

**Ricardo José Mendes Mestre**

**AVALIAÇÃO QUALIDADE DO AR E CONFORTO  
TÉRMICO EM ESPAÇOS VENTILADOS COM  
SISTEMAS DE JATOS DESCENDENTES**



**UNIVERSIDADE DO ALGARVE**  
Instituto Superior de Engenharia  
2024



**Ricardo José Mendes Mestre**

**AVALIAÇÃO QUALIDADE DO AR E CONFORTO  
TÉRMICO EM ESPAÇOS VENTILADOS COM  
SISTEMAS DE JATOS DESCENDENTES**

**Mestrado em Engenharia Mecânica  
Energia, Climatização e Refrigeração**

**Trabalho realizado sob a orientação de: Prof. Dr. Eusébio Conceição**



**UNIVERSIDADE DO ALGARVE**  
Instituto Superior de Engenharia  
2024



# **AVALIAÇÃO QUALIDADE DO AR E CONFORTO TÉRMICO EM ESPAÇOS VENTILADOS COM SISTEMA DE JATOS DESCENDENTES**

## *Declaração de autoria da obra*

Declaro ser o autor desta obra, que é original e inédita. Os autores e obras consultados são devidamente citados no texto e constam da listagem de referências incluídas.

---

Ricardo José Mendes Mestre

---

©2023, Ricardo José Mendes Mestre

A Universidade do Algarve reserva para si o direito, em conformidade com o disposto no Código do Direito de Autor e dos Direitos Conexos, de arquivar, reproduzir e publicar a obra, independentemente do meio utilizado, bem como de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição para fins meramente educacionais ou de investigação e não comerciais, conquanto seja dado o devido crédito ao autor e editor respetivos.



## **AGRADECIMENTOS**

Quero agradecer a todos os docentes que me auxiliaram ao longo do meu percurso académico e que me permitiram crescer e evoluir.

Em particular, quero expressar a minha gratidão ao professor Dr. Eusébio Z. E. Conceição pela total disponibilidade, pelo apoio incansável que deu em todas as etapas deste trabalho e pela partilha dos seus conhecimentos.

Um obrigado a todos os familiares que estiveram ao meu lado para me apoiar e motivar ao longo de todo este tempo.

Obrigado a todos os colegas que me acompanharam ao longo da minha jornada académica. Pelos momentos de alegria e pelo apoio nos momentos mais desafiantes.



## RESUMO

Neste trabalho é feita a avaliação integral do conforto térmico e qualidade do ar de uma sala de informática virtual. Esta sala de informática foi criada tendo como base a câmara experimental existente no Campus de Gambelas da Universidade do Algarve.

O estudo consiste numa simulação para o período do verão considerando uma temperatura ambiente exterior de 35°C. Para as condições interiores foi considerada uma temperatura média de 25°C e uma humidade relativa média de 50%.

A sala de informática terá uma ocupação de 6 pessoas, com uma taxa metabólica de 1 met e um vestuário de 0,5 clo.

A climatização e renovação de ar será assegurada por um sistema de condutas de jatos descendentes composto por 6 difusores de insuflação e 6 difusores de extração.

Para efetuar a avaliação do conforto térmico e qualidade do ar recorre-se a quatro ferramentas distintas de cálculo numérico: Modelo de dimensionamento do sistema de condutas, Modelo do comportamento térmico de edifícios, Modelo de simulação de escoamento no interior de espaços e o Modelo de simulação da resposta térmica do corpo humano.

Estas ferramentas de cálculo numérico serão encadeadas de maneira obter os dados necessários para executar o cálculo do ADI (Air Distribution Index).

De uma forma generalizada a geometria criada para a sala de informática obtém bons resultados ao conciliar a componente de conforto térmico e qualidade do ar, tendo como desvantagem o desconforto térmico local na zona da cabeça devido ao posicionamento dos difusores.

**Palavras Chave:** Conforto Térmico, Qualidade do ar, Jatos descendentes, Desconforto local.



## ABSTRACT

This paper makes an integral assessment of the thermal comfort and air quality of a fictitious computer room located in Faro. This computer room was created based on the existing experimental chamber at the Gambelas Campus of the University of the Algarve.

The study consists of a simulation for the summer period considering an outside ambient temperature of 35°C. For the indoor conditions, a temperature of 25°C and a relative humidity of 50% were idealized.

The computer room will have an occupancy of 6 people, with a metabolic rate of 1met and a clothing of 0.5clo.

The climatization and air renewal will be ensured by a system of descending jet ducts made up of 6 insufflation diffusers and 6 extraction diffusers.

Four different numerical calculation tools will be used to assess thermal comfort and air quality: the duct system sizing model, the building thermal behaviour model, the indoor flow simulation model and the human body thermal response simulation model.

These numerical calculation tools will be linked to obtain the data needed to calculate the ADI (Air Distribution Index).

In general, the geometry created for the computer room achieves good results in reconciling thermal comfort and air quality, with the disadvantage of local thermal discomfort in the head area due to the positioning of the diffusers.

**Keywords:** Thermal comfort, Air quality, Descending jets, Local discomfort



# ÍNDICE

1	Introdução .....	1
1.1	Objetivos e Características da Dissertação .....	2
1.2	Contexto do Trabalho .....	3
1.3	Organização do Documento.....	3
2	Revisão Bibliográfica / Estado da Arte .....	5
2.1	Conforto térmico .....	6
2.2	Termorregulação Humana.....	7
2.3	Fatores conforto térmico .....	8
2.3.1	Atividade.....	8
2.3.2	Vestuário.....	8
2.3.3	Temperatura média do ar .....	9
2.3.4	Temperatura média radiante .....	9
2.3.5	Velocidade média do ar .....	10
2.3.6	Humidade relativa do ar.....	10
2.4	Desconforto térmico local.....	10
2.4.1	Assimetria temperatura radiante .....	10
2.4.2	Velocidade do ar .....	11
2.4.3	Risco de resfriamento .....	11
2.4.4	Diferenças de temperatura de ar na vertical .....	12
2.4.5	Temperatura do pavimento .....	12
2.5	Avaliação conforto térmico.....	12
2.5.1	PMV (Predicted Mean Vote).....	12
2.5.2	PPD (Predicted percentage of dissatisfied).....	14
2.6	Resposta térmica corpo humano .....	15
2.6.1	Tipos de metodologias .....	15
2.6.2	Modelo simulação resposta térmica corpo Humano.....	16
2.7	Comportamento térmico de edifícios.....	19
2.8	<i>Computational fluid dynamics</i> .....	20

2.8.1	Definição metodologia CFD .....	20
2.8.2	Modelo simulação escoamento interior de espaços .....	20
2.9	Qualidade do ar interior.....	21
2.7.1	Poluentes físico-químicos .....	21
2.7.2	Poluentes microbiológicos .....	22
2.7.3	Valores limite admissíveis .....	23
2.10	Air distribution index .....	24
2.11	Análise e dimensionamento de condutas.....	26
3	Desenvolvimento do trabalho realizado.....	33
3.1	Explicação do Projeto.....	34
3.1.1	Apresentação câmara experimental .....	34
3.1.2	Simulação em estudo .....	35
3.2	Desenvolvimento do projeto .....	36
3.2.1	Criação malha da Sala de aulas.....	36
3.2.2	Dimensionamento do sistema de condutas .....	37
3.2.3	modelo de simulação do Comportamento térmico de edifícios.....	43
3.2.4	Modelo de simulação escoamento interior de espaços .....	44
3.2.5	Modelo de simulação da resposta térmica corpo Humano .....	44
3.2.6	Análise do índice ADI.....	45
4	Apresentação e discussão de resultados.....	47
4.1	Escoamento no interior de condutas.....	48
4.2	Carga térmica do espaço.....	51
4.3	Escoamento no interior do espaço.....	51
4.3.1	Análise da velocidade do ar .....	51
4.3.2	Análise Temperatura .....	55
4.3.3	Concentração de CO <sub>2</sub> .....	58
4.3.4	Análise risco de resfriamento.....	61
4.4	Conforto térmico dos ocupantes.....	66
4.4.1	Temperatura do ar .....	66
4.4.2	Velocidade do ar .....	67
4.4.3	Risco de resfriamento.....	68
4.4.4	PMV e PPD.....	70
4.5	Análise ADI.....	71

5 Conclusões e Trabalhos Futuros .....	75
5.1 Conclusões .....	75
5.2 Trabalhos futuros .....	77
Referências .....	79



## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Valores PPD em função PMV ( ISO 7730, 2005).....	15
Figura 2.2 - Esquema corpo humano dividido em 35 elementos, cada um dividido em 4 zonas principais (Conceição, 1999).....	17
Figura 3.1 - Representação da câmara experimental da Universidade do Algarve.....	34
Figura 3.2 – Fachada janelas sala de computadores.....	35
Figura 3.3 - Vista superior Sala de informática.....	36
Figura 3.4 - Disposição dos ocupantes, mobiliário e equipamentos no interior da sala de aulas malha base 50x50x50mm.....	37
Figura 3.5- Sistema condutas jatos descendentes presente na câmara experimental.....	38
Figura 3.6 – Sistema de jatos descendentes ativos na câmara experimental.....	39
Figura 3.7 - Gráfico aproximado curva de funcionamento do ventilador.....	41
Figura 3.8 . Geometria sala de computadores em estudo.....	43
Figura 4.1 - Enumeração dos difusores em funcionamento aquando das medições experimentais efetuadas.....	48
Figura 4.2 – Gráfico de análise de resultados experimentais vs. resultados numéricos.....	49
Figura 4.3 - Enumeração dos difusores da sala de computadores.....	50
Figura 4.4 - Campo de velocidade do ar para um plano X=1,25m.....	51
Figura 4.5 - Campo de velocidade do ar para o plano X=2,55m.....	52
Figura 4.6 - Campo de velocidade do ar no plano X=3,85m.....	52
Figura 4.7 - Campo de velocidade de ar no plano Y=0,9m.....	53
Figura 4.8 - Campo de velocidade do ar no plano Y=1,70m.....	53
Figura 4.9 - Campo de temperaturas do plano X=1,25m.....	55
Figura 4.10 - Campo de temperaturas do plano X=2,55m.....	55
Figura 4.11 - Campo de temperaturas do plano X=3,85m.....	56
Figura 4.12 - Campo de temperaturas do plano Y=0,90m.....	56
Figura 4.13 - Campo de temperatura do plano Y=1,70m.....	57
Figura 4.14 - Campo de concentração de CO2 para o plano X= 1,25m.....	58

---

Figura 4.15 - Campo de concentração de CO2 para o plano X= 2,55m.....	58
Figura 4.16 - Campo de concentração de CO2 para o plano X= 3,55m.....	59
Figura 4.17 - Campo de concentração de CO2 para o plano Y=0,90m.....	59
Figura 4.18 - Campo de concentração de CO2 para o plano Y=1,70m.....	60
Figura 4.19 - Campo de distribuição do risco de resfriamento expresso em percentagem para o plano X=1,25m.....	61
Figura 4.20 - Campo de distribuição do risco de resfriamento expresso em percentagem para o plano X=2,55m.....	62
Figura 4.21 - Campo de distribuição do risco de resfriamento expresso em percentagem para o plano X=3,85m.....	63
Figura 4.22 - Campo de distribuição do risco de resfriamento expresso em percentagem para o plano Y=0,90m.....	64
Figura 4.23 - Campo de distribuição do risco de resfriamento expresso em percentagem para o plano Y=1,70m.....	65
Figura 4.24 - Disposição dos ocupantes na sala de informática.....	66
Figura 4.25 - Temperaturas do ar dos diferentes membros dos ocupantes na camada limite entre o vestuário e o ar circundante.....	66
Figura 4.26 - Velocidade do ar dos diferentes membros dos ocupantes na camada limite entre o vestuário e o ar circundante.....	67
Figura 4.27 - Valor médio de risco de resfriamento dos ocupantes para cada zona do corpo.....	68
Figura 4.28 - Valor médio de risco de resfriamento dos ocupantes para cada zona do corpo.....	69

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Categorias risco de resfriamento descritas na ISO 7730.....	11
Tabela 2.2- Valores de PMV de acordo com categoria de conforto.....	14
Tabela 2.3- Quadro resumo de possíveis fontes de poluente físico-químicos.....	22
Tabela 2.4- Limiar de proteção para os poluentes físico-químicos (Diário da República, 2021).....	23
Tabela 2.5- Condições de referência para proteção de poluentes microbiológicos (Diário da República, 2021).....	24
Tabela 4.1 - Valores experimentais de velocidades medidas nos difusores de insuflação e extração da câmara experimental.....	48
Tabela 4.2 - Valores numéricos de velocidades calculadas nos difusores de insuflação e extração da câmara experimental.....	49
Tabela 4.3 - Valores numéricos de velocidades calculadas nos difusores de insuflação e extração para a sala de computadores.....	50
Tabela 4.4 - Caudal de insuflação de ar individual de cada difusor.....	50
Tabela 4.5 - Cálculo da taxa de renovação de ar na sala e informática.....	51
Tabela 4.6 - Resultados calculados de PMV e PPD para os ocupantes da sala de computadores.....	70
Tabela 4.7 - Resultados análise integral conforto térmico e qualidade do ar (ADI).....	71
Tabela 4.8 - Resumo resultados do estudo (Conceição et al., 2022).....	73
Tabela 4.9 - Resultados médios dos ocupantes em função da velocidade de insuflação de ar novo em (Conceição et al., 2021) .....	74



## LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Vigência
DR	Risco de resfriamento [%]
$t_a$	Temperatura ambiente [°C]
V	Velocidade do ar [m/s]
Tu	Intensidade de turbulência [%]
PMV	Votação média previsível
M	Atividade metabólica [met]
W	Trabalho externo [W/m <sup>2</sup> ]
$f_{cl}$	Razão entre a área do corpo vestida e a área despida
Pa	Pressão parcial vapor de água [Pa]
$t_{cl}$	Temperatura média do vestuário [°C]
$t_r$	Temperatura média radiante [°C]
$h_c$	Coefficiente de transmissão de calor por convecção [W/m <sup>2</sup> ]
$I_{cl}$	Resistência térmica do vestuário [m <sup>2</sup> .°C/W]
PPD	Percentagem de pessoas desconfortáveis termicamente [%]
$C_o$	Concentração de contaminantes nos difusores de extração [mg/m <sup>3</sup> ]
$C_i$	Concentração de contaminantes no difusor de insuflação [mg/m <sup>3</sup> ]
$C_R$	Concentração de contaminantes na zona de respiração [mg/m <sup>3</sup> ]
$t_o$	Temperatura do ar do difusor de extração [°C]
$t_i$	Temperatura do ar do difusor de insuflação [°C]
$t_{corpo}$	Temperatura média em torno do corpo do ocupante [°C]
$N_{TC}$	Número de conforto térmico
$N_{AQ}$	Número de qualidade do ar
PD	Percentagem de pessoas descontentes com qualidade ar [%]
Q	Caudal de ar novo por ocupante [l/s]
ADI	Índice de distribuição de ar
$P_A$	Pressão ponto inicial [Pa]
$P_F$	Pressão ponto final [Pa]
$V_A$	Velocidade média do escoamento no ponto inicial [m/s]
$V_F$	Velocidade média do escoamento no ponto final [m/s]

---

$g$	Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$Z_A$	Cota do ponto inicial [m]
$Z_F$	Cota do ponto final [m]
$Re$	Número de Reynolds
$V_{med}$	Velocidade média do escoamento [m/s]
$d_n$	Diâmetro interno do tubo [m]
$D_h$	Diâmetro hidráulico [m]
$A_{secção}$	Área secção [m <sup>2</sup> ]
$P$	Perímetro [m]
$Re_{cr}$	Número de Reynolds crítico
$h_f$	Perda de carga distribuída [m]
$f$	Fator de atrito
$\Delta L_n$	Comprimento do troço [m]
$K$	Coefficiente de perda de carga localizada
$K_n$	Coefficiente de perda de carga localizada troço n
$h$	Perda de carga localizada [m]
$\dot{m}$	Caudal mássico troço n [kg/s]
$V_n$	Velocidade troço n [m/s]
$Q_n$	Caudal volúmico troço n [m <sup>3</sup> /s]
$h_{fn}$	Perdas de carga distribuídas troço n [m]
$h_n$	Perdas de carga localizadas troço n [m]
$h_b$	Pressão estática do ventilador [m]

---

***Letras gregas***

---

$\epsilon_{AQ}$	Eficiência de remoção de contaminantes [%]
$\epsilon_{TC}$	Eficiência de remoção de calor [%]
$\mu$	Viscosidade dinâmica [kg/(m.s)]
$\nu$	Viscosidade cinemática [m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Densidade do fluido [kg/m <sup>3</sup> ]
$\epsilon$	Rugosidade parede do tubo [m]

# 1

## INTRODUÇÃO

O principal objetivo de um sistema de ventilação é a renovação do ar interior, removendo contaminantes presentes num determinado espaço e introduzindo ar novo proveniente do exterior, devidamente tratado. Por sua vez, caso as condições exteriores sejam termicamente favoráveis, a introdução de ar novo vindo do exterior pode climatizar um espaço, em condições desfavoráveis o ar deverá passar forçosamente por um equipamento de climatização para que sejam atingidas as condições de conforto.

Tanto no interior de edifícios como no interior de veículos de transporte de passageiros é de extrema importância garantir conforto térmico e qualidade de ar, uma vez que são locais de permanência em que é despendido diariamente uma grande quantidade de tempo. Caso isto não se verifique pode, em situações extremas dar origem a problemas de saúde com o passar do tempo.

Este trabalho tem como objetivo fazer a avaliação integral da qualidade de ar interior e conforto térmico de uma sala de informática. Para tal, será desenvolvido um sistema de ventilação de jatos descendentes.

O presente documento está estruturado em 5 capítulos principais, tendo vários subcapítulos no seu interior.

No capítulo 2 será apresentada a revisão bibliográfica, em que serão expostos estudos previamente executados por outros autores. Serão abordadas temáticas de conforto térmico, termorregulação humana, fatores que influenciam o conforto térmico, desconforto térmico local, avaliação de conforto térmico, qualidade do ar interior, modelos de resposta térmica do

corpo humano, modelos de comportamento térmico de edifícios, modelos de CFD e modelos de cálculo de escoamentos no interior de condutas.

No capítulo 3 será descrito em detalhe o projeto a executar, bem como os diferentes passos feitos no decorrer do seu desenvolvimento, nomeadamente a criação da malha que caracteriza a simulação, dimensionamento do sistema de condutas e a forma como as diferentes ferramentas de cálculo numérico se encontram encadeadas entre si.

No capítulo 4 será feita a apresentação e discussão dos resultados obtidos. Este capítulo encontra-se dividido em 4 subcapítulos principais: escoamento no interior de condutas, escoamento no interior do espaço, conforto térmico dos ocupantes e análise do ADI.

Por último, no capítulo 5 serão apresentadas as conclusões e possíveis trabalhos futuros.

## **1.1 OBJETIVOS E CARACTERÍSTICAS DA DISSERTAÇÃO**

Objetivos:

- Avaliação integral da qualidade de ar interior e conforto térmico;
- Aplicação numa sala de informática;
- Desenvolvimento de um sistema de ventilação baseado em jatos descendentes.

Metodologia:

- Utilização do modelo de cálculo numérico Escoamento no interior de condutas com o objetivo de calcular as velocidades e caudais de escoamento nos difusores e insuflação e extração;
- Utilização do modelo de cálculo numérico Conforto térmico de edifícios tendo como objetivo o cálculo das temperaturas das superfícies, temperatura ambiente e potência térmica necessária para climatizar o espaço;
- Recurso a ferramentas de CFD (modelo de simulação de escoamento no interior dos espaços para visualizar temperatura, velocidades de escoamento e risco de resfriamento no interior do espaço e em torno dos ocupantes);
- Aplicação de modelo de simulação de resposta térmica do corpo humano para avaliação do conforto térmico através dos índices PMV e PPD;

- Utilização dos resultados das ferramentas de cálculo numérico para aplicação do índice ADI, executando uma avaliação da qualidade do ar e conforto térmico.

## **1.2 CONTEXTO DO TRABALHO**

A presente dissertação faz uma avaliação integral da qualidade do ar interior e conforto térmico em espaços ventilados por jatos descendentes, através do desenvolvimento de modelos numéricos. Será desenvolvida uma malha com a geometria de uma sala de informática, que irá descrever o número de ocupantes, mobiliário interior, equipamentos, sistema de ventilação e toda a envolvente construtiva.

Será feito o dimensionamento do sistema de condutas de forma a calcular o caudal e velocidade de escoamento dos difusores.

Com esta informação e considerando as condições de projeto será analisado o conforto térmico dos ocupantes e a qualidade do ar.

Por último, através dos resultados obtidos será calculado o valor para o ADI.

## **1.3 ORGANIZAÇÃO DO DOCUMENTO**

É possível dividir o presente documento em 5 capítulos principais, que incluem diversos subcapítulos.

No capítulo 1 é feita uma introdução ao estudo a ser efetuado descrevendo os objetivos e características da dissertação, contexto do trabalho e organização do documento.

No capítulo 2 será feita a revisão bibliográfica, em que serão apresentados estudos anteriormente feitos por outros autores. Serão abordados temas como conforto térmico, termorregulação humana, fatores que influenciam o conforto térmico, desconforto térmico local, avaliação de conforto térmico, qualidade do ar interior, modelos de resposta térmica do corpo humano, modelos de comportamento térmico de edifícios, modelos de CFD e modelos de cálculo de escoamentos no interior de condutas.

No capítulo 3 será detalhado o projeto a ser executado, explicando os diferentes passos feitos no decorrer do seu desenvolvimento, incluindo o processo de criação da malha que caracteriza a simulação, cálculo do sistema de condutas e a integração das diferentes ferramentas de cálculo numérico.

No capítulo 4 é executada a discussão dos resultados obtidos, sendo dividido em 4 subcapítulos.

No subcapítulo “Escoamento no interior de condutas” é descrita a metodologia de cálculo adotada para executar o dimensionamento das condutas e calculas as velocidades e caudais do escoamento através dos difusores.

No subcapítulo “Escoamento no interior do espaço” são expostas as isolinhas calculadas para a velocidade do escoamento, temperaturas, concentrações de CO<sub>2</sub>, e risco de resfriamento ao longo da sala de informática.

No subcapítulo “Conforto térmico dos ocupantes” é analisado em detalhe os valores de temperatura, velocidades de escoamento e risco de resfriamento para as diferentes partes do corpo. Neste subcapítulo será também calculado o PMV e PPD de maneira a perceber se os ocupantes se encontram termicamente satisfeitos como um todo com a solução adotada.

No subcapítulo “Análise do ADI” serão apresentados os resultados obtidos para a sala de informática e comparados com dois estudos semelhantes de outros autores

Por fim, o capítulo 5 indica as conclusões e possíveis trabalhos a executar no futuro.

# 2

## **REVISÃO BIBLIOGRÁFICA / ESTADO DA ARTE**

Neste capítulo são apresentados alguns estudos previamente feitos acerca da temática em questão. São evidenciados conceitos como conforto térmico, desconforto térmico local e qualidade de ar em espaços interiores.

Para além destes conceitos fundamentais são descritas algumas das ferramentas de cálculo numérico que serão utilizadas no desenvolvimento do estudo a efetuar.

## 2.1 CONFORTO TÉRMICO

A percepção do conforto térmico é subjetiva. Esta varia de pessoa para pessoa e é influenciada por vários fatores, ou relacionados com o indivíduo (vestuário e nível de atividade) ou com a envolvente (temperatura média radiante, temperatura média do ar, humidade relativa e velocidade do ar). A variação destes parâmetros pode criar alterações do conforto térmico no decorrer de um determinado período.

De acordo com as normas (*ISO 7730*, 2005) e (*ASHRAE 55*, 2013) o conforto térmico pode ser definido como “o estado de espírito em que o indivíduo expressa satisfação em relação ao ambiente térmico”.

O corpo humano obtém energia para o seu funcionamento através de reações de oxidação de alimentos consumidos. É denominado de metabolismo ao conjunto de reações químicas que ocorrem num organismo e que permitem o seu funcionamento.

Também é possível dizer que existe conforto térmico quando um indivíduo está em equilíbrio térmico com o ambiente circundante de maneira que o metabolismo consiga manter a temperatura corporal dentro do normal, sem entrar em esforço (Conceição, 1996). Para que se verifique um equilíbrio térmico a energia gerada no interior do organismo tem de ser igual à transmitida para o exterior. É possível dividir a energia transmitida para o exterior em dois tipos distintos: sensível e latente. As trocas de calor latente estão relacionadas com a energia necessária para originar uma mudança de fase sem alteração da temperatura. Estas podem ocorrer através da respiração pulmonar e cutânea bem como a transpiração, tendo como principais variáveis a humidade relativa, a velocidade do ar e a temperatura ambiente. As trocas de calor sensível ocorrem quando existe uma transferência de energia com um aumento de temperatura associado. Este fenómeno é observável nos processos de transmissão de calor por radiação entre um indivíduo e as superfícies circundantes, convecção entre a superfície do corpo/vestuário e o ar e condução entre os tecidos do organismo e o vestuário.

É possível fazer a avaliação do conforto térmico através de 2 índices diferentes *Predicted Mean Vote* (PMV) ou *Predicted Percentage of Dissatisfied* (PPD).

Apesar de a avaliação do conforto térmico ser importante de uma forma generalizada, não pode ser desvalorizado o desconforto local causado por exemplo, por assimetria da radiação, correntes de ar (risco de resfriamento), diferenças de temperatura acentuadas na vertical, bem como superfícies de pavimentos demasiadamente quentes ou frios. Em qualquer um destes

casos caso existam condições desfavoráveis um indivíduo pode ficar localmente desconfortável.

## 2.2 TERMORREGULAÇÃO HUMANA

As atividades metabólicas que ocorrem no corpo humano têm como consequência a geração de calor que tem de ser dissipado de forma a manter uma temperatura corporal dentro do normal.

É natural a temperatura interna de um ser humano ter alguma variação de acordo com a atividade física exercida. É considerada normal uma temperatura interna de 37.9°C em condições de atividade física intensa, como corrida, 37.4°C em atividade física baixa e uma temperatura de 36.8°C no caso de se encontrar inativo.(ASHRAE Handbook - Fundamentals, 2017)

Caso seja dissipada muita energia o corpo pode reduzir demasiado a sua temperatura e entrar em hipotermia. Se a temperatura interna descer dos 28°C pode dar origem a problemas graves como arritmias cardíacas podendo até mesmo levar à morte.

Quando não é dissipada energia suficiente observa-se o contrário, a temperatura interna aumenta, sendo que temperaturas superiores a 43°C podem criar danos cerebrais irreversíveis.

A regulação térmica do corpo humano é comandada pelo cérebro, mais concretamente pelo hipotálamo. Este encontra-se banhado em sangue arterial e possui recetores tanto para quente como para frio. Para além de utilizar o sangue arterial para fazer uma leitura da temperatura média corporal, também recebe informação de sensação térmica através de sensores situados noutros locais, como por exemplo na pele.

Para regular a temperatura corporal existem vários mecanismos que podem ser ativados, entre os quais se destacam fenómenos relacionados com a circulação sanguínea (vasodilatação e vasoconstrição), o sistema nervoso (arrepios) e a produção de suor através da pele (sudorese).

Quando a temperatura corporal aumenta, um dos modos que o corpo humano tem para regular a sua temperatura é a vasodilatação. Esta consiste em aumentar o caudal de sangue irrigado, até cerca de 15 vezes (ASHRAE Handbook - Fundamentals, 2017), para a superfície da pele aumentando assim a transmissão de calor para o meio ambiente.

Observa-se o inverso quando a temperatura baixa. A vaso constrição corresponde à redução do caudal enviado para a superfície da pele para conservar o calor.

Se a temperatura continuar a baixar o sistema nervoso toma medidas adicionais. Numa tentativa para aumentar a energia produzida pelo organismo é colocada tensão extra nos

músculos em sentidos opostos. O aumento deste efeito pode dar origem ao que vulgarmente chamamos de “arrepios”.

Num cenário em que a vasodilatação não é suficiente para reduzir a temperatura, é utilizada a sudorese como reforço temporário. A sudorese corresponde à produção de suor através de glândulas sudoríparas localizadas na pele.

## **2.3 FATORES CONFORTO TÉRMICO**

O conforto térmico pode ser influenciado por vários fatores. De uma forma generalizada as variáveis que mais associamos ao conforto térmico são a temperatura ambiente e velocidade do ar em torno dos ocupantes, no entanto existem outros intervenientes que afetam a percepção de conforto térmico.

De acordo com a norma (ASHRAE 55, 2013) os principais fatores que influenciam o conforto térmico são a atividade, vestuário, temperatura média do ar, temperatura média radiante, velocidade do ar, e humidade relativa do ar.

### **2.3.1 ATIVIDADE**

Um ser humano adulto produz cerca de 100W de calor em repouso. É habitual expressar a atividade metabólica em função da produção de calor de um indivíduo utilizando a unidade de medida “met”. Foi convencionado que 1 met corresponde a uma produção de cerca de 58 W/m<sup>2</sup> considerando um estado de repouso, sendo que um indivíduo padrão possui uma área de 1.8m<sup>2</sup>.

### **2.3.2 VESTUÁRIO**

O vestuário é utilizado como isolante térmico para reduzir os efeitos incomodativos relacionados com as perdas de calor sensível por convecção e radiação. A avaliação é feita através da unidade clo (1 clo = 0.155 m<sup>2</sup>. °C. W<sup>-1</sup>).

Para calcular o valor da resistência térmica total exercida pelo vestuário é necessário fazer o somatório das resistências de cada peça individual. A norma (ASHRAE 55, 2013) possui valores de referência para o valor de cada peça de vestuário.

### 2.3.3 TEMPERATURA MÉDIA DO AR

A temperatura média do ar em torno de um indivíduo é uma variável que influencia os processos de transmissão de calor por convecção e por evaporação.

Os fenómenos de convecção podem ser naturais, forçados ou mistos.

Chama-se de convecção natural quando existe a transmissão de calor entre uma superfície e um fluido, devido a um diferencial de temperatura, criando uma deslocação do fluido através da alteração da sua densidade. Se existir um incremento na sua densidade irá provocar um movimento descendente ou se a sua densidade diminuir o fluido terá um movimento ascendente.

Caso o movimento do fluido tenha como origem uma causa mecânica não relacionada com a transmissão de calor o fenómeno passa a denominar-se de convecção forçada (Conceição, 1996).

Quando a transmissão de calor é feita por convecção natural e convecção forçada em simultâneo, ambas com a mesma ordem de grandeza, o processo designa-se convecção mista.

A evaporação pode ser feita de duas formas distintas: difusão e/ou convecção.

A evaporação através de difusão ocorre devido a uma diferença de concentrações entre espécies químicas, ou seja, ao haver uma diferença de concentração de humidade entre o ar e o corpo, esta desloca-se do ponto de menor concentração para o maior até ser atingido equilíbrio.

No caso da evaporação por convecção, esta ocorre devido há existência de uma deslocação de ar que faz quebrar a tensão superficial das gotículas de água presentes na pele, originando uma mudança da fase líquida para a fase gasosa.

### 2.3.4 TEMPERATURA MEDIA RADIANTE

A temperatura média radiante é um dos principais fatores que influencia a troca de calor sob a forma de radiação entre um indivíduo e as superfícies circundantes. Caso existam diferenças de temperatura entre as várias superfícies, tanto a localização do indivíduo como a geometria do local também se tornam relevantes na avaliação do conforto térmico.

A obtenção da temperatura radiante de um local pode ser feita através da leitura de todas as superfícies circundantes e localização relativamente ao indivíduo (ISO 7726, 1998) ou através de transdutores que simulem a percepção da radiação do corpo humano, como por exemplo um termómetro de globo negro.

### **2.3.5 VELOCIDADE MÉDIA DO AR**

A velocidade média do ar afeta os processos de dissipação de calor de convecção e evaporação. O valor da velocidade deve ser medido no local em torno do indivíduo, com um transdutor omnidirecional para que consiga fazer leitura independentemente da direção. A direção da velocidade relativamente ao ocupante também é algo a ter em consideração, uma vez que existem estudos que indicam sensibilidades diferentes para direções diferentes em relação ao indivíduo (frente, lateral e retaguarda).(ISO 7726, 1998).

### **2.3.6 HUMIDADE RELATIVA DO AR**

O conteúdo de humidade existente no ar afeta diretamente os processos de perda de calor evaporativos. Quando um ser humano possui uma temperatura corporal elevada a primeira linha de ação é a vasodilatação. Se não for suficiente para reduzir a temperatura o organismo recorre como reforço à sudação. A existência de uma humidade relativa do ar elevada afeta negativamente a dissipação de calor, podendo criar stress térmico para o indivíduo.

Para além destes fatores principais o conforto térmico também varia de dia para dia e de acordo com a idade e sexo dos indivíduos. (ASHRAE Handbook - Fundamentals, 2017).

## **2.4 DESCONFORTO TÉRMICO LOCAL**

A avaliação do conforto térmico é extremamente subjetiva. Um indivíduo pode sentir desconforto numa zona do corpo e no entanto considerar-se termicamente neutro de uma forma global. O desconforto térmico local está relacionado com a exposição de uma parte do corpo a temperaturas baixas ou elevadas. Estas assimetrias no conforto térmico podem ser criadas por contacto com superfícies frias, proximidade com janelas e correntes de ar(ISO 7730, 2005).

### **2.4.1 ASSIMETRIA TEMPERATURA RADIANTE**

A assimetria da temperatura radiante num determinado espaço pode ter origem em janelas, paredes sem isolamento térmico, mau dimensionamento de painéis de teto radiante ou pavimento radiante, entre outros.

De acordo com a norma (ASHRAE 55, 2013) a assimetria das temperaturas radiantes não deverá exceder os 5°C quando a temperatura do teto é superior à do pavimento ou 14°C caso seja inferior. Caso as paredes estejam a uma temperatura superior que a temperatura ambiente

a assimetria deverá ser inferior a 23°C, sendo que quando se observa o inverso não deverá exceder os 10°C.

#### 2.4.2 VELOCIDADE DO AR

Velocidades de ar elevadas podem criar desconforto local devido ao efeito de arrefecimento no corpo humano (risco de resfriamento). Vários são os casos em que se verifica este problema, entre os quais se destacam automóveis, comboios, aviões bem como em edifícios. De acordo com a norma (ASHRAE 55, 2013) para uma temperatura operativa inferior a 22.5°C a velocidade média do ar não deverá ser superior a 0.15m/s.

#### 2.4.3 RISCO DE RESFRIAMENTO

O risco de resfriamento está associado a correntes de ar frio que provocam o arrefecimento local de uma, ou várias partes do corpo. O risco de resfriamento é maior caso um indivíduo já tenha uma sensação de frio no corpo como um todo.

Uma vez que o risco de resfriamento está associado a deslocções de ar, existem vários fatores que o influenciam, nomeadamente a velocidade e temperatura do ar, nível de atividade e o vestuário.

A sensibilidade ao risco de resfriamento varia com a secção do corpo. As zonas mais sensíveis são as que se encontram expostas devido há ausência de vestuário, como por exemplo, na região da cabeça, pescoço, ombros (ASHRAE 55, 2013).

A norma (*ISO 7730*, 2005) classifica ainda o risco de resfriamento em 3 categorias diferentes, conforme descrito na tabela 2.1.

*Tabela 2.1 - Categorias risco de resfriamento descritas na ISO 7730.*

Categoria	Risco de resfriamento
A	<15%
B	<20%
C	<25%

O risco de resfriamento (DR), pode ser calculado através da equação (1).

$$DR = (34 - t_a)(v - 0,05)^{0,62}(0,37 \times v \times Tu + 3,14) \quad (1)$$

Onde:

DR - Risco de resfriamento [%]

$t_a$  - Temperatura ambiente [°C]

$v$  - Velocidade do ar [m/s]

$Tu$  - Intensidade de turbulência [%]

#### **2.4.4 DIFERENÇAS DE TEMPERATURA DE AR NA VERTICAL**

A densidade do ar ambiente reduz com o aumento da temperatura. Este efeito cria naturalmente um gradiente de temperaturas ao longo do pé direito de um local. Caso o gradiente seja elevado pode criar desconforto apesar de o indivíduo se encontrar termicamente neutro de uma forma geral. A norma (ASHRAE 55, 2013) indica que o gradiente de temperaturas não deverá ultrapassar os 3°C entre a altura da cabeça e os tornozelos.

#### **2.4.5 TEMPERATURA DO PAVIMENTO**

Uma temperatura do pavimento baixa ou demasiadamente elevada cria desconforto térmico através do contacto direto dos pés e o chão. A temperatura do pavimento é principalmente afetada com o tipo de construção da envolvente, nomeada do tipo ou da inexistência de isolamento térmico utilizado, se tem uma cave no piso inferior ou se está diretamente assente no solo.

A existência de pavimento aquecido ou arrefecido, caso seja mal dimensionado também pode ser uma causa para uma temperatura desconfortável.

Para que não exista desconforto criado pela temperatura do chão, a norma (ASHRAE 55, 2013) indica que uma zona ocupada deverá ter o pavimento entre 19°C a 29°C.

### **2.5 AVALIAÇÃO CONFORTO TÉRMICO**

#### **2.5.1 PMV (PREDICTED MEAN VOTE)**

O índice PMV prevê o valor médio esperado dos valores votados por um grande grupo de pessoas expostas às mesmas condições e ao mesmo ambiente, com vestuário e atividade

semelhantes (Conceição et al., 2019) fazendo uma avaliação com uma escala de 7 pontos que varia de +3 a -3, de acordo com o seguinte:

+3 Muito quente

+2 Quente

+1 Ligeiramente quente

0 Neutro

-1 Ligeiramente frio

-2 Frio

-3 Muito frio

Conforme a norma (ISO 7730, 2005) o índice de PMV é baseado no balanço térmico do corpo humano, em que um indivíduo encontra-se em equilíbrio térmico quando a produção de calor do organismo é igual à perda de calor para o ambiente.

O sistema de termorregulação, quando em condições de clima moderado, automaticamente aciona mecanismos para estabilizar a temperatura em valores normais de funcionamento, por exemplo através da modificação da temperatura superficial da pele e a segregação de suor.

O valor do índice de PMV pode ser obtido através da equação (2).

$$PMV = (0,303e^{-0,036M} + 0,028)[(M - W) - 3,05 \times 10^{-3} \times \{5733 - 6,99(M - W) - P_a\} - 0,42\{(M - W) - 58,15\} - 1,7 \times 10^{-5}M(5867 - P_a) - 0,0014M(34 - t_a) - 3,96 \times 10^{-8}f_{cl}\{(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4\} - f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a)] \quad (2)$$

Onde:

PMV - Votação média previsível

M - Atividade metabólica [met]

W - Trabalho externo [W/m<sup>2</sup>]

f<sub>cl</sub> - Razão entre a área do corpo vestida e a área despida

P<sub>a</sub> - Pressão parcial vapor de água [Pa]

t<sub>cl</sub> - Temperatura média do vestuário [°C]

t<sub>r</sub> - Temperatura média radiante [°C]

h<sub>c</sub> - Coeficiente de transmissão de calor por convecção [W/m<sup>2</sup>]

O índice de PMV foi criado para ser utilizado em regime constante, no entanto também pode ser aplicado com uma aproximação satisfatória caso ocorram pequenas flutuações em uma ou mais variáveis.

De acordo com a norma (*ISO 7730*, 2005) é recomendada a utilização deste índice para valores compreendidos entre -2 e +2 sendo que as 6 variáveis principais deverão estar compreendidas entre os seguintes valores:

$$M = 46 \text{ W/m}^2 \text{ a } 232 \text{ W/m}^2 \text{ (0.8 met a 4 met)}$$

$$I_{cl} = 0 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W} \text{ a } 0.310 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W} \text{ (0 clo a 2 clo)}$$

$$t_a = 10\text{°C} \text{ a } 30\text{°C}$$

$$t_r = 10\text{°C} \text{ a } 40\text{°C}$$

$$v = 0 \text{ m/s} \text{ a } 1 \text{ m/s}$$

$$Pa = 0 \text{ Pa} \text{ a } 2700\text{Pa}$$

A avaliação do conforto térmico pode ainda ser feito através de 3 categorias distintas de acordo com a norma (*ASHRAE 55*, 2013) e (*ISO 7730*, 2005). A tabela 2.2 indica os valores entre os quais o PMV deve estar compreendido conforme a sua categoria.

Tabela 2.2- Valores de PMV de acordo com categoria de conforto

Categoria	Valores PMV
A	$-0,2 \leq \text{PMV} \leq +0,2$
B	$-0,5 \leq \text{PMV} \leq +0,5$
C	$-0,7 \leq \text{PMV} \leq +0,7$

### 2.5.2 PPD (PREDICTED PERCENTAGE OF DISSATISFIED)

O índice PPD faz uma previsão quantitativa da percentagem de pessoas insatisfeitas quando expostas a um determinado ambiente. A obtenção do PPD é feita através do índice PMV através da equação (3).

$$PPD = 100 - 95e^{-(0.03353PMV^4 + 0.2179PMV^2)} \quad (3)$$

Onde:

PPD - Percentagem de pessoas desconfortáveis termicamente [%]

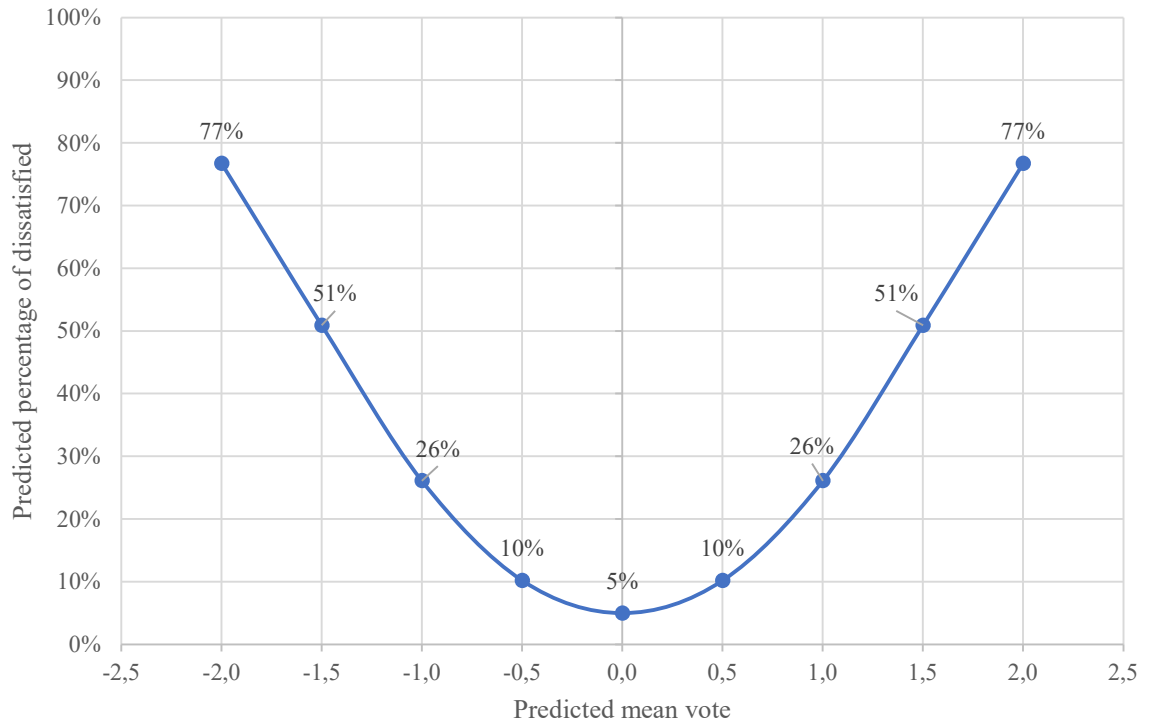


Figura 2.1 - Valores PPD em função PMV (ISO 7730, 2005)

Na figura 2.1 podem ser observados os valores do índice PPD em função do índice PMV. Esta figura resulta da aplicação da equação (2), apresentada na norma ISO 7730 e desenvolvida por Fanger (Schaudienst & Vogdt, 2017). Algumas aplicações deste índice podem ser consultadas em, (Conceição, 2001), (Conceição et al., 2008), (Conceição, Ruano, et al., 2019), (Conceição, Gomes, et al., 2019), entre outros.

## 2.6 RESPOSTA TÉRMICA CORPO HUMANO

### 2.6.1 TIPOS DE METODOLOGIAS

Existem dois caminhos distintos para aplicar as variáveis associadas ao conforto térmico, em contexto real:

- Por um lado, podem ser explorados ensaios experimentais. Para compreender se um determinado espaço é termicamente confortável, é exposto um grupo de indivíduos às condições do local. Posteriormente é feito um inquérito e recolhida a informação sobre a percentagem de pessoas descontentes, PPD. Através da equação (2) é calculado o PMV (Conceição, 2001);
- Em alternativa a utilização de modelos que simulam a resposta térmica do corpo humano também são uma solução viável. Têm a vantagem de não necessitar de um grupo de indivíduos, o que pode ser um desafio de ponto de vista logístico, e

normalmente é um processo menos demorado comparativamente aos ensaios experimentais (Kumar Kanti & Chandran, 2016).

## **2.6.2 MODELO SIMULAÇÃO RESPOSTA TÉRMICA CORPO HUMANO**

Para a simulação da resposta térmica do corpo humano é possível utilizar um modelo desenvolvido e aplicado em (Conceição, 1998), (Conceição, 1999), (Conceição, 2000), (Conceição et al., 2002), (Conceição & Awbi, 2021), (Conceição, 2001), (Conceição et al., 2007), entre outros.

Este avalia as condições de conforto térmico que um indivíduo percebe num determinado espaço. Este modelo foi sendo refinado ao longo do tempo, sendo que existem versões simplificadas que serão exploradas mais adiante.

Este modelo numérico está dividido em três partes: recriação da resposta térmica do corpo humano, simulação térmica do vestuário e avaliação das condições de conforto térmico.

O modelo divide o corpo humano em 35 elementos cilíndricos e esféricos, sendo que em cada secção é subdividida a sua espessura em 12 camadas. Caso seja pretendido é possível criar camadas adicionais para considerar o vestuário (Conceição, 1999).

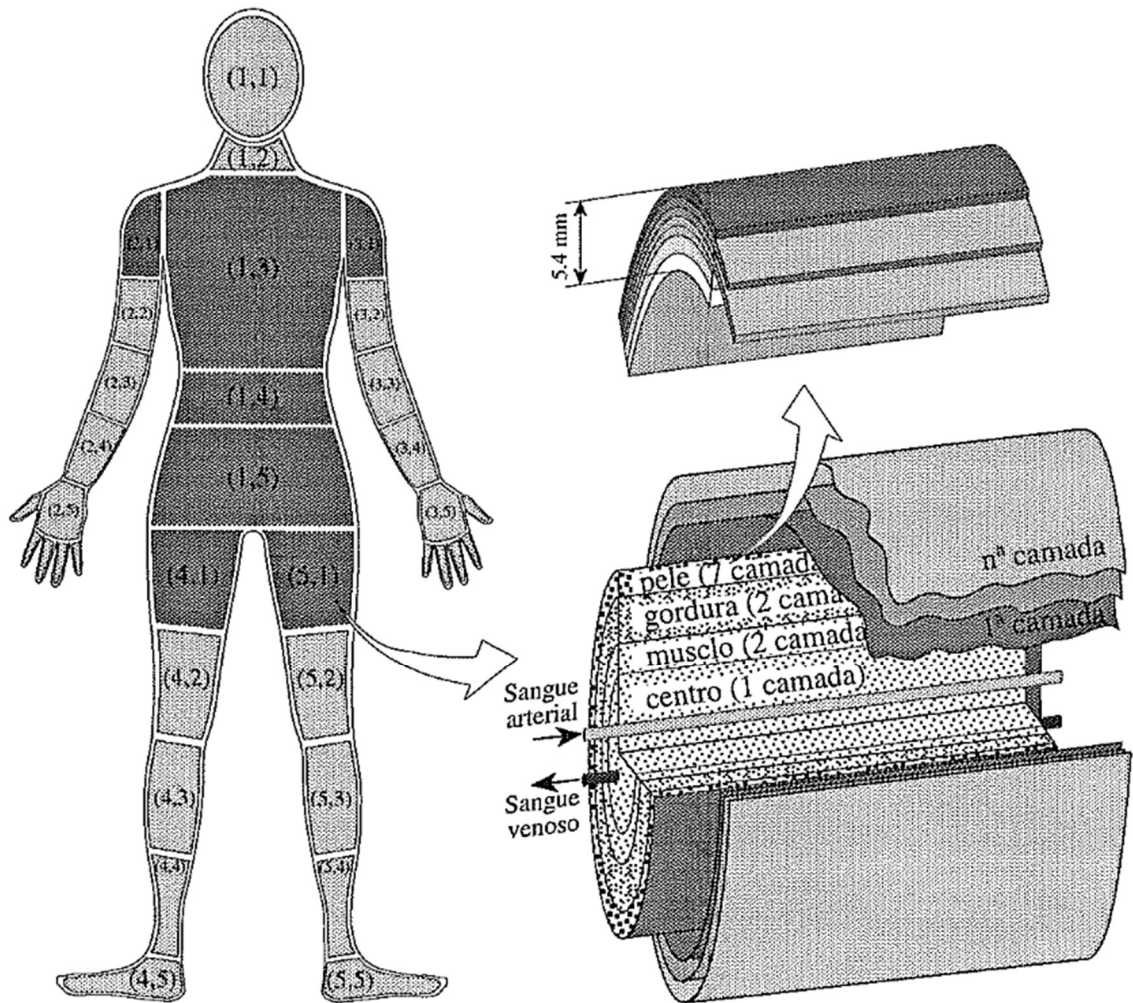


Figura 2.2 - Esquema corpo humano dividido em 35 elementos, cada um dividido em 4 zonas principais (Conceição, 1999).

Conforme é possível observar na imagem anterior cada secção é possível dividir em 4 zonas principais. Zona central, que possui uma camada. Duas camadas de músculo, duas camadas de gordura e 7 camadas de pele, fazendo um total de 12 camadas por secção. Contabilizando as 35 secções do corpo humano são obtidos 420 nodos.

Para simular o efeito do vestuário são acrescentadas várias camadas de roupa, com diferentes espessuras, sendo que cada uma é composta por uma percentagem diferente de fibras e de ar. Cada camada de vestuário é delimitada por uma camada adicional de ar (Conceição, 2000).

Esta ferramenta de cálculo numérico recorre ao método de Runge-Kutta-Felberg com controlo de erro para a resolução do sistema de equações integrais.

### **2.6.2.1 RESPOSTA TÉRMICA CORPO HUMANO**

Conforme referido anteriormente as atividades metabólicas do corpo humano produzem uma geração de calor, que se desloca das camadas internas do corpo para o exterior através de fenómenos de condução pelos tecidos e por convecção através do sangue para a pele. Por sua vez as trocas de calor com o ambiente são feitas por convecção entre o ar e a pele, respiração, radiação entre a pele e as diferentes superfícies, evaporação para o vestuário ou para o ar e condução para a roupa.

Para executar a simulação é necessário definir a geometria do corpo humano. Cada secção é aproximada a um cilindro ou esfera. Cada nodo é constituído por tecido e um sistema de capilares igualmente distribuídos. De acordo com um dos modelos simplificados da ferramenta de cálculo numérico, em que cada elemento é subdividido em 3 elementos principais, o escoamento do sangue é feito através de duas linhas, sangue venoso e arterial (figura 3 e 4) (Conceição, 1998).

Para efeitos de cálculo as propriedades de cada nodo são constantes, são desprezadas as trocas de calor por radiação das superfícies exteriores entre camadas e a temperatura de cada nodo é uniforme.

Para a simulação térmica do corpo humano são analisados os seguintes aspetos:

- Balanço energético para o tecido humano;
- Balanço energético do sangue arterial e venoso;
- Balanço mássico do fluxo sanguíneo;
- Balanço mássico do suor libertado pela pele.

### **2.6.2.2 SIMULAÇÃO TÉRMICA DO VESTUÁRIO**

O vestuário é utilizado por vários motivos. Possui uma componente social e cultural, no entanto a abordagem em causa está relacionada com a necessidade de proteger o corpo das condições ambientais, criando conforto térmico para um indivíduo.

A simulação do vestuário é feita através do acréscimo de camadas adicionais em alguns elementos.

Para não tornar o modelo demasiadamente complexo, este considera que a geometria do vestuário é idêntica à do elemento, as propriedades de cada camada são constantes, nomeadamente a temperatura. As trocas de calor feitas através de radiação entre as camadas

de roupa e os elementos são desprezadas. Os fluxos de calor através das camadas possuem apenas uma direção.

### **2.6.2.3 AVALIAÇÃO CONFORTO TÉRMICO**

Para a avaliação do conforto térmico o modelo utiliza o índice de PMV. Conforme referido anteriormente esta escala varia de +3 (muito quente) a -3 (muito quente).

Para isso utiliza uma expressão que tem em consideração o calor produzido pelo metabolismo humano, área de superfície corporal, calor perdido pela evaporação, radiação e convecção, bem como a temperatura média radiante (Conceição, 1998).

## **2.7 COMPORTAMENTO TÉRMICO DE EDIFÍCIOS**

Estudos efetuados em (Conceição & Lúcio, 2010), (Conceição et al., 2012), (Conceição, Gomes, et al., 2019), (Conceição & Awbi, 2021), (Conceição et al., 2008), (Conceição et al., 2019), (Conceição & Lúcio, 2016), entre outros, utilizaram um modelo numérico para realizar a avaliação do comportamento térmico de edifícios.

Este modelo numérico utiliza equações integrais para executar balanços de massa e energia em regime transiente.

Para a execução do cálculo, primeiramente é necessário criar uma malha tridimensional com a geometria do espaço em estudo. A geometria do espaço deverá conter os corpos opacos e transparentes, bem como os ocupantes, obstáculos e sistema de condutas existentes.

Para a resolução do sistema de equações diferenciais o programa recorre ao método de Runge-Kutta-Felberg com controlo de erro.

As equações em questão consideram as seguintes premissas nos balanços de energia:

- Ar no interior dos espaços;
- As diferentes camadas dos corpos opacos, ou seja, as camadas interiores e exteriores dos principais elementos que constituem o edifício;
- Os corpos transparentes, nomeadamente vãos envidraçados;
- Os corpos interiores distribuídos pelos espaços interiores;

Relativamente aos balanços de massa o modelo tem em consideração os seguintes aspetos:

- O vapor de água existente no interior dos espaços;
- Os contaminantes no interior dos espaços;
- O vapor de água presente no interior dos corpos opacos e corpos interiores;
- Os contaminantes dos corpos opacos e interiores;
- O vapor de água à superfície dos corpos interiores, corpos principais do edifício e vidros de janelas;
- Os contaminantes à superfície dos corpos interiores e corpos principais do edifício.

Informação detalhada acerca destas equações pode ser encontrada em (Conceição & Lúcio, 2010), entre outros.

O modelo foi colocado à prova em vários estudos efetuados, como (Conceição & Awbi, 2021), (Conceição et al., 2012), entre outros. É possível então afirmar que o programa se encontra validado, podendo ser utilizado para obter resultados razoavelmente precisos.

## **2.8 COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS**

### **2.8.1 DEFINIÇÃO METODOLOGIA CFD**

CFD é uma metodologia que determina a solução numérica para as equações diferenciais de fluídos ao longo do espaço e tempo. Ao longo dos anos vários foram os investigadores que desenvolveram métodos distintos para implementar nesta ferramenta, possibilitando simular uma ampla variedade de problemas complexos (Hosain & Fdhila, 2015) e (Gawande et al., 2016). Esta abordagem é utilizada quando é possível descrever um fenómeno físico, de uma forma relativamente rigorosa, através de expressões matemáticas, cujas são resolvidas através de algoritmos numéricos recorrendo a computadores.

### **2.8.2 MODELO SIMULAÇÃO ESCOAMENTO INTERIOR DE ESPAÇOS**

Para a simulação de um escoamento no interior de espaços é possível utilizar um modelo numérico desenvolvido e aplicado em (Conceição & Awbi, 2021), (Conceição et al., 2016), (Conceição et al., 2021), (Conceição et al., 2022), entre outros.

Este reproduz o escoamento tridimensional turbulento incompressível, em condições de impulsão em regime permanente, tanto para espaços interiores, como para exteriores.

A simulação do escoamento turbulento recorre a coordenadas cartesianas para o desenvolvimento do cálculo.

Para espaços interiores considera fenómenos de transmissão de calor e dispersão de espécies químicas.

Os resultados são obtidos sob a forma de campos de velocidade, temperatura, espécies químicas, energia cinética turbulenta, taxa de dissipação de energia turbulenta, entre outros.

O modelo numérico pelo qual se rege o programa utiliza as seguintes equações diferenciais parciais:

- Equação de energia cinética turbulenta;
- Equação de energia;
- Equação de CO<sub>2</sub>;
- Equação de dissipação de energia turbulenta.

## 2.9 QUALIDADE DO AR INTERIOR

Atualmente despendemos de cada vez mais tempo em espaços interiores como por exemplo escritórios, habitações, veículos, entre outros. A organização mundial de saúde considera que os problemas de qualidade de ar interior são reconhecidos como fatores de risco à saúde humana, quer seja em países desenvolvidos como em países em desenvolvimento (Matos et al., 2010).

Para controlar este problema de saúde pública foram criadas diretrizes e legislação para regulamentar valores limite para os principais poluentes existentes em espaços interiores.

Os poluentes em questão podem ser divididos em dois grupos distintos: físico-químicos e microbiológicos.

### 2.7.1 POLUENTES FÍSICO-QUÍMICOS

Dentro dos poluentes físico-químicos, destacam-se os que tipicamente estão relacionados com a qualidade de ar interior:

- Partículas em suspensão;
- Compostos orgânicos voláteis (COV's);
- Monóxido de carbono (CO);
- Formaldeído;
- Dióxido de carbono;

- Radão.

Estes poluentes têm como origem objetos e equipamentos que fazem parte do nosso cotidiano, como por exemplo impressoras, carpetes, caldeiras, entre outros. A tabela 2.3 enumera algumas das fontes de poluição mais comuns (Matos et al., 2010).

*Tabela 2.3- Quadro resumo de possíveis fontes de poluente físico-químicos.*

Partículas	Comp. Orgânicos Voláteis (COV)	Monóxido de Carbono (CO)
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Carpetes</li> <li>• Filtros HVAC</li> <li>• Papel</li> <li>• Fumo</li> <li>• Entradas de ar</li> <li>• Isolamento tubagens</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Impressoras</li> <li>• Computadores</li> <li>• Mobiliário</li> <li>• Tintas</li> <li>• Adesivos</li> <li>• Perfumes</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Emissões de veículos</li> <li>• Combustão</li> <li>• Fumo de tabaco</li> </ul>
Formaldeído (CH <sub>2</sub> O)	Dióxido de carbono (CO <sub>2</sub> )	Radão
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Madeira prensada</li> <li>• Contraplacado</li> <li>• Cola</li> <li>• Carpetes</li> <li>• Mobiliário</li> <li>• Papel Químico</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Respiração</li> <li>• Caldeiras</li> <li>• Esquentadores</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bancadas de granito</li> <li>• Água contaminada</li> <li>• Fissuras/fendas no pavimento.</li> </ul>

De acordo com a Agência Portuguesa do Ambiente o radão é um gás inodoro, radioativo, incolor de origem natural. Estudos efetuados indicam que a exposição prolongada a este gás, é uma das principais causas de cancro do pulmão (Malta, 2024).

### 2.7.2 POLUENTES MICROBIOLÓGICOS

Os poluentes microbiológicos podem ser divididos em dois grupos principais: fungos e bactérias.

Os fungos, vulgarmente chamados de bolores e leveduras, são caracterizados por serem organismos heterotróficos, ou seja, não são capazes de produzir o seu próprio alimento sem uma fonte externa de carbono.

As bactérias são organismos mais pequenos, unicelulares e procariontes, quer isto dizer que possuem apenas uma célula sem núcleo definido (Matos et al., 2010).

Tanto os fungos como as bactérias têm condições ideais de proliferação semelhantes. Têm preferência por ambientes com elevado teor de humidade, mal ventilados, temperaturas amenas e uma fonte de nutrientes abundante.

### 2.7.3 VALORES LIMITE ADMISSÍVEIS

Para garantir a segurança para os ocupantes de espaços no interior foram efetuados vários estudos e estipulados valores limite de exposição. Apesar de existirem divergências entre concentrações admissíveis legisladas e as recomendadas dadas pela Organização Mundial de Saúde e pela ASHRAE, todas elas visam zelar pela saúde pública.

De acordo com o Decreto-Lei n.º 101-D/2020 as concentrações de poluentes em espaços interiores não devem ser superiores aos presentes na tabela 2.4 e tabela 2.5 (Diário da República, 2021)

Tabela 2.4- Limiar de proteção para os poluentes físico-químicos (Diário da República, 2021).

Poluentes físico-químicos	Unidade	Limiar de Proteção
Partículas em suspensão (fração PM <sub>10</sub> )	[µg/m <sup>3</sup> ]	50
Partículas em suspensão (fração PM <sub>2,5</sub> )	[µg/m <sup>3</sup> ]	25
COV	[µg/m <sup>3</sup> ]	600
CO	[mg/m <sup>3</sup> ]	10
CH <sub>2</sub> O	[µg/m <sup>3</sup> ]	100
CO <sub>2</sub>	[mg/m <sup>3</sup> ]	2250
Radão	[Bq/m <sup>3</sup> ]	300

Tabela 2.5- Condições de referência para proteção de poluentes microbiológicos (Diário da República, 2021).

Poluentes Microbiológicos	Unidade	Condições de referência
Bactérias	[UFC/m <sup>3</sup> ]	Concentrações de bactérias totais no interior inferior à concentração no exterior, acrescida de 350 UFC/m <sup>3</sup> .
Fungos	[UFC/m <sup>3</sup> ]	Concentração de fungos no interior inferior à detetada no exterior.

Os valores acima referidos correspondem às concentrações máximas de referência para proteção de um indivíduo em permanência dentro de espaços interiores. Para as concentrações limite em situações de curta duração, consultar (Diário da República, 2021).

De acordo com a (ASHRAE 62.1, 2016) o limiar de proteção para as partículas PM<sub>2.5</sub> é de 12 µg/m<sup>3</sup>, valor este que corresponde a menos de metade presente na legislação portuguesa. O mesmo se repete para a concentração de CO<sub>2</sub> que em são indicadas concentrações de cerca de 1800 mg/m<sup>3</sup> (ASHRAE 62.1, 2016).

Relativamente aos compostos orgânicos voláteis, a comunidade europeia para assegurar a saúde pública tem como objetivo que não seja excedida a concentração de 300 µg/m<sup>3</sup>, sendo nenhum COV individual poderá exceder os 10% da concentração total (Matos et al., 2010).

## 2.10 AIR DISTRIBUTION INDEX

A eficiência de um sistema de ventilação é avaliada com base na capacidade de remoção de contaminantes bem como na eficiência da distribuição e remoção de energia térmica dos diferentes espaços. Desta forma para avaliar de uma forma integral um sistema de ventilação deverá ser usado um índice que tenha em consideração estes dois aspetos, bem como o efeito que estas duas variáveis têm nos ocupantes.

Desta forma, o ADI descrito por (Awbi, 2017), integra simultaneamente 4 parâmetros:

- Eficiência de remoção de contaminantes;
- Percentagem de pessoas descontentes com a qualidade do ar;
- Eficiência de remoção de energia térmica;
- Percentagem de pessoas com desconforto térmico.

Este é um modelo numérico utilizado em várias aplicações diferentes, como em sistemas de ventilação personalizada em contexto de sala de aula (Conceição & Awbi, 2021), sistemas

de ventilação de jatos descendentes em auditórios (Conceição et al., 2021), sistemas de jatos confluentes em escritórios (Conceição et al., 2022), entre outros.

A eficiência da remoção de contaminantes é obtida através equação (4).

$$\varepsilon_{AQ} = \frac{C_o - C_i}{C_R - C_i} \quad (4)$$

Onde:

- $\varepsilon_{AQ}$  - Eficiência de remoção de contaminantes [%];
- $C_o$  - Concentração de contaminantes nos difusores de extração [mg/m<sup>3</sup>];
- $C_i$  - Concentração de contaminantes no difusor de insuflação [mg/m<sup>3</sup>];
- $C_R$  - Concentração de contaminantes na zona de respiração [mg/m<sup>3</sup>].

A eficiência da remoção de calor que é descrita por (5).

$$\varepsilon_{TC} = \frac{t_o - t_i}{t_{Corpo} - t_i} \quad (5)$$

Onde:

- $\varepsilon_{TC}$  - Eficiência de remoção de calor [%];
- $t_o$  - Temperatura do ar do difusor de extração [°C];
- $t_i$  - Temperatura do ar do difusor de insuflação [°C];
- $t_{corpo}$  - Temperatura média em torno do corpo do ocupante [°C].

Após ter os valores das eficiências, são utilizados os valores de PPD para considerar a componente do conforto térmico equação (6) e PD, Percentage of Dissatisfied, para avaliar a componente de qualidade do ar (7).

$$N_{TC} = \frac{\varepsilon_{TC}}{PPD} \quad (6)$$

Onde:

- $N_{TC}$  - Número de conforto térmico.

$$N_{AQ} = \frac{\varepsilon_{AQ}}{PD} \quad (7)$$

Onde:

$N_{AQ}$  - Número de qualidade do ar;

$PD$  - Percentagem de pessoas descontentes com qualidade de ar [%].

Por sua vez o valor de  $PD$  é obtido através da equação (8).

$$PD = 395e^{(-1,83Q^{0,25})} \quad (8)$$

Onde:

$Q$  - Caudal de ar novo por ocupante [l/s]

Ao combinar estas duas variáveis num único parâmetro é possível avaliar um sistema de ventilação quer na componente de qualidade do ar como na componente de conforto térmico através da expressão (9).

$$ADI = \sqrt{N_{TC} \times N_{AQ}} \quad (9)$$

Onde:

$ADI$  - Índice de distribuição de ar

## 2.11 ANÁLISE E DIMENSIONAMENTO DE CONDUTAS

A análise e resolução de problemas relacionados com mecânica de fluídos já é feita desde há muito tempo. Civilizações antigas dispunham de conhecimento suficiente para projetar e construir sistemas de irrigação bem como navegar embarcações simples propulsionadas manualmente através de remos. Com o passar dos séculos surgiram indivíduos que idealizaram teorias e desenvolveram expressões nos permitem atualmente compreender fenómenos mais complexos.

Entre 285 e 212 A.C. Arquimedes desenvolveu e demonstrou a lei da flutuabilidade aplicando-a a corpos submersos e flutuantes.

Leonardo Da Vinci (1452-1519) apresentou a equação de conservação de massa para um caudal constante unidimensional. É também conhecido pelas suas qualidades experimentais, sendo que existem notas que descrevem de uma forma precisa ondas, jatos e formação de Eddy (White, 2010).

Edme Mariotte (1620-1684) construiu o primeiro túnel de vento e testou vários modelos analisando o comportamento da deslocação do ar.

Após Isaac Newton (1642-1727) ter criado as leis do movimento e a lei da viscosidade linear de fluídos, atualmente denominada de fluído newtoniano, surgiram vários matemáticos como Daniel Bernoulli, Leonard Euler, Jean d'Alembert, Joseph-Louis Lagrange, Pierre-Simon Laplace que produziram diversas soluções para fluídos perfeitos, ou seja, livres de atrito.

Foi Leonhard Euler (1707-1783), considerado o melhor matemático do século XVIII, que tendo como base o estudo de Daniel Bernoulli, desenvolveu em 1755 a equação de Bernoulli utilizamos atualmente (White, 2010).

### Equação de Bernoulli

A equação de Bernoulli (10) é uma aproximação da relação entre pressão, velocidade e elevação, válida para regimes de caudal constante e fluído incompressível em que as forças de atrito são desprezáveis. Esta aproximação é válida para quando os efeitos viscosos do fluído são pequenos comparativamente aos feitos da inércia, gravidade e pressão. Por outras palavras, apenas é possível utilizar esta aproximação em determinadas regiões de escoamentos práticos.

Estas regiões são denominadas de zonas invíscidas do escoamento, no entanto não são regiões em que o fluído em si é invíscido ou isento de atrito, mas sim que o efeito das forças viscosas ou de atrito são muito inferiores às restantes aplicadas nas partículas do escoamento (Çengel & Cimbala, 2006).

$$\frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_F}{\rho g} + \frac{V_F^2}{2g} + Z_F \quad (10)$$

Onde:

$P_A$  - Pressão ponto inicial [Pa]

$P_F$  - Pressão ponto final [Pa]

$V_A$  - Velocidade do escoamento no ponto inicial [m/s]

$V_F$  - Velocidade média do escoamento no ponto final [m/s]

- $g$  - Aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ]  
 $Z_A$  - Cota do ponto inicial [m]  
 $Z_F$  - Cota do ponto final [m]  
 $\rho$  - Densidade do fluido [ $kg/m^3$ ]

### Número de Reynolds

A transição de um escoamento de um regime laminar para um regime turbulento depende de vários fatores como a rugosidade da superfície, velocidade, temperatura da superfície, geometria, tipo de fluido, entre outros. Osborne Reynolds publicou em 1883 uma atividade experimental que consistiu em administrar um corante num escoamento que passa por uma tubagem de vidro translúcido. Observou que a velocidades baixas o escoamento criava linhas retas suaves, indicando assim um regime laminar. O inverso era observado ao aumentar a velocidade. Ao aumentar gradualmente a velocidade observou-se que o escoamento alterava o seu comportamento criando flutuações no regime de transição. Ao atingir o regime totalmente turbulento o escoamento passou a criar “zigzags” de uma forma aleatória. Este comportamento característico dos regimes de cada escoamento influencia significativamente o tipo de análise a efetuar para o cálculo da perda de carga descrita a diante. O número de Reynolds pode ser calculado, para tubagens circulares, através da equação (11).

$$Re = \frac{\text{Forças de Inércia}}{\text{Forças Viscosas}} = \frac{\rho \times V_{med} \times d_n}{\mu} = \frac{V_{med} \times d_n}{\nu} \quad (11)$$

Onde:

- $Re$  - Número de Reynolds  
 $V_{med}$  - Velocidade média do escoamento [m/s]  
 $d_n$  - Diâmetro interno do tubo [m]  
 $\mu$  - Viscosidade dinâmica [kg/(m.s)]  
 $\nu$  - Viscosidade cinemática [ $m^2/s$ ]

Para calcular o número de Reynolds em tubagens/conduitas não circulares, é utilizada a equação (12) para obter o diâmetro hidráulico.

$$D_h = \frac{4 \times A_{\text{secção}}}{P} \quad (12)$$

Onde:

$D_h$  - Diâmetro hidráulico [m]

$A_{\text{secção}}$  - Área secção [m<sup>2</sup>]

$P$  - Perímetro [m]

De uma forma simplificada é possível dizer que quando existem forças viscosas fracas comparativamente com as forças de inércia, o regime é turbulento o que se reflete num número de Reynolds elevado.

Caso as forças viscosas sejam significativas, relativamente às forças de inércia, então trata-se de um regime laminar, o que se reflete num número de Reynolds baixo.

O número de Reynolds crítico ( $Re_{cr}$ ) corresponde ao valor a partir do qual é considerado um escoamento turbulento. Para escoamentos no interior de condutas circulares o  $Re_{cr}$  é tipicamente considerado de 2300.

Na prática é complicado obter valores precisos sobre os limites através dos quais admitimos um escoamento turbulento ou laminar, uma vez que existem fatores como intensidade de turbulência, rugosidade da superfície, vibrações nas condutas e flutuações no escoamento.

De uma forma generalizada os escoamentos no interior de condutas circulares são classificados em:

$Re \leq 2300$	Regime laminar
$2300 \leq Re \leq 4000$	Regime transição
$Re \geq 4000$	Regime turbulento

### Equação Darcy-Weisbach

Um dos pontos fundamentais de um dimensionamento de um sistema de condutas corresponde à análise de perda de carga. Ao contrário do que é descrito na equação de Bernoulli, na prática os fluídos são viscosos, ou seja, possuem forças de atrito que criam uma resistência ao movimento no interior de condutas, ou tubagens de acordo com o tipo de aplicação.

Julius Weisbach, um engenheiro e professor alemão publicou em 1850, um livro que descreve a mecânica de fluídos conforme a conhecemos hoje (White, 2010). Aqui é apresentada a equação (13) que calcula a perda de carga distribuída de uma conduta/tubagem em função do fator de atrito ( $f$ ), comprimento do trecho ( $\Delta L_n$ ), diâmetro interno ( $d_n$ ), velocidade média do escoamento ( $V_{med}$ ) e a gravidade ( $g$ ).

$$h_f = f \frac{\Delta L_n V^2}{d_n 2g} \quad (13)$$

Onde:

$h_f$  - Perda de carga distribuída [m]

$f$  - Fator de atrito

$\Delta L_n$  - Comprimento do trecho [m]

Henry Darcy, foi um Engenheiro francês que teve um papel importante no estudo para a obtenção do valor do fator de atrito, que corresponde ao efeito da rugosidade/resistência que o material de uma parede de uma conduta/tubagem tem no escoamento. Devido ao contributo que teve no desenvolvimento, foi incorporado o seu nome na equação desenvolvida por Weisbach.

Com o passar dos anos surgiram outros matemáticos que desenvolveram expressões para o cálculo do fator de atrito, de entre os quais se destacam os seguintes:

- O fator de atrito pode ser calculado em regime laminar através da equação (14).

$$f = \frac{64\mu}{\rho d_n V_{med}} = \frac{64}{Re} \quad (14)$$

- Prandtl em 1935 encontrou uma correlação entre o fator de atrito e o número de Reynolds, aplicável a tubagens/conduitas com parede lisa (15).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2.0 \log(Re\sqrt{f}) - 0.8 \quad (15)$$

- Colebrook em 1939 descobriu uma fórmula de interpolação válida tanto para tubagens lisas, como para tubagens rugosas em escoamentos em regime turbulento (16).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left( \frac{\varepsilon/d_n}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (16)$$

Onde:

$\varepsilon$  - Rugosidade parede do tubo [m]

- Em 1942 um engenheiro americano chamado Hunter Rouse, verificou a equação de Colebrook e fez uma impressão gráfica de  $f$  em função de  $Re$  e o produto de  $Re\sqrt{f}$ . Este apresentou ainda uma relação entre o escoamento em regime laminar e a rugosidade de tubagens comerciais.
- Diagrama de Moddy  
Lewis F. Moody, passados 2 anos reescreveu o diagrama desenvolvido por Hunter Rouse, tendo como base ensaios experimentais. O diagrama de Moody é provavelmente a figura mais famosa e utilizada no ramo da mecânica de fluídos (White, 2010). Há semelhança da fórmula implícita de Colebrook o diagrama de Moody apresenta uma precisão de  $\pm 15$  por cento para condições de cálculo ao longo de todos os pontos de funcionamento.
- Haaland em 1983 deduziu uma fórmula explícita, tornando mais simples o cálculo para a obtenção do coeficiente de atrito (Çengel & Cimbala, 2006) (17).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} \cong -1,8 \log \left[ \frac{6,9}{Re} + \left( \frac{\varepsilon/d_n}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad (17)$$

Face ao diagrama de Moody, a fórmula de Haaland tem uma melhor precisão, com um erro inferior a 2%.

### Perdas de carga localizadas

Para além das perdas de carga distribuídas, calculadas através da equação de Darcy-Weisbach existem ainda as perdas associadas aos acessórios presentes na instalação, como por exemplo curvas, “tês”, reduções, etc.

Tipicamente as perdas localizadas têm uma expressão pequena face às distribuídas, no entanto em situações que existem troços pequenos e elevado número de acessórios é possível observar inverso(Çengel & Cimbala, 2006).

A análise teórica de um escoamento através de acessórios é muito complexa e muitas das vezes não corresponde à realidade. Desta forma, é o fabricante dos acessórios que se encarrega de executar ensaios experimentais para determinar a perda de carga.

As perdas de carga localizadas são normalmente expressas através de um coeficiente de perda K definido através da equação (18).

$$K = \frac{h}{v^2/(2g)} \quad (18)$$

Onde:

K - Coeficiente de perda de carga localizada

h - Perda de carga localizada [m]

Ao reorganizar a expressão anteriormente apresentada é possível obter a perda de carga localizada em função de um K indicado pelo fabricante (19).

$$h = K \times \frac{v^2}{2g} \quad (19)$$

# 3

## **DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO REALIZADO**

Este capítulo tem como objetivo o desenvolvimento da temática em estudo. Para a execução da análise integral do conforto térmico e qualidade do ar serão utilizadas 4 ferramentas: Modelo de Comportamento Térmico de Edifícios, Modelo de Escoamento Interior de Conduitas, Modelo de simulação de escoamentos no interior de espaços e Modelo de Resposta térmica do corpo humano.

Todas as ferramentas utilizadas encontram-se validadas ou em estudos anteriormente feitos conforme referido no estado da arte, ou em ensaios laboratoriais descritos mais à frente.

Uma das ferramentas enumeradas, Escoamento Interior de Conduitas, foi desenvolvida na íntegra pelo autor e será explorada em pormenor.

Este capítulo encontra-se subdividido em duas partes: Explicação do Projeto e Desenvolvimento do projeto.

Primeiramente, no subcapítulo Explicação do Projeto será descrita em detalhe a câmara experimental utilizada como base para o desenvolvimento da geometria da sala em estudo, bem como a enumeração das condições exteriores e interior consideradas.

Seguidamente, no Desenvolvimento do projeto será explicada a forma como as diferentes ferramentas de cálculo numérico serão utilizadas.

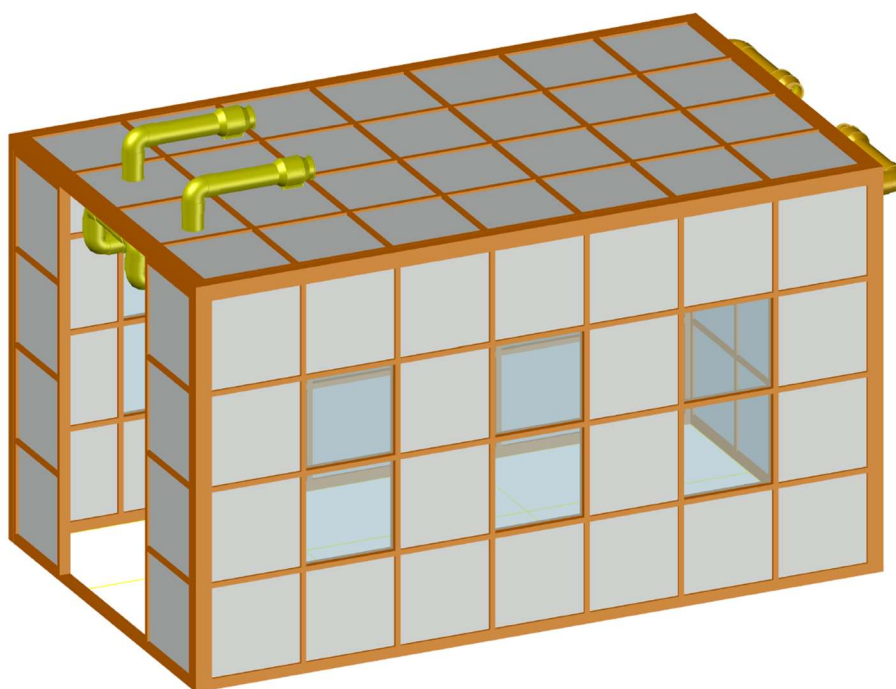
### 3.1 EXPLICAÇÃO DO PROJETO

O estudo a executar irá consistir na análise integral de conforto térmico e qualidade de ar de uma sala de informática virtual, tendo como base uma câmara experimental presente na Universidade do Algarve, campus de Gambelas.

#### 3.1.1 APRESENTAÇÃO CÂMARA EXPERIMENTAL

A câmara experimental foi desenhada tendo como objetivo ter uma geometria versátil, capaz de simular várias situações distintas. A sua composição modular permite fazer alterações à disposição dos vãos envidraçados e superfícies opacas com facilidade.

Esta é composta por uma estrutura em madeira e painéis de XPS ou vidro simples de 0,6m x 0,6m. As suas dimensões de 4,50m x 2,55m x 2,50m possibilitam simular desde espaços interiores como salas de reuniões e salas de formação até veículos de transporte de passageiros, como autocarros e comboios.



*Figura 3.1 – Representação da câmara experimental da Universidade do Algarve.*

No interior da câmara experimental existem vários sistemas de condutas que permitem analisar o comportamento de diferentes tipos de jatos, nomeadamente jatos descendentes, jatos confluentes verticais, jatos confluentes horizontais e impacto. Na figura 3.1 encontra-se apenas representado o sistema de condutas de jatos descendentes utilizado.

Para garantir uma boa iluminação natural, foram contempladas 6 janelas de vidro simples, com as medidas 1,2m x 0,6m (figura 3.4).

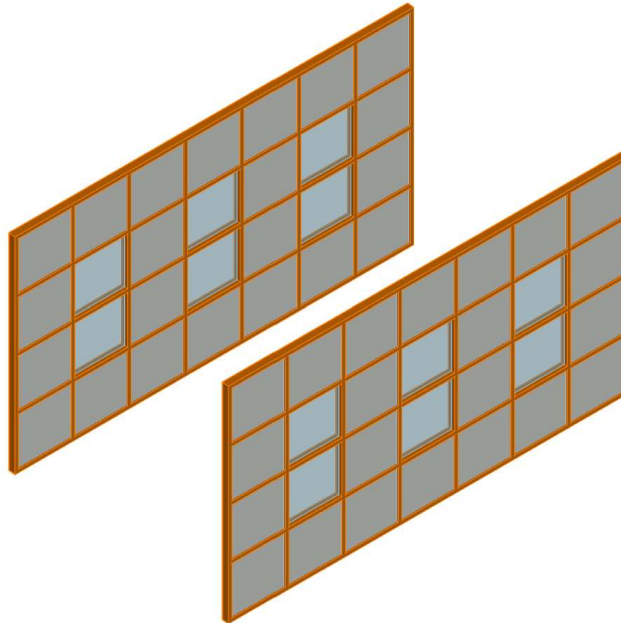


Figura 3.2 - Fachada janelas sala de computadores.

### 3.1.2 SIMULAÇÃO EM ESTUDO

O objeto de estudo consiste numa simulação, para o período de verão, de sala de aulas virtual localizada em Faro, preparada para lecionar com recurso a computadores. A sala terá as mesmas dimensões e envolvente construtiva da câmara experimental (figura 3.1).

As condições de projeto idealizadas para a execução da simulação podem ser divididas em três pontos fundamentais.

#### Condições interiores:

- Temperatura ambiente média 25°C;
- Humidade relativa de 50%.

As condições interiores selecionadas tiveram como base as condições ideais de acordo com a norma (ISO 7730, 2005).

#### Condições exteriores:

- Temperatura ambiente média de 35°C.

#### Ocupação:

- 6 pessoas;
- Atividade metabólica 1 met;
- Vestuário 1 clo.

O foco do presente estudo encontra-se na avaliação do conforto térmico dos ocupantes e qualidade do ar interior, não sendo especificada a forma como o ar proveniente do exterior é arrefecido.

Os quatro modelos numéricos utilizados para avaliar o nível de conforto térmico e qualidade do ar interior foram encadeados de forma que ao inserir a geometria da sala, condições ambientais, dados condutas, ventiladores, geometria, dados térmicos do corpo humano e vestuário, fosse calculado o índice ADI.

## 3.2 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

### 3.2.1 CRIAÇÃO MALHA DA SALA DE AULAS

Primeiramente foi idealizada a geometria da sala para a criação da malha utilizada pelas ferramentas de cálculo numérico. Para isso o volume do espaço em estudo foi dividido em cubos de 50mm x 50mm x 50mm.

Foram definidos os obstáculos à dispersão do escoamento no interior da sala, nomeadamente mesas, cadeiras, condutas e o conjunto de computador, teclado, rato e monitor. É feita ainda a delimitação do espaço a simular através de paredes, janelas, cobertura e pavimento (figura 3.6).

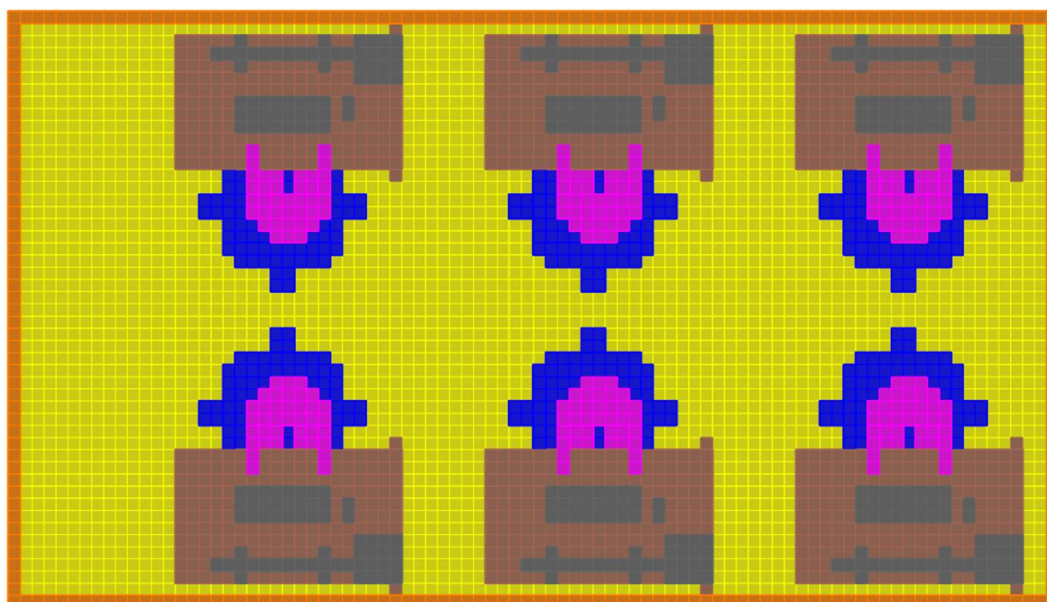


Figura 3.3 – Vista superior Sala de informática.

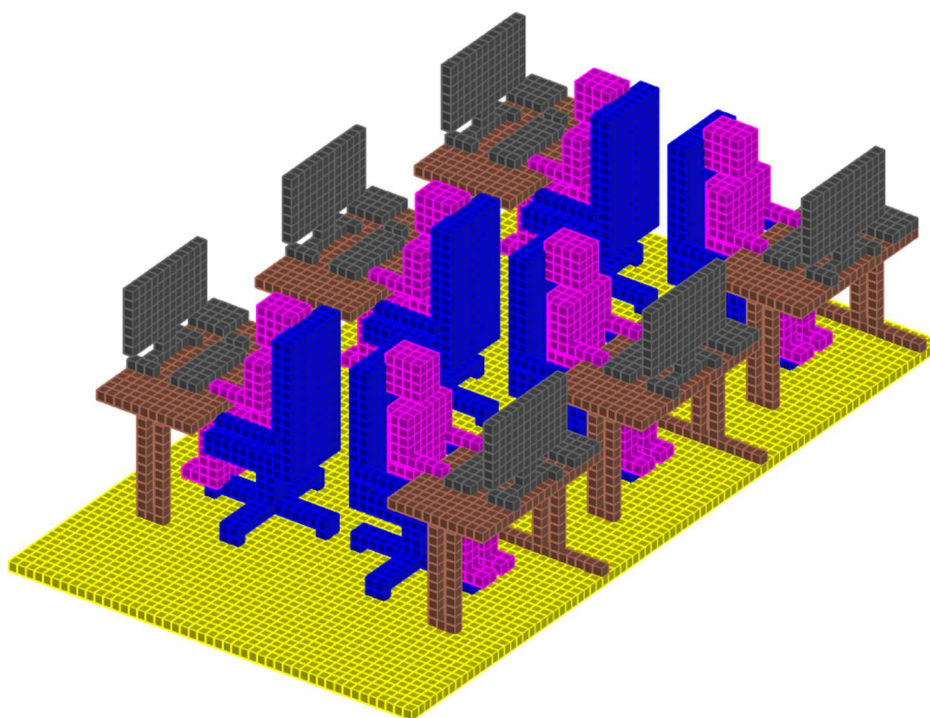
As salas de informática estão tipicamente associadas a atividades práticas que os alunos têm de desenvolver para consolidar conhecimentos. A geometria criada parte do pressuposto que os 6 ocupantes terão de trabalhar de forma individual, existindo para esse efeito também 6 mesas e cadeiras.

Os ocupantes foram posicionados em frente dos monitores de forma a simular uma utilização normal de um computador.

Para terminar a geração da malha falta apenas indicar os pontos de entrada de ar novo, que ficam sobre a cabeça dos ocupantes, e os pontos de saída de ar viciado/contaminado do espaço para o exterior, que ficam no corredor central da sala. Os pontos de saída e entrada do escoamento serão explicitados mais adiante no dimensionamento do sistema de condutas.

Toda esta informação foi compilada com recurso a folhas de Excel, cuja informação foi exportada para documentos do tipo “txt”.

Para verificar se a malha não possuía nenhum erro utilizou-se o modelo de simulação de escoamento no interior de espaços, para fazer uma representação 3D, permitindo executar uma análise visual.



*Figura 3.4 - Disposição dos ocupantes, mobiliário e equipamentos no interior da sala de aulas malha base 50x50x50mm.*

### **3.2.2 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE CONDUTAS**

É pretendido aplicar um sistema de condutas na sala de computadores, diferente do existente na câmara experimental.

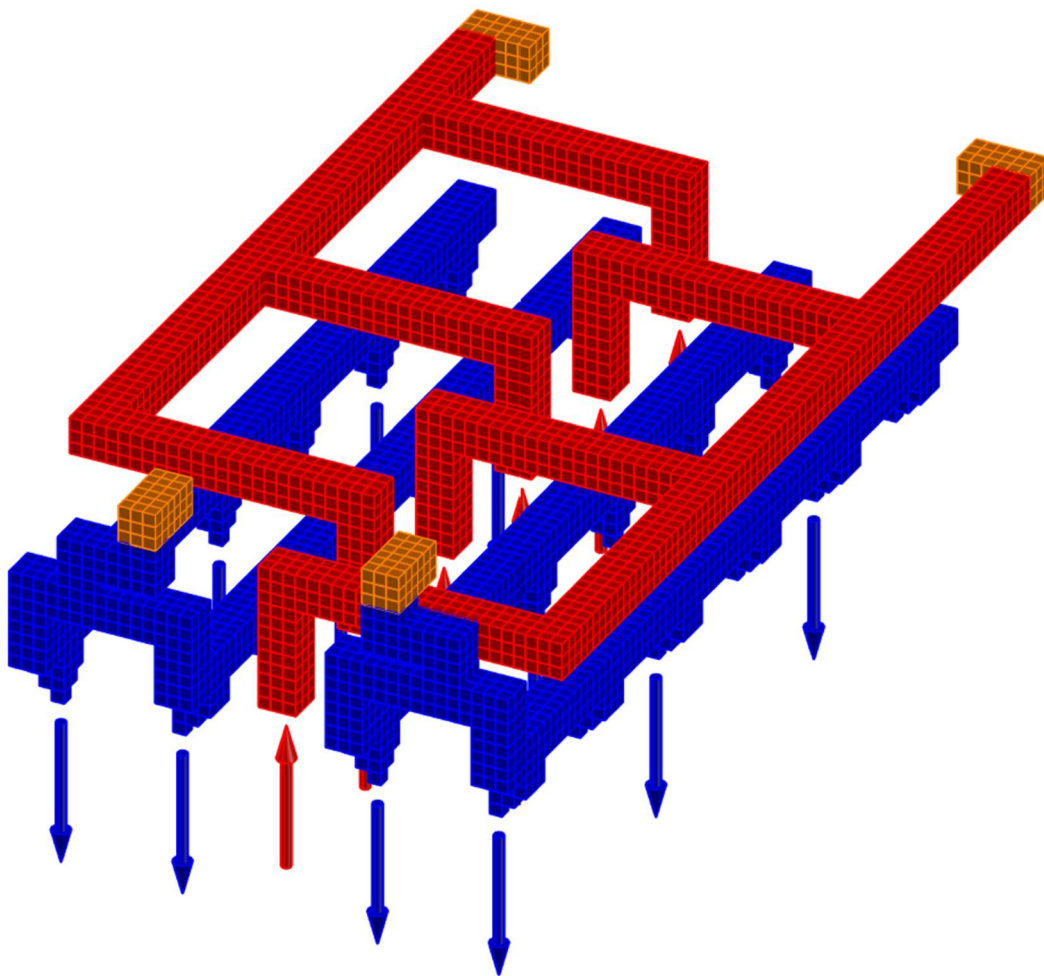
Para simular o escoamento de ar no interior do espaço é de extrema importância calcular a velocidade de saída e entrada dos difusores. Para isso foi desenvolvido um modelo numérico capaz de analisar o escoamento no interior de condutas. Este corresponde a um sistema de

equações de balanço de massa e energia, resolvido em função da velocidade, através de um Software de resolução de sistema de equações não lineares.

Tendo como objetivo a afinação e validação do modelo foram mantidas o máximo de características possíveis face ao sistema da câmara experimental. Quer isto dizer que o sistema de condutas de jatos descendentes a aplicar na sala de computadores terá o mesmo tipo de condutas, acessórios, número e tipo de ventiladores.

Em suma, o modelo de cálculo numérico será desenvolvido para o sistema de condutas de jatos descendentes presente na câmara experimental e validado através de medições efetuadas. Posteriormente será aplicado no sistema de condutas da sala de informática em estudo.

O sistema de condutas presente na câmara experimental é composto por condutas de  $\text{Ø}125\text{mm}$ , várias curvas de  $90^\circ$  e acessórios em “T”. Nos terminais de insuflação de ar novo para o espaço são utilizados difusores com uma abertura de saída de  $\text{Ø}50\text{mm}$ . Os terminais de extração do ar para o exterior têm uma abertura de  $\text{Ø}125\text{mm}$  igual ao das condutas.



*Figura 3.5 . Sistema condutas jatos descendentes presente na câmara experimental.*

De acordo com a figura 3.5, existem a azul as condutas de insuflação de ar novo e a vermelho as condutas de extração de ar viciado. Cada sistema possui dois ventiladores de

insuflação e dois ventiladores de extração, destacados a laranja na figura 3.5. Aquando da medição dos valores experimentais o sistema apresentava algumas secções tamponadas para ajustar os difusores à disposição dos ocupantes. Os jatos ativos encontram-se destacados com setas na figura 3.5.

Devido ao elevado número de equações foi necessário fazer algumas simplificações de forma ao software conseguir convergir para uma solução. Uma vez que o sistema de condutas é aproximadamente simétrico, foi apenas simulada metade da disposição.

A figura 3.6 destaca o sistema de jatos descendentes ativos na câmara experimental, sendo que os números entre aspas correspondem aos troços e difusores que se encontravam tamponados.

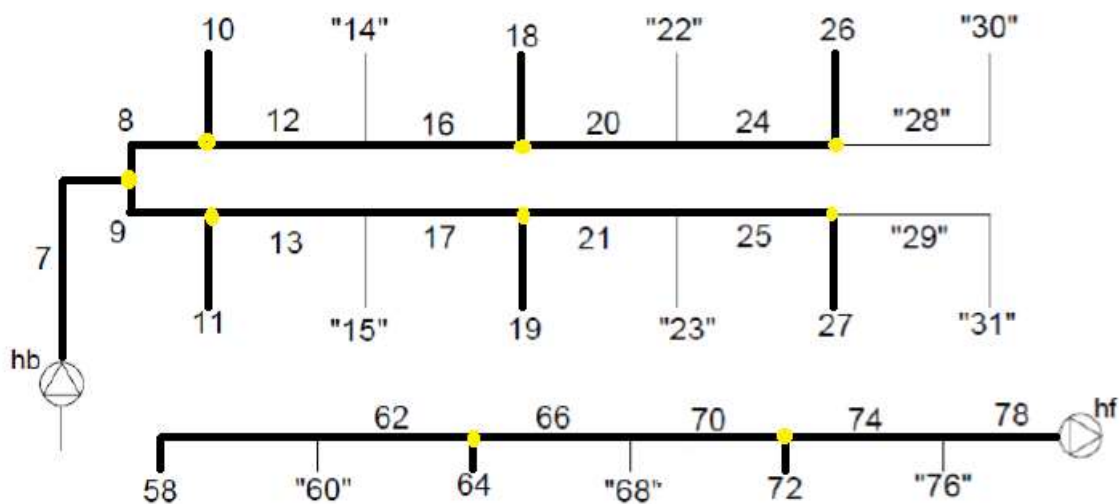


Figura 3.6 - Sistema de jatos descendentes ativos na câmara experimental.

Primeiramente foram numerados todos os troços ativos presentes na figura 3.6 e desenvolvidas as equações de equilíbrio de massa, fazendo um total de 12 equações.

Para que o sistema de equações seja resolúvel é necessário que o somatório de equações de massa e energia seja igual ao número de troços do sistema.

Ao inserir as equações de equilíbrio de massa torna-se necessário definir o caudal mássico de cada troço (20).

$$\dot{m}_n = \rho \pi V_n \left(\frac{d_n}{2}\right)^2 \quad (20)$$

Onde:

$\dot{m}$  - Caudal mássico troço n [kg/s]

$V_n$  - Velocidade troço n [m/s]

De seguida foi definida a velocidade de cada troço através da equação (21):

$$V_n = \frac{Q_n}{\frac{\pi \times d_n^2}{4}} \quad (21)$$

Onde:

$Q_n$  - Caudal volúmico troço n [m<sup>3</sup>/s]

Concluída a inserção das equações de balanço de massa, foram inseridas as equações de balanço de energia. Para isso foi utilizada a equação de energia (22) considerando perdas de carga localizadas e distribuídas, bem como a existência de um ventilador de insuflação e outro de extração.

$$\frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_F}{\rho g} + \frac{V_F^2}{2g} + Z_F + \sum_{i=1}^n h_{fn} + \sum_{i=1}^n h_n - h_b \quad (22)$$

Onde:

$h_{fn}$  - Perdas de carga distribuídas troço n [m]

$h_n$  - Perdas de carga localizadas troço n [m]

$h_b$  - Pressão estática do ventilador [m]

Para simplificação da análise do problema em questão foram feitas as seguintes considerações:

- Conduitas encontram-se aproximadamente todas à mesma cota;
- Sala considerada estanque, sem infiltração de ar externo ao sistema de ventilação.

Para facilitar a resolução das equações de energia foi executada uma análise às grandezas de velocidade de escoamento, pressão e diferenças de cota observa-se o seguinte:

$$\{P_a = P_F \wedge V_A = V_F \wedge Z_A = Z_F\} \quad (23)$$

Uma vez que as pressões, velocidades e cotas se anulam a equação simplificada de energia é dada pela equação (24):

$$h_b = \sum_{i=1}^n h_{fn} + \sum_{i=1}^n h_n \quad (24)$$

Foram então desenvolvidas 6 equações de energia, de maneira a definir os 18 troços existentes.

Ao consultar a ficha técnica do ventilador TD-350/125 presente na instalação, observou-se que este possui duas velocidades possíveis de selecionar.

A velocidade adotada corresponde à mais baixa. Para integrar a informação do ventilador no modelo numérico, realizou-se o levantamento da curva de funcionamento, assinalando a pressão estática e caudal de cada ponto.

Foi criado um gráfico e calculada uma linha de tendência polinomial de 3º grau (figura 3.7).

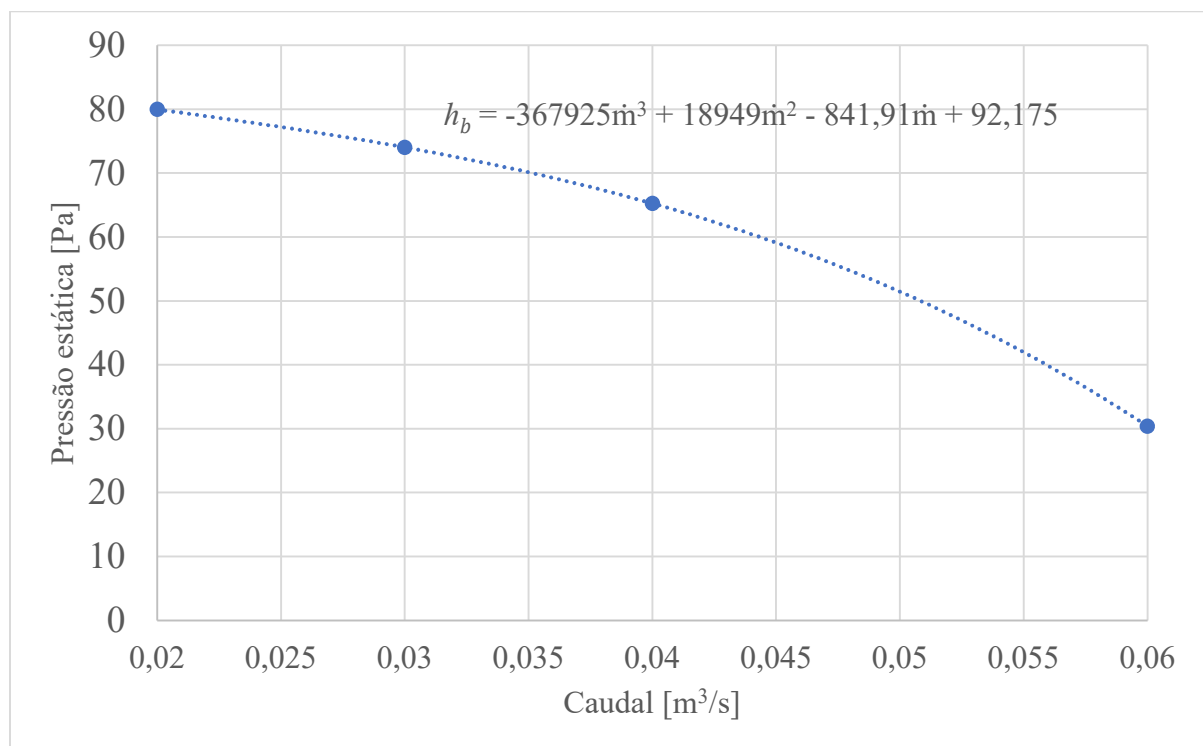


Figura 3.7 - Gráfico aproximado curva de funcionamento do ventilador.

Para reduzir o número de incógnitas do modelo, uma vez que os ventiladores se encontram em série (figura 3.6), foi criado um ventilador virtual equivalente. Para isso, para o mesmo valor de caudal foi duplicada a pressão estática disponível de acordo com a seguinte expressão a equação (25).

$$h_b = 2 \times (-367925\text{m}^3 + 18949\text{m}^2 - 841,91\text{m} + 92,175) \quad (25)$$

Posteriormente foram definidas as perdas de carga distribuídas de cada troço, comprimentos e secções de cada troço (26).

$$h_{fn} = f \frac{\Delta L_n V_n^2}{d_n 2g} \quad (26)$$

Relativamente às perdas de carga localizadas, estas foram definidas através da equação (27).

$$h_n = K_n \times \frac{V_n^2}{2g} \quad (27)$$

Onde:

$K_n$  - Coeficiente de perda de carga localizada troço n.

Os coeficientes de perda de carga localizada (K) foram atribuídos de acordo com o tipo de acessório em questão. Como tal, foram utilizados como base os valores discriminados no “Duct Fitting Database” da ASHRAE (1994) para as curvas de 90° e acessórios em “T”. Para os acessórios em “T” utilizaram-se coeficientes de perda diferentes dependendo da trajetória do escoamento. Para os difusores de insuflação foram ajustados os valores de k de acordo com (I.E. Idelchik, 1960).

Após validação do modelo foi aplicada a mesma metodologia na geometria em estudo ( figura 3.8).

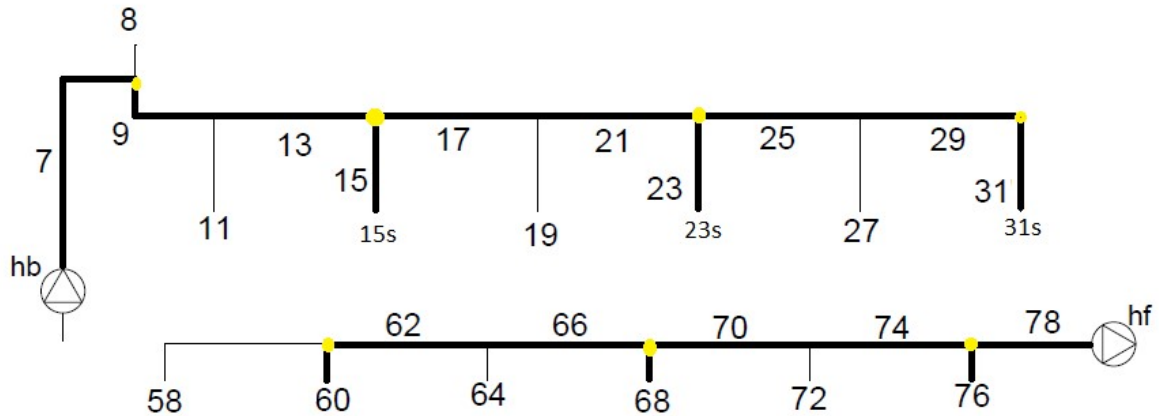


Figura 3.8 - Geometria sala de computadores em estudo.

### 3.2.3 MODELO DE SIMULAÇÃO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DE EDIFÍCIOS

Após ter a geometria definida e as velocidades à saída dos difusores calculadas são organizados os dados de entrada para o software que simula o Comportamento Térmico de Edifícios.

Os dados de entrada são os seguintes:

- Malha previamente criada;
- Condições ambientais exteriores (35°C);
- Humidade relativa do ar no espaço interior;
- Velocidades de saída dos difusores e respetivos caudais.

Com esta informação o programa calcula a temperatura ambiente interior média, temperatura radiante média, temperatura da camada limite superficial dos corpos e a potência necessária para arrefecer o ar proveniente do exterior de 35°C até à temperatura de impulsão desejada de 19°C.

### **3.2.4 MODELO DE SIMULAÇÃO ESCOAMENTO INTERIOR DE ESPAÇOS**

Através dos dados anteriormente calculados é dado início à inserção da informação no modelo de cálculo numérico para simulação de escoamentos no interior de espaços.

Para a realização da simulação são definidos os seguintes parâmetros:

- Geometria da malha;
- Velocidades de escoamento do ar dos difusores;
- Temperatura ambiente interior média (25°C);
- Temperatura radiante média;
- Temperatura camada limite da superfície corporal.

Dados de saída:

- Campo de velocidades de escoamento do ar;
- Campo de temperaturas do ar ao longo do espaço;
- Campo de concentrações de CO<sub>2</sub>;
- Análise da qualidade do ar.

### **3.2.5 MODELO DE SIMULAÇÃO DA RESPOSTA TÉRMICA CORPO HUMANO**

O modelo de simulação de resposta térmica do corpo foi utilizado com a finalidade de analisar o conforto térmico dos ocupantes em função das condições interiores proporcionadas.

Os dados de entrada são os seguintes:

- Geometria do corpo;
- Dados térmicos corpo humano e vestuário;
- Temperatura ambiente interior média (25°C);
- Temperatura radiante média;
- Temperatura da camada limite da superfície do corpo;
- Campo de velocidades e temperaturas;
- Campo de concentrações de CO<sub>2</sub>.

Os dados de saída são os seguintes:

- Temperatura do corpo;
- Temperatura do vestuário;
- Avaliação conforto térmico.

### 3.2.6 ANÁLISE DO ÍNDICE ADI

Através dos valores calculados com os modelos numéricos anteriormente, foi efetuada o cálculo integral da qualidade do ar e conforto térmico.

Os dados de entrada são os seguintes:

- Concentração de contaminantes nos difusores de extração;
- Concentração de contaminantes no difusor de insuflação;
- Concentração de contaminantes na zona de respiração;
- Temperatura do ar do difusor de extração;
- Temperatura do ar do difusor de insuflação;
- Temperatura média em torno do corpo do ocupante;
- Percentagem de pessoas desconfortáveis termicamente;
- Percentagem de pessoas descontentes com qualidade ar;
- Caudal de ar novo por ocupante.

Os dados de saída são os seguintes:

- Eficiência de remoção de contaminantes;
- Eficiência de remoção de calor;
- Conforto térmico;
- Qualidade do ar;
- Número de conforto térmico;
- Número de qualidade do ar;
- Índice de distribuição de ar.



# 4

## APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Neste capítulo é efetuada a apresentação e discussão de resultados. Este capítulo é subdividido em quatro subcapítulos principais: Escoamento no interior das condutas, Escoamento no interior do espaço, Conforto térmico dos ocupantes e análise do índice ADI:

- No subcapítulo que avalia o escoamento no interior de condutas são apresentados os resultados das velocidades de saída do ar novo nos difusores de insuflação e velocidades de entrada do ar contaminado nos difusores de extração.
- Escoamento no interior do espaço é analisado no subcapítulo onde são apresentadas as isolinhas de velocidade do ar, temperatura do ar, concentração de CO<sub>2</sub>, e risco de resfriamento ao longo da sala de computadores.
- No subcapítulo que avalia o conforto térmico dos ocupantes são descritos os resultados da temperatura do ar, velocidade do ar e risco de resfriamento para as diferentes secções dos corpos. São ainda analisados os resultados dos índices PMV e PPD individuais para cada um dos ocupantes.
- Por último, é avaliado o índice ADI para a geometria da sala de computadores e são comparados os resultados com outros estudos previamente feitos por outros autores.

### 4.1 ESCOAMENTO NO INTERIOR DE CONDUTAS

Conforme foi referido no capítulo anterior, o modelo de cálculo numérico foi desenvolvido para o sistema de condutas de jatos descendentes da câmara experimental e validado através de medições efetuadas. Posteriormente será aplicado no sistema de condutas da sala de informática em estudo (tabela 4.1).

Tabela 4.1 - Valores experimentais de velocidades medidas nos difusores de insuflação e extração da câmara experimental.

	Insuflação						Extração		
	V10s	V11s	V18s	V19s	V26s	V27s	V58	V64	V72
Valores experimentais velocidade de saída [m/s]	3,42	3,64	3,98	4,01	3,87	4,00	1,12	1,44	2,34

Na figura 4.1 encontram-se numerados os difusores em funcionamento aquando das medições experimentais efetuadas, aos quais correspondem às velocidades indicadas pela tabela 4.1.

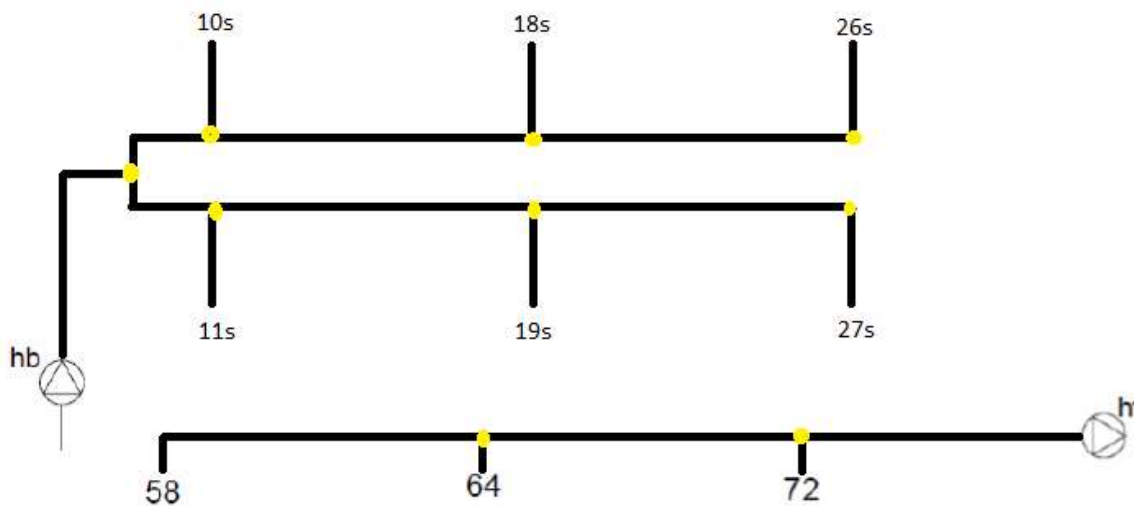


Figura 4.1 - Enumeração dos difusores em funcionamento aquando das medições experimentais efetuadas.

Ao analisar os valores medidos na figura 4.1, verifica-se que o escoamento ao circular pelas condutas e alcançar um acessório em “T” tem a tendência em seguir em frente, em vez de fazer uma curva de 90° e sair diretamente para o espaço. Este fenómeno é observável nos resultados calculados, apresentados na tabela 4.2.

Os valores de  $k$  do acessório “T” e curvas foram ajustados de acordo com “Duct Fitting Database” da ASHRAE (1994). Os valores de  $k$  para os difusores foram justados através das velocidades de escoamento de acordo com a informação presente em (I.E. Idelchik, 1960).

Tabela 4.2 - Valores numéricos de velocidades calculadas nos difusores de insuflação e extração da câmara experimental.

	Insuflação						Extração		
	V10s	V11s	V18s	V19s	V26s	V27s	V58	V64	V72
Valores numéricos velocidade de saída [m/s]	3,60	3,60	3,82	3,81	4,47	4,47	1,15	1,22	1,43

Na figura 4.2 são comparados os resultados medidos na câmara experimental e os calculados através do modelo numérico desenvolvido.

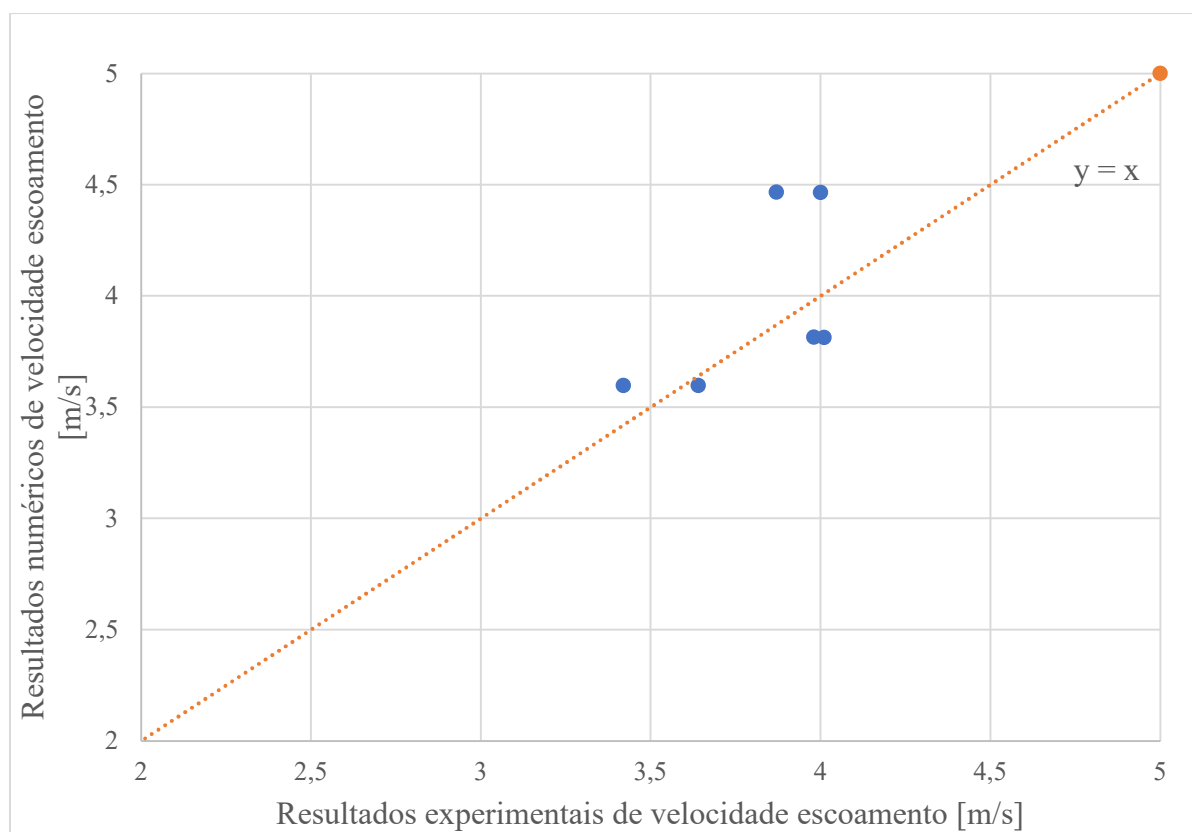


Figura 4.2 – Gráfico de análise de resultados experimentais vs. resultados numéricos.

Ao observar o gráfico acima descrito verifica-se que, apesar de os resultados não serem totalmente precisos, não coincidindo com a reta  $y = x$ , encontram-se próximos e dentro da mesma ordem de grandeza. As diferenças encontradas podem estar relacionadas com a atribuição aproximada do  $k$  para o “T” e curvas de acordo com “Duct Fitting Database” da ASHRAE (1994) e  $k$  atribuído aos difusores de acordo com (I.E. Idelchik, 1960).

Apos o modelo ter sido validado, foi aplicado na geometria da sala de computadores em estudo (tabela 4.3).

Tabela 4.3 - Valores numéricos de velocidades calculadas nos difusores de insuflação e extração para a sala de computadores.

	Insuflação			Extração		
	V15s	V23s	V31s	V60	V68	V76
Valores numéricos velocidade de saída [m/s]	5,34	7,06	8,41	0,85	1,13	1,35

A numeração dos difusores de insuflação e extração é ilustrada através da figura 4.3, correspondendo aos resultados descritos na tabela 4.3.

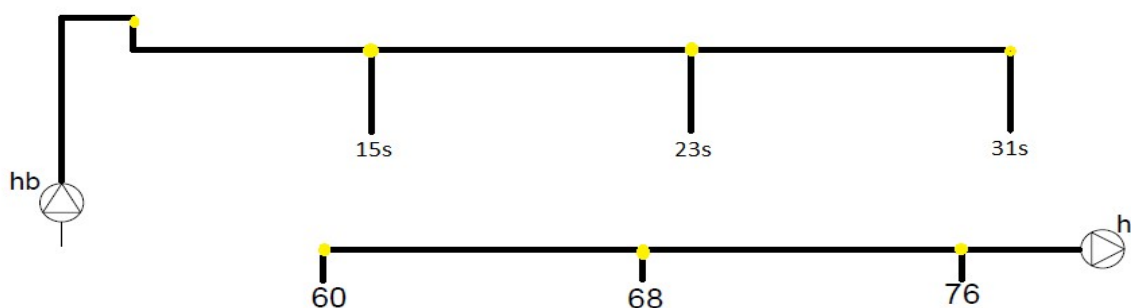


Figura 4.3 - Enumeração dos difusores da sala de computadores.

Uma vez que o número de difusores de insuflação é reduzido para metade é espectável que os resultados das velocidades sejam próximos ao dobro das apresentadas na tabela 4.2.

Ao comparar as velocidades de insuflação da tabela 4.2 e tabela 4.3, verifica-se que os valores calculados se encontram na ordem de grandeza esperada.

Para além das velocidades de saída dos difusores esta ferramenta calcula o caudal individual de cada conduta. Desta forma é possível saber o caudal de ar insuflado por cada difusor.

O caudal de insuflação de ar individual de cada difusor é descrito na tabela 4.4.

Tabela 4.4 - Caudal de insuflação de ar individual de cada difusor.

	Q15s	Q23s	Q31s
Caudal insuflação [m3/h]	37,8	49,9	59,4

Conhecendo as dimensões do espaço em estudo, e o caudal total de ar de insuflação foi calculada uma taxa de renovação de ar por hora de 10,3.

Ao analisar o caudal de ar novo por ocupante verifica-se que são cumpridos os requisitos mínimos de 8l/s (cerca de 29m<sup>3</sup>/h) presentes na norma ASHRAE 62.1 (2016).

Tabela 4.5- Cálculo da taxa de renovação de ar na sala e informática.

Q <sub>insuf</sub> [m <sup>3</sup> /h]	294,2	Nº de ocupantes	6
R% [%]	10,3	Caudal por ocupante [m <sup>3</sup> /h]	49,0

## 4.2 CARGA TÉRMICA DO ESPAÇO

Utilizando o modelo de cálculo do comportamento térmico de edifícios foi calculada a potência térmica necessária para alcançar as condições de projeto.

Foi obtida uma potência térmica total de arrefecimento de -1785W, o que numa primeira abordagem não aparenta ser um valor elevado.

Ao fazer uma análise ao valor calculado verifica-se que considerando que a sala de informática possui uma área de 4,5m x 2,55m apresenta uma necessidade térmica de aproximadamente 156W/m<sup>2</sup>.

## 4.3 ESCOAMENTO NO INTERIOR DO ESPAÇO

### 4.3.1 ANÁLISE DA VELOCIDADE DO AR

Na figura 4.4 é apresentado o campo de velocidade do ar para o plano X=1,25m.

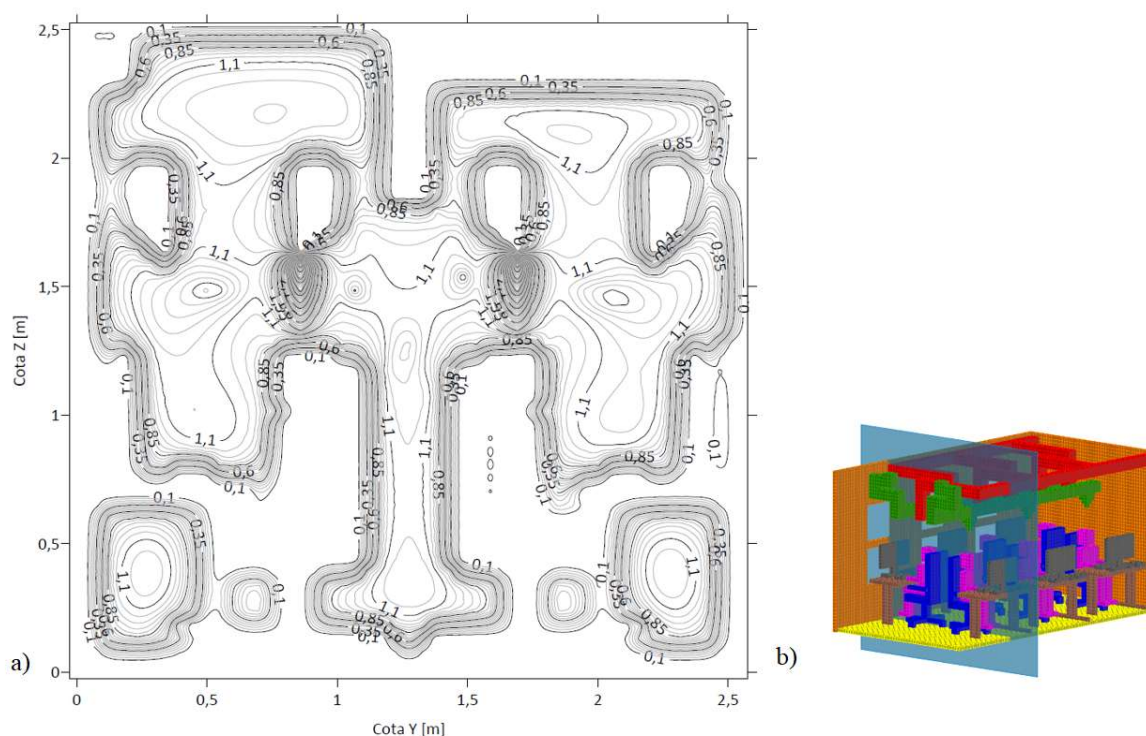


Figura 4.4 - Campo de velocidade do ar para um plano X=1,25m.

O campo de velocidades para o plano  $X=2,55\text{m}$  é apresentado na figura 4.5.

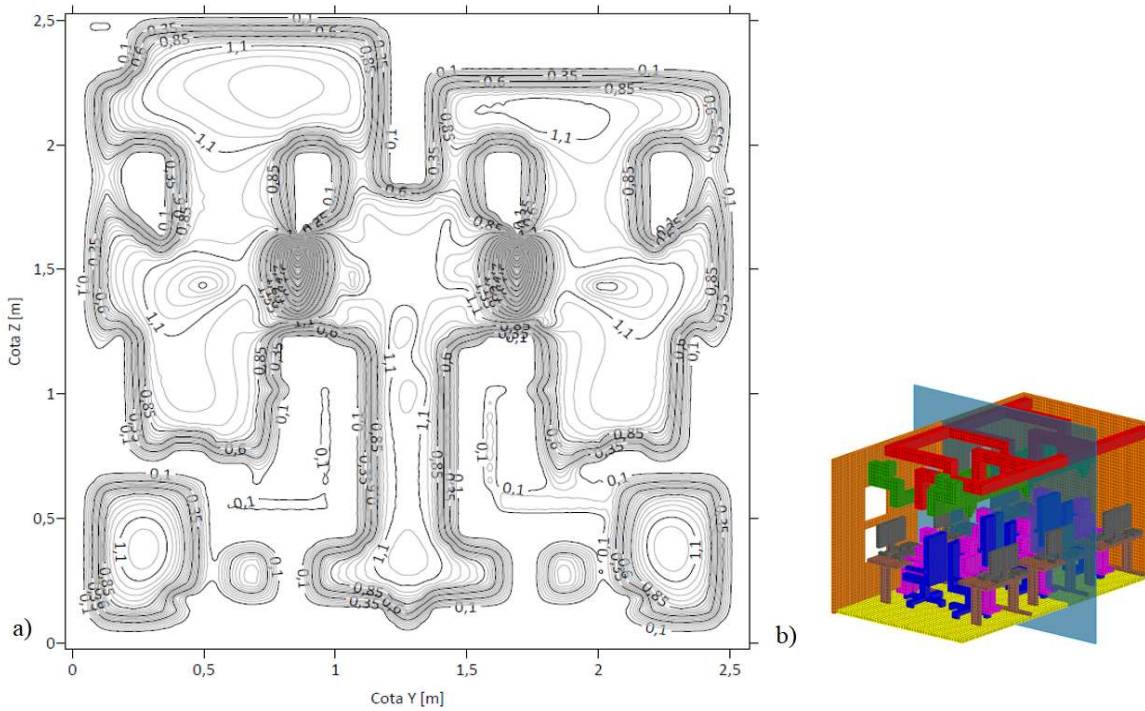


Figura 4.5 - Campo de velocidade do ar para o plano  $X=2,55\text{m}$ .

Na figura 4.6 encontra-se o campo de velocidade do ar para o plano  $X=3,85\text{m}$ .



Figura 4.6 - Campo de velocidade do ar no plano  $X=3,85\text{m}$ .

O campo de velocidade do ar em torno dos ocupantes para o plano  $Y=0,9m$  é apresentado pela figura 4.7.

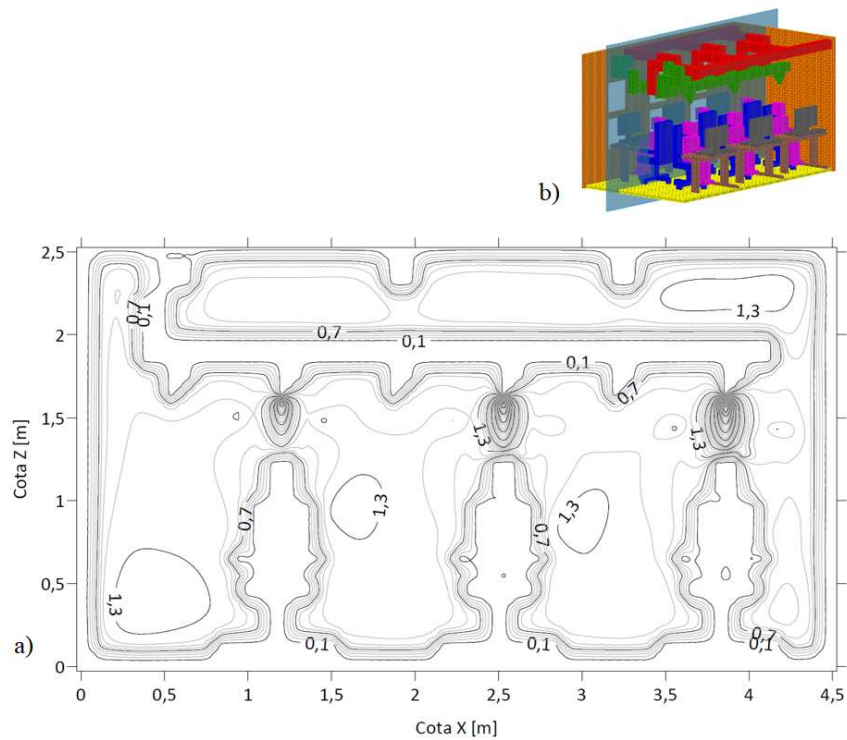


Figura 4.7 - Campo de velocidade de ar no plano  $Y=0,9m$ .

Na figura 4.8 encontra-se representado o campo da velocidade do ar no plano  $Y=1,70m$ .

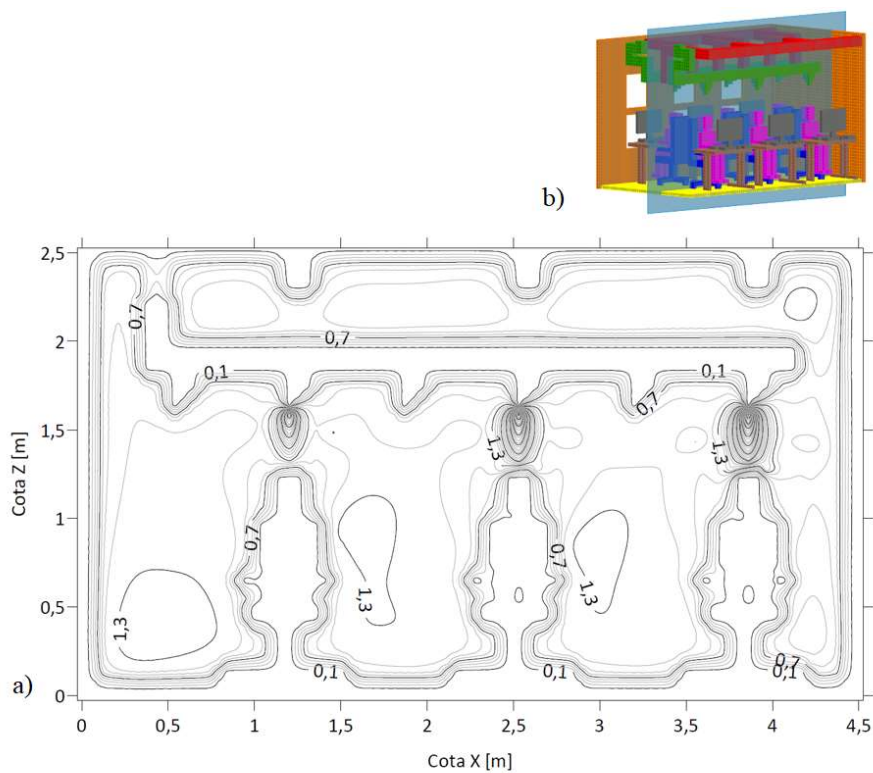


Figura 4.8 - Campo de velocidade do ar no plano  $Y=1,70m$

Ao analisar as figuras 4.4, 4.5 e 4.6 correspondentes aos cortes efetuados no eixo do Y verifica-se que o escoamento sai dos difusores de insuflação, embate diretamente nos ocupantes e nos tampos das mesas. Ao incidir nos tampos das mesas e nos ocupantes o ar desloca-se pelas laterais em direção aos difusores de extração que se encontram nas costas. Este movimento lateral é facilmente observável nos cortes do eixo do X presentes nas figuras 4.7 e 4.8.

O comportamento do escoamento é semelhante ao longo de todo o espaço, sendo que a maior velocidade calculada nos cortes do eixo do Y (figuras 4.4, 4.5 e 4.6) foi de cerca de 1,1m/s. e a menor foi de 0,1m/s.

A velocidade de recirculação de ar que passa entre os ocupantes nas figuras 4.7 e 4.8 é ligeiramente superior, chegando a um máximo de cerca de 1,3m/s. Nestes dois planos observa-se uma velocidade do escoamento do ar de 0,7m/s próximo dos ocupantes.

O aumento da velocidade de saída de ar dos difusores de insuflação é evidenciado nos planos que fazem o corte no eixo do Y (figuras 4.7 e 4.8), em que existe um incremento da esquerda para a direita.

De uma forma generalizada verifica-se que com o aumento da velocidade de saída de ar dos difusores de insuflação existe uma diminuição da velocidade de recirculação de ar devido ao aumento da turbulência no escoamento.

Nas figuras 4.4, 4.5 e 4.6 apesar da geometria da sala de aulas não ser exatamente simétrica, devido à conduta de extração, o comportamento do escoamento em torno dos ocupantes é aproximadamente igual tanto no ocupante à esquerda, como no ocupante à direita.

### 4.3.2 ANÁLISE TEMPERATURA

A figura 4.9 descreve o campo de temperaturas em redor dos ocupantes no plano X=1,25m.

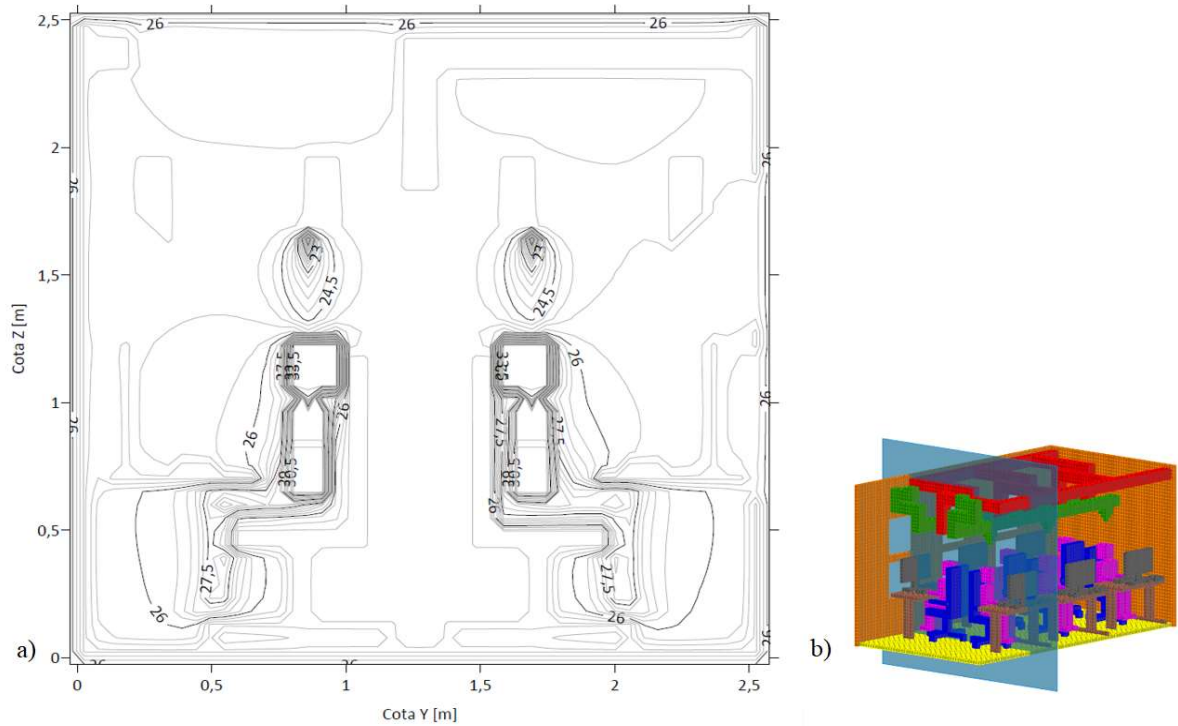


Figura 4.9 - Campo de temperaturas do plano X=1,25m.

O campo de temperaturas do plano X=2,55m é descrito pela figura 4.10.

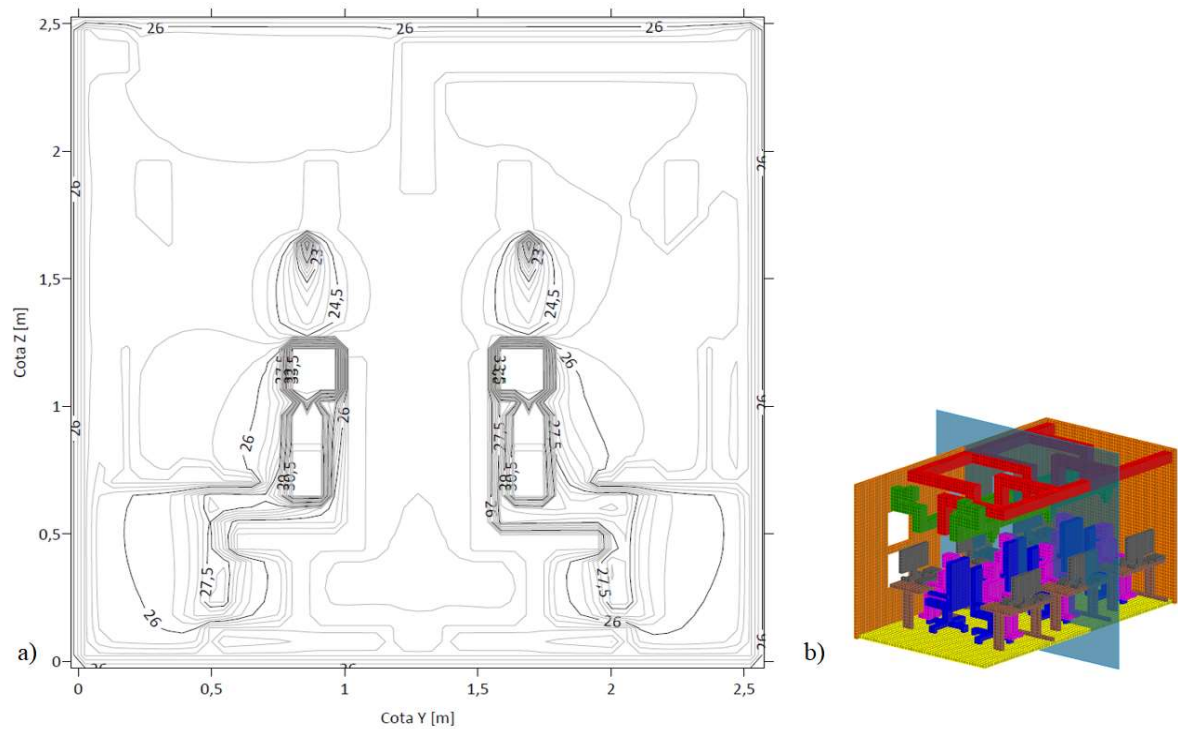


Figura 4.10 - Campo de temperaturas do plano X=2,55m.

A figura 4.11 descreve o campo de temperaturas do ar no plano X=3,85m.

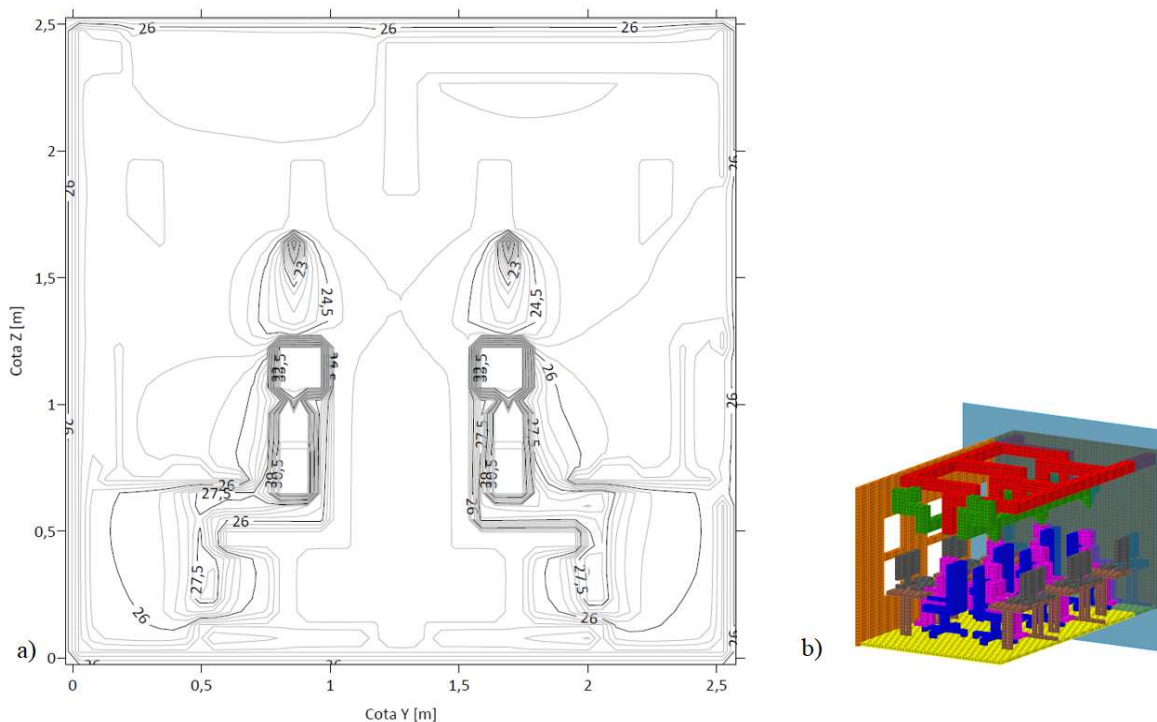


Figura 4.11 - Campo de temperaturas do plano X=3,85m.

O campo de temperaturas do ar para o plano Y=0,90m é ilustrado através da figura 4.12.

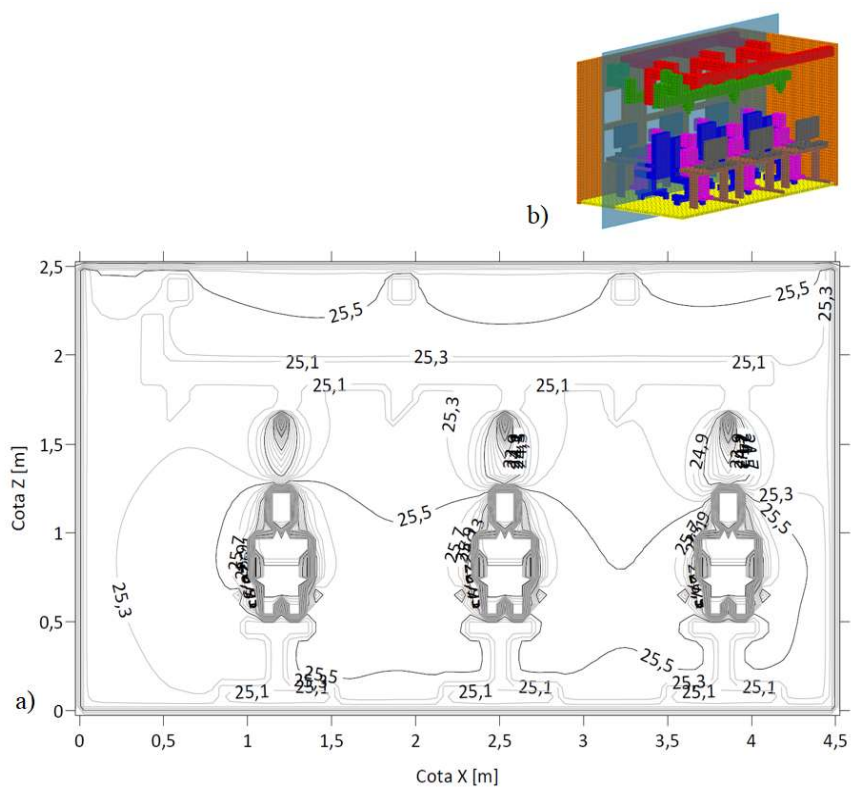


Figura 4.12 - Campo de temperaturas do plano Y=0,90m.

A figura 4.13 descreve o campo de temperaturas do ar para o plano  $Y=1,70\text{m}$ .

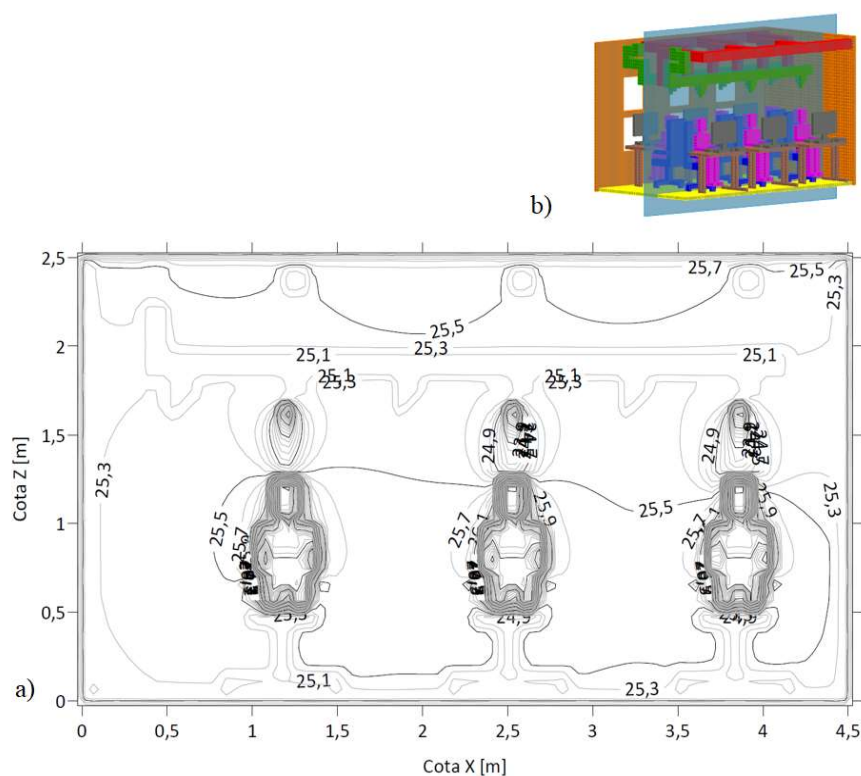


Figura 4.13 - Campo de temperatura do plano  $Y=1,70\text{m}$ .

Ao analisar as figuras apresentadas verifica-se que a camada limite na zona do tronco dos ocupantes encontra-se a cerca de  $30,5^{\circ}\text{C}$ .

Para além disso observa-se que o jato de ar apesar de estar a  $19^{\circ}\text{C}$  imediatamente à saída do difusor, sofre um incremento de temperatura, alcançando  $24,5^{\circ}\text{C}$ , ao se aproximar da cabeça (figuras 4.9, 4.10, 4.11).

À semelhança da análise efetuada à velocidade do escoamento no interior da sala, a temperatura em torno dos ocupantes é aproximadamente simétrica nos dois lados da sala.

Com o aumento da velocidade de saída do ar através dos difusores de insuflação verifica-se um aumento da região que apresenta a temperatura de  $24,5^{\circ}\text{C}$ .

Ao analisar os planos das figuras 4.9, 4.10 e 4.11 verifica-se que apesar de existir um aumento gradual do caudal e velocidade do ar nos difusores de insuflação, a temperatura do ar na zona das costas dos ocupantes permanece aproximadamente inalterada.

As figuras 4.12 e 4.13 mostram que tanto para o plano  $Y=0,90\text{m}$  como para o plano  $Y=1,70\text{m}$  existe uma temperatura homogênea de aproximadamente  $25,5^{\circ}\text{C}$  na zona de recirculação de ar entre os ocupantes.

De uma forma generalizada verifica-se ainda que o valor da temperatura do ar é maior junto ao corpo dos ocupantes e menor no interior do compartimento.

### 4.3.3 CONCENTRAÇÃO DE CO<sub>2</sub>

Na figura 4.14 encontra-se ilustrado o campo de concentração de CO<sub>2</sub> para o plano X=1,25m

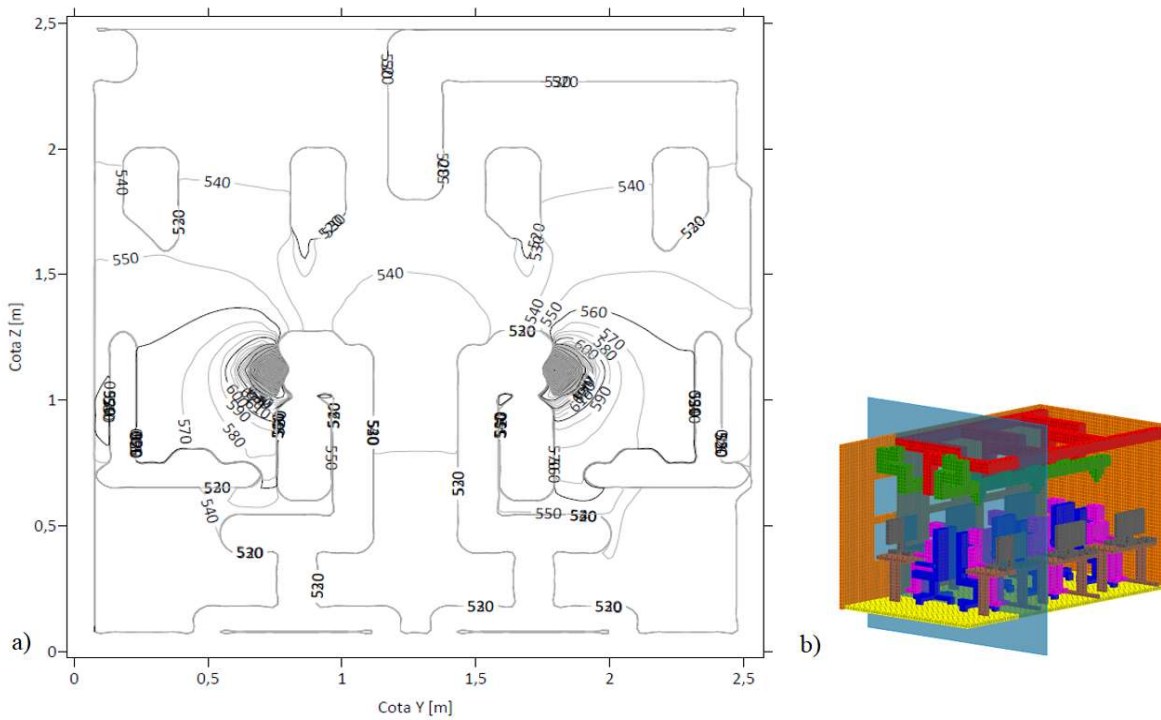


Figura 4.14 - Campo de concentração de CO<sub>2</sub> para o plano X= 1,25m.

O campo de concentração de CO<sub>2</sub> para o plano X=2,55m é apresentado na figura 4.15.

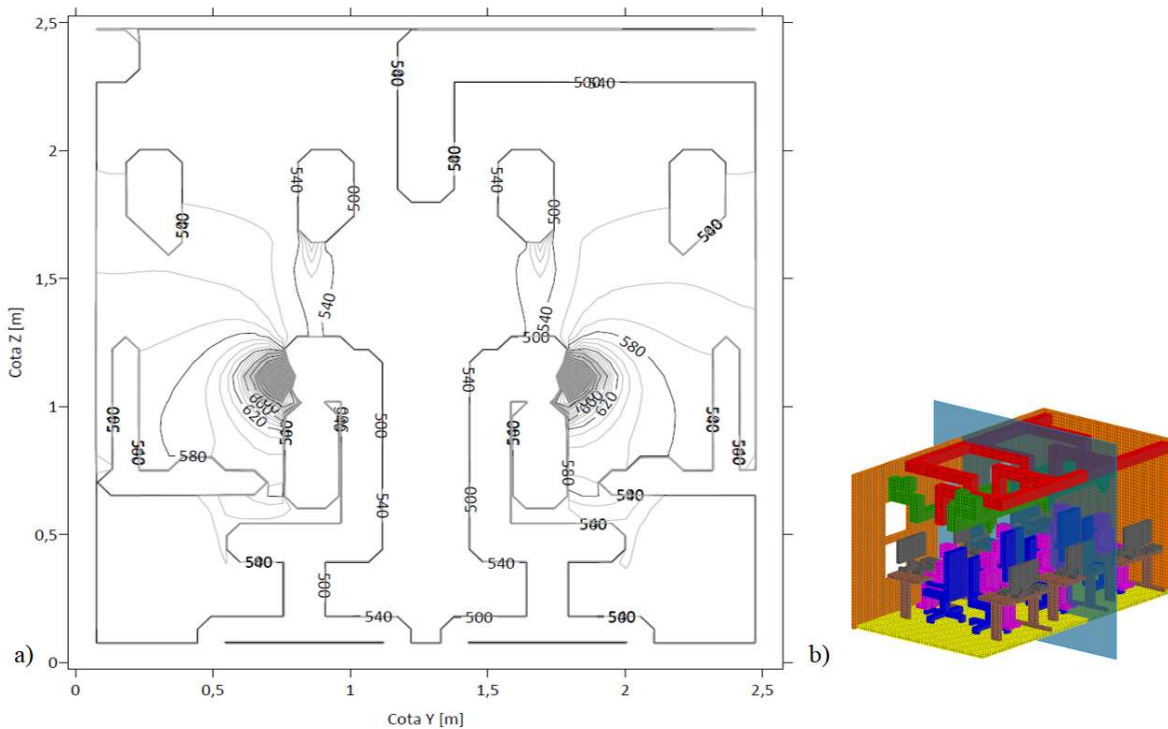


Figura 4.15 - Campo de concentração de CO<sub>2</sub> para o plano X= 2,55m.

A figura 4.16 indica o campo de concentração de CO<sub>2</sub> para o plano X=3,55m.

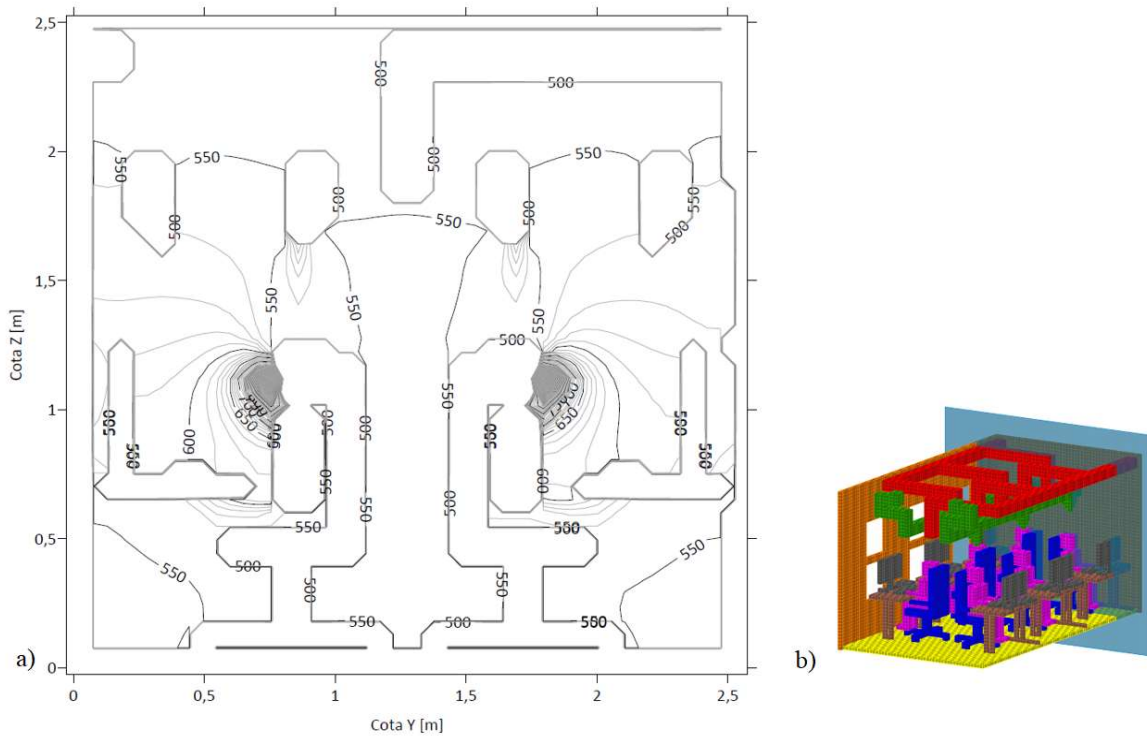


Figura 4.16 - Campo de concentração de CO<sub>2</sub> para o plano X= 3,55m.

O campo de concentração de CO<sub>2</sub> para o plano Y=0,90m é dado pela figura 4.17.

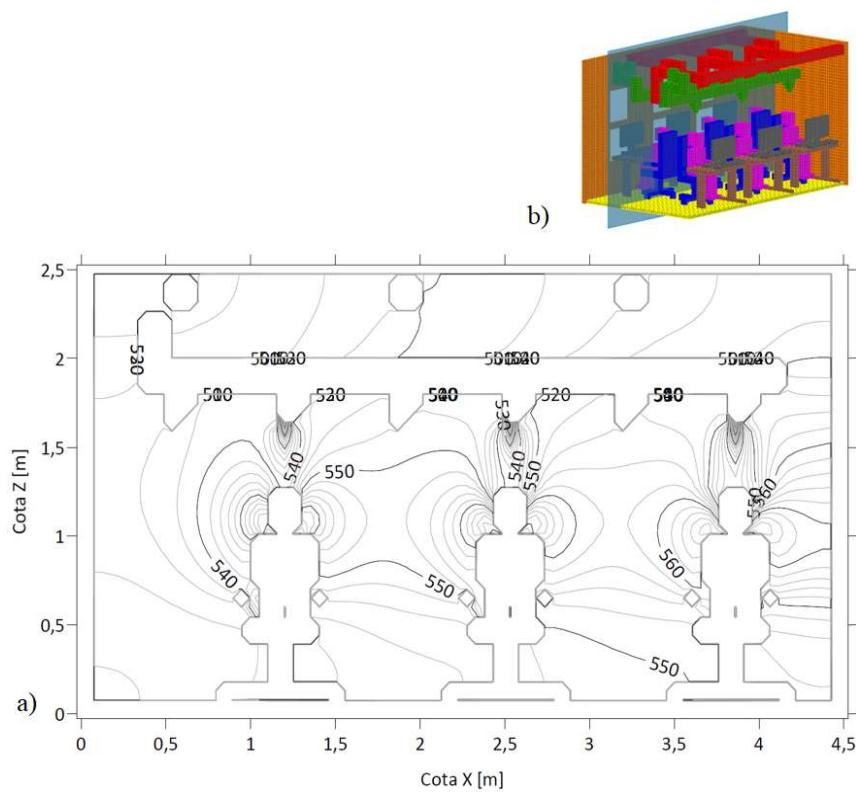


Figura 4.17 - Campo de concentração de CO<sub>2</sub> para o plano Y=0,90m.

A figura 4.18 descreve o campo de concentração de CO<sub>2</sub> para o plano Y=1,70m

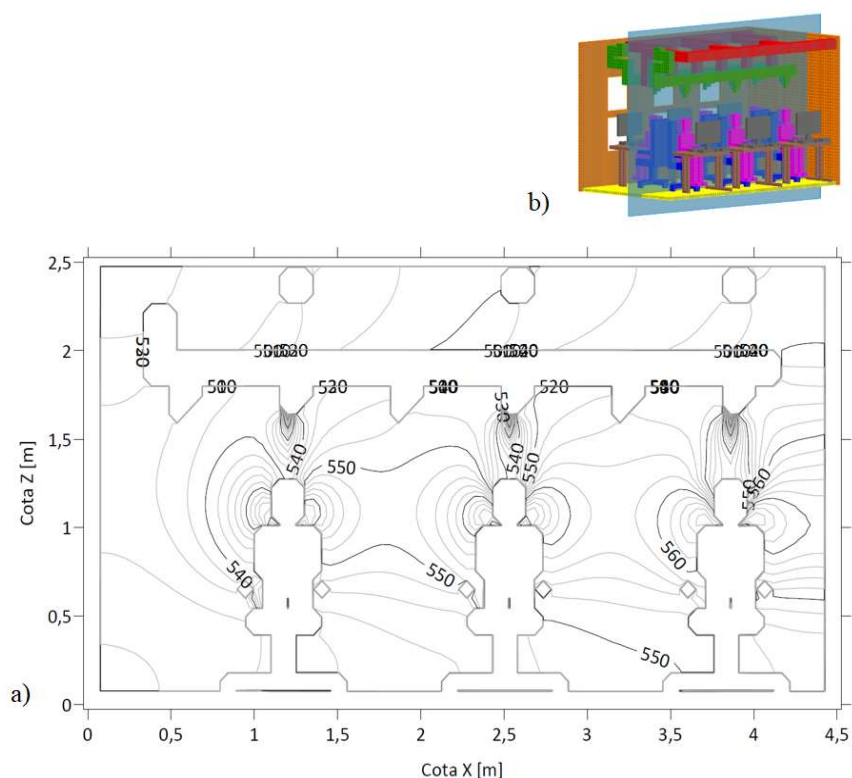


Figura 4.18 - Campo de concentração de CO<sub>2</sub> para o plano Y=1,70m.

De acordo com os resultados apresentados, é visível que existe uma concentração de CO<sub>2</sub> substancialmente superior, à frente dos ocupantes, na zona de respiração, com um valor máximo de 620mg/m<sup>3</sup>. Ao afastar gradualmente da zona de respiração a concentração diminui até 500mg/m<sup>3</sup> na zona de entrada de ar novo e 540mg/m<sup>3</sup> nos difusores de extração, sendo esta concentração de CO<sub>2</sub> superior à do ar de insuflação.

A zona das costas, entre os dois ocupantes apresenta uma concentração de CO<sub>2</sub> aproximadamente constante.

Ao analisar o trajeto da concentração de CO<sub>2</sub> verifica-se que este desloca-se da zona de respiração passando pela zona dos ombros dos ocupantes em direção dos difusores de extração, sendo que a concentração diminui das 620mg/m<sup>3</sup> na zona de respiração para cerca de 540 mg/m<sup>3</sup> próximo dos difusores de extração.

Com o aumento da velocidade de saída de ar, da esquerda para a direita (figuras 4.19 e 4.18), dos difusores de insuflação a concentração de CO<sub>2</sub> permanece muito idêntica às presentes nos planos X=1,25m, X=2,55m e X=3,55m no entanto existe uma maior dispersão pelo espaço. Isto é facilmente observável na isolinha de 580mg/m<sup>3</sup>, em que no plano em análise se aproxima do monitor do computador sobre a secretária.

Ao analisar as figuras 4.17 e 4.18 constata-se que a concentração de  $\text{CO}_2$  acompanha o aumento da velocidade de saída de ar dos difusores de insuflação, ou seja, tem uma propagação crescente da esquerda para a direita.

#### 4.3.4 ANÁLISE RISCO DE RESFRIAMENTO

O campo de distribuição do risco de resfriamento para o plano  $X=1,25\text{m}$  é dado pela figura 4.19.

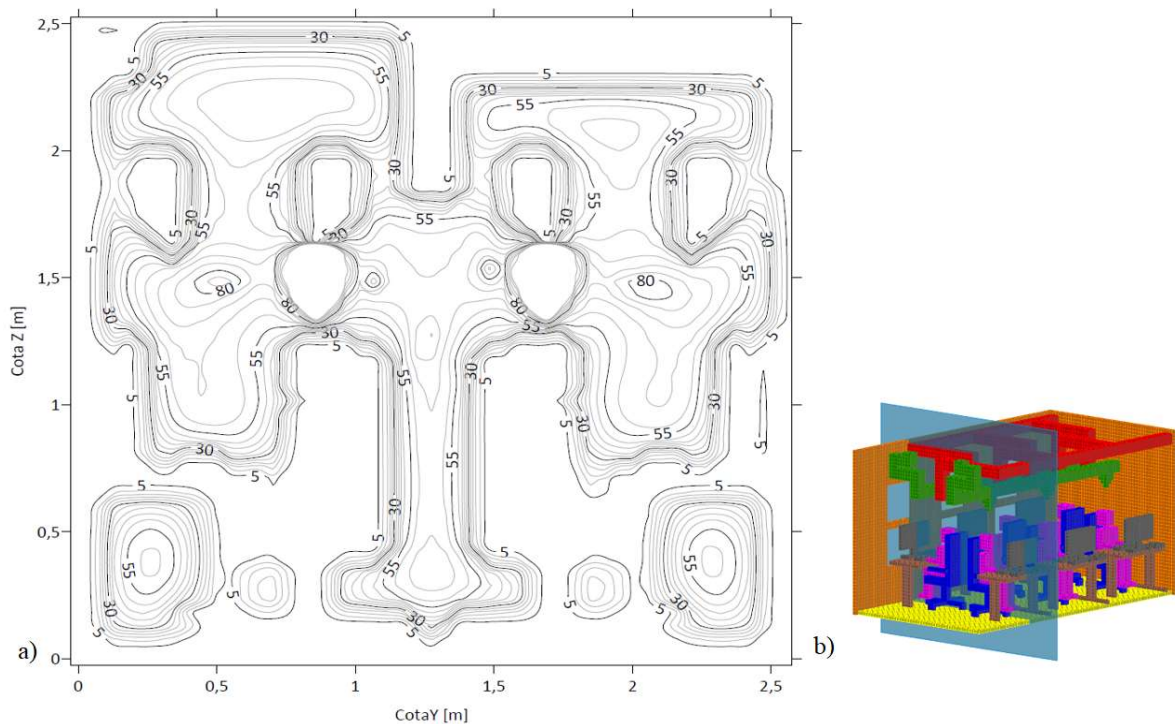


Figura 4.19 - Campo de distribuição do risco de resfriamento expresso em percentagem para o plano  $X=1,25\text{m}$ .

Como esperado constata-se que as isolinhas de velocidade de escoamento e temperatura do ar, estão diretamente relacionadas com o risco de resfriamento.

A figura 4.19 indica um risco de resfriamento de 100% próximo dos difusores de insuflação, sendo que o risco diminui com o aumento da distância dos difusores.

Mais uma vez existe uma simetria entre os dois lados da sala.

O maior risco de resfriamento para os ocupantes encontra-se na zona da cabeça.

Na figura 4.20 é descrito o campo de risco de resfriamento para o plano  $X=2,55\text{m}$ .

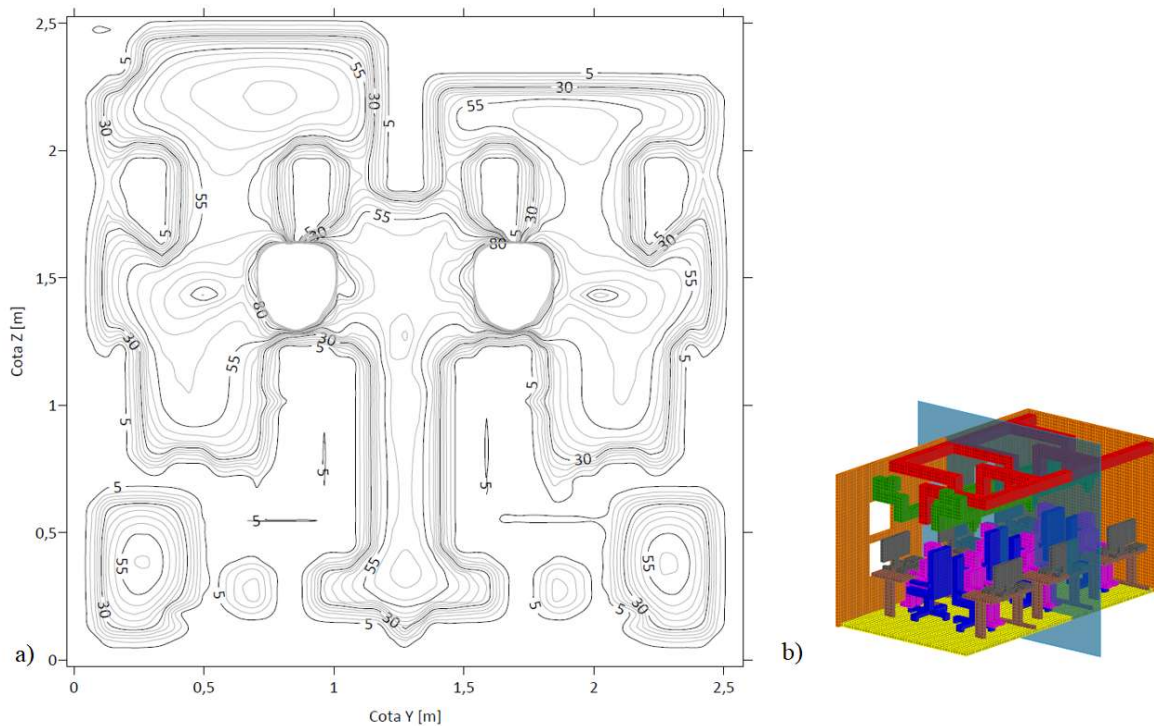


Figura 4.20 - Campo de distribuição do risco de resfriamento expresso em percentagem para o plano  $X=2,55\text{m}$ .

A figura 4.20 demonstra claramente que o aumento da velocidade do escoamento devido aos difusores de insuflação tem um impacto negativo no conforto dos ocupantes, principalmente nos membros superiores.

As zonas de recirculação de ar identificadas na análise dos campos de velocidade são agora evidenciadas como áreas de elevado risco de resfriamento.

O campo de distribuição do risco de resfriamento para o plano  $X=3,85\text{m}$  ao longo do espaço é evidenciado na figura 4.21.

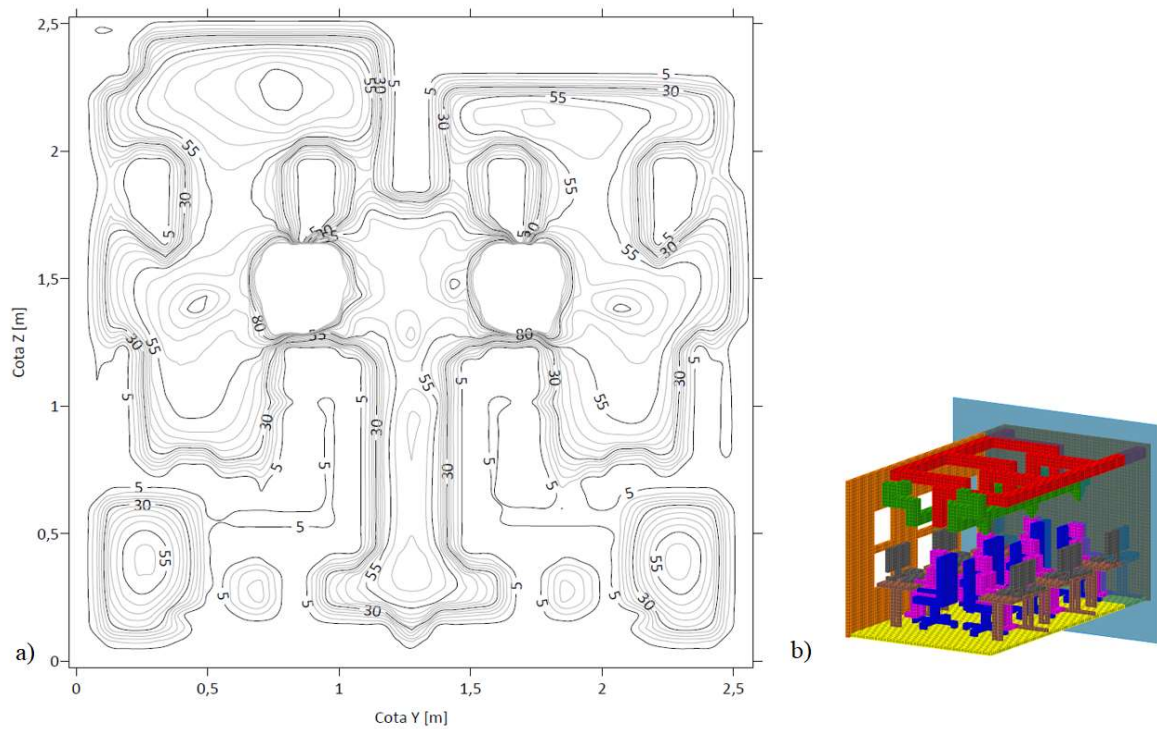


Figura 4.21 - Campo de distribuição do risco de resfriamento expresso em percentagem para o plano  $X=3,85\text{m}$ .

Este é o plano em que a área de risco de resfriamento de 100% é maior junto dos difusores de insuflação devido às velocidades de saída de ar mais elevadas.

Ao comparar estes últimos três planos verifica-se que apesar de existir um incremento no caudal e velocidade de saída de ar pelos difusores superior a 50% os valores de risco de resfriamento ao longo do espaço sofrem uma alteração relativamente pequena.

A figura 4.22 indica o campo de distribuição de risco de resfriamento para o plano  $Y=0,90\text{m}$ .

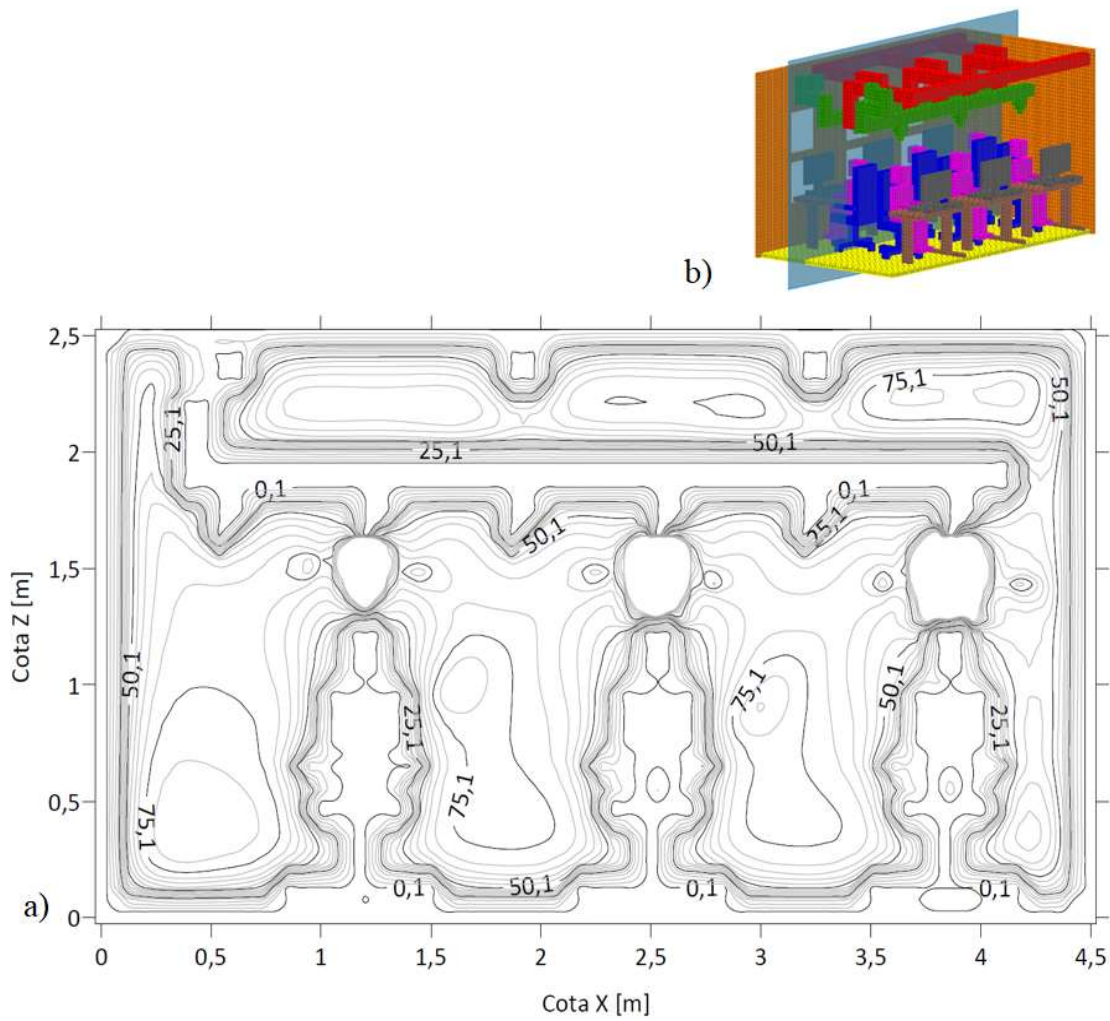


Figura 4.22 - Campo de distribuição do risco de resfriamento expresso em percentagem para o plano  $Y=0,90\text{m}$ .

O campo de distribuição de risco de resfriamento para o plano  $Y=1,70\text{m}$  é dado pela figura 4.23.

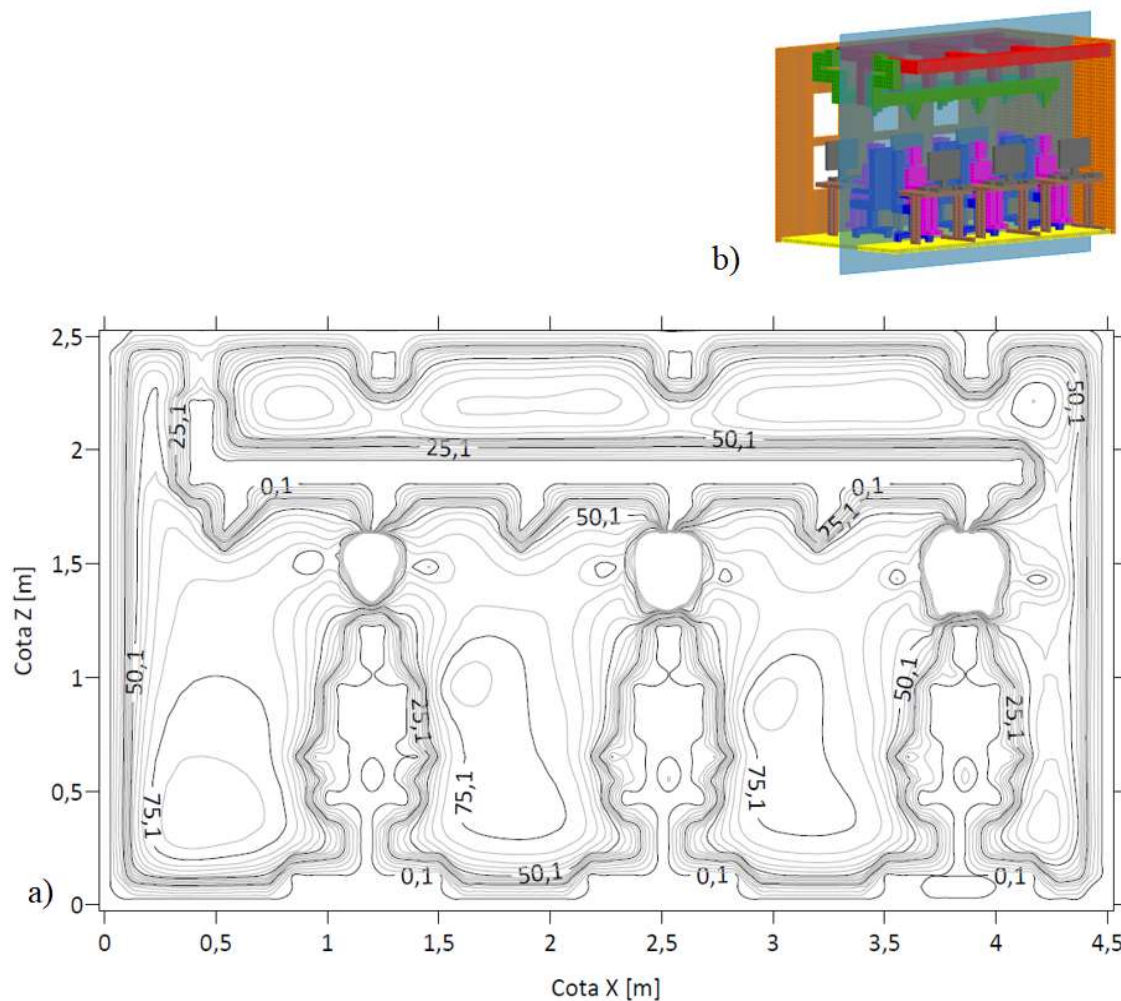


Figura 4.23 - Campo de distribuição do risco de resfriamento expresso em percentagem para o plano  $Y=1,70\text{m}$ .

Estes dois últimos planos retratados nas figuras 4.22 e 4.23 mostram que existem áreas relativamente afastadas dos difusores de insuflação com risco de resfriamento de 75,1%.

Isto significa que apesar do jato de insuflação estar a incidir diretamente nesta zona é possível obter elevados níveis de risco de resfriamento devido ao efeito de uma recirculação de ar.

### 4.4 CONFORTO TÉRMICO DOS OCUPANTES

Todos os resultados apresentados adiante partem do pressuposto que os ocupantes se encontram numerados de acordo com a figura 4.24.

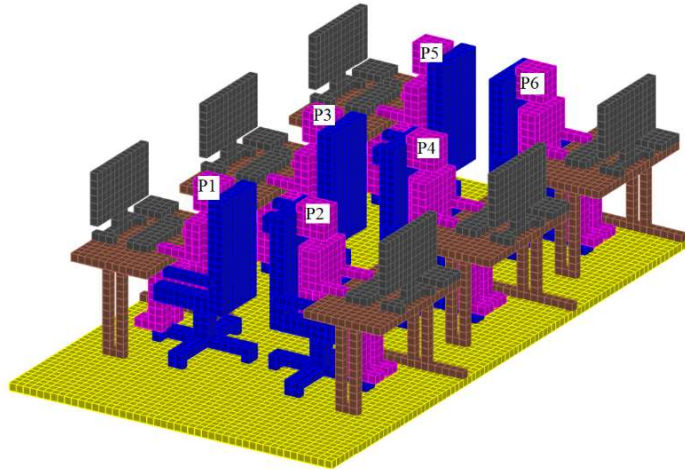


Figura 4.24 - Disposição dos ocupantes na sala de informática.

#### 4.4.1 TEMPERATURA DO AR

Na figura 4.25 está retratado um gráfico que indica a temperatura do ar da camada limite dos diferentes membros do corpo.

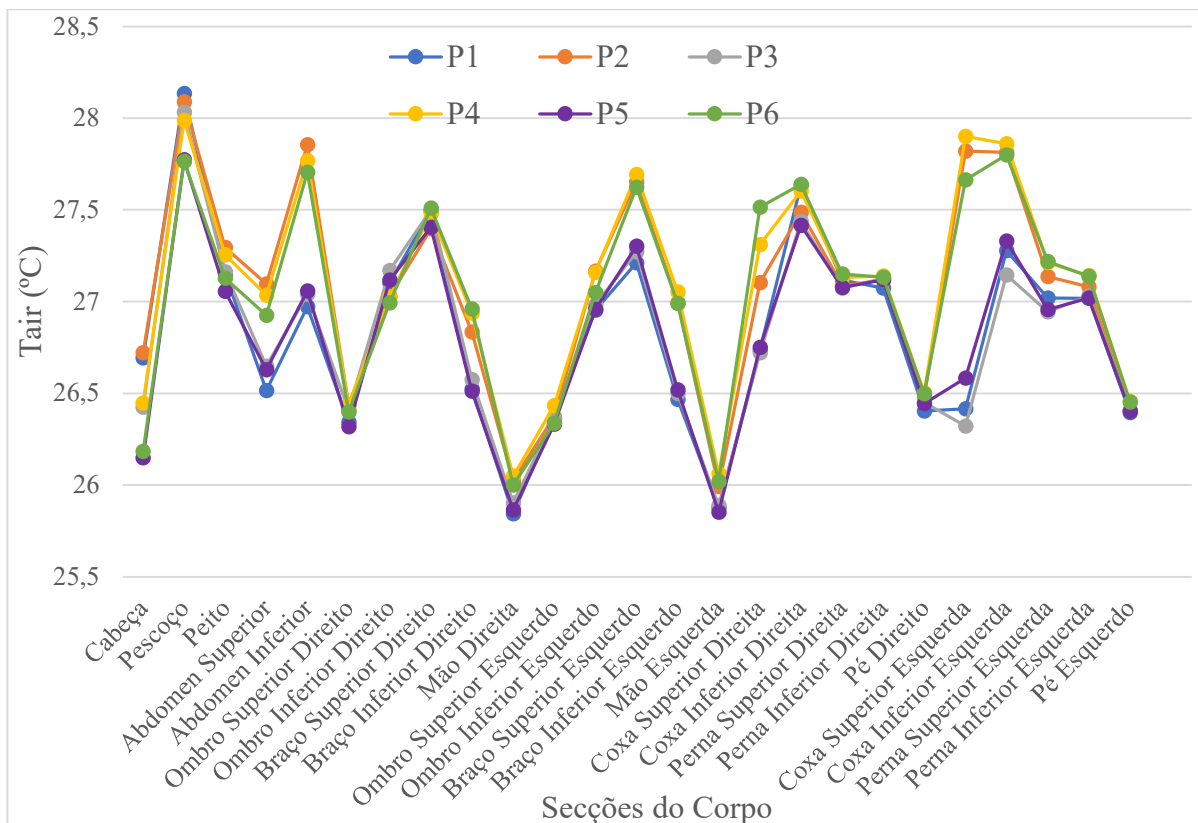


Figura 4.25 - Temperaturas do ar dos diferentes membros dos ocupantes na camada limite entre o vestuário e o ar circundante.

Ao fazer uma análise mais focada aos ocupantes verifica-se que as zonas mais frias do corpo correspondem à mão esquerda e mão direita com temperaturas entre os 25,9°C e os 26°. Este fenómeno pode ser explicado pelo simples facto de corresponderem a zonas não protegidas pelo vestuário.

Na zona da cabeça torna-se evidente que a numeração dos ocupantes foi executada da esquerda para a direita com uma diminuição de temperatura de 26,7°C para 26,2°C resultante do aumento do caudal e velocidade de saída do ar dos difusores de insuflação.

Apesar de existir uma boa simetria das isolinhas ao longo das grandezas referidas anteriormente, observa-se que os resultados podem ser agrupados para os ocupantes do plano X=0,90m e do plano X=1,70m existindo uma pequena divergência ao longo de todos os membros do corpo, destacando-se as temperaturas do abdómen inferior, braço superior esquerdo, coxa superior esquerda e coxa inferior esquerda.

#### 4.4.2 VELOCIDADE DO AR

A velocidade média do ar na camada limite dos diferentes membros é dada na figura 4.26.

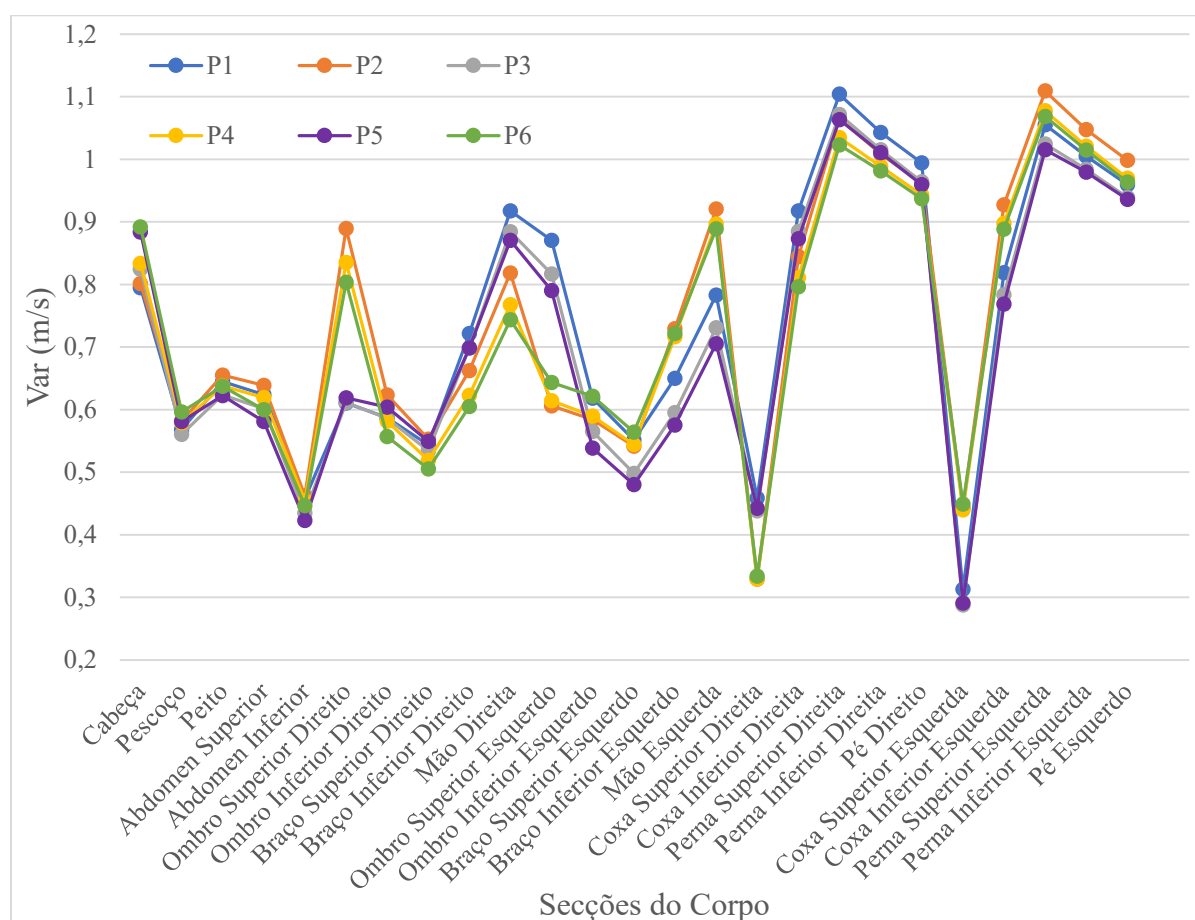


Figura 4.26 - Velocidade do ar dos diferentes membros dos ocupantes na camada limite entre o vestuário e o ar circundante.

Apesar de a cabeça estar na zona mais próxima dos difusores de insuflação esta não corresponde à maior velocidade do ar que incide nos ocupantes.

Ao analisar a figura 4.26 verifica-se que as maiores velocidades do ar foram obtidas nas zonas da perna superior direita e perna superior esquerda, com valores entre 1m/s e 1,1m/s.

Conforme referido anteriormente, ainda que se observe um aumento superior a 50% no caudal e velocidade de saída dos difusores de insuflação desde os ocupantes P1 e P2 até aos ocupantes P5 e P6, as velocidades de ar calculadas em torno dos ocupantes são muito semelhantes, apenas tornando-se visível na zona da cabeça.

Os valores mais baixos calculados encontram-se nas zonas da coxa superior esquerda, coxa superior direita e abdómen inferior com velocidades do ar compreendidas entre 0,29m/s e 0,46m/s.

### 4.4.3 RISCO DE RESFRIAMENTO

A figura 4.27 descreve o risco de resfriamento médio dos ocupantes para cada zona do corpo.

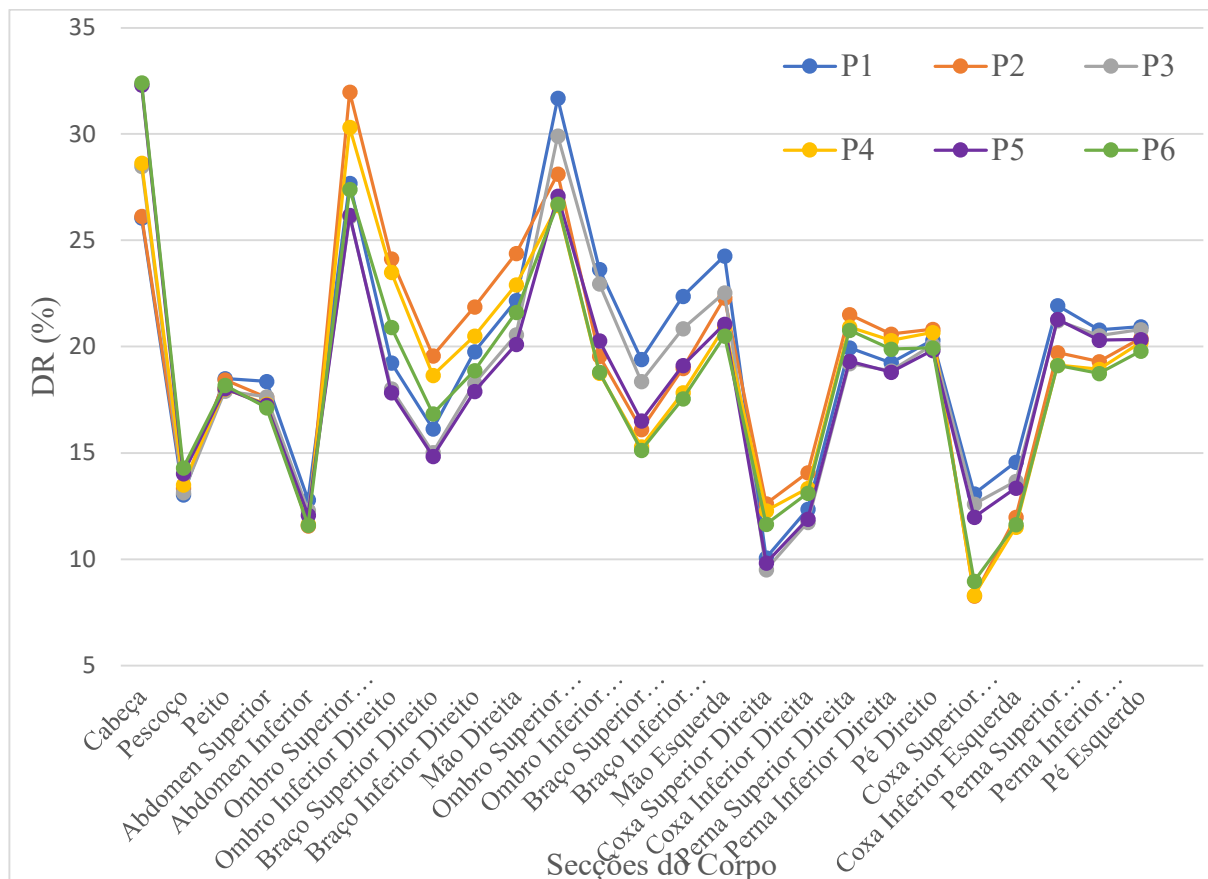


Figura 4.27 - Valor médio de risco de resfriamento dos ocupantes para cada zona do corpo.

DR médio corresponde à média de todos os resultados cálculos em torno de cada secção do corpo.

O risco de resfriamento está diretamente relacionado com a velocidade do ar, temperatura do ar e intensidade de turbulência do ar que incide nos ocupantes.

Ao analisar o risco de resfriamento médio de cada parte do corpo dos ocupantes verifica-se que as zonas mais desfavoráveis correspondem à cabeça, ombro superior direito e ombro superior esquerdo, com a percentagem de risco de resfriamento a variar de 26,1% a 32,4%.

Ao conciliar as grandezas de velocidade e temperatura observadas nas figuras 4.25 e 4.26 constata-se que os valores de risco de resfriamento se enquadram dentro do esperado.

Conclui-se então que existe um desconforto térmico local nas zonas da cabeça, ombro superior direito e ombro superior esquerdo.

O valor máximo de risco de resfriamento dos ocupantes para cada parte do corpo é dado pela figura 4.28.

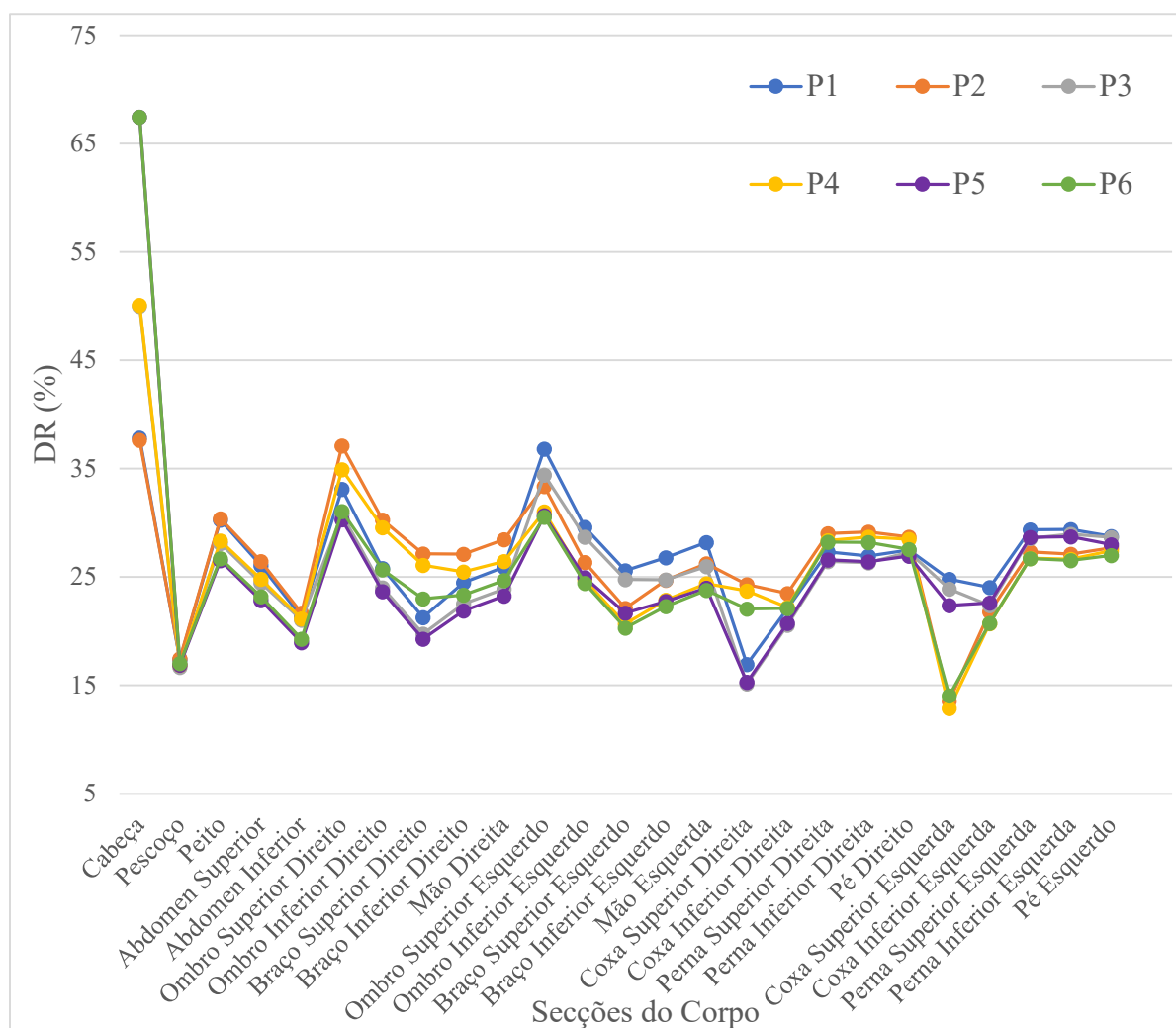


Figura 4.28 - Valor máximo de risco de resfriamento dos ocupantes para cada zona do corpo.

DR máximo corresponde ao valor máximo de todos os resultados calculados em torno de cada secção do corpo.

De maneira a compreender qual o ponto mais desfavorável de cada um dos ocupantes foi executada uma análise ao risco de resfriamento máximo para cada membro.

Constata-se que o valor máximo de risco de resfriamento na zona da cabeça é substancialmente superior ao apresentado na figura 4.27.

É possível concluir ainda que o aumento do caudal e velocidade de saída de ar pelos difusores agrava drasticamente o risco de resfriamento na zona da cabeça. Os ocupantes P1 e P2 apresentam um risco de resfriamento de 38%, aumentando até P5 e P6 com 67%.

Desta forma é possível concluir que existe um desconforto térmico local bastante elevado na zona da cabeça.

Neste caso em particular, apesar de existir sensação de conforto térmico de uma forma global, a figura 4.28 mostra que existe um risco de resfriamento elevado na zona da cabeça dos ocupantes que varia de 38% a 67%, ultrapassando os limites admissíveis da categoria C da norma ISSO 7730.

#### 4.4.4 PMV E PPD

Os valores calculados para o PMV e PPD dos ocupantes da sala de computadores são descritos pela tabela 4.6.

*Tabela 4.6 - Resultados calculados de PMV e PPD para os ocupantes da sala de computadores.*

Número do ocupante	PMV	PPD [%]
1	-0,15	5,47
2	-0,11	5,25
3	-0,14	5,43
4	-0,10	5,19
5	-0,16	5,52
6	-0,12	5,30

Ao analisar a tabela 4.6 verifica-se que os valores de PMV e PPD encontram-se dentro da categoria “A” de sensação térmica descrita pela ISO 7730, sendo esta a que apresenta os

limites admissíveis mais próximos de um cenário ideal, com  $-0,2 < PMV > 0,2$  e valores de PPD inferiores a 6%.

Mais uma vez constata-se a existência de uma pequena assimetria entre as duas filas de ocupantes em que P1, P3 e P5 possui um PMV e PPD ligeiramente mais desfavorável, comparativamente com P2, P4 e P6.

Observa-se ainda que o aumento da velocidade de saída de ar dos jatos de insuflação tem um impacto muito pequeno, existindo apenas uma variação de 0,01 de P1 a P5 e P2 a P6 no valor do PMV.

## 4.5 ANÁLISE ADI

Na tabela 4.7 encontram-se os resultados obtidos da análise integral de conforto térmico e qualidade do ar através do índice ADI.

*Tabela 4.7 - Resultados análise integral conforto térmico e qualidade do ar (ADI).*

Pessoa	1	2	3	4	5	6
Temperatura de insuflação [°C]	19,0	19,0	19,0	19,0	19,0	19,0
Temperatura de extração [°C]	25,3	25,3	25,3	25,3	25,3	25,3
Temperatura corporal média [°C]	26,9	27,2	26,9	27,2	26,8	27,1
Eficiência de remoção de calor [%]	79,2	76,7	79,4	76,7	79,8	77,5
PPD [%]	5,5	5,2	5,4	5,2	5,5	5,3
Número de conforto térmico	14,5	14,6	14,6	14,8	14,5	14,6
CO <sub>2</sub> insuflação [mg/m <sup>3</sup> ]	500,0	500,0	500,0	500,0	500,0	500,0
CO <sub>2</sub> extração [mg/m <sup>3</sup> ]	544,0	544,0	544,0	544,0	544,0	544,0
CO <sub>2</sub> zona de respiração [mg/m <sup>3</sup> ]	601,2	600,7	582,9	590,3	564,4	574,9
Eficiência de remoção de contaminantes [%]	43,5	43,7	53,1	48,8	68,4	58,8
Caudal de insuflação ar novo [l/s]	10,5	10,5	13,9	13,9	16,5	16,5
PD [%]	14,7	14,7	11,6	11,6	9,9	9,9
Número de qualidade do ar	3,0	3,0	4,6	4,2	6,9	6,0
Air Distribution Index (ADI)	6,6	6,6	8,2	7,9	10,0	9,3

Interpretar os dados descritos na tabela 4.7 observa-se uma assimetria nas variáveis associadas com a temperatura, nomeadamente a temperatura corporal média, eficiência de remoção de calor e PPD.

Já as variáveis relacionadas com a qualidade do ar interior não apresentam uma correlação com a fila em que os ocupantes se encontram, mas sim com a velocidade e caudal dos difusores de insuflação.

Com o aumento do caudal de insuflação e velocidade de escoamento a concentração de CO<sub>2</sub> na zona de respiração diminui variando de 601,2 mg/m<sup>3</sup> a 564,4mg/m<sup>3</sup>. De acordo com a norma (ASHRAE 62.1, 2016) estes resultados são um indicador de uma qualidade de ar interior muito boa, uma vez que são consideravelmente inferiores aos 1800mg/m<sup>3</sup> máximos definidos pela norma.

Uma vez que a concentração de CO<sub>2</sub> é constante nos difusores de insuflação e de extração, a única variável que influencia a eficiência de remoção de contaminantes será a concentração de CO<sub>2</sub> na zona de respiração. Assim, quanto menor for a concentração de CO<sub>2</sub> na zona de respiração, maior será a eficiência de remoção de contaminantes, conforme se verifica na tabela 4.7.

Conforme referido no estado da arte, o valor de PD é calculado através de uma expressão em que a única variável considerada é o caudal. Como consequência os resultados de PD permanecem fixos para as pessoas que têm o mesmo caudal de insuflação, independentemente da concentração de CO<sub>2</sub> na zona de respiração. O caudal influencia o valor do PD e a concentração influencia o valor da eficiência. Verifica-se que os resultados de PD são menores quanto maior for o caudal de insuflação de ar novo.

O número de qualidade do ar junta as variáveis PD e eficiência de remoção de contaminantes para que seja considerado tanto a concentração de CO<sub>2</sub>, que varia com a geometria, bem como a variação do caudal de insuflação que varia de acordo com o difusor.

Observa-se então que o número de qualidade de ar interior apresenta um valor máximo de 6,9 para a pessoa 5, em que tem o PD mais baixo e uma maior eficiência de remoção de contaminantes.

Verifica-se que o número de conforto térmico permanece aproximadamente constante, enquanto o número de qualidade do ar tem uma variação de 3 a 6,9.

Ao conciliar a componente de conforto térmico e qualidade do ar, o ocupante com melhor classificação para o ADI é a pessoa 5.

É possível concluir que neste estudo em particular a componente que mais influencia o ADI é a qualidade do ar fazendo o ADI variar de 6,6 a 10.

Ao comparar os resultados para o ADI de outros estudos efetuados, nomeadamente em (Conceição et al., 2022) e (Conceição et al., 2021) conclui-se que os resultados obtidos para a geometria da sala de aulas são satisfatórios.

Em (Conceição et al., 2022) é simulado um escritório com um sistema de ventilação de jatos confluentes. As insuflações de ar novo encontram-se em duas paredes opostas, com uma extração no centro da mesa. Este espaço é consideravelmente mais pequeno que a sala de computadores. Foram analisados 3 cenários, de forma a estudar qual o efeito de um aumento na velocidade e caudal de ar novo.

A tabela 4.8 indica um resumo dos resultados obtido.

*Tabela 4.8 - Resumo resultados do estudo (Conceição et al., 2022)*

Caso em estudo	A	B	C
Eficiência remoção de calor [%]	37,87	35,16	35,9
PPD [%]	6,73	7,2	7,87
Número conforto térmico	5,66	4,9	4,6
Concentração CO <sub>2</sub> zona respiração [mg/m <sup>3</sup> ]	7790,78	3968,46	2012,46
Eficiência de remoção de contaminantes [%]	13,24	12,41	15,2
PD [%]	5,17	3,74	2,86
Número de qualidade do ar	2,56	3,32	5,31
Air distribution Index (ADI)	3,23	3,53	4,61

Verifica-se que esta solução apresenta uma eficiência de remoção de calor e contaminantes muito inferior à solução de jatos descendentes em estudo para a sala de computadores.

Em nenhuma das situações foi possível cumprir com o valor de 1800 mg/m<sup>3</sup> de concentração de CO<sub>2</sub> definido na norma (ASHRAE 62.1, 2016), sendo que a solução mais favorável possui uma concentração de 2012 mg/m<sup>3</sup>.

Apesar de os resultados de PPD e PD serem bons, a eficiência de remoção de calor e de contaminantes tem um impacto muito negativo no cálculo do ADI.

É possível então concluir que a solução aplicada na sala de computadores é mais eficiente uma vez que possui um ADI bastante superior, com um resultado de 10.

Em (Conceição et al., 2021) é feita uma simulação numa câmara experimental com a dimensões 4.5m × 2.55m × 2.5 m, na qual foi baseada a sala de computadores. Esta simulação retrata uma utilização tipo de uma sala de aulas/auditório com uma ocupação de 24 pessoas.

O sistema de ventilação utiliza a mesma filosofia da sala de computadores. Tem as insuflações diretamente acima da cabeça dos ocupantes e as extrações no corredor ao centro do espaço.

A principal diferença entre este estudo e a geometria da sala de computadores em estudo encontra-se nos caudais de insuflação.

Neste estudo, a simulação efetuada assume regulação nos difusores, fazendo com que os caudais de insuflação sejam iguais para todos os ocupantes. Este é o motivo pelo qual os resultados são mais uniformes ao longo do espaço.

Na tabela 4.9 é feito um resumo dos valores médios obtidos em função do caudal de insuflação de ar novo.

Tabela 4.9 - Resultados médios dos ocupantes em função da velocidade de insuflação de ar novo em (Conceição et al., 2021)

Caso em estudo	$V_{\text{insuf.}}= 3\text{m/s}$	$V_{\text{insuf.}}= 4\text{m/s}$	$V_{\text{insuf.}}= 5\text{m/s}$
Eficiência remoção de calor [%]	72,5	68,1	64,7
PPD [%]	5,6	5,9	6,4
Número conforto térmico	13,0	11,6	10,2
Concentração CO <sub>2</sub> zona respiração [mg/m <sup>3</sup> ]	1168,2	1019,0	918,4
Eficiência de remoção de contaminantes [%]	78,2	76,7	76,4
PD [%]	18,2	14,5	12,0
Número de qualidade do ar	4,3	5,3	6,4
Air distribution Index (ADI)	7,5	7,8	8,0

De acordo com a tabela 4.9 é possível constatar que os valores de eficiência de remoção de calor e de contaminantes é substancialmente superior comparativamente ao sistema de jatos confluentes anteriormente apresentado.

Com o aumento da velocidade e do caudal de insuflação verifica-se que o comportamento do valor de PPD e de PD é inverso. Com o aumento do caudal o conforto térmico diminui e a qualidade de ar interior aumenta.

Ao calcular o valor de ADI observa-se que o aumento do caudal de insuflação tem um efeito positivo à semelhança do que acontece na sala de computadores.

Verifica-se ainda que os resultados obtidos para a concentração de CO<sub>2</sub> para a zona de respiração encontram-se abaixo dos 1800 mg/m<sup>3</sup> definidos pela norma(ASHRAE 62.1, 2016).

# 5

## CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

### 5.1 CONCLUSÕES

A componente experimental teve uma grande contribuição no desenvolvimento da ferramenta de cálculo do escoamento no interior de condutas. A utilização do sistema de condutas existente na câmara experimental da Universidade do Algarve permitiu ajustar o modelo, em contexto real, para as características dos acessórios, difusores e condutas utilizadas.

Isto permitiu não só validar os resultados calculados pela ferramenta, como dar-lhe a potencialidade de utilização em trabalhos futuros a desenvolver na câmara experimental.

É de salientar que a equação que descreve a curva característica do ventilador, utilizada na ferramenta de cálculo, foi obtida de forma aproximada através de medições efetuadas no gráfico da ficha técnica do equipamento.

A utilização desta equação aproximada pode explicar as pequenas divergências encontradas entre os resultados obtidos e as medições experimentais efetuadas na fase da validação.

A utilização da envolvente construtiva da câmara experimental afetou negativamente a potência térmica necessária para assegurar uma temperatura interior média de 25°C, tendo sido calculada uma necessidade térmica de -1786W.

Apesar de a geometria da sala não ser totalmente simétrica devido às condutas de extração, os resultados obtidos para os ocupantes dispostos em lados opostos da sala são semelhantes de uma forma generalizada.

Existem velocidades de escoamento elevadas em torno dos ocupantes, nomeadamente na zona da cabeça onde incidem diretamente os jatos de insuflação com uma velocidade de 0,8m/s a 0,9m/s dependendo do ocupante.

Devido há existência de correntes de ar pelo espaço existem outras zonas em que a velocidade de escoamento de ar é significativamente superior à zona da cabeça, como por exemplo na zona superior das pernas esquerda e direita com uma velocidade a variar entre 1 e 1,1 dependendo do ocupante.

A elevada taxa de renovação de ar no espaço permite diluir a concentração de CO<sub>2</sub> na zona de respiração, removendo rapidamente os contaminantes para o exterior. A solução adotada permite a existência de uma qualidade de ar muito boa face a outros estudos evidenciados anteriormente. A geometria da sala de informática consegue apresentar uma concentração de CO<sub>2</sub> na zona de respiração 601,2 mg/m<sup>3</sup> a 564,4mg/m<sup>3</sup> enquanto nos estudos de (Conceição et al., 2022) e (Conceição et al., 2021) foram obtidos resultados superiores. Os resultados obtidos para a sala de informática encontram-se muito abaixo do valor máximo de 1800mg/m<sup>3</sup> sugerido pela norma (ASHRAE 62.1, 2016)

O conforto dos ocupantes pode ser analisado em duas perspetivas diferentes, sendo elas o conforto térmico de um indivíduo como um todo e o desconforto térmico local.

Conforme descrito no subcapítulo 4.4.4 a solução adotada para a sala de informática tem bons resultados a nível de PMV e PPD, sendo possível agrupar os resultados na categoria A da norma ISO 7730. No entanto a existência de um risco de resfriamento muito acentuado na zona da cabeça, com um valor máximo de 68%, coloca a solução numa classificação abaixo da categoria C da norma ISO 7730.

Conciliando as componentes de conforto térmico e qualidade do ar foram obtidos os valores para o ADI. Comparativamente aos estudos mencionados anteriormente os resultados foram satisfatórios atingido um resultado máximo de 10.

Em conclusão a solução adotada para a ventilação e climatização da sala de informática obteve bons resultados para a qualidade do ar e conforto térmico dos ocupantes como um todo.

Ao fazer uma análise mais detalhada verifica-se, através do risco de resfriamento, que existe um desconforto térmico local muito grande na zona da cabeça.

Apesar de na teoria a geometria em estudo aparentar ser uma boa solução a implementar devido à elevada classificação do ADI, a existência de um desconforto térmico local muito elevado na zona da cabeça desaconselha a sua utilização.

## 5.2 TRABALHOS FUTUROS

Como trabalho futuro seria interessante explorar a deslocação dos difusores de insuflação para uma zona intermédia entre o monitor e o a zona da cabeça do ocupante ou aumentar a secção do difusor com o objetivo de reduzir a velocidade do escoamento. Estas sugestões têm potencialidade para a redução do desconforto térmico local.

A utilização de sistemas de ventilação diferentes também pode ser um caminho a seguir para melhorar a questão do desconforto térmico local. Desta forma, poderia ser efetuado um estudo comparativo de diferentes soluções e verificar qual o impacto no comportamento do escoamento no interior do espaço.



## REFERÊNCIAS

- ASHRAE 55. (2013). *ASHRAE 55*. [www.ashrae.org/technology](http://www.ashrae.org/technology).
- ASHRAE 62.1. (2016). *ASHRAE 62.1*. 1–60. [www.ashrae.org/technology](http://www.ashrae.org/technology).
- ASHRAE Handbook - Fundamentals. (2017). *2017 ASHRAE® Handbook - Fundamentals (SI Edition)* (ASHRAE, Ed.). American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE).
- Awbi, H. B. (2017). Ventilation for Good Indoor Air Quality and Energy Efficiency. *Energy Procedia*, 112, 277–286. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.1098>
- Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2006). *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications* (S. Jeans, Ed.; 1st ed.). McGraw-Hill.
- Conceição, E. Z. E. (1996). ESTUDO AERO-TÉRMICO DE HABITÁCULOS DE VEÍCULOS DE TRANSPORTE DE PASSAGEIROS. In *Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade de Coimbra*.
- Conceição, E. Z. E. (1998, June 14). Integral Simulation Of The Human Thermal System. *RoomVent'98*.
- Conceição, E. Z. E. (1999). Avaliação de Condições de Conforto Térmico: Simulação Numérica do Sistema Térmico do Corpo Humano e do Vestuário. In *CIAR'99, V Ibero and Inter-American Air Conditioning and Refrigeration Congress*.
- Conceição, E. Z. E. (2000, June 9). EVALUATION OF THERMAL CONFORT AND LOCAL DISCOMFORT CONDITIONS USING NUMERICAL MODELLING OF HUMAN AND CLOTHING THERMAL SYSTEMS. *UCEH, Algarve University*.
- Conceição, E. Z. E. (2001). Numerical and Subjective Responses of Human Thermal Sensation. In *BioEng'2001*.
- Conceição, E. Z. E., & Awbi, H. (2021). Evaluation of integral effect of thermal comfort, air quality and draught risk for desks equipped with personalized ventilation systems. *Energies*, 14(11). <https://doi.org/10.3390/en14113235>

- Conceição, E. Z. E., Conceição, M. I., Lúcio, M. M., Gomes, J., & Awbi, H. (2021). Application of coupling of the human and clothing thermal system and computational fluids dynamics in the evaluation of energy and comfort in occupied spaces. *Building Simulation Conference Proceedings*, 2663–2670. <https://doi.org/10.26868/25222708.2021.30729>
- Conceição, E. Z. E., Farinho, J. P., Manuela, M., & Lúcio, J. R. (2012). Evaluation of Indoor Air Quality in Classrooms Equipped with Cross-Flow Ventilation. *International Journal of Ventilation*, 11(1), 53–67.
- Conceição, E. Z. E., Gomes, J., & Awbi, H. (2019). Influence of the airflow in a solar passive building on the indoor air quality and thermal comfort levels. *Atmosphere*, 10(12). <https://doi.org/10.3390/ATMOS10120766>
- Conceição, E. Z. E., Gomes, J., Correia, V., Conceição, M. <sup>a</sup>I, Lúcio, M. <sup>a</sup>M, Ramos, A., & Awbi, H. (2022). Design of a HVAC System Based on Confluents Jets Applied in Office Spaces. *Lecture Notes in Networks and Systems*, 319, 844–850. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-85540-6\\_107](https://doi.org/10.1007/978-3-030-85540-6_107)
- Conceição, E. Z. E., Lopes, M. C., Manuela, M., & Lúcio, J. R. (2008, June 11). *Energy and Thermal Comfort Management in a Kindergarten School Building in the South of Portugal in Winter Conditions*.
- Conceição, E. Z. E., Lúcio, M. M., & Farinho, J. (2007, June 13). Experimental and Numerical Study of Personalized Ventilation in Classrooms' Desks. *RoomVent'2007 - 10th International Conference on Air Distribution in Rooms*.
- Conceição, E. Z. E., & Lúcio, M. M. J. R. (2010). Numerical simulation of passive and active solar strategies in buildings with complex topology. *Building Simulation*, 3(3), 245–261. <https://doi.org/10.1007/s12273-010-0010-7>
- Conceição, E. Z. E., & Lúcio, R. J. M. M. (2016). Air Quality Inside Compartments of a School Building: Evaluation Of Air Renovation Rates and Carbon Dioxide Concentration. *FCMA, University Of Algarve*, 5(2), 259–270.
- Conceição, E. Z. E., Manuela, M., & Lúcio, J. R. (2002, September 8). *INFLUENCE OF NON-UNIFORM AIRFLOW FROM DIFFERENT DIRECTIONS IN THE THERMAL COMFORT LEVEL IN SEATED PERSONS*.
- Conceição, E. Z. E., Ruano, A. E., Sousa, A. F. M., & Gomes, J. M. M. (2019). HVAC systems applied in university buildings with control based on PMV and aPMV indexes. *Inventions* 2019, 4(1). <https://doi.org/10.3390/inventions4010003>

- Conceição, E. Z. E., Santiago, C. I. M., & Awbi, H. B. (2016). Numerical study of different ceiling-mounted air distribution systems for a virtual classroom environment. *Indoor and Built Environment*, 26(10), 1382–1396. <https://doi.org/10.1177/1420326X16659325>
- Diário da República. (2021). SAÚDE E AMBIENTE E AÇÃO CLIMÁTICA. *Diário Da República*.
- Gawande, V. B., Dhoble, A. S., Zodpe, D. B., & Chamoli, S. (2016). A review of CFD methodology used in literature for predicting thermo-hydraulic performance of a roughened solar air heater. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 54, pp. 550–605). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.025>
- Hosain, M. L., & Fdhila, R. B. (2015). Literature Review of Accelerated CFD Simulation Methods towards Online Application. *Energy Procedia*, 75, 3307–3314. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.714>
- I.E. Idelchik. (1960). *HANDBOOK OF HYDRAULIC RESISTANCE Coefficients of Local Resistance and of Friction* (D. Grunauer, Ed.; A. Barouch, Trans.; 1 Edition). National Technical Information Service.
- ISO 7726. (1998). *ISO 7726*.
- ISO 7730. (2005).
- Kumar Kanti, P., & Chandran, S. C. (2016). A Review Paper on Basics of CFD and Its Applications. *National Conference on Advances in Mechanical Engineering Science*, 257–264. <http://www.ijettjournal.org>
- Malta, M. (2024). *Seminário sobre radiação em edifícios 2024*.
- Matos, J., Brantes, J., & Cunha, A. (2010). *Qualidade do Ar em Espaços Interiores Um Guia Técnico*.
- Schaudienst, F., & Vogdt, F. U. (2017). Fanger's model of thermal comfort: A model suitable just for men? *Energy Procedia*, 132, 129–134. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.658>
- White, F. (2010). *FLUID MECHANICS* (M. Lange, Ed.; 7th ed.). McGraw-Hill.