planos indicados nos outros casos de estudo.

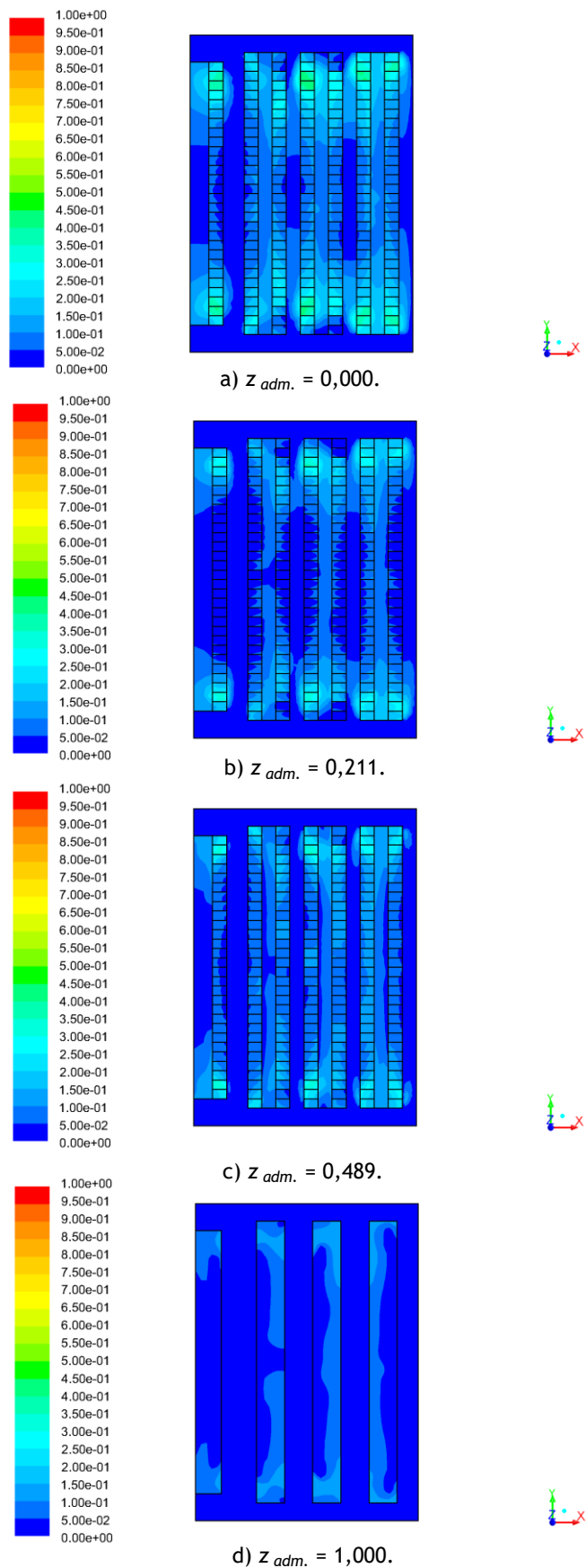


Figura 63 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE4.2.

A Figura 63 que com o aumento da velocidade de insuflação se consigam eliminar quase todos os pontos quentes dos bastidores. Neste caso, os bastidores que se prevê que apresentem pontos quentes são o 2, 29, 32, 33, 58, 93, 94, 117, 118, 182, 183, 206 e 207, o que representa menos de 10% dos bastidores da sala TI. Prevê-se que a temperatura adimensional média na zona de extração se encontre abaixo de 0,100, o que significa que não se prevê pontos quentes nessa zona.

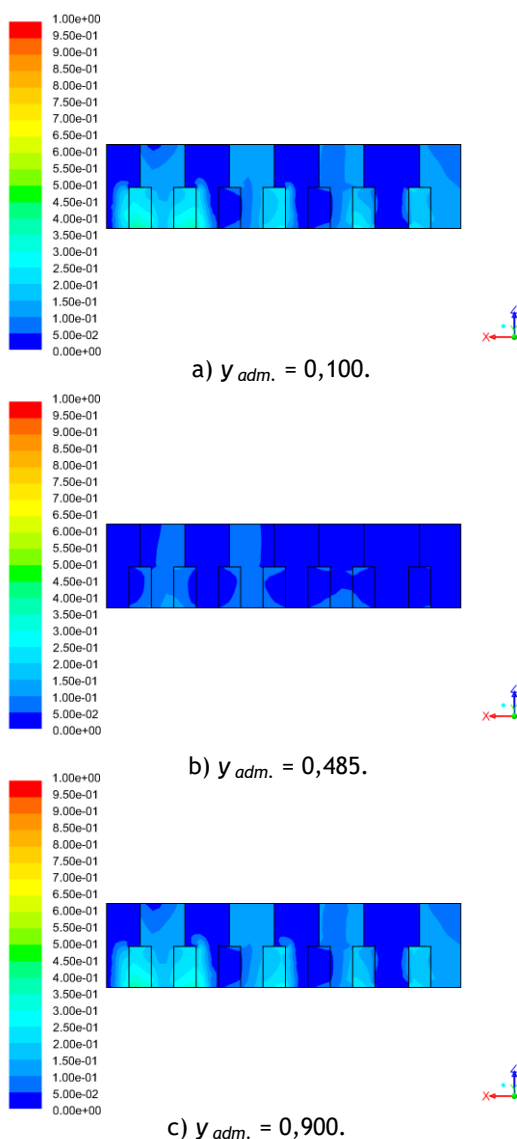


Figura 64 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE4.2.

Os planos x-z representados acima mostram a previsão das temperaturas nos bastidores que se encontram nas extremidades das filas ($y_{adm.} = 0,100$ e $y_{adm.} = 0,900$) onde se prevê pontos quentes com temperaturas muito próximas do limite mínimo para a consideração de pontos quentes. O campo de temperaturas do plano x-z, com $y_{adm.} = 0,485$, que representa os

bastidores centrais, não prevê pontos quentes. A temperatura adimensional nos corredores quentes não deve ultrapassar o valor de 0,150.

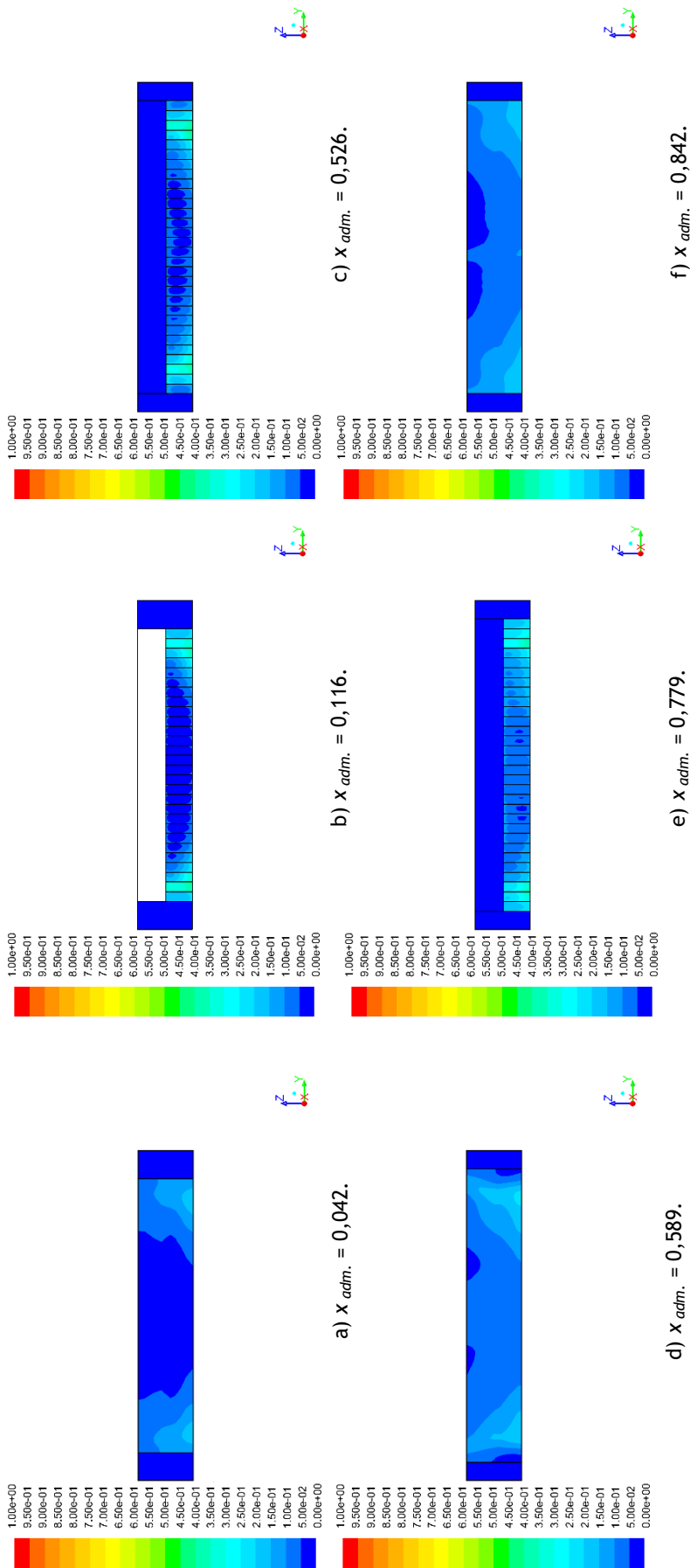


Figura 65 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE4.2.

Os campos de temperaturas dos planos presentes na Figura 65 comprovam a possibilidade de pontos quentes nas extremidades das filas ($y_{adm.} = 0,116$, $y_{adm.} = 0,526$ e $y_{adm.} = 0,779$) e que a temperatura adimensional média nos corredores quentes deve ultrapassar o valor de 0,100.

5.3.5. Caso de Estudo 5

Neste caso é imposta 75% da carga térmica máxima na condição de fronteira do fluxo de calor de forma simétrica, como foi referido anteriormente, para velocidades de insuflação mínima e máxima.

5.3.5.1. CE5.1

Neste caso de estudo as alterações nas condições de fronteira são as seguintes:

- 75% do fluxo de calor máximo: $q_{adm.} = 0,729$
- Velocidade de insuflação mínima: $v_{adm.} = 0$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para o caso de estudo. São considerados os mesmos planos que até aqui..

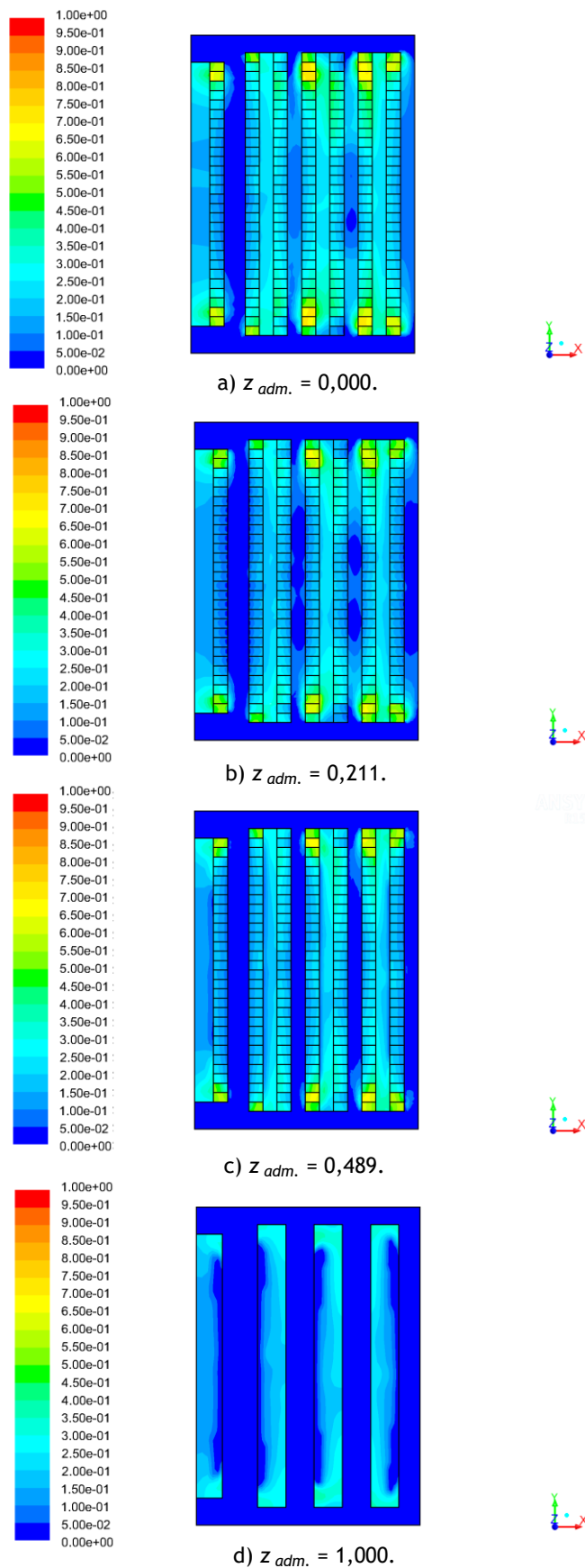


Figura 66 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE5.1.

A Figura 66 prevê que para 75% da carga máxima e para uma velocidade de insuflação mínima, existam pontos quentes nos bastidores das extremidades de todas as filas e na zona de extração. Os bastidores do 1 ao 4, do 28 ao 37, do 52 ao 67, do 82 ao 88, do 91 ao 96, do 116 ao 120, do 123 ao 125, do 146 ao 148, o 151, o 152, o 179 ao 183 e do 206 ao 208 são os que apresentam forte probabilidade de pontos quentes, podendo atingir a temperatura adimensional de 0,749. Já no que diz respeito à temperatura de extração, prevê-se uma temperatura adimensional média que ronda 0,200, que leva à previsão de pontos quentes.

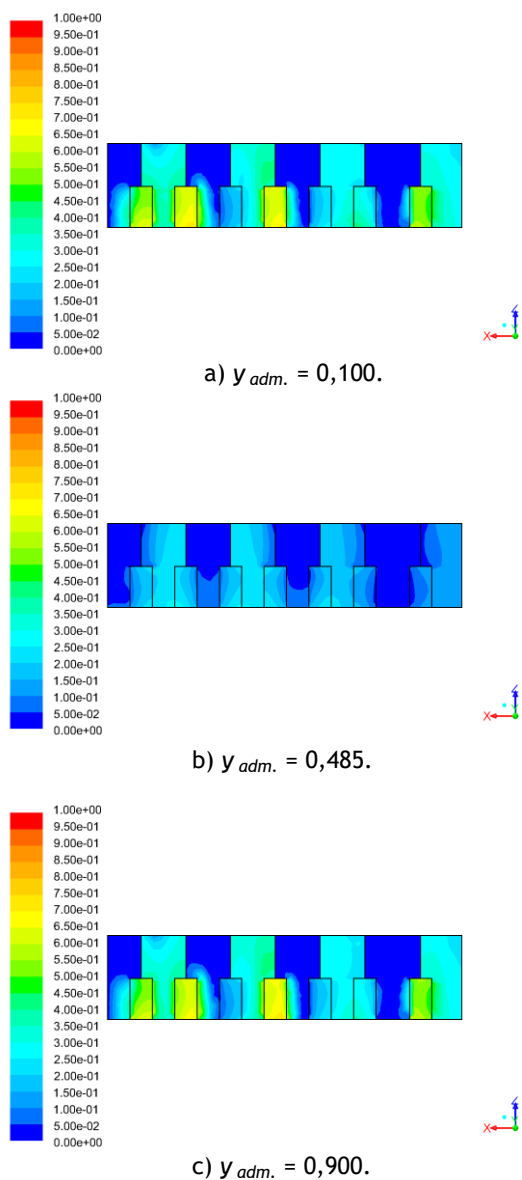


Figura 67 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE5.1.

Na Figura 67 pode-se observar a temperatura dos bastidores acima do valor estabelecido para os pontos quentes e temperaturas adimensionais médias nos corredores quentes de 0,350.

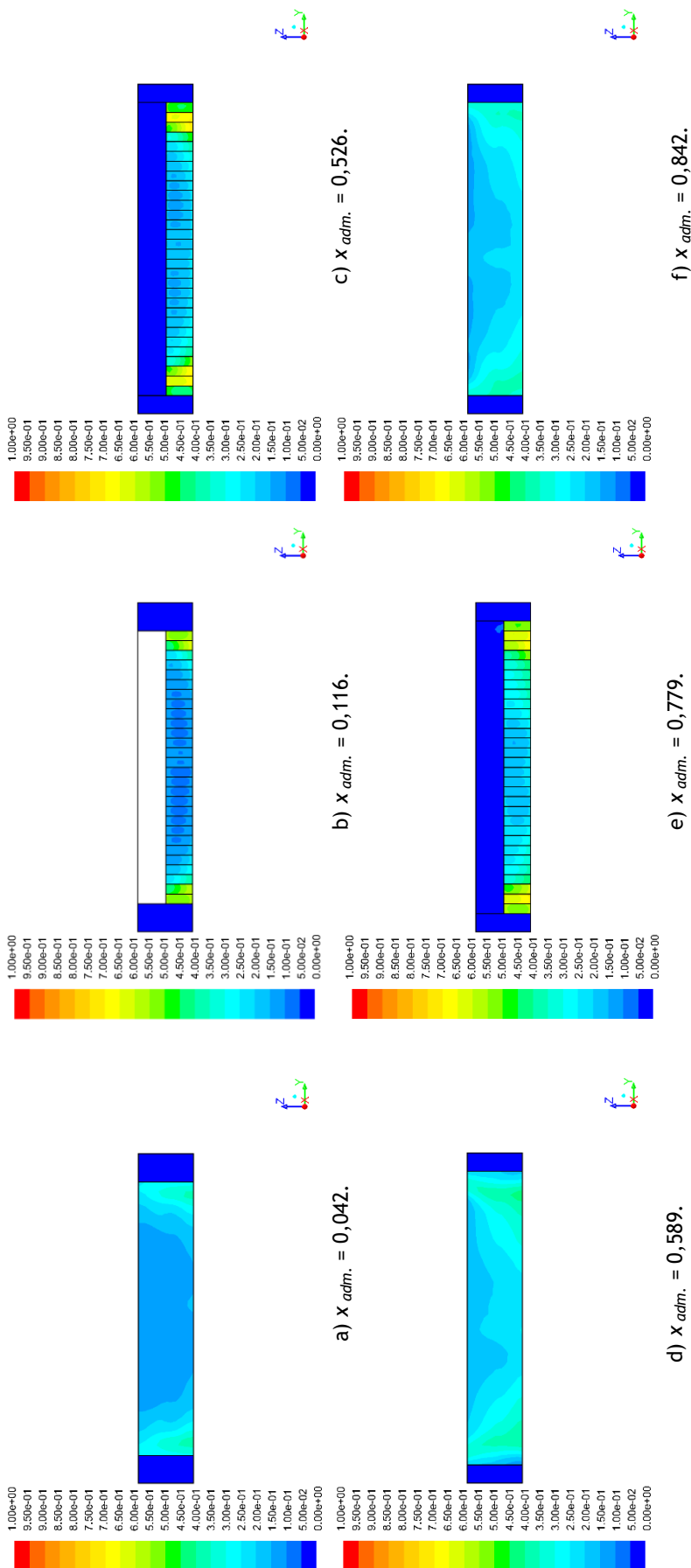


Figura 68 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE5. 1.

A Figura 68 corrobora as previsões das figuras anteriores, mostrando campos de temperaturas que atingem os limites estabelecidos para os pontos quentes. A mesma figura mostra que a média de temperaturas na zona de extração pode proporcionar a formação de pontos quentes.

5.3.5.2. CE5.2

Neste caso de estudo as alterações nas condições de fronteira são as seguintes:

- 75% da carga térmica máxima: $q_{adm.} = 0,729$
- Velocidade de insuflação máxima: $v_{adm.} = 1$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para caso de estudo, correspondentes aos planos identificados nos casos anteriores.

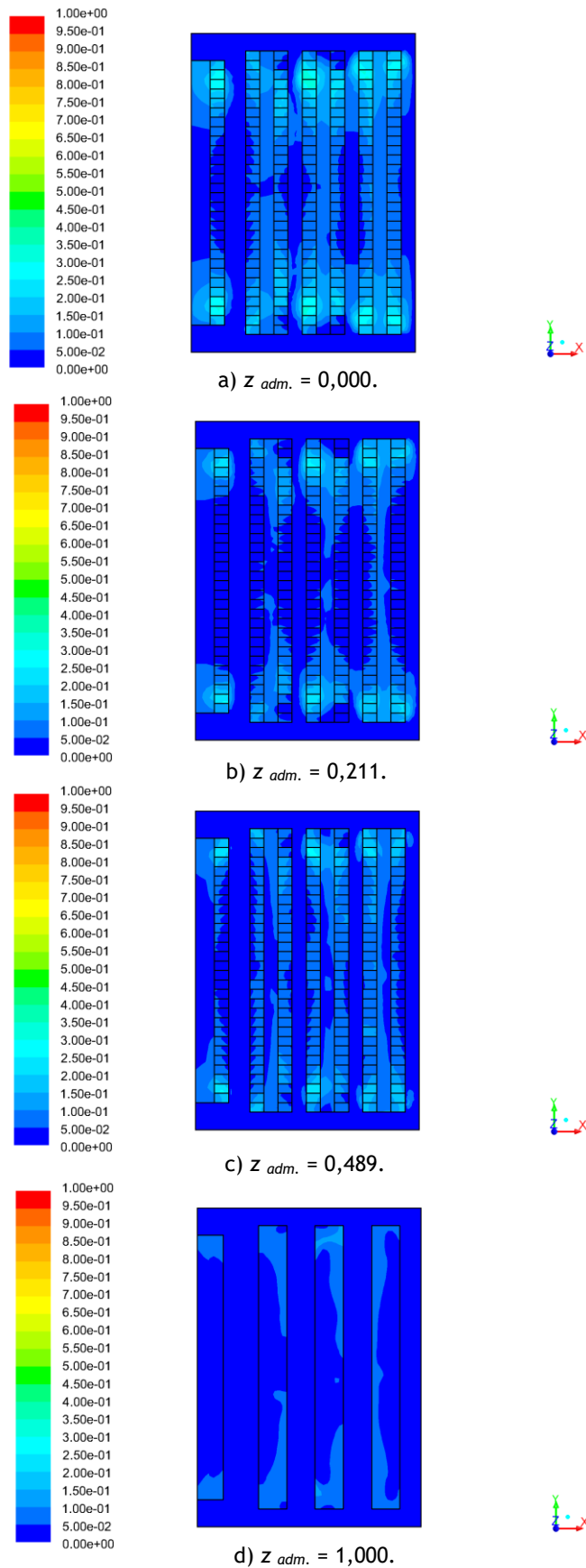


Figura 69 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE5.2.

Como é demonstrado nos campos de temperaturas dos planos da Figura 69, ao aplicar a velocidade de insuflação máxima nas condições de fronteira, o comportamento térmico da sala TI não prevê pontos quentes, nem para os bastidores nem para a zona de extração, que apresenta uma temperatura média semelhante à de insuflação.

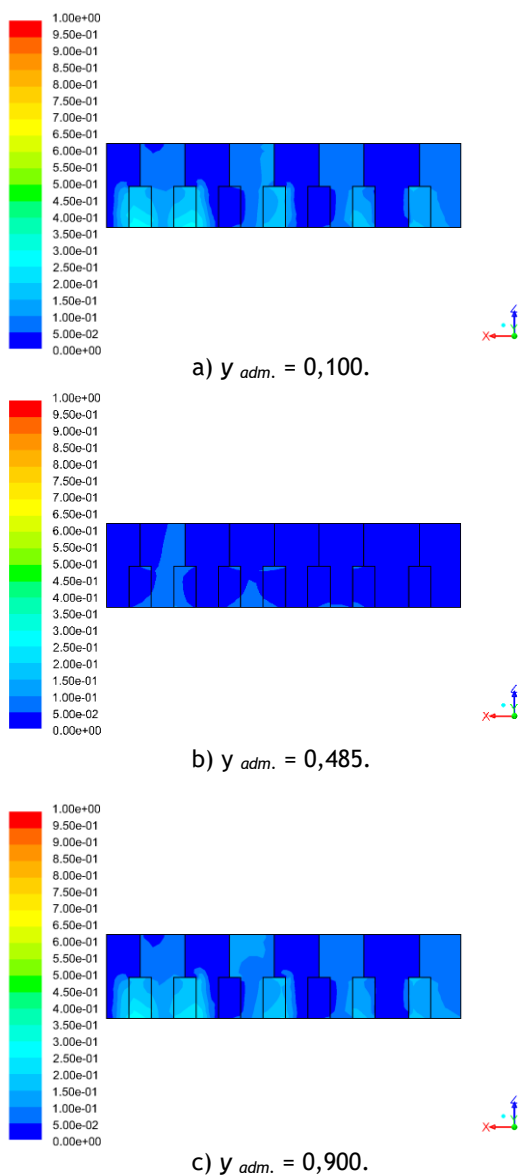


Figura 70 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE5.2.

A Figura 70 prevê que alguns dos bastidores da sala TI apresentem valores de temperaturas semelhantes à temperatura de insuflação, principalmente nos bastidores intermédios de cada fila, como é representado no plano x-z, com $y_{adm.} = 0,485.$

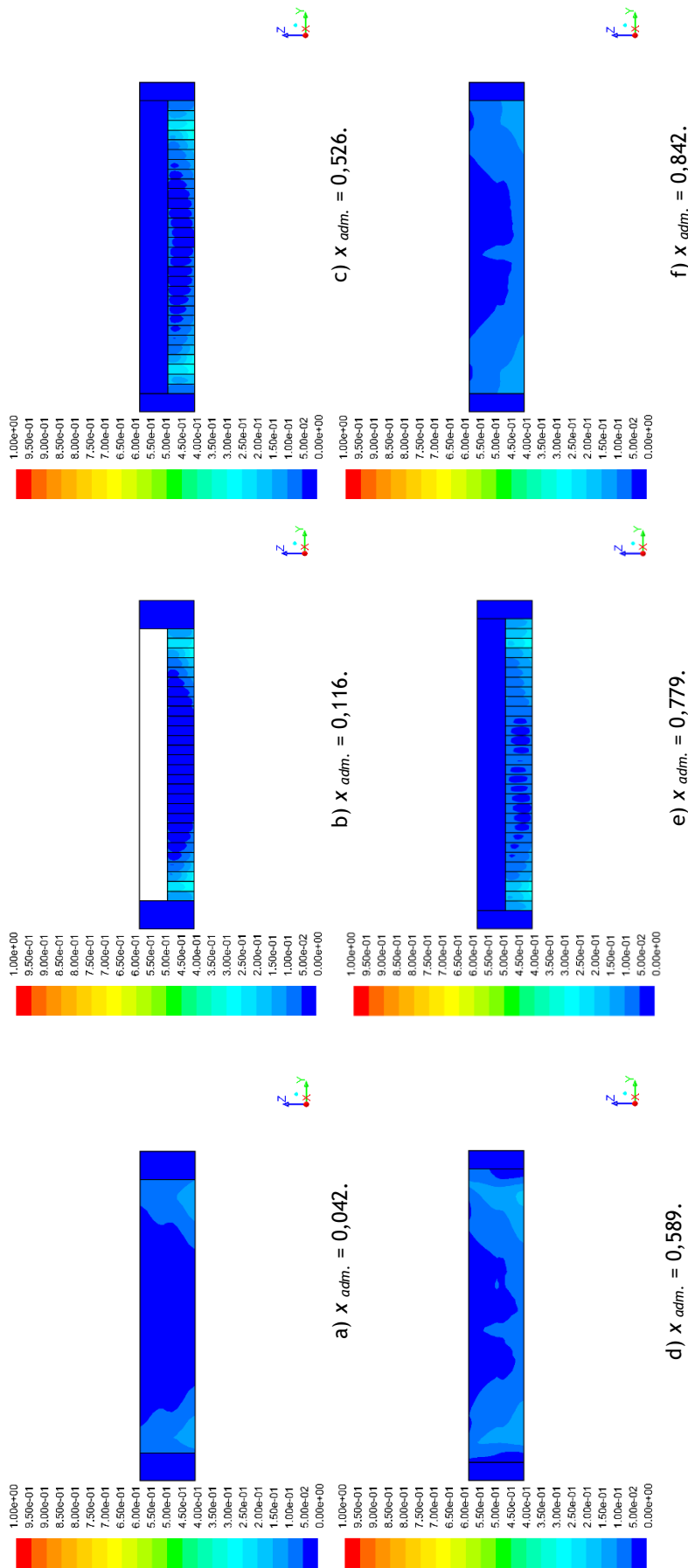


Figura 71 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE5.2.

Os planos apresentados confirmam as previsões da inexistência de pontos quentes, tanto nos bastidores como na zona de extração.

5.3.6. Caso de Estudo 6

Neste caso de estudo é imposta a carga térmica usual na condição de fronteira do fluxo de calor, como foi referido anteriormente, para velocidades de insuflação máxima e mínima.

5.3.6.1. CE6.1

Neste caso de estudo as alterações nas condições de fronteira são as seguintes:

- Carga térmica usual dissipada pelos bastidores: $q_{adm.} = 0,340$
- Velocidade de insuflação mínima: $v_{adm.} = 0$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para o caso de estudo. Tal como nos casos de estudo anteriores, mas somente para relembrar, indica-se que são expostos os campos de temperaturas para:

- plano x-y, a uma altura adimensional de $z_{adm.} = 0,000, 0,211, 0,489$ e $1,000$.
- plano x-z, a uma largura adimensional de $y_{adm.} = 0,100, 0,485$ e $0,900$.
- plano y-z, a um comprimento adimensional de $x_{adm.} = 0,042, 0,116, 0,526, 0,589, 0,779$ e $0,842$.

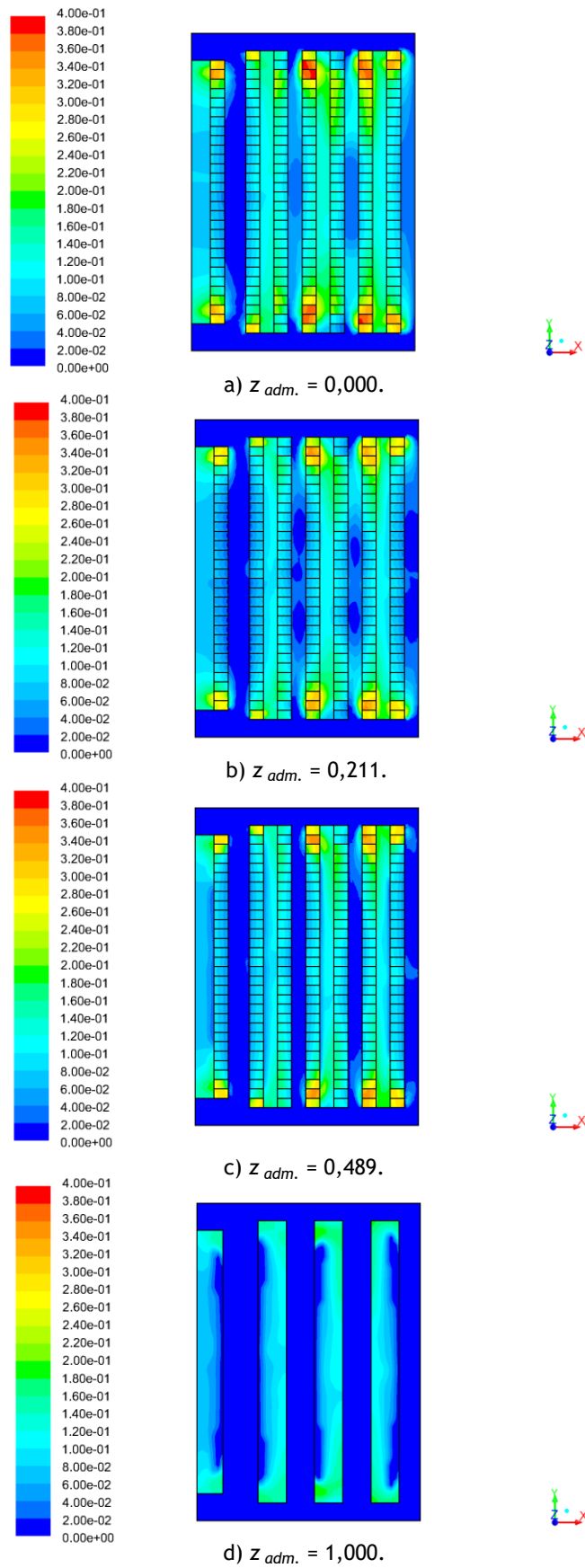


Figura 72 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE6.1.

Os campos de temperaturas dos planos x-y representam a previsão de temperaturas para uma carga térmica usual com velocidade de insuflação mínima. Devido ao processamento dos bastidores, a velocidade de insuflação é insuficiente para combater a previsão de pontos quentes nos bastidores 32, 58, 59, 92, 93, 118 e 119. Na zona de extração também existe uma forte possibilidade de pontos quentes, pois a temperatura adimensional média nessa zona é superior a 0,125.

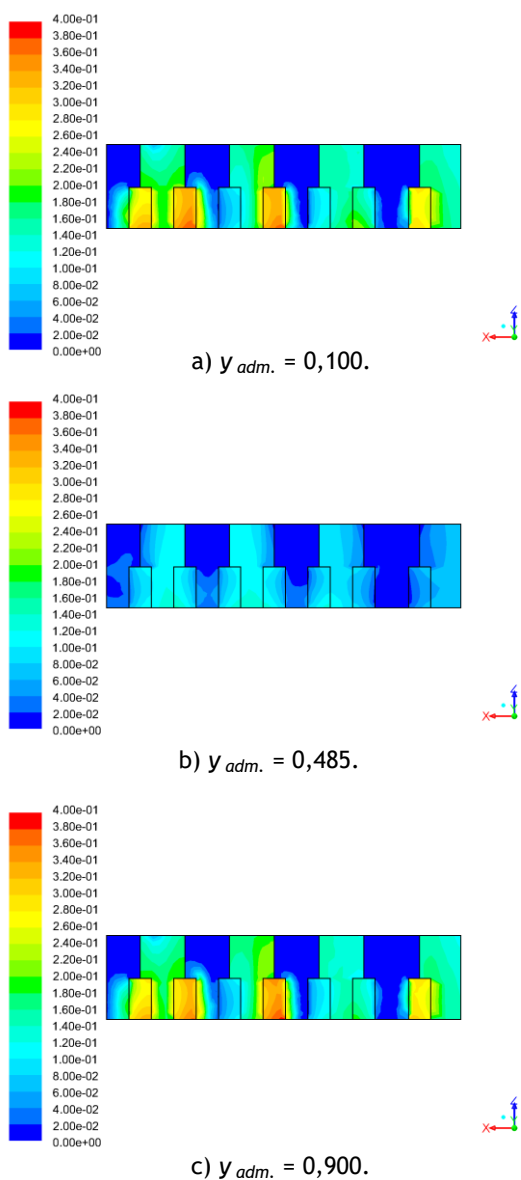


Figura 73 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE6.1.

Nos planos representados na Figura 73, prevê-se que a maior formação de pontos quentes ocorra nas extremidades das filas de bastidores.

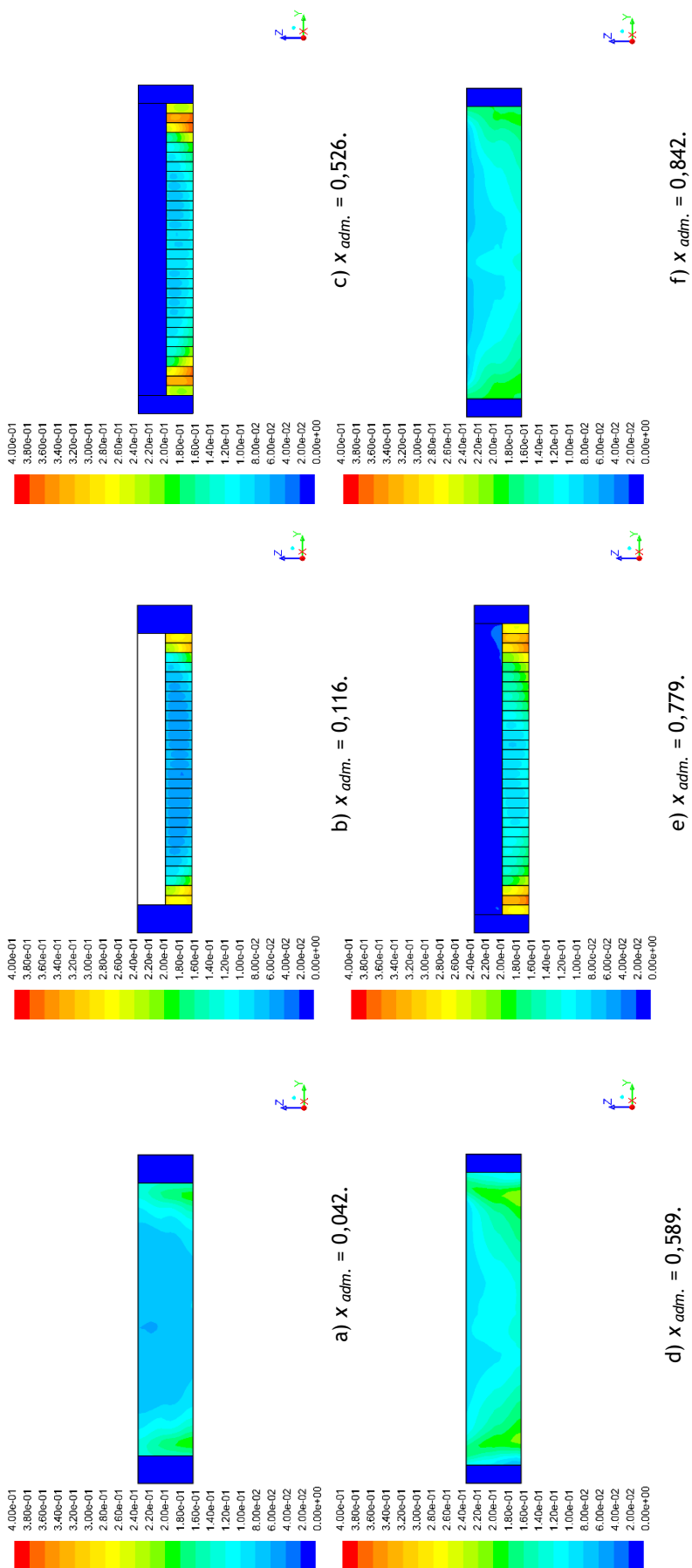


Figura 74 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE6. 1.

Quando se analisa a Figura 74, é previsto que os bastidores que se encontram nas extremidades das filas alcancem temperaturas mais elevadas, chegando ao valor de temperatura adimensional igual a 0,400. Prevê-se que os corredores quentes alcancem temperaturas adimensionais médias máximas de 0,120.

5.3.6.2. CE6.2

Neste caso de estudo, as alterações nas condições de fronteira são as seguintes:

- Carga térmica usual dissipada pelos bastidores: $q_{adm.} = 0,340$
- Velocidade de insuflação máxima: $v_{adm.} = 1$

Nas figuras seguintes são apresentadas as previsões dos campos de temperatura para o caso de estudo, tendo em consideração os mesmos planos que no caso de estudo anterior.

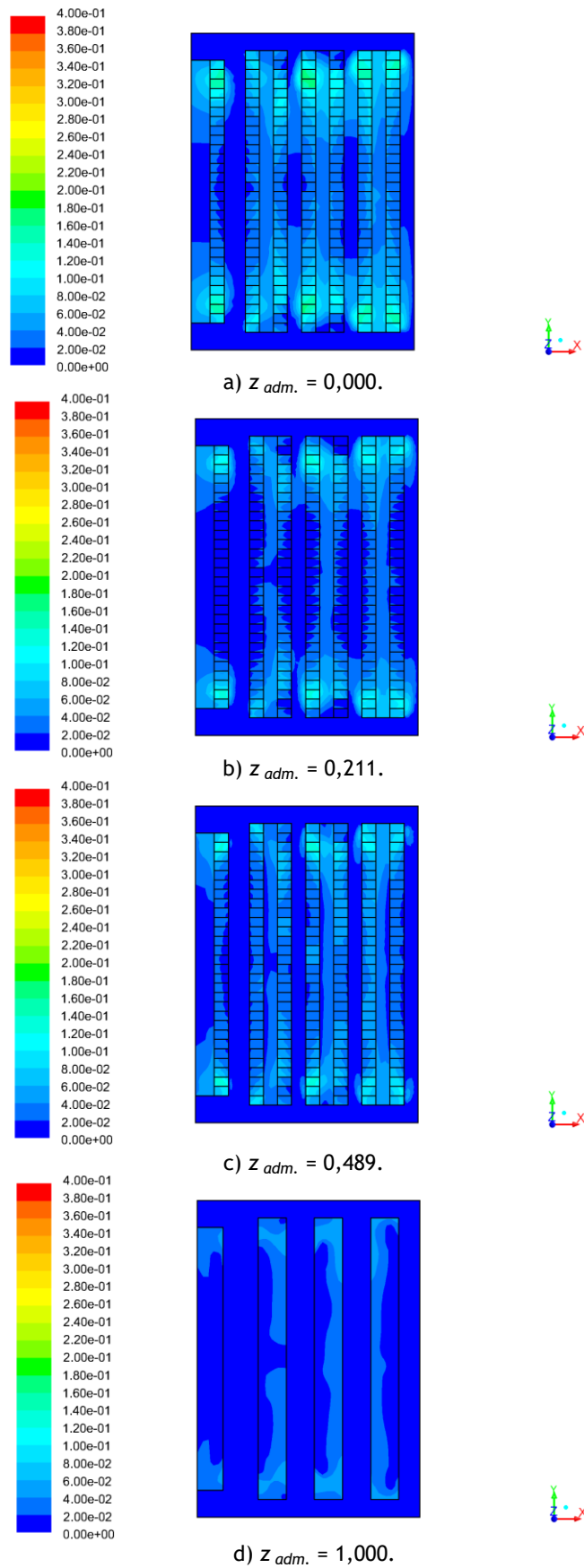


Figura 75 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-y do CE6.2.

Na Figura 75 prevê-se ausência de pontos quentes, uma vez que a velocidade de insuflação demonstra estar sobredimensionada para o caso de estudo em questão, o que leva também à previsão de valores baixos na zona de extração.

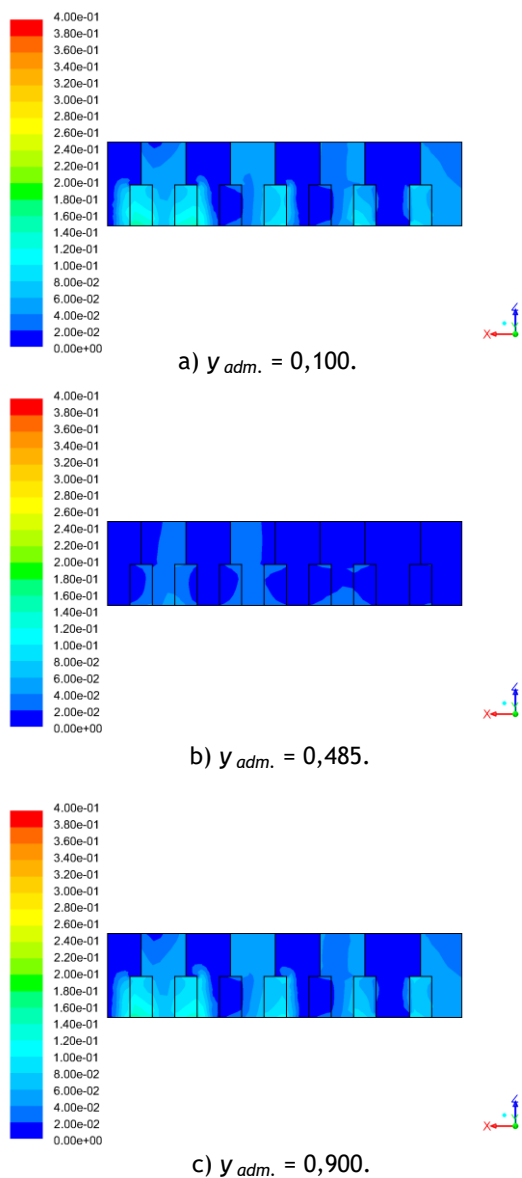


Figura 76 - Campo de temperaturas adimensionais no plano x-z do CE6.2.

Observando a Figura 76, verifica-se a previsão acima mencionada, uma vez que os valores obtidos no campo de temperaturas adimensional dos bastidores não ultrapassam o valor de 0,160. Na zona de extração, também não se prevê pontos quentes, uma vez que o valor do campo de temperaturas adimensional não excede o valor de 0,06.

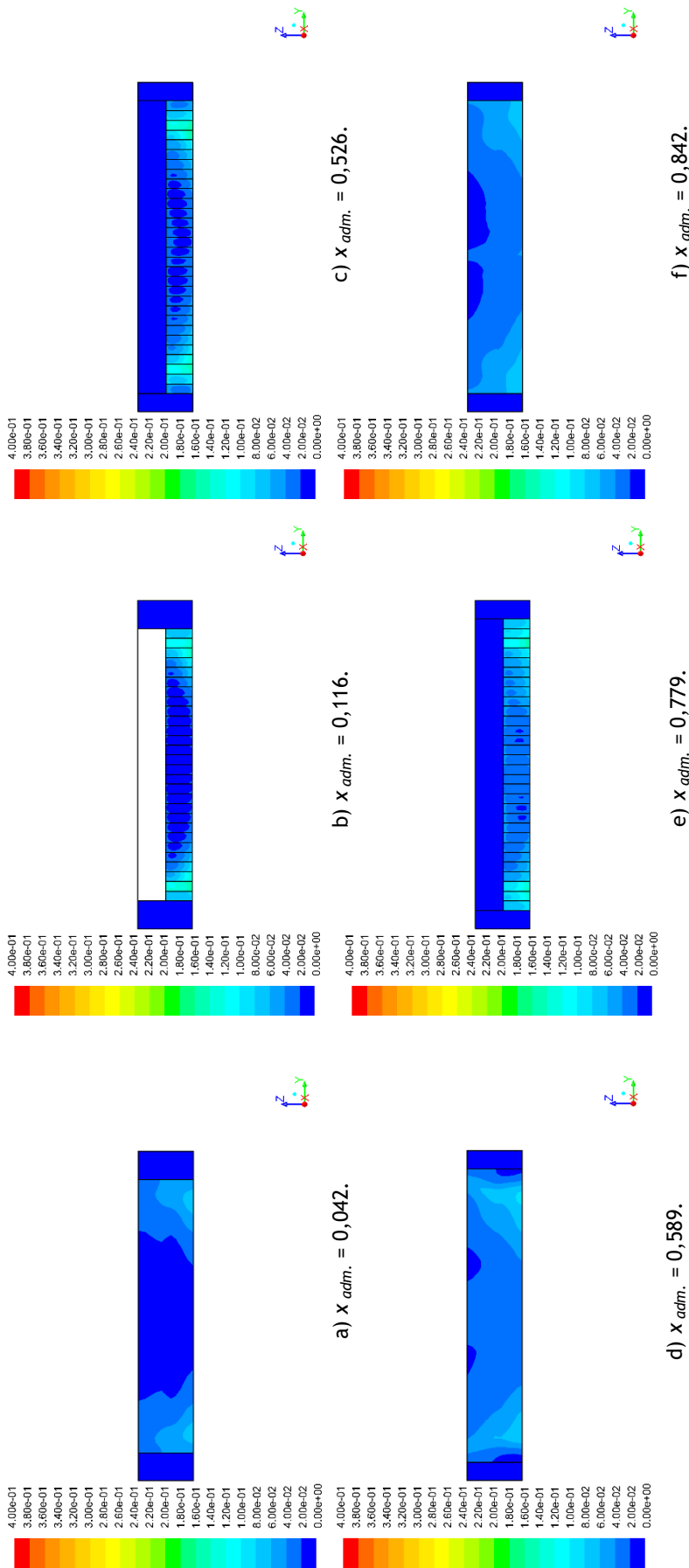


Figura 77 - Campo de temperaturas adimensionais no plano y-z do CE6.2.

Na figura 77 pode-se observar a previsão do campo de temperaturas para os diversos planos y-z. No plano $x_{adm.} = 0,526$, pode-se observar que os bastidores das extremidades das filas estão com valores muito aproximados dos valores dos bastidores centrais, uma vez que a escala não apresenta o valor máximo existente nos outros casos de estudo acima mencionados. Assim pode constatar-se que não existem pontos quentes em qualquer bastidor. O valor do campo de temperaturas na zona de extração é quase idêntico ao da temperatura de insuflação.

5.4. Influência da velocidade de insuflação

5.4.1. Velocidade de insuflação mínima

Nos casos de estudo onde foi imposta a velocidade de insuflação mínima analisaram-se os planos x-y a uma altura adimensional de $z_{adm.} = 0,000, 0,244, 0,489$ e $1,000$, para o plano x-z a uma largura adimensional de $y_{adm.} = 0,100, 0,485$ e $0,900$ e para o plano y-z a um comprimento adimensional de $x_{adm.} = 0,042, 0,116, 0,195, 0,463, 0,526, 0,589, 0,716, 0,779$ e $0,842$. As figuras seguintes mostram os campos dos vetores velocidade para o caso de estudo.

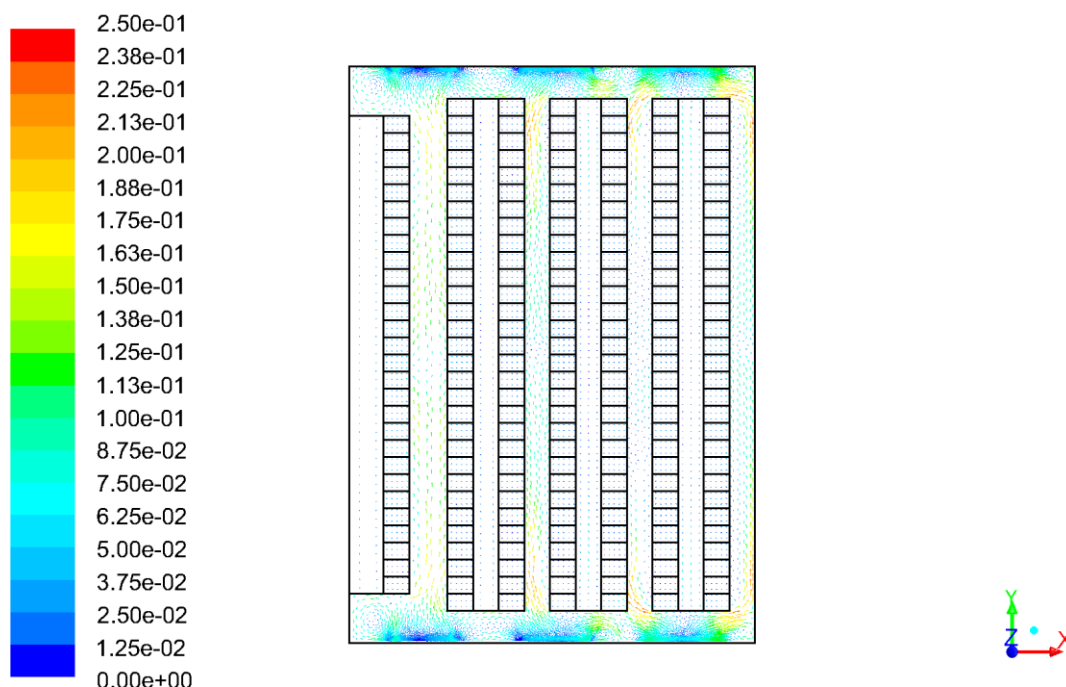


Figura 78 - Vetores de velocidade no plano x-y, $z_{adm.} = 0,000$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima.

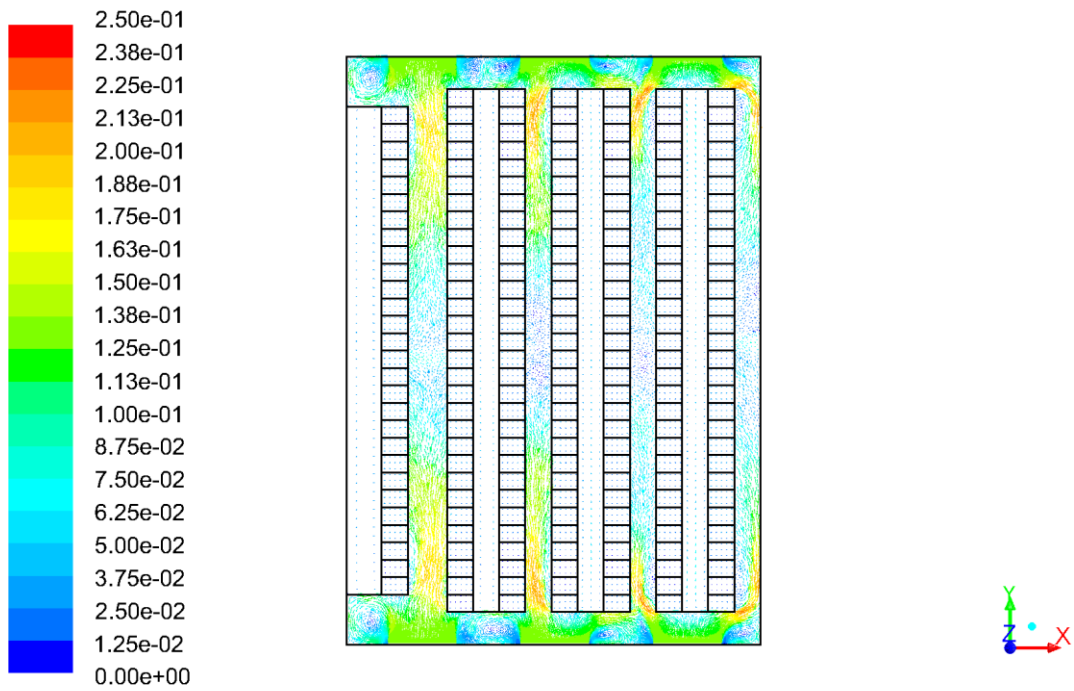


Figura 79 - Vetores de velocidade no plano x-y, $z_{adm.} = 0,211$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima.

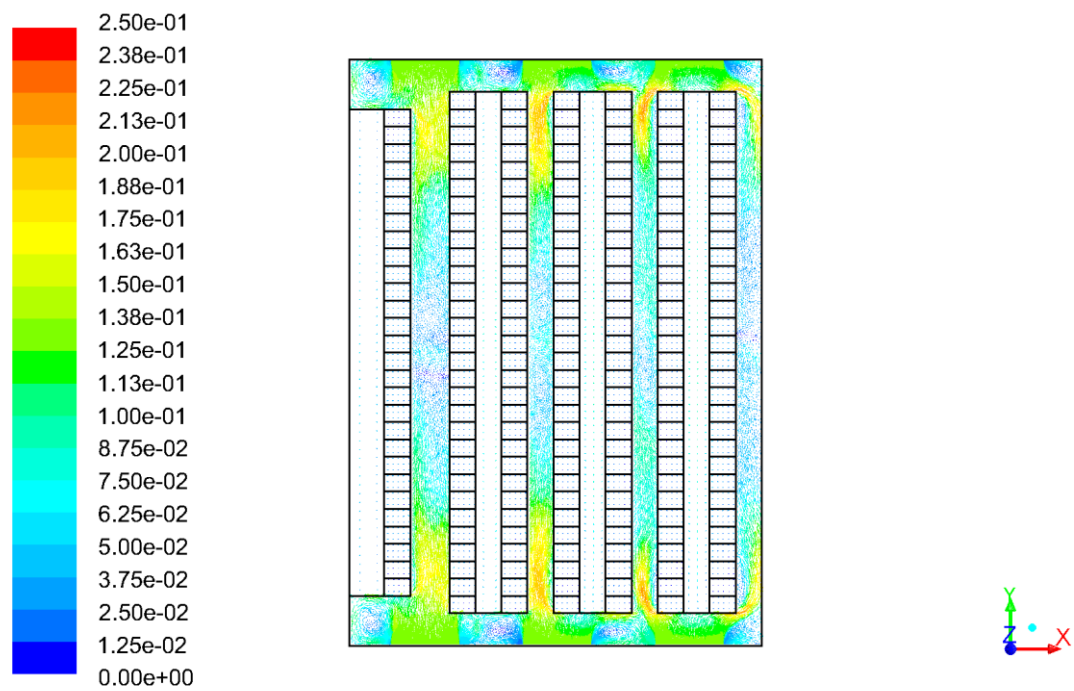


Figura 80 - Vetores de velocidade no plano x-y, $z_{adm} = 0,489$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima.

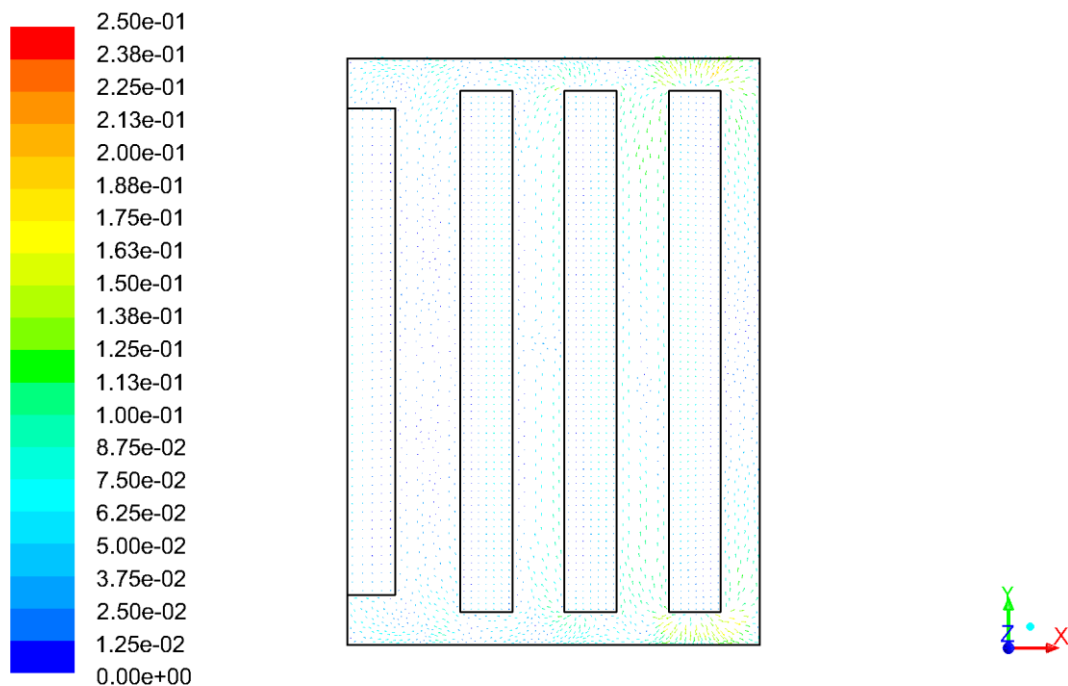


Figura 81 - Vetores de velocidade no plano x-y, $Z_{adm} = 1,000$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima.

As Figuras 78, 79, 80 e 81 representam o campo dos vetores de velocidade da sala TI. Prevê-se que na meia altura da zona de insuflação existam valores mais acentuados da velocidade do ar. Na zona de insuflação prevê-se o aparecimento de vórtices e pequenas recirculações de ar devido à quantidade de movimento insuflado pelas grelhas. Ainda se prevê que o ar seja desviado da trajetória desejável em direção aos corredores frios, uma vez que este colide com as chapas das extremidades das filas dos bastidores e com as portas de contenção. Devido ao desvio de trajetória, o ar ganha velocidade no início dos corredores frios, perdendo-a gradualmente à medida que se desloca no corredor frio. Prevê-se ainda que no piso e no teto da sala TI o escoamento seja mais lento.

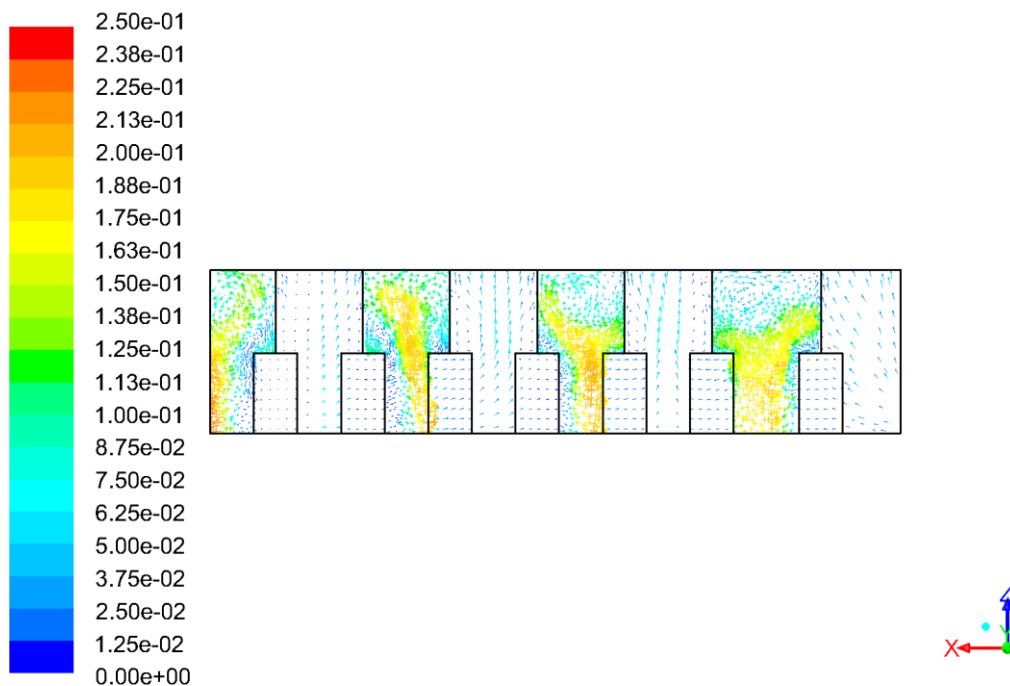


Figura 82 - Vetores de velocidade no plano x-z, $y_{adm.} = 0,100$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima.

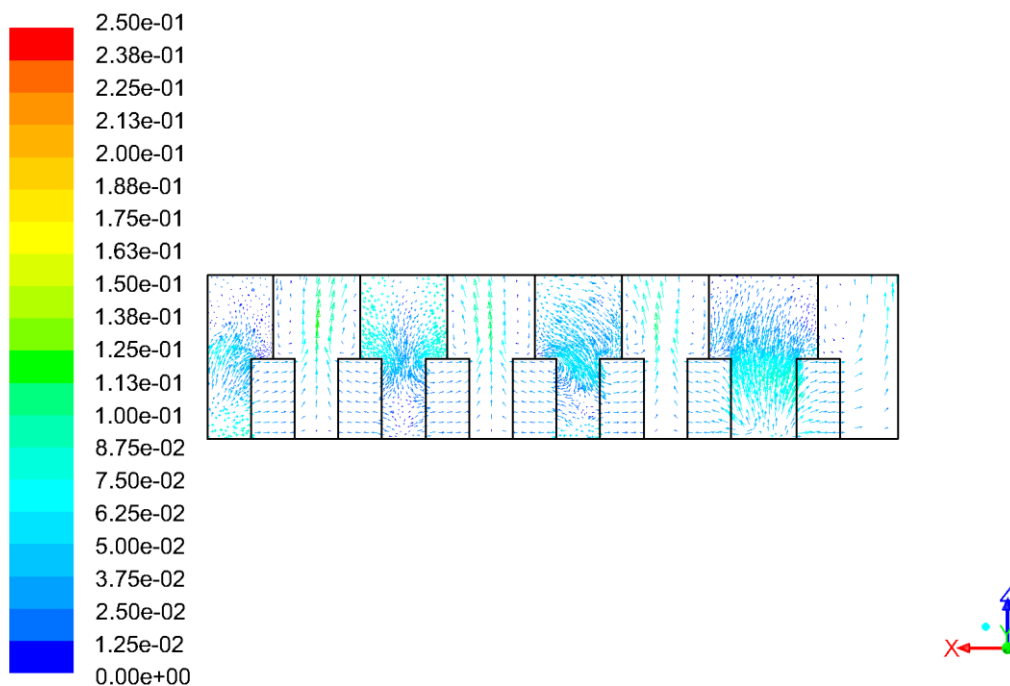


Figura 83 - Vetores de velocidade no plano x-z, $y_{adm.} = 0,485$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima.

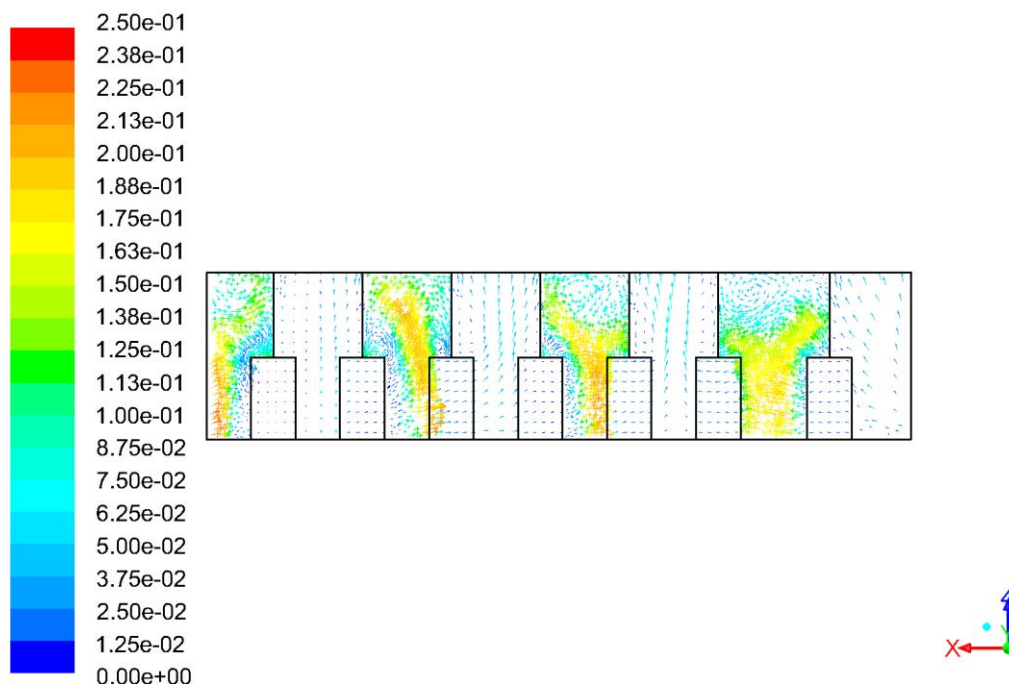


Figura 84 - Vetores de velocidade no plano x-z, $y_{adm.} = 0,900$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima.

Nas Figuras 82 a 84 prevê-se que haja recirculação em alguns bastidores. Isto deve-se à dificuldade que o ar tem em entrar nos mesmos, uma vez que o ar insuflado colide com as chapas das extremidades dos bastidores como foi referido anteriormente. Na Figura 83 prevê-se que o escoamento do ar segue o caminho desejável. Nesse plano dá para entender o comportamento do escoamento na maioria dos bastidores presentes na sala TI. Em relação à zona de corredores quentes, pode visualizar-se que a previsão do sentido do escoamento do ar que sai dos bastidores segue o caminho desejável para a zona de extração, com exceção do ar que está junto às extremidades do corredor, que tem tendência a entrar na saída desses bastidores.

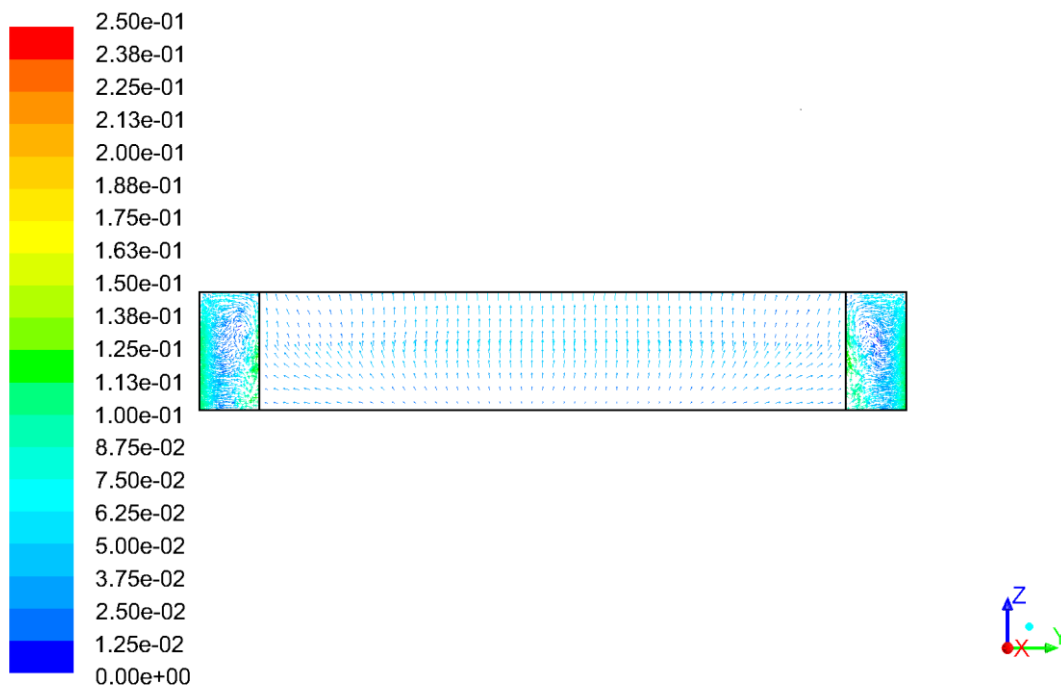


Figura 85 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,042$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima.

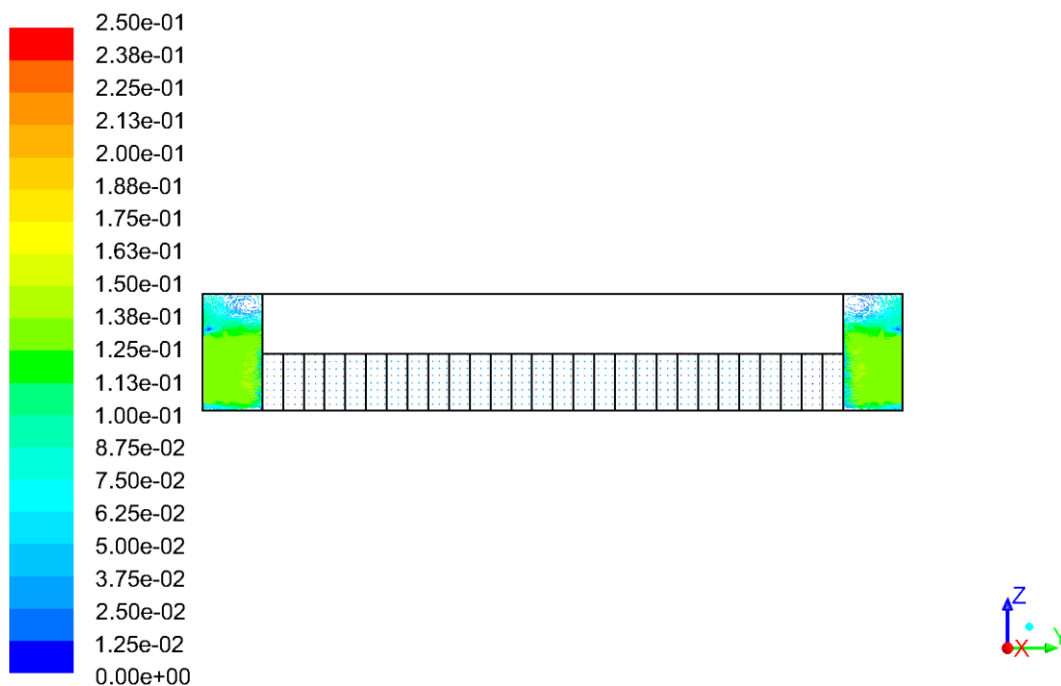


Figura 86 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,116$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima.

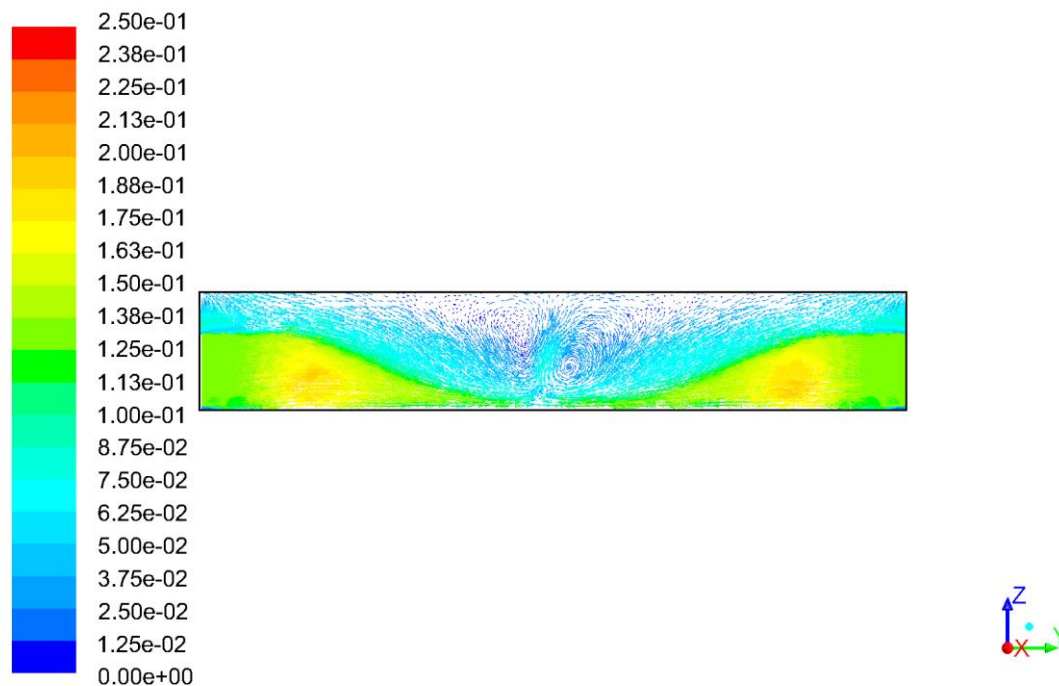


Figura 87 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,195$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima.

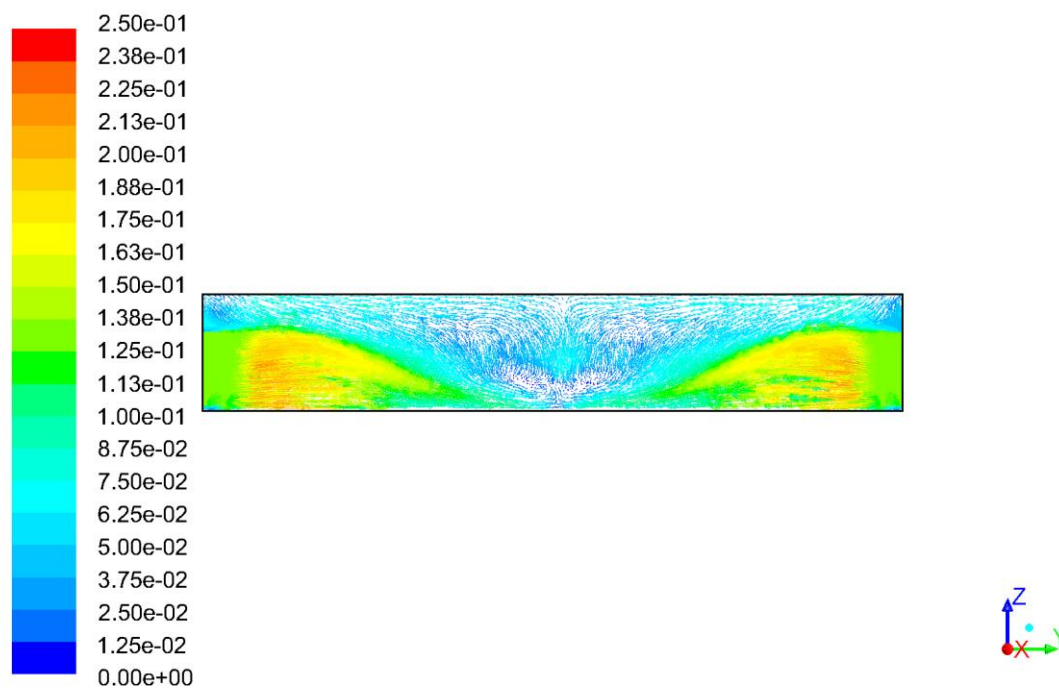


Figura 88 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,463$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima.

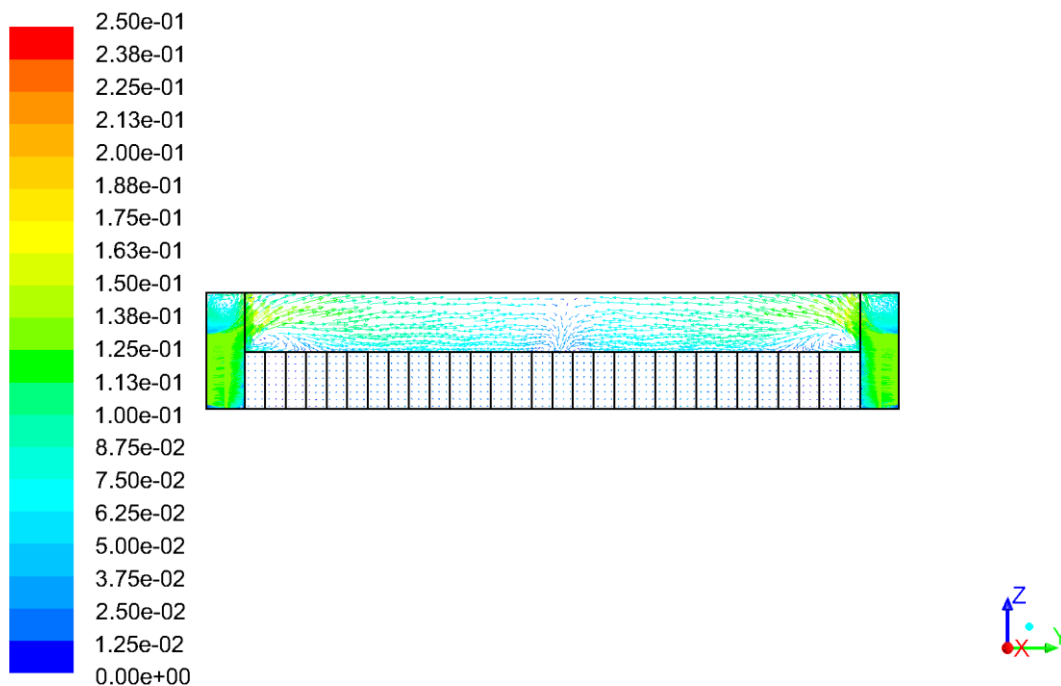


Figura 89 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,526$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima.

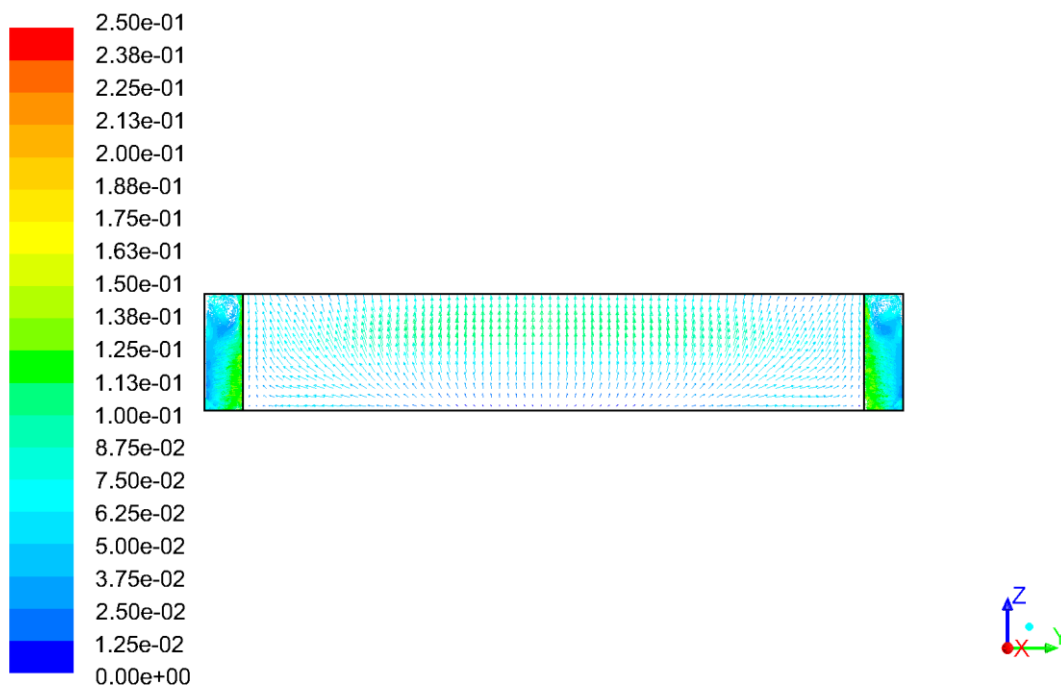


Figura 90 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,589$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima.

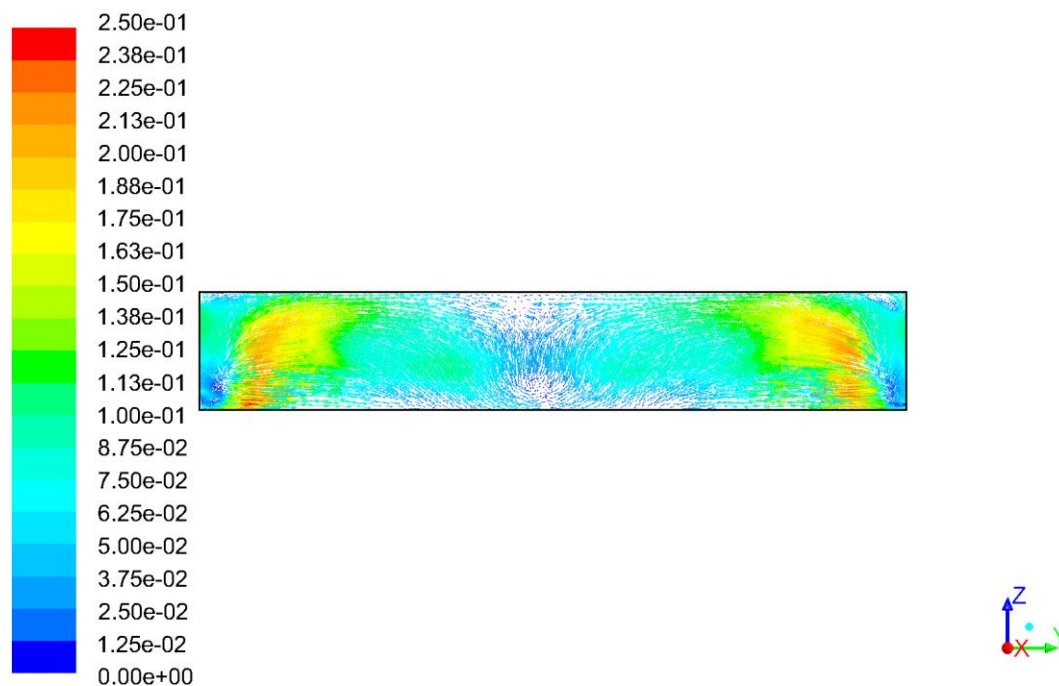


Figura 91 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,716$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima.

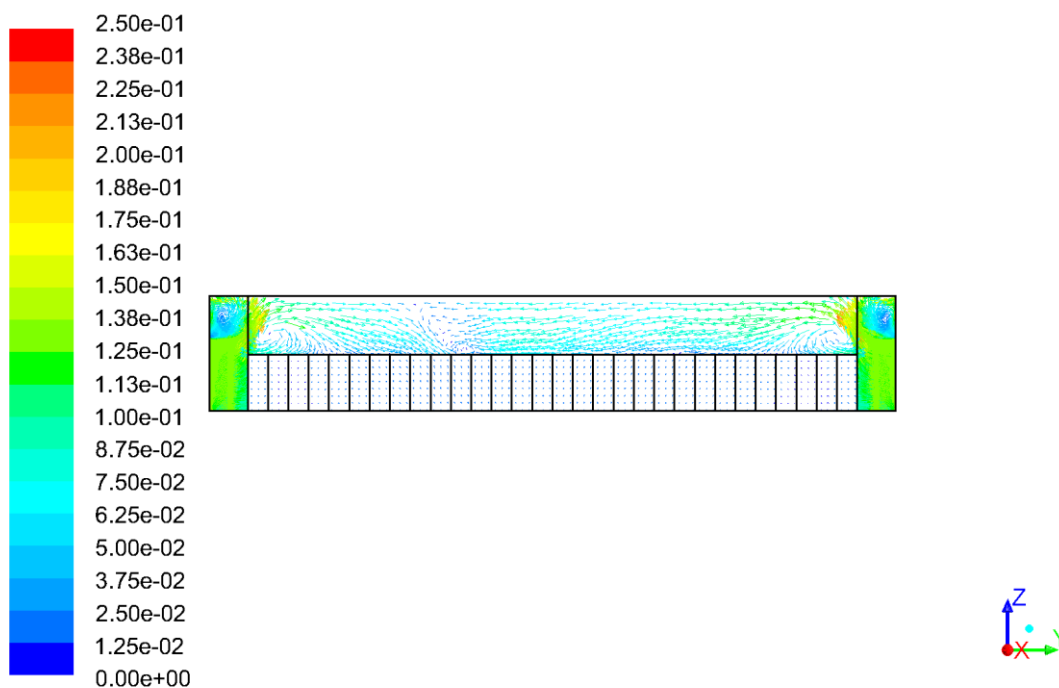


Figura 92 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,779$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima.

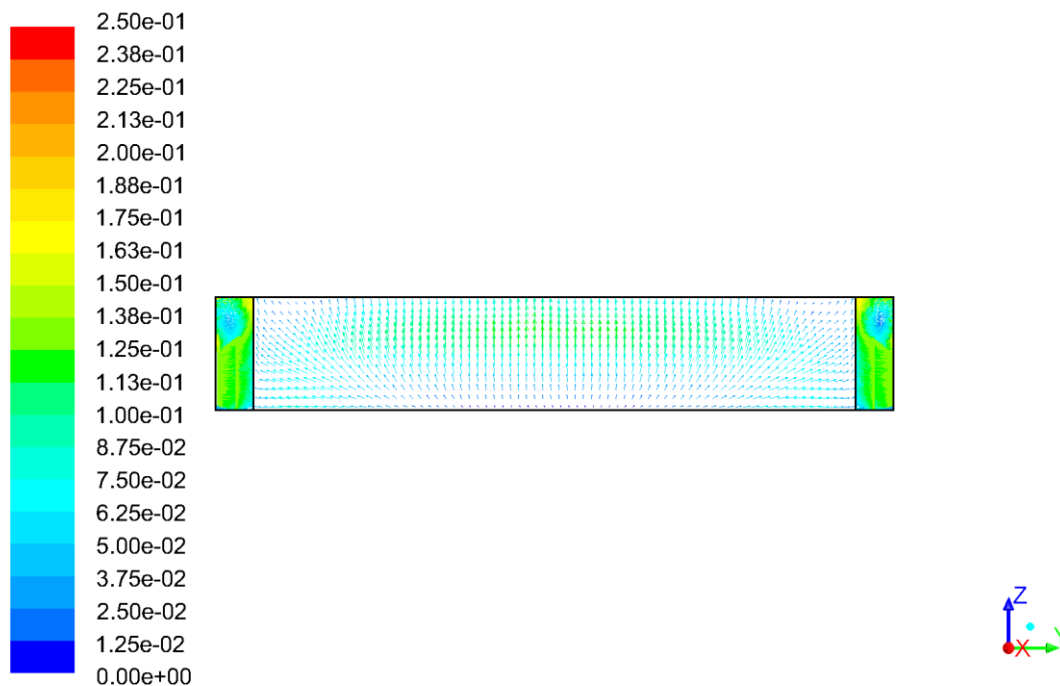


Figura 93 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm.} = 0,842$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação mínima.

A explicação anterior pode ser constatada nos planos das Figuras 87, 88 e 91. Nas figuras dos planos $x_{adm.} = 0,195$, $x_{adm.} = 0,463$ e $x_{adm.} = 0,716$ pode observar-se melhor a situação que acontece na zona de insuflação quando o ar colide com as chapas das extremidades dos bastidores. É perceptível que o escoamento do ar ganha velocidade nas extremidades das filas.

5.4.2. Velocidade de insuflação máxima

Nos casos de estudo onde foi imposta a velocidade de insuflação máxima analisaram-se os mesmos planos que no caso anterior. As figuras seguintes mostram os campos dos vetores velocidade para o caso de estudo.

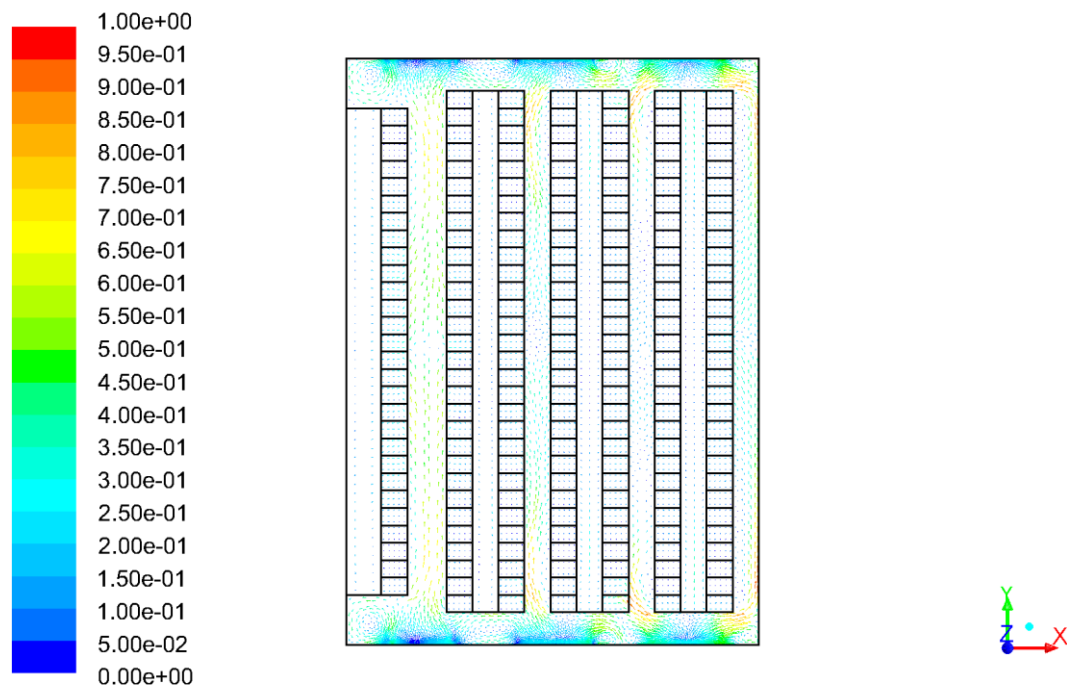


Figura 94 - Vetores de velocidade no plano x-y, $z_{adm} = 0,000$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima.

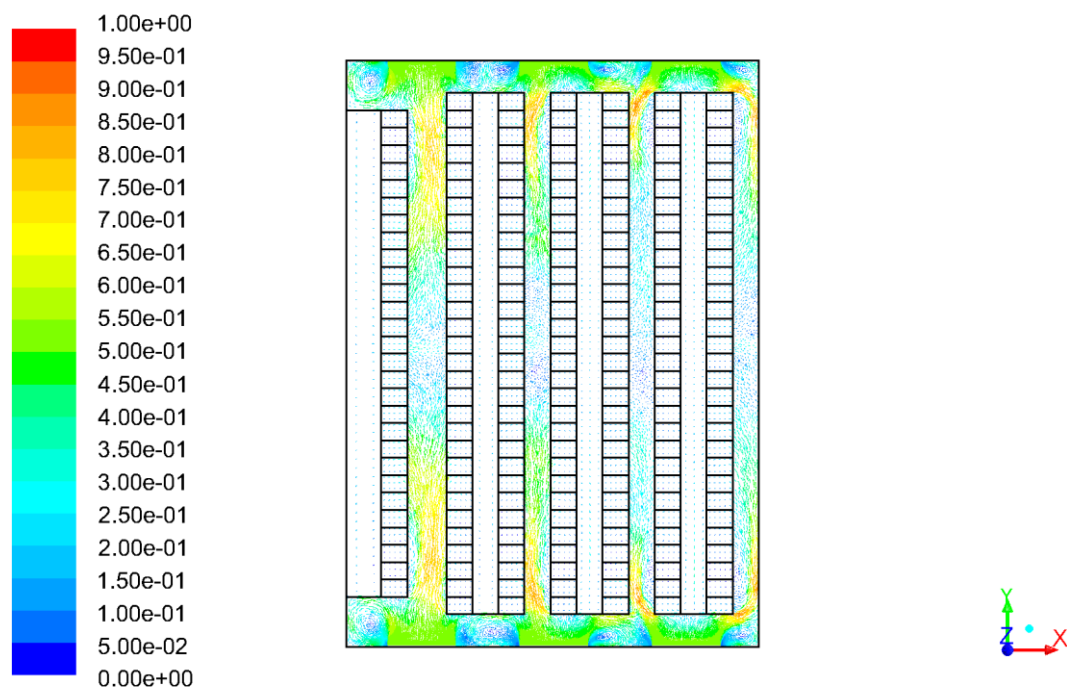


Figura 95 - Vetores de velocidade no plano x-y, $z_{adm} = 0,244$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima.

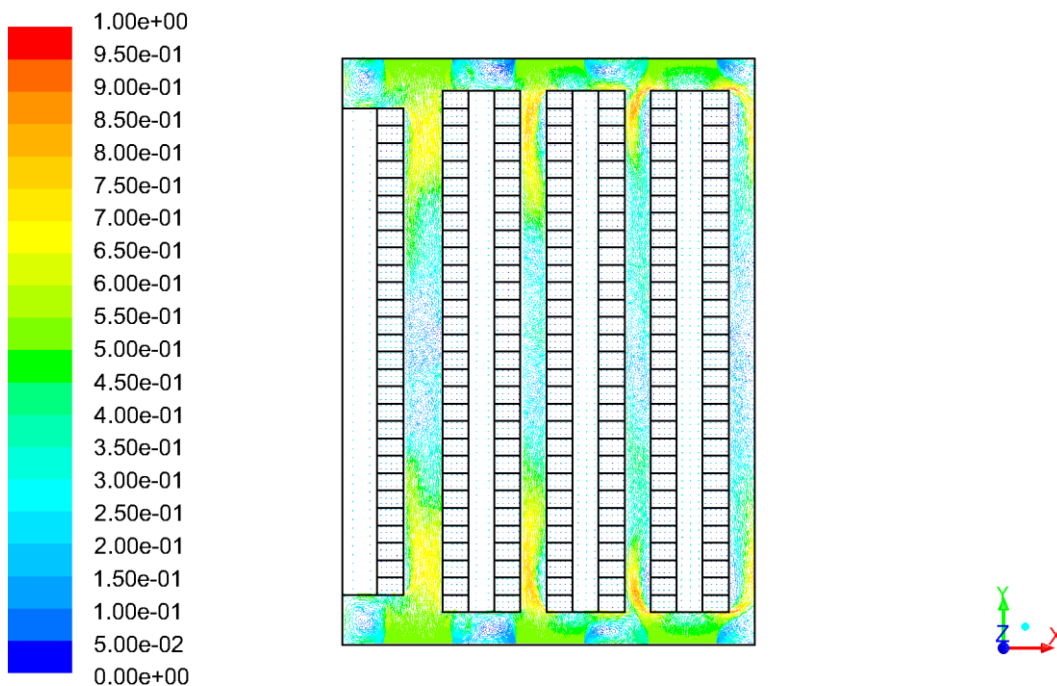


Figura 96 - Vetores de velocidade no plano $x-y$, $Z_{adm.} = 0,489$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima.

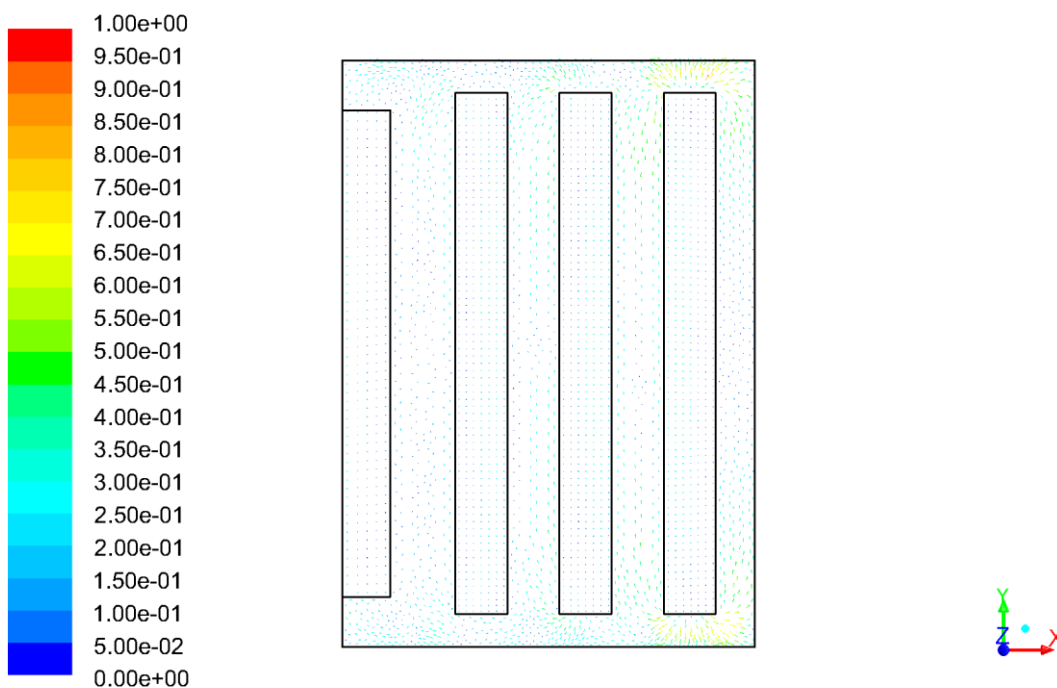


Figura 97 - Vetores de velocidade no plano $x-y$, $Z_{adm.} = 1,000$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima.

Neste caso a previsão é muito semelhante à da velocidade de insuflação mínima, uma vez que o escoamento do ar se comporta da mesma maneira. Mas neste caso o escoamento do ar tem velocidades mais altas do que o cenário da velocidade mínima de insuflação. A justificação para este caso, vai de encontro à explicação dada no caso da velocidade mínima de insuflação.

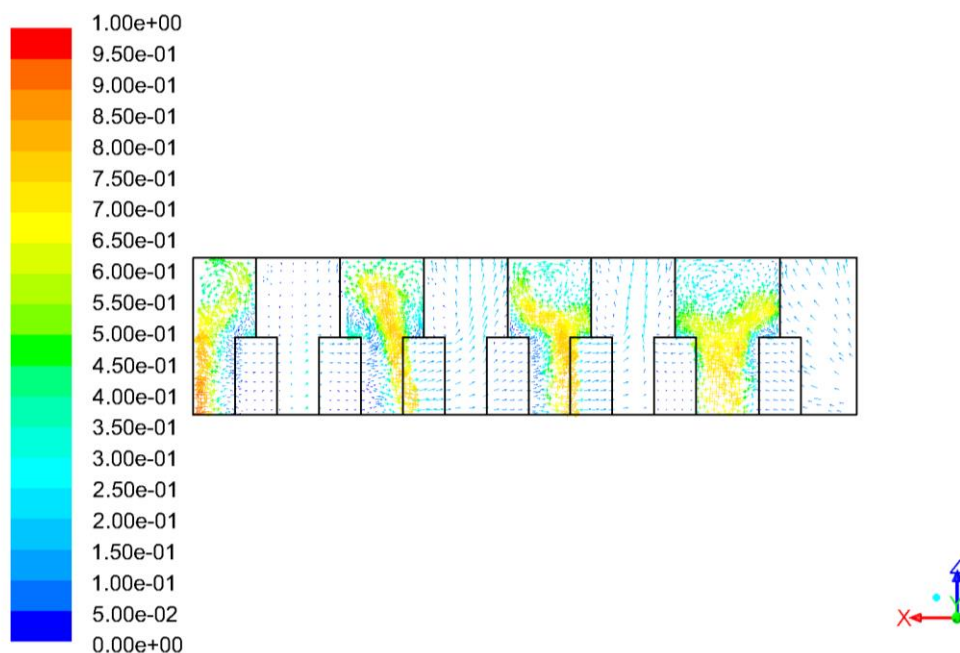


Figura 98 - Vetores de velocidade no plano x-z, $y_{adm.} = 0,100$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima.

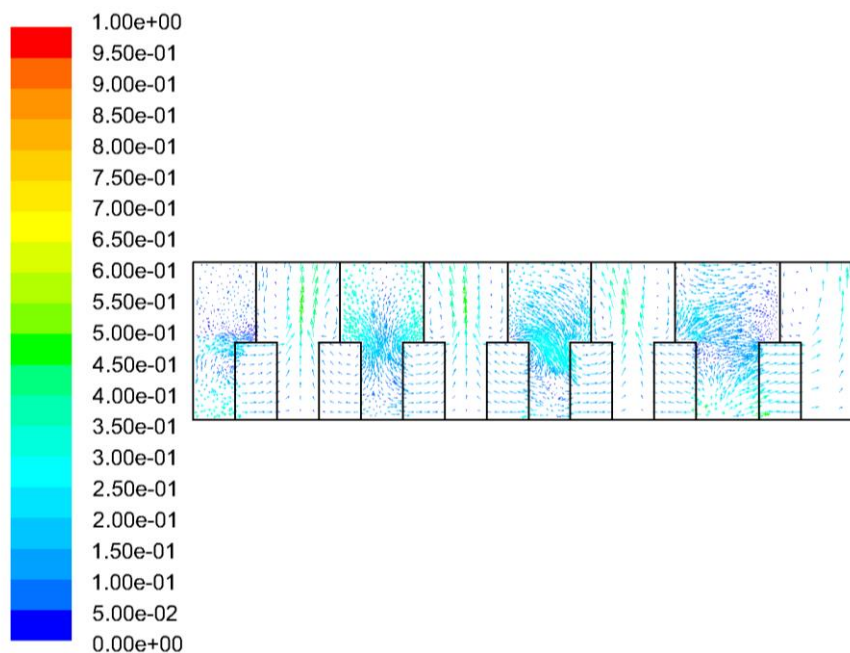


Figura 99 - Vetores de velocidade no plano x-z, $y_{adm} = 0,485$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima.

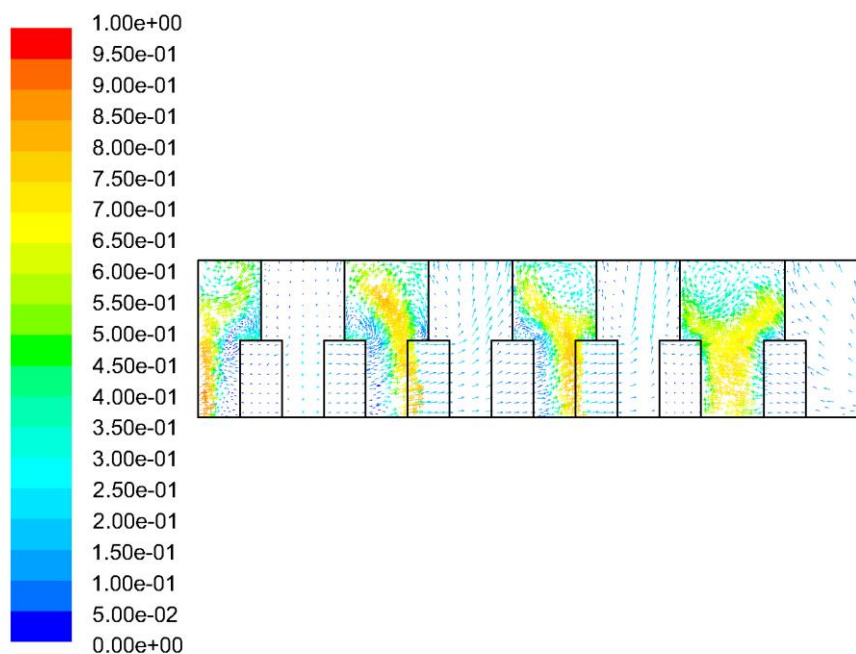


Figura 100 - Vetores de velocidade no plano x-z, $y_{adm} = 0,900$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima.

Nas Figuras 98, 99 e 100 confirma-se que as previsões para o comportamento do escoamento do ar são idênticas às do caso de velocidade mínima de insuflação, mas pode observar-se que a escala de velocidade é diferente.

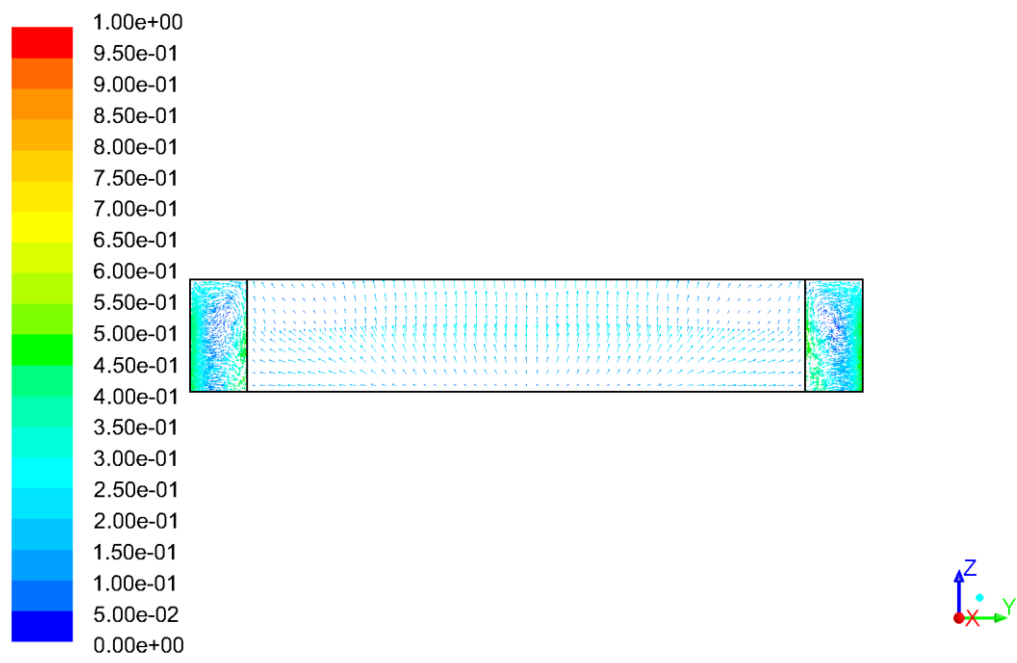


Figura 101 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm} = 0,042$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima.

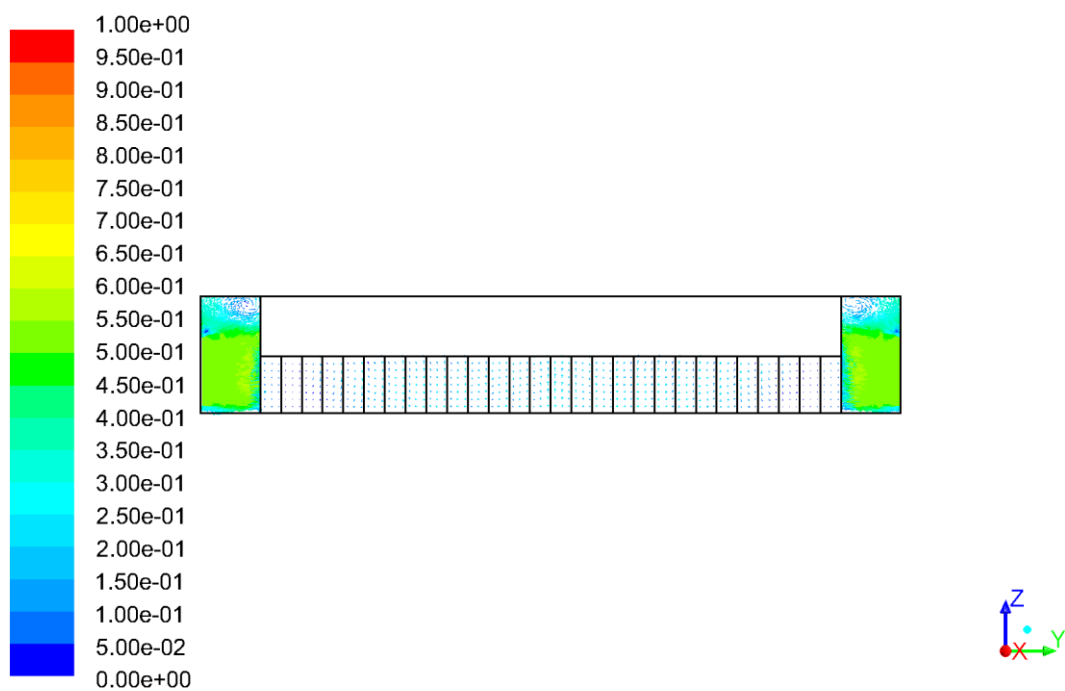


Figura 102 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm} = 0,116$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima.

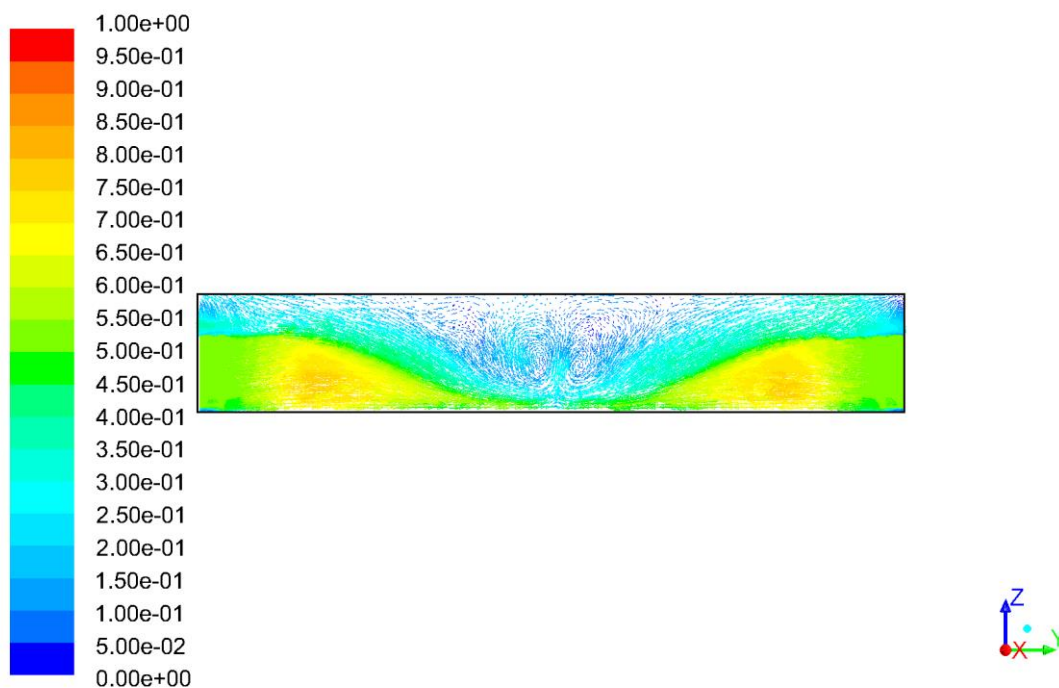


Figura 103 - Vetores de velocidade no plano $y-z$, $x_{adm.} = 0,195$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima.

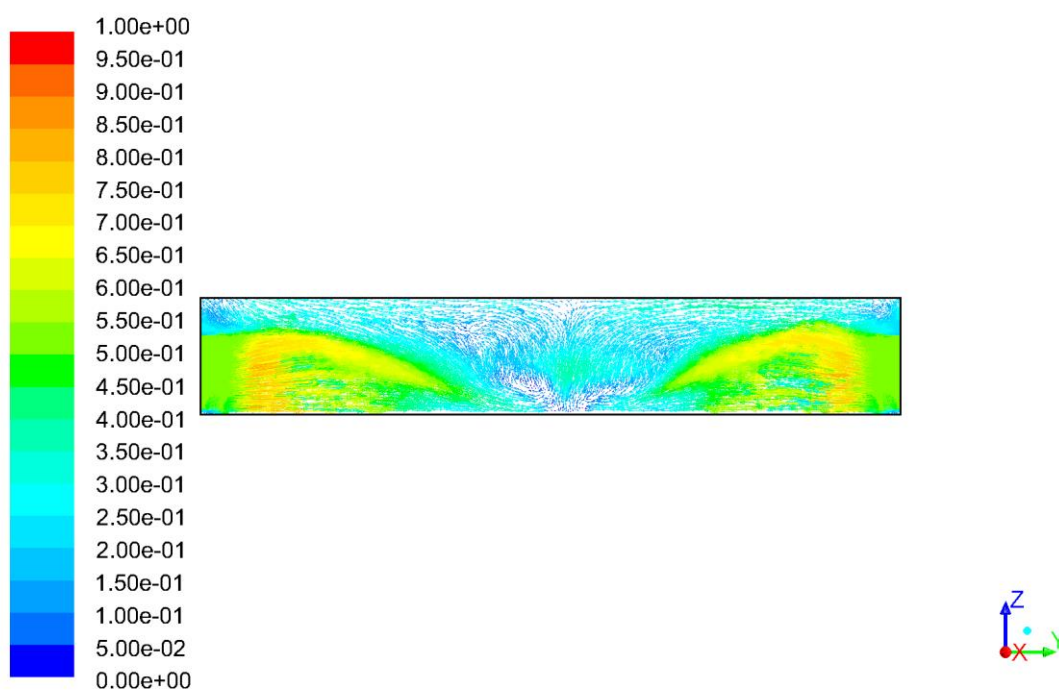


Figura 104 - Vetores de velocidade no plano $y-z$, $x_{adm.} = 0,463$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima.

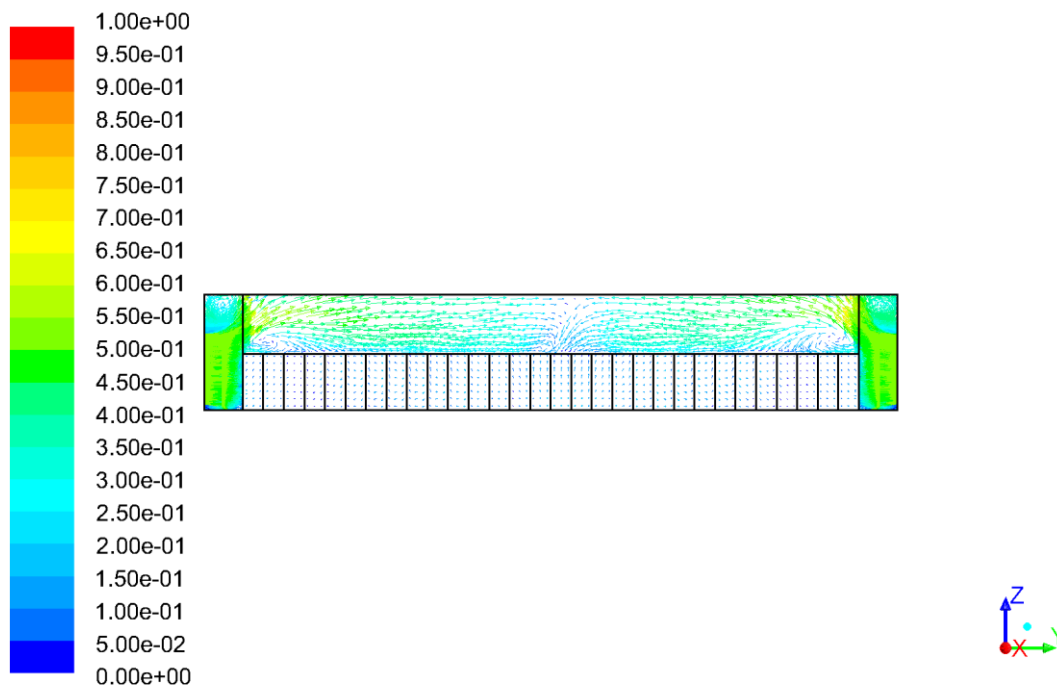


Figura 105 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm} = 0,526$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima.

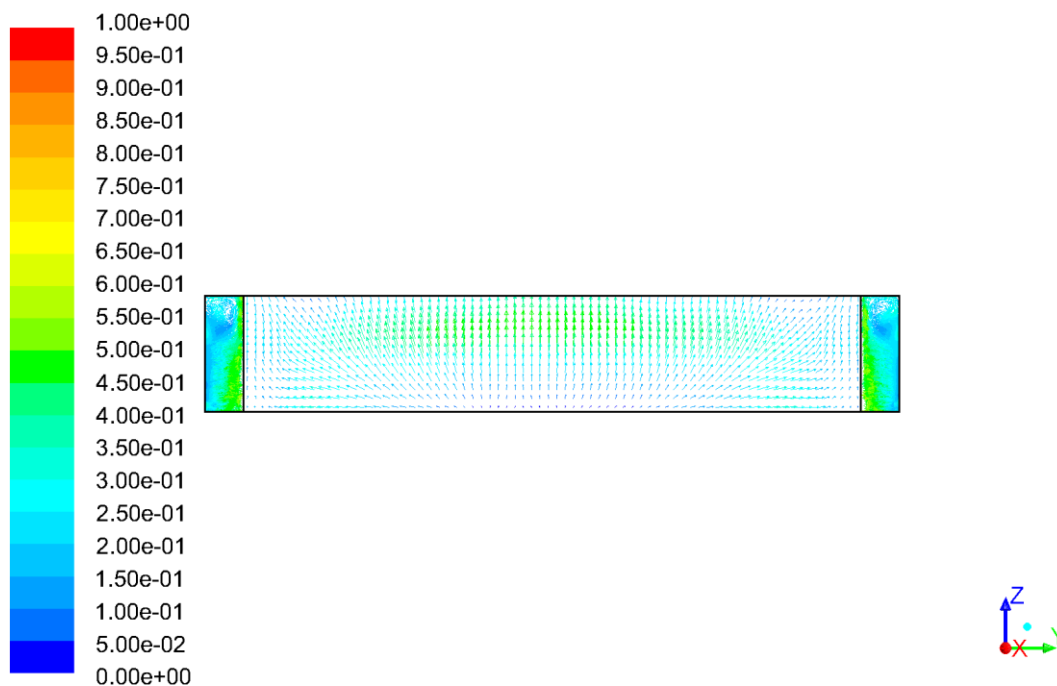


Figura 106 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm} = 0,589$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima.

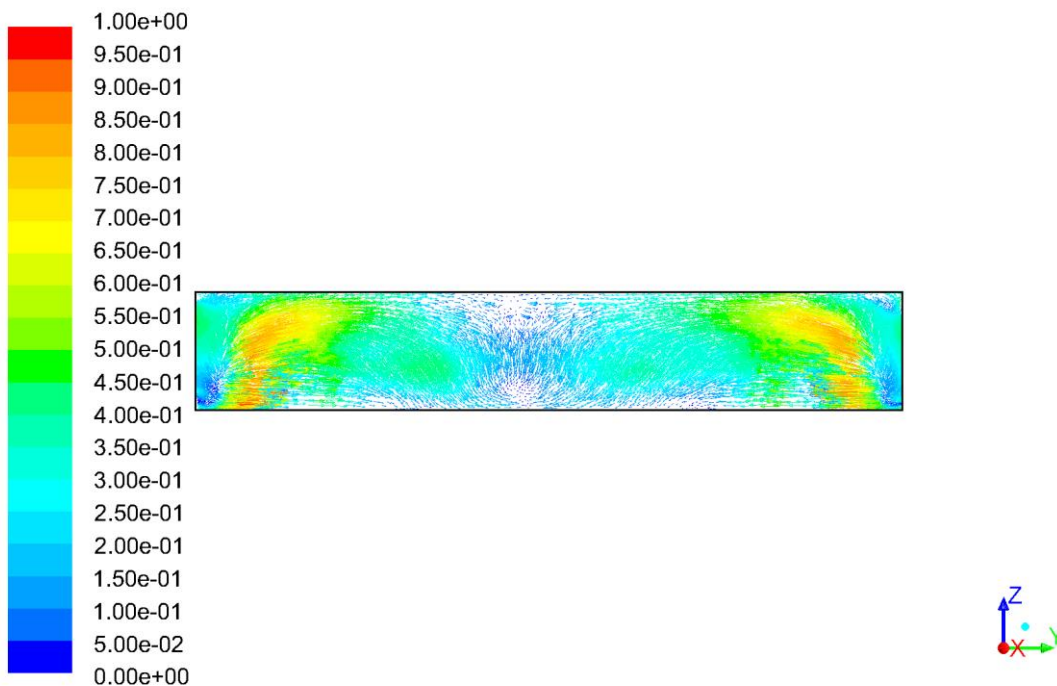


Figura 107 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm} = 0,716$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima.

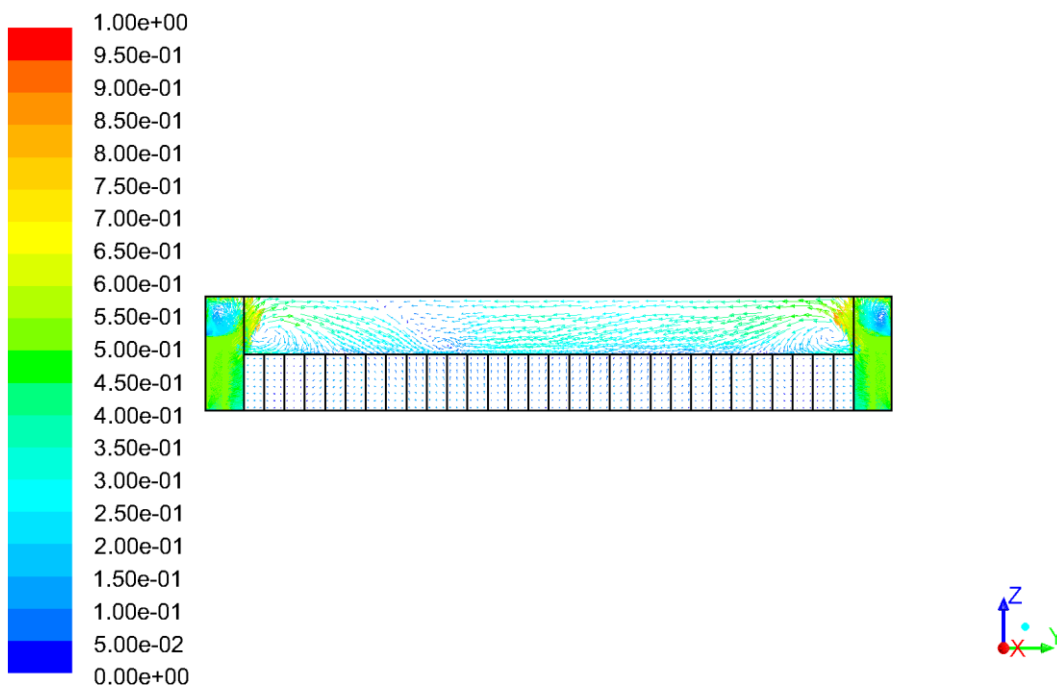


Figura 108 - Vetores de velocidade no plano y-z, $x_{adm} = 0,779$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima.

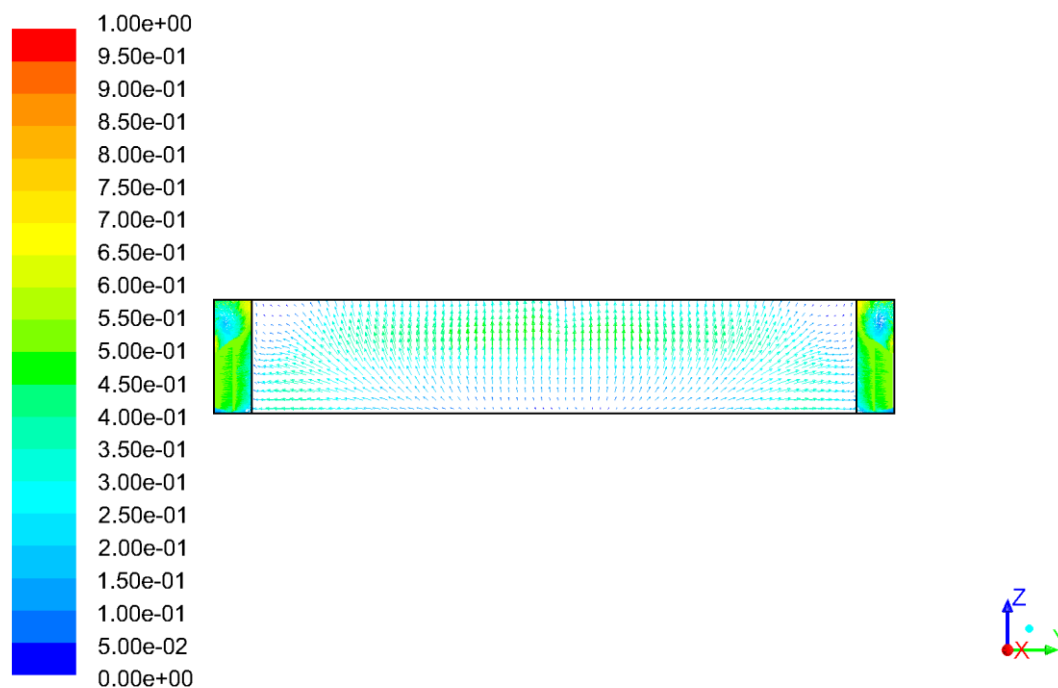


Figura 109 - Vetores de velocidade no plano $y-z$, $x_{adm.} = 0,842$, para o caso de estudo de velocidade de insuflação máxima.

As Figuras 101, 106 e 109 mostram a previsão do escoamento de ar em alguns corredores quentes. Pode verificar-se que nesses planos o ar encaminha-se para o local de extração, mas nas extremidades dos corredores quentes, o ar tem um sentido horizontal, uma vez que nos bastidores que se encontram nas extremidades, o escoamento é feito ao contrário devido ao problema antes referido que acontece nos corredores frios. As restantes figuras demonstram a previsão do aumento de velocidade devido às chapas das extremidades das filas dos bastidores presentes nos corredores frios. Devido ao aumento dessa velocidade os bastidores das extremidades têm dificuldade em circular o ar de insuflação.

6. Análise e Discussão de Resultados

6.1. Introdução

Neste capítulo será apresentada uma análise e discussão dos vários resultados obtidos, de acordo com os parâmetros estudados.

Os casos de estudo realizados permitem prever os campos de temperaturas e dos vetores velocidade do ar, face às diferentes cargas térmicas aplicadas e à diferente velocidade de insuflação. As previsões analisadas permitem adequar conhecimento sobre as soluções térmicas que mais se adaptam à sala TI em estudo.

Assim, neste capítulo são apresentados os pontos quentes dos bastidores, uma comparação do caso de estudo 1 e para assegurar a validade do modelo numérico procede-se à validação do caso de estudo 6.1.

6.2. Validação do CE6.1

Para que as previsões numéricas sejam viáveis, é necessário validar o modelo numérico estudado. Assim, procedeu-se à comparação do CE6.1 que é o caso usual na sala TI do DC em estudo e para o qual foram fornecidos dados que permitissem uma comparação. Assim, comparou-se a temperatura média de extração obtida nas previsões numéricas, com três valores experimentais cuja potência dos bastidores e velocidade de insuflação eram semelhantes à usada no caso de estudo.

Na Figura 110, pode-se observar a comparação dos resultados experimentais com o resultado numérico. Como se pode constatar, a temperatura da simulação é um pouco mais elevada que o valor experimental, originando um erro absoluto adimensional de 0,02919. Existem vários fatores que podem influenciar a diferença entre os valores simulados e os valores reais. A principal razão é que as potências dos bastidores reais não são constantes, sendo assim a comparação realizada, compara a temperatura de extração para potências diferentes o que pode ter originado este erro. Outro dos principais fatores que podem influenciar este erro é o layout da sala TI, pois este é ligeiramente diferente do simulado. Este erro ainda pode ter sido influenciado pela potência imposta nos bastidores, visto que na realidade a fila de bastidores pode no momento em que foi retirado o valor real estar abaixo da carga imposta na simulação.

Ainda tem influência neste erro a qualidade da malha computacional, as simplificações realizadas na geometria, os métodos de discretização usados, o modelo físico-matemático usado.

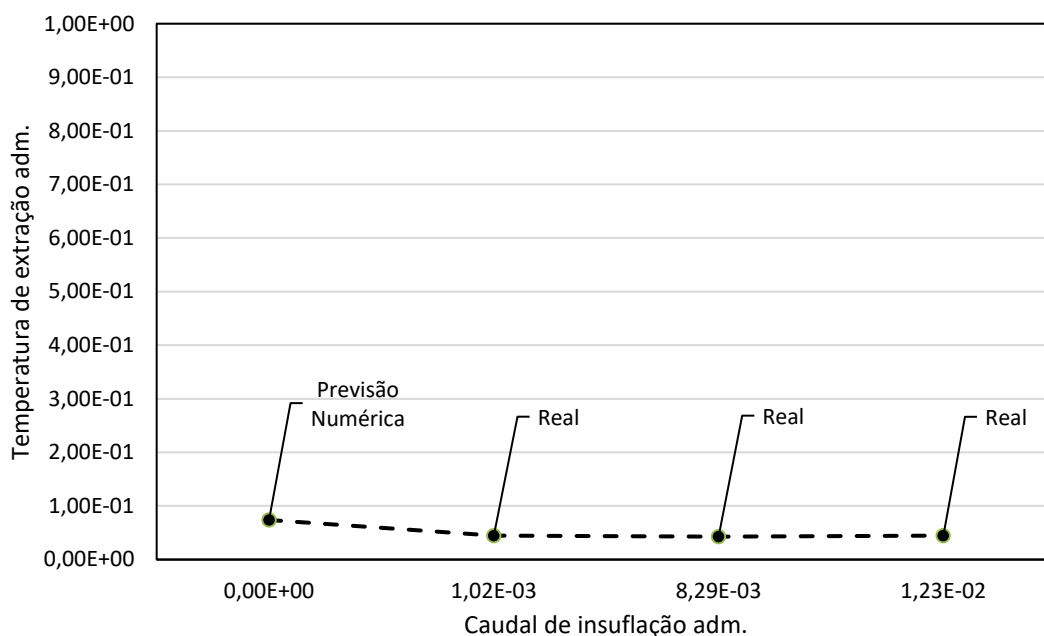


Figura 110 - Comparação dos valores experimentais com as previsões numéricas.

Apesar do erro, pode dizer-se que o modelo numérico é válido devido à consistência dos pontos de medição.

6.3. Análise comparativa das previsões numéricas para o Caso de Estudo 1

No caso de estudo foram realizadas diferentes simulações numéricas, onde se analisou as alterações no campo de temperaturas devido à diminuição gradual da carga térmica imposta nas condições de fluxo de calor, para uma velocidade de insuflação máxima e mínima.

Na Figura 111 é apresentada a previsão da temperatura adimensional para alguns bastidores do caso de estudo 1. Os bastidores considerados para esta análise são os bastidores das extremidades das filas e os centrais. Verifica-se que com a diminuição da carga térmica em 20% de caso para caso nos bastidores, a temperatura nos mesmos diminui com a mesma tendência. Prevê-se que apenas o caso de estudo com maior carga térmica tenha pontos quentes, mas que não atinjam valores muito altos de temperatura.

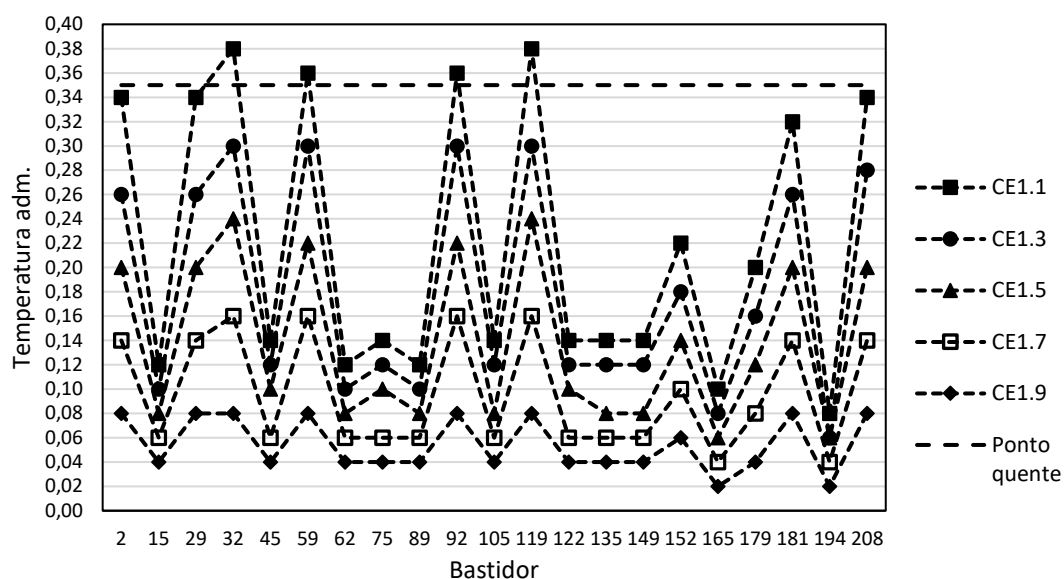


Figura 111 - Comparação das temperaturas de alguns bastidores do caso de estudo 1 para velocidade de insuflação mínima.

Na Figura 112 é apresentada a previsão de temperaturas adimensional para alguns bastidores do caso de estudo 1 com velocidade de insuflação máxima, os bastidores considerados para esta análise são os bastidores das extremidades das filas e os centrais. Como se podia antecipar, prevê-se uma drástica diminuição de temperaturas do caso de estudo com velocidade mínima de insuflação para o de máxima insuflação. Também seria de prever que não houvesse pontos quentes nos casos de estudo com velocidade máxima de insuflação, uma vez que no caso de estudo com velocidade mínima de insuflação só prevê pontos quentes em um dos casos. Também se pode constatar a tendência similar da diminuição de temperaturas, de caso para caso.

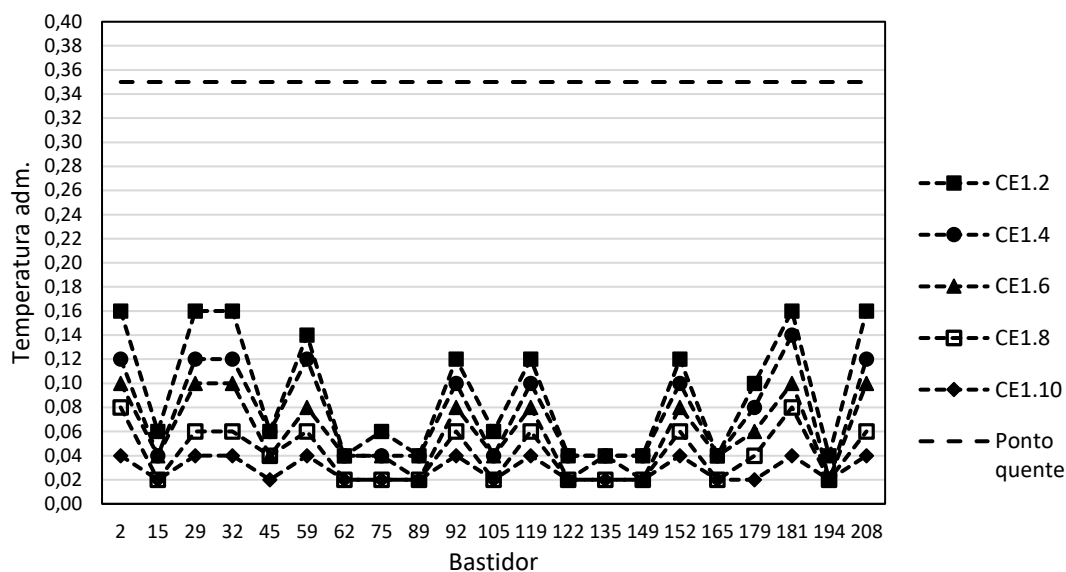


Figura 112 - Comparação das temperaturas de alguns bastidores do caso de estudo 1 para velocidade de insuflação máxima.

6.4. Pontos quentes nos bastidores

Devido às alterações das condições de fronteira imposta no fluxo de calor e às diferentes velocidades de insuflação impostas, os diferentes casos de estudo diferem nos que diz respeito aos campos de temperaturas, o que pode provocar pontos quentes nos bastidores.

A Figura 113 representa a temperatura adimensional máxima prevista em cada caso de estudo. Nesta figura pode observar-se o limite da temperatura de pontos quentes nos bastidores. Ao analisar-se os casos de estudo prevê-se que nem todos geram pontos quentes nos bastidores, principalmente os que têm velocidade de insuflação máxima.

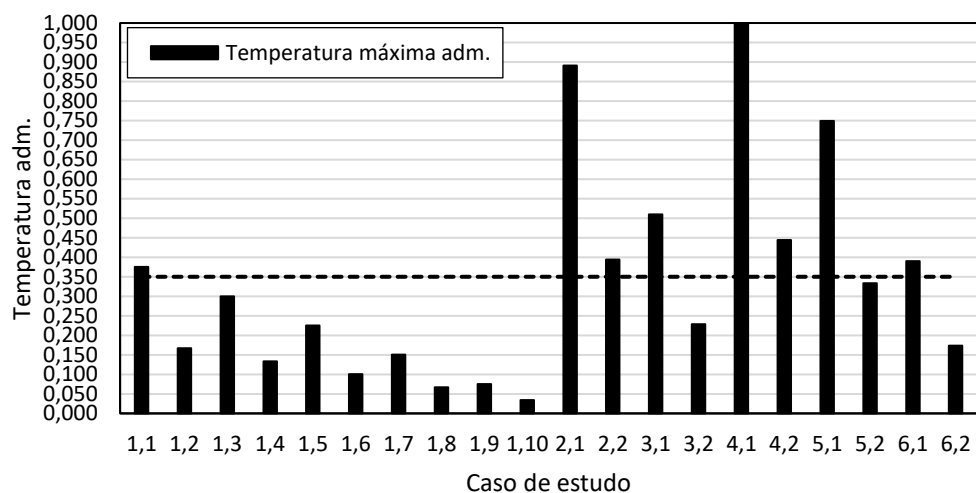


Figura 113 - Comparação dos valores de temperatura máxima dos casos de estudo.

Para melhor percepção dos pontos quentes dos bastidores existentes em cada caso de estudo, a Tabela 14 apresenta o intervalo da maior temperatura adimensional presente nos bastidores.

Tabela 14 - Intervalo de temperaturas adimensionais onde se encontram os pontos quentes dos bastidores

| T _{adm.} | 1.1. | 2.1. | 2.2. | 3.1. | 4.1. | 4.2. | 5.1. | 6.1. |
|---------------------|-------------------------|---|--------------------------------------|---|---|---|--|----------------|
| 0,350 - 0,360 | 58, 59, 92, 93 | 5, 27, 37, 52, 67, 82, 96, 150, 154, 177, 178, 184, 205 | 2, 58, 93, 117, 118, 182 | 57, 94, 120, 151, 181 | 6, 26, 40, 44, 45, 46, 69, 75, 80, 99, 100, 112, 113, 122, 129, 130, 131, 132, 133, 134, 140, 141, 142, 155, 176, 177 | 29, 32, 33, 94, 183, 206, 207 | 4, 36, 37, 52, 65, 66, 67, 82, 83, 96, 125, 146, 179 | 207 |
| 0,360 - 0,380 | 32, 118, 119 | | | | | | | 58, 59, 92, 93 |
| 0,380 - 0,400 | - | | | | | | | 32, 118, 119 |
| 0,400 - 0,450 | - | 4, 28, 53, 54, 66, 83, 84, 115, 121, 126, 145, 153, 179 | - | 1, 2, 29, 30, 31, 33, 60, 93, 182, 207, 208 | 5, 27, 39, 50, 68, 81, 97, 98, 114, 127, 128, 143, 144, 150, 154, 178, 184, 205 | 2, 58, 93, 117, 118, 182 | 3, 28, 35, 53, 54, 55, 63, 64, 84, 85, 86, 88, 95, 116, 123, 124, 147, 148, 183, 206 | - |
| 0,450 - 0,500 | - | 35, 36, 63, 65, 85, 116, 123, 125, 146, 148 | - | 58, 59, 92, 118 | 4, 37, 38, 51, 66, 67, 82, 96, 115, 121, 126, 145, 153, 179 | - | 34, 56, 87, 91 | - |
| 0,500 - 0,550 | - | 3, 34, 55, 56, 64, 86, 88, 95, 124, 147, 152, 183, 206 | - | 32, 119 | 35, 36, 52, 53, 63, 65, 83, 84, 116, 123, 125, 146, 148 | - | 117, 120, 180 | - |
| 0,550 - 0,600 | - | 87, 91 | - | - | 3, 28, 54, 55, 64, 85, 86, 88, 95, 124, 147, 152, 180, 183, 206 | - | 57, 60, 94, 151, 181, 208 | - |
| 0,600 - 0,650 | - | 120, 180 | - | - | 34, 56, 87 | - | 1, 2, 29, 30, 31, 33, 152, 182 | - |
| 0,650 - 0,700 | - | 31, 57, 94, 117, 151, 181 | - | - | 91, 117, 120 | - | 207 | - |
| 0,700 - 0,750 | - | 1, 30, 208 | - | - | 94, 151 | - | 32, 58, 59, 92, 93, 118, 119 | - |
| 0,750 - 0,800 | - | 2, 29, 33, 60, 182, 207 | - | - | 57, 60, 181 | - | - | - |
| 0,800 - 0,850 | - | 58, 59 | - | - | 1, 30, 31, 182, 208 | - | - | - |
| 0,850 - 0,900 | - | 32, 92, 93, 118, 119 | - | - | 2, 29, 33, 207 | - | - | - |
| 0,900 - 0,950 | - | - | - | - | 58, 59 | - | - | - |
| 0,950 - 1,000 | - | - | - | - | 32, 92, 93, 118, 119 | - | - | - |

Com estes dados é possível saber qual a localização dos bastidores com maiores possibilidades de apresentarem pontos quentes. Nesse sentido é possível reduzir a carga de processamento de ditos bastidores, melhorando o desempenho térmico global da sala de processamento, sem colocar em causa o correto funcionamento dos bastidores localizados nas posições indicadas na Tabela 14. Esta situação irá também refletir-se no que toca a eficiência energética da instalação.

7. Conclusões

7.1. Considerações gerais

O presente estudo teve por base o desenvolvimento de um modelo numérico com o intuito de prever o desempenho térmico de uma sala TI. Para essa previsão foi necessário analisar as previsões de campos de vetores de velocidades e de temperaturas. A análise dessas previsões permitiu concluir que a velocidade de insuflação mínima é ineficiente se todos os bastidores apresentarem fluxos de calor adimensionais a partir de 0,324.

Os casos com velocidade máxima de insuflação não apresentam pontos quentes nem valores próximos dos mesmos, com exceção do caso de estudo 2.2 e 4.2 onde se prevê pequenos pontos quentes.

7.2. Conclusões específicas

As previsões numéricas do caso de estudo 1, destinado à análise do comportamento térmico da redução gradual da carga térmica apresentou temperaturas que não preveem que se formem pontos quentes, à exceção do caso de estudo 1.1., que apresenta pontos quentes um pouco acima do limite admitido. Para os restantes casos prevê-se que exista a possibilidade de diminuir a velocidade de insuflação, pois as temperaturas obtidas estão longe do limite do valor dos pontos quentes, principalmente quando a velocidade de insuflação é máxima. Mesmo para a velocidade de insuflação mínima, esta velocidade está sobredimensionada em algumas situações.

No caso de estudo 2 prevê-se a existência de pontos quentes, que são muito mais elevados no caso de estudo 2.1 onde a velocidade de insuflação é mínima. Em relação ao caso de estudo 2.2, este também apresenta pontos quentes devido a um problema comum em todos os casos. Esse problema deve-se ao escoamento feito de forma inversa nas extremidades das filas dos bastidores. Esse fenómeno acontece devido ao desvio de ar provocado pelas chapas exteriores das filas dos bastidores e da porta de contenção de corredores quentes. Se não acontecesse esse fenómeno, provavelmente não existiriam pontos quentes.

No caso de estudo 3 mostra que se a carga estiver aplicada ao contrário do caso 2, os pontos quentes diminuem significativamente para o caso de velocidade de insuflação mínima. No caso da velocidade de insuflação máxima não se prevê qualquer ponto quente nos bastidores, isto acontece porque na zona onde o escoamento é inverso, ou seja, nas extremidades das filas dos

bastidores, a carga térmica aplicada é mais baixa do que no caso 2. Logo, conclui-se que é preferível aplicar cargas térmicas mais baixas nas extremidades e mais altas na zona central das filas, uma vez que esta zona não tem problemas de escoamento de ar.

O caso de estudo 4 apresenta muitos pontos quentes, o que leva a uma sala TI com temperaturas muito elevadas para uma velocidade de insuflação mínima. Mesmo com a velocidade de insuflação máxima, este caso de estudo prevê a formação de pontos quentes, que talvez fossem resolvidos com a aplicação de *coolers*, por forma a forçar o escoamento a seguir uma direção favorável, de modo a que o problema de escoamento inverso fosse resolvido nos bastidores das extremidades das filas.

É previsível que a aplicação de *coolers* nas extremidades das filas dos bastidores pudesse eliminar os pontos quentes existentes na maioria dos casos.

No caso de estudo 5 prevê-se apenas pontos quentes quando a velocidade de insuflação é mínima. Quando a velocidade de insuflação é máxima, apesar de não se prever pontos quentes, prevê-se temperaturas muito próximas do limite de formação dos mesmos.

O caso 6 é um caso típico usado no DC. Neste caso prevê-se que haja pontos quentes em alguns bastidores localizados nas extremidades das filas. Esse problema pode ser facilmente resolvido, aumentando ligeiramente a velocidade de insuflação, ou reduzindo a carga térmica nos bastidores das extremidades. Isto consegue-se facilmente aplicando equipamentos passivos, uma vez que estes não dissipam tanto calor.

Existe outra solução mais dispendiosa que pode ser aplicada na sala TI, como a insuflação de ar através do *plenum*, onde se pode direcionar melhor o ar através de grelhas perfuradas, que para este caso de estudo poderia ser aconselhável, uma vez que a zona com maior temperatura é a base dos bastidores, porque a situação do layout utilizado neste caso de estudo provoca um fraco escoamento do ar junto ao piso da sala TI.

Outra solução seria retirar alguns bastidores das extremidades, uma vez que a zona de insuflação está muito próxima dos mesmos. Essa solução poderia evitar que o ar sofresse o desvio que está a acontecer nos casos de estudo.

7.3. Sugestões de trabalhos futuros

A realização da presente dissertação permitiu aprofundar o conhecimento sobre o comportamento térmico das salas TI, mais propriamente o *layout* em estudo. Neste sentido, no futuro, ainda será necessário desenvolver alguns estudos para a confirmação de alguns dados:

- Redução das simplificações aplicadas no modelo geométrico;
- Refinamento da malha computacional, principalmente nas zonas dos bastidores e corredores quentes;
- Otimizar o coeficiente de perda inercial em cada bastidor;
- Desenvolvimento de casos de estudo com maior variedade de velocidades de insuflação de ar e temperaturas de insuflação;
- Efetuar ensaios experimentais mais consistentes, de modo a conseguir-se comparar com mais exatidão os valores numéricos;
- Desenvolvimentos de casos de estudo com diferentes *layouts* para a sala TI.

Referências bibliográficas

Almoli, A. et al., 2011. Computational fluid dynamic investigation of liquid rack cooling in data centres. *Applied Energy*, 89(1), pp. 150-155.

Andrae, A., 2017. *Total Consumer Power Consumption Forecast*. s.l.:s.n.

Andrae, A. S. G. & Edler, T., 2015. On Global Electricity Usage of Communication Technology: Trends to 2030. *MDPI*, pp. 117-157.

Ansys 14.0 User Guide, 2011. s.l.:s.n.

ASHRAE TC, 9., 2009. *Data Centers, Technology Spaces, and Electronic Equipment, 2º edição 2009, Design Considerations for Datacom Equipment Centers*.

Beitelmal, A. H. & Patel, C. D., 2007. Thermo-Fluids Provisioning of a High Performance High Density Data Center. *Distributed and Parallel Databases*, 21(Isso 2-3), pp. 227-238.

Choi, J. et al., 2008. A CDF-based tool for studying temperature in rack-mounted servers. *IEEE Transactions on Computers*, 57(8), pp. 1129-1142.

Cho, J., Lim, T. & Kim, B. S., 2009. Measurements and predictions of the air distribution systems in high compute density (Internet) data centers. *Energy and Buildings*, 41(10), pp. 1107-1115.

Fakhim, B., Behnia, M., Armfield, S. W. & Srinarayana, N., 2011. Cooling solutions in an operational data centre: A case study. *Applied Thermal Engineering*, 31(14-15), pp. 2279-2291.

Gao, C., Yu, Z. & wu, J., 2015. Investigation of airflow pattern of a typical data center by CFD simulation. *Energy Procedia*, Volume 78, pp. 2687-2693.

Gaspar, P. D., 2008. *Otimização do Desempenho e da Eficiência Energética de Equipamentos de Refrigeração*, Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade da Beira Interior, Covilhã.

Ho, S. H., Rosario, L. & Rahman, M. M., 2010. Numerical simulation of temperature and velocity in a refrigerated warehouse. *International Journal of Refrigeration*, Volume 33, pp. 1015-1025.

Kadir, E. A., Shamsuddin, S. M., Hasan, S. & Rosa, S. L., 2015. *Wireless Monitoring for Big Data Center Server Room and Equipments*. Yogyakarta, Indonesia, IEEE.

Karki, K. C. & Patankar, S. V., 2006. Airflow distribution through perforated tiles in raised-flooe data centers. *Building and environment*, 41(6), pp. 734-744.

Karki, K., Patankar, S. & Radmehr, A., 2003. Techniques for controlling airflow distribution in raised-floor data centers. *Adv. Electron Packag*, Volume 2, pp. 621-628.

López, V. & Hamann, H. F., 2011. Heat transfer modeling in data centers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(25-26), pp. 5306-5318.

Nada, S., Disse, M. & Rady , M., 2016. CFD investigations of data centers' thermal performance for different configurations of CRACs units and aisles separation. *Alexandria Engineering Journal*, 55(2), pp. 959-971.

Nada, S. & Said, M., 2017. Effect of CRAC units layout on thermal management of data center. *Applied Thermal Engineering*, Volume 118, pp. 339-344.

Niemann, J., Brown, K. & Avelar, V., 2011. Impact of Hot and Cold Aisle Containment on Data Center Temperature and Efficiency. *White Paper*, pp. 135.

Ni, J., Jin, B., Zhang, B. & Wang, X., 2017. Simulation of Thermal Distribution and Airflow for Efficient Energy Consumption in a Small Data Centers. *Sustainability*, Volume 9(4), p. 664.

North, T., 2011. Understanding How Cabinet Door Perforation Impacts Airflow. *BICSI News Magazine*, pp. 36-42.

Norton, T. & Sun, D.-W., 2006. Computational fluid dynamics (CFD) - an effective and efficient design and analysis tool for the food industry: A review. *Food Science & Technology*, Volume 17, pp. 600-620.

Patankar, S. V., 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Washington. D.C., U.S.A.: Hemisphere Publishing Corporation.

Patel, C., Sharma, R. S., Bash, C. & Beitelmal, A., s.d. *Thermal considerations in cooling large scale high computer density data centers*. San Diego, CA, 767-776., Proceedings of IThERM 2002 the 8th Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems.

Pereira, A. M. d. J. M., 2015. *Crijtérios de projeto de um Data Centre*. Lisboa: Instituto Superior de Engebgaria de Lisboa.

Pritchard, P. J., 2011. *Fox and McDonald's - Introduction to Fluid Mechanics*. 8th ed. Hoboken: John Wiley & Sons, INC..

Rambo, J. & Joshi, Y., 2004. *Supply air distribution from a single air handling unit in a raised floor plenum data center*. Kalpakkam India, Int Indian Society of Heat and Mass Transfer—American Society of Mechanical Engineers Heat and Mass Transfer Conference.

Rasmussen, N., 2007. Electrical Efficiency Measurement for Data Centers. *White paper*, pp.154.

Rolander, N., Rambo, J., Joshi, Y. & Mistree, F., 2005. *Robust design of aircooled server cabinets for thermal efficiency*. San Francisco, CA, Proceedings of the International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition.

Schmidt, R. & Cruz, E., 2005. Cluster of High-Powered Racks Within a Raised-Floor Computer Data Center: Effect of Perforated Tile Flow Distribution on Rack Inlet Air Temperatures. *Cluster of High-Powered Racks Within a Raised-Floor Computer Data Center: Effect of Perforated Tile Flow Distribution on Rack Inlet Air Temperatures*, 4(126), pp. 510-518.

Schmidt, R., 2001. Effect of data center characteristics on data processing equipment inlet temperatures. *Adv. Electron. Packag.: Therm. Manag. Reliab.*, Volume 2, pp. 1097-1106.

Schmidt, R. & Cruz, E., 2002. Raised floor computer data center: effect on rack inlet temperatures when high powered racks are situated amongst lower powered racks. *Am. Soc. Mech. Eng., EEP, Electron. Photon. Packag., Electr. Syst. Photon. Des. Nanotechnol.*, Volume 2, pp. 297-309.

Schmidt, R. & Cruz, E., 2003. Raised floor computer data center: effect on rack inlet temperatures when adjacent. *Adv. Electron. Packag.*, Volume 2, pp. 481-493.

Schmidt, R. & Cruz, E., 2003. Raised floor computer data center: effect on rack inlet temperatures when rack flowrates are reduced. *Adv. Electron. Packag.*, Volume 2, pp. 495-508.

Sharma, R., Bash, C. & Patel, C., 2002. *Dimensionless parameters for evaluation of thermal design and performance of large-scale data centers*. St. Louis, Proceedings of the Eight American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA)/American Society of Mechanical Engineers Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference.

Sharma, R., Bash, C., Patel, C. & Beitelmal, M., 2004. Experimental investigation of design and performance of data centers. *Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems—Proceedings of the Intersociety Conference—Ninth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems*, Volume 1, pp. 579-585.

Shrivastava, S. et al., 2009. Experimental-numerical comparison for a high-density data center: hot spot heat fluxes in excess of 500W/ft². *IEEE Trans Compon Packag Technol*, 32(1), pp. 166-172.

Shrivastava, S., Sammakia, B., Schmidt, R. & Iyengar, M., 2005. *Comparative Analysis of Different Data Center Airflow Management Configurations*. San Francisco, Proceedings of the International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition.

Song, Z., Zhang, X. & Eriksson, C., 2015. Data Center Energy and Cost Saving Evaluation. *Energy Procedia*, 75, pp. 1255-1260.

Sun, H. S. & Lee, S. E., 2006. Case study of data centers' energy performance. *Energy and Buildings*, 38(5), pp. 522-533.

TIA-942, 2005. TIA-942. *Telecommunications Infrastructure*.

Ullah, R. et al., 2018. Simulator for Modeling, Analysis, and Visualizations of Thermal status in Data Centers. *Sustainable Computing: Informatics and Systems*, Volume 19, pp. 324-340.

Yuan, X. et al., 2018. Experimental and numerical study of airflow distribution optimisation in high-density data centre with flexible baffles. *Building and Environment, Elsevier Ltd.*, Volume 140, pp. 128-139.