



Universidade do Algarve

Faculdade de Ciências e Tecnologia

**CLIMATIZAÇÃO DE ESPAÇO ATRAVÉS DA
UTILIZAÇÃO DE JATOS CONFLUENTES
HORIZONTAIS**

Mestrado em Engenharia Mecânica

Projeto em Engenharia Mecânica

João José Monteiro Rodrigues

Orientador: Prof. Doutor Eusébio Conceição

Faro, 2019



Universidade do Algarve
Faculdade de Ciências e Tecnologia

**CLIMATIZAÇÃO DE ESPAÇO ATRAVÉS DA
UTILIZAÇÃO DE JATOS CONFLUENTES
HORIZONTAIS**

Mestrado em Engenharia Mecânica

Projeto em Engenharia Mecânica

João José Monteiro Rodrigues

Orientador: Prof. Doutor Eusébio Conceição

Faro, 2019

AGRADECIMENTOS

É com muita satisfação que quero agradecer a todos aqueles que de uma forma direta ou indiretamente contribuíram para o alcançar desta etapa muito importante para a minha vida profissional, em especial a minha família residente em Cabo Verde que sempre me apoiaram com tudo, preocupados para que nada me faltasse durante estes anos.

Agradeço ao meu orientador, Doutor Eusébio Conceição pela ótima orientação e por dedicar o seu tempo com muito amor e profissionalismo ao longo deste trabalho.

A todos os colegas da turma de Mestrado em Engenharia Mecânica – Energia, Refrigeração e Climatização 2017/2019 pela união das forças principalmente nos momentos mais difíceis desta etapa.

Um agradecimento muito e muito especial a todos os meus professores, destes dois intensos anos de estudos. Acreditem que cada um de vocês deixou em mim marcas positivas e muito importantes que servirão como base na minha vida profissional futura.

Aos coordenadores do curso Nelson Sousa e Frederico Morgado por mostrarem sempre disponíveis dando forças e ajudando a ultrapassar barreiras.

A todos os funcionários da universidade pela disponibilidade e paciência durante todos esses anos.

E sobretudo a Deus pelo dom da vida proporcionado a todos nós hoje.

Este trabalho foi desenvolvido no âmbito de um projeto financiado pelo Programa Operacional Regional do Algarve (CRESC Algarve 2020), ao abrigo do Acordo de Parceria PORTUGAL 2020, através do Fundo Europeu de Desenvolvimento Regional (FEDER), e à Fundação Nacional de Ciência e Tecnologia (FCT).

DEDICATÓRIA:

Dedico este trabalho a minha filha Leice Rodrigues por ser a minha principal fonte de inspiração e aos meus pais Maria Helena M. L. Rodrigues e João Sebastião Rodrigues que muito se sacrificaram para que eu possa alcançar este sonho.

“Ser feliz é reconhecer que vale a pena viver, apesar de todos os desafios, incompreensões e períodos de crise. É agradecer a Deus a cada manhã pelo milagre da vida...”

Augusto Cury

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo principal o desenvolvimento de um sistema de ventilação com jatos confluentes horizontais que garante boas condições de conforto térmico e qualidade do ar num espaço ocupado. Os testes foram efetuados numa câmara experimental com paredes de 6 cm de espessura, com 2,7 m de comprimento, com 2,30 m largura e com um pé direito de 2,40 m. O sistema de ventilação foi construído com quatro ventiladores acoplados a quatro condutas verticais e com um extrator de ar fixado no teto ao centro da sala. As condutas estão localizadas no canto das paredes da sala equipadas com orifícios horizontais de saída dos jatos junto às referidas paredes.

Foram efetuados ensaios experimentais e ensaios numéricos. Nos ensaios experimentais foram utilizadas várias condutas para estudar a influência do diâmetro da conduta no perfil da velocidade do ar nos orifícios horizontais e também foram realizados ensaios de visualização com fumo e laser. Nos ensaios numéricos, utilizando uma câmara virtual equipada com 4 pessoas, uma mesa central, quatro cadeiras e um extrator, foram simuladas numericamente o escoamento para condições de verão e inverno, onde os dados de entrada foram obtidos experimentalmente.

Os estudos foram efetuados para as condições típicas de um dia de inverno e de verão com temperaturas do ar de entrada de 20°C e 25°C, respetivamente, com humidade relativa do ar de 50% para ambos os casos. Foram avaliados o escoamento interno, os níveis de conforto térmico e da qualidade do ar, o risco de resfriamento e o índice de distribuição do ar.

Pode-se concluir através dos resultados obtidos que o presente sistema de ventilação por jatos confluentes horizontal junto à parede garante boas condições de conforto térmico e de qualidade do ar, tanto no verão, como no inverno.

Palavras-chave: Jatos Confluentes, Ventilação, Conforto Térmico, Qualidade do Ar.

ABSTRACT

The present work has as main objective the development of a horizontal confluent jets ventilation system that will ensure good thermal comfort conditions and air quality in an occupied space. Tests were conducted in an experimental chamber with 6 cm wall thickness, 2,7 m long, 2,30 m wide and ceiling height of 2,40 m. The ventilation system was built with four fans, coupled to four vertical conductors, and with an air extractor fixed to the ceiling in the center of the room. The ducts were placed in each corner of the room with horizontal exit holes for the jets.

Experimental and numerical tests were performed. In the first ones several ducts were used to study the influence of their diameter on the air velocity profile in the horizontal holes, and also visualization tests using smoke and laser lights. In numerical tests, using a virtual chamber occupied with four people, a central table, four chairs and an extractor, the flows for typical summer and winter conditions were simulated in which the input data were obtained experimentally.

The studies were carried out for summer and winter typical day conditions with inlet air temperatures of 20 °C and 25 °C, respectively, with 50% relative humidity in both cases. The properties evaluated were internal flow, thermal comfort and air quality levels, cooling risk and air distribution index.

It could be concluded from obtained results that horizontal confluent jets ventilation system placed near the wall guarantees good levels of thermal comfort and air quality, in both situations summer and winter.

Keywords: Confluent Jets, Ventilation, Thermal Comfort, Air Quality.

ÍNDICE

I. INTRODUÇÃO	1
1.1 Enquadramento geral	1
1.2 Objetivos	2
1.3 Organização do trabalho	3
II. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1 Ventilação de jatos confluentes.....	4
2.1.1 Jatos confluentes horizontais junto à parede	5
2.1.2 Colisões entre jatos confluentes horizontais junto à parede	6
2.2 Conforto térmico	6
2.3 Variáveis que influenciam o conforto térmico	9
2.3.1 Velocidade média do ar	9
2.3.2 Temperatura média do ar	10
2.3.3 Humidade relativa	10
2.3.4 Temperatura média radiante	10
2.3.5 Atividade física.....	11
2.3.6 Vestuário.....	11
2.4 Desconforto térmico local.....	11
2.5 Qualidade do ar interior	13
III. MODELOS NUMÉRICOS	15
3.1 Modelo diferencial de simulação numérica de escoamentos	15
3.2 Modelo de simulação numérica da resposta térmica humana.....	15
3.3 Modelo de resposta térmica de edifícios.....	16
3.4 Modelo do ADI	16
IV. METODOLOGIA	18
4.1 Metodologia numérica	18
4.2 Metodologia experimental	21
4.2.1 Projeto do sistema de ventilação	21
4.2.2 Recolha dos dados com sistema de atravessamento	27
4.2.3 Ensaio para escolha do diâmetro da conduta.....	31
4.1.2 Ensaio de visualização do comportamento do fluxo de ar na câmara.....	34
4.1.3 Avaliação do nível do caudal de ar necessário	35
V. ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....	36
5.1 Perfil de velocidade do ar para estudo do diâmetro da conduta	36
5.2 Perfil de velocidade recolhida para simulação numérica.....	37

5.3 Nível do caudal insuflado	38
5.4 Análise de ensaio de visualização do comportamento dos jatos.....	39
5.5 Análise comparativa das condições de inverno e verão	50
5.5.1 Cálculo da resposta dinâmica	50
5.5.2 Cálculo através do acoplamento do programa CFD ao HTC	51
5.5.3 Análise dos resultados da velocidade do ar em torno dos ocupantes	58
5.5.4 Análise dos resultados da temperatura do ar em torno dos ocupantes	59
5.5.5 Análise dos resultados da temperatura da pele dos ocupantes	60
5.5.6 Análise dos resultados do risco de resfriamento	62
5.5.7 Análise dos resultados do conforto térmico e qualidade do ar	64
VI. CONSIDERAÇÕES FINAIS	66
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	68
APÊNDICE A.....	71

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Comportamento do jato horizontal de parede.	5
Figura 2: Relação entre a PPD e o PMV.	8
Figura 3: Vista lateral da câmara virtual.	19
Figura 4: Plano vertical na direção Y.	20
Figura 5: Plano horizontal na direção Z.	20
Figura 6: Plano vertical na direção X.	21
Figura 7: Modelo da câmara experimental.	22
Figura 8: Ventilador TD-MIXVENT, Modelo TD-350 /125.	23
Figura 9: Ventilador de extração SILENT 300.	23
Figura 10: Dimensionamento dos orifícios.	24
Figura 11: Dimensionamento da conduta de insuflação.	24
Figura 12: Modelo da montagem do sistema de ventilação.	25
Figura 13: Modelo de extrator...	26
Figura 14: Dimensionamento da altura do extrator ao solo.	26
Figura 15: Modelo da montagem do sistema elétrico.	26
Figura 16: Modelo da montagem do sistema de ventilação.	27
Figura 17: Sistema de atravessamento no interior da câmara.	28
Figura 18: Posicionamento do sensor de medição.	28
Figura 19: Posicionamento das grelhas das medições.	28
Figura 20: Localização dos pontos de medições na grelha verde.	29
Figura 21: Distâncias dos pontos de medições e posicionamento da parede.	29
Figura 22: Termo higrômetro com sonda.	30
Figura 23: Anemômetro fio quente para campo de fluxo aberto.	30
Figura 24: Tipos de condutas utilizados no ensaio (condutas PVC de 125 mm, 50 mm, 30 mm e 25 mm).	31
Figura 25: Dimensionamento dos orifícios da conduta para o teste.	31
Figura 26: Montagem das condutas vertical de insuflação para o ensaio (condutas 125 mm e 50 mm).	32
Figura 27: Montagem das condutas vertical de insuflação para o ensaio (condutas 30 mm e 25 mm).	32
Figura 28: Anemômetro fio quente para fluxo localizado.	33
Figura 29: Posições dos feixes de laser para colocação dos planos.	34
Figura 30: Aparelho produtor de raio laser.....	34
Figura 31: Máquina de fumo	34
Figura 32: Gráfico do teste da velocidade para escolha da conduta.	36

Figura 33: Gráfico do perfil da velocidade recolhida para cálculo do caudal.	37
Figura 34: Plano horizontal A.	39
Figura 35: Conjunto de imagens próximo às saídas (em cone).	40
Figura 36: Plano horizontal B.	41
Figura 37: Conjunto de imagens da colagem e desenvolvimento de escoamento.	42
Figura 38: Plano vertical C a meio dos orifícios na parte superior das saídas.	43
Figura 39: Conjunto de imagens do efeito de sobreposição.	44
Figura 40: Plano vertical D posicionado colado ao chão com maior extensão.	45
Figura 41: Conjunto de imagens do efeito de sobreposição mais intenso.	46
Figura 42: Plano vertical E posicionado colado ao chão com menor extensão.	47
Figura 43: Conjunto de imagens feitos na base inferior.	48
Figura 44: Campo de velocidade do ar no plano $Z = 0,40$ m para a condição de verão.	51
Figura 45: Campo de velocidade do ar no plano $X = 0,15$ m nas saídas dos orifícios para a condição de verão.	52
Figura 46: Campo de velocidade do ar no plano $Y = 1,30$ m na entrada do extrator para a condição de verão.	52
Figura 47: Campo da temperatura do ar ao redor dos ocupantes no plano $Y = 1,30$ m	53
Figura 48: Campo da intensidade da turbulência do ar no plano $Z = 0.4$ m para a condição de inverno.	54
Figura 49: Campo da intensidade da turbulência do ar no plano $X = 0,15$ m, para a condição de inverno.	55
Figura 50: Campo da intensidade da turbulência do ar no plano $Y = 1,30$ m, para a condição de inverno.	55
Figura 51: Campo de CO ₂ no plano $Y = 1,30$ m durante a remoção, para a condição de verão.	56
Figura 52: Campo de DR no plano $Z = 40$ cm do chão.	57
Figura 53: Velocidade do ar ao redor dos ocupantes para as condições de inverno.	58
Figura 54: Velocidade do ar ao redor dos ocupantes para as condições de verão.	58
Figura 55: Temperatura do ar ao redor dos ocupantes para as condições de inverno. ..	59
Figura 56: Temperatura do ar ao redor dos ocupantes para as condições de verão.	60
Figura 57: Temperatura da pele dos ocupantes para as condições de inverno.	61
Figura 58: Temperatura da pele dos ocupantes para as condições de verão.	61
Figura 59: Risco de resfriamento para as condições de inverno.	63
Figura 60: Risco de resfriamento para as condições de verão.	63
Figura 61: Recolha do ar do exterior para distribuir dentro da sala.	71
Figura 62: Montagem do ventilador na conduta de insuflação	71

Figura 63: Circulação do cabo elétrico.	72
Figura 64: Saída do cabo elétrico para o quadro elétrico.	72
Figura 65: Exaustor de extração do ar da sala.	73
Figura 66: Entrada do ar no exaustor de extração.	73
Figura 67: Ventiladores e extrator montados na sala.	74
Figura 68: Pormenor da conduta com os orifícios de insuflação.	74
Figura 69: Montagem do sensor no suporte e anemômetro de fio quente para campo de fluxo aberto.	75
Figura 70: Sistema de atravessamento para leitura das velocidades com anemômetro e sensor.	75
Figura 71: Posicionamento do aparelho laser.	76

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1: Escala de sensação térmica.	7
Tabela 2: Categorias do ambiente térmico.	9
Tabela 3: Temperatura e humidade relativa do ar no dia da recolha.....	29
Tabela 4: Temperatura e humidade relativa do ar nos dois dias de medição.	33
Tabela 5: Consumo de energia devido a potência térmica.	50
Tabela 6: Temperaturas das superfícies ao redor para as condições de inverno e verão.	50
Tabela 7: ADI para as condições de inverno.....	64
Tabela 8: ADI para as condições de verão.	64

I. INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento geral

A promoção da eficiência energética em edifícios é fundamental para a redução dos custos de faturação e do consumo de recursos energéticos, que se apresentam cada dia mais escassos. Os sistemas de climatização existentes nos espaços interiores representam uma parte significativa dos consumos energéticos, revelando-se, contudo, importantes para garantir as condições básicas de conforto e, assim, indispensáveis para assegurar a produtividade dos trabalhadores.

Mendes (2012) afirma que “A utilização de sistemas elétricos para manutenção das condições de conforto torna o ambiente aprazível e melhora a qualidade do ar. Todavia o seu uso intensivo origina gastos energéticos que, num cenário macroeconómico, aprofunda os problemas estratégicos, económicos, sociais e ambientais dos países”.

D’Ambrosio Alfano *et al.* (2010) refere que “Atualmente a maioria da população mundial, essencialmente dos países desenvolvidos, passa cerca de 23 horas diárias no interior de espaços sendo alguns deles artificialmente climatizados, como por exemplo habitações, locais de trabalho, espaços destinados ao lazer e ao entretenimento e transportes”.

A pouca eficiência do sistema de climatização é o principal fator que confirma a existência de consumos energéticos elevados nos edifícios e que não são traduzidos em conforto térmico dos ocupantes, que é o principal objetivo do sistema de climatização. Um outro problema que afeta o conforto é o nível de ruídos produzidos pelos aparelhos de ventilação adotados em alguns sistemas de climatização. Com isso o sistema de ventilação com jatos confluentes seria uma excelente solução para resolução desses problemas.

Atualmente os jatos confluentes são utilizados em várias aplicações, tais como dispositivos de fornecimento de ar de sistemas de ventilação, cortinas de ar, sistemas de injeção para aumento de impulso e controlo de ruído em aeronaves, arrefecimento de dispositivos elétricos e eletrónicos, injeção de matrizes, combustão em bicos ou injetores de combustível e entre outros.

Jatos confluentes são jatos de ar emitidos a partir de um conjunto de furos de pequeno diâmetro, também são conhecidos como jatos de interação múltiplos, porque combinam-se entre si e movem-se como um único jato até uma certa distância a jusante.

Os sistemas de ventilação com jatos confluentes atualmente estão a ser testados e utilizados nos processos de climatização de ambientes em edifícios como solução para redução do consumo de energia, o que é bom para o nosso planeta.

1.2 Objetivos

Face às problemáticas dos atuais sistemas de ventilação e climatização é importante desenvolver soluções que reduzam o consumo energético sem comprometer o conforto térmico e a qualidade do ar no espaço interior.

Portanto o objetivo principal do trabalho é provar que através da técnica de ventilação com jatos confluentes horizontais, é possível proporcionar as condições ideais de conforto térmico e qualidade do ar no espaço, levando em conta os seguintes objetivos específicos:

- Projetar as condutas e escolher os ventiladores para o melhor funcionamento do sistema;
- Avaliar o caudal de ar insuflado no espaço interior climatizado;
- Determinar a energia consumida devido a potência térmica de climatização durante 8 horas de funcionamento do sistema;
- Avaliar numericamente o índice PMV (Predicted Mean Vote), o índice PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) e calcular o nível de DR (Draught Risk) de modo a avaliar o risco de resfriamento no espaço e desconforto térmico;
- Determinar a intensidade da turbulência do ar provocada pela flutuação da velocidade no sentido de reduzir o desconforto térmico local;
- Avaliar o nível de distribuição do ar no espaço interior através do método do ADI (Air Distribution Index).

1.3 Organização do trabalho

O trabalho encontra-se dividido em duas partes fundamentais: O fundamento teórico e a componente prática.

O fundamento teórico divide-se em três capítulos:

- O capítulo **I** apresenta o enquadramento e a problemática do tema em questão, os objetivos a ser atingidos e a organização do projeto realizado;
- No capítulo **II** é apresentado a contextualização da ventilação com jatos confluentes, englobando o seu estado atual de desenvolvimento, o nível de conforto e qualidade de ar que pode oferecer;
- No capítulo **III** são expostos os modelos numéricos utilizados para efetuar a simulação numérica.

A componente prática também se divide em três capítulos onde:

- O capítulo **IV** apresenta as metodologias de investigação aplicada no trabalho, englobando a projeção do nosso sistema, os ensaios realizados, a técnica utilizada para recolha dos dados, a visualização do comportamento do fluxo de ar no espaço e a avaliação do caudal insuflado;
- O capítulo **V** apresenta inteiramente a análise e discussão dos resultados, tendo em conta o projeto, aplicando o método de ADI para avaliar o nível de conforto e qualidade do ar no espaço. Também foi feita uma análise comparativa entre as condições típicas de um dia de inverno e de verão;
- No capítulo **VI** são apresentadas as considerações finais sobre os objetivos propostos no início do projeto e por fim algumas sugestões de trabalho futuro.

II. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Apresentam-se nesta área do trabalho os fundamentos teóricos que servem de base para a elaboração deste trabalho científico. São aqui referidos os aspetos mais relevantes relativamente à ventilação de jatos confluentes, jato confluyente horizontal junto à parede, nível de conforto térmico, as variáveis que influenciam o conforto térmico, desconforto térmico local e qualidade do ar interior.

2.1 Ventilação de jatos confluentes

“Jatos confluentes podem ser definidos como múltiplos jatos de interação que são emitidos de diferentes orifícios” afirma Awbi (2003). Nas saídas dos orifícios é possível observar a formação de vários jatos. O desenvolvimento destes jatos transforma-se num só jato a uma determinada distância da saída.

Normalmente, os campos de fluxo de jatos confluentes consistem em inicial convergente, mesclada de combinadas regiões, explica Ghahremanian (2014). Isto significa que quanto maior é a distância das saídas dos jatos mais aumenta o campo de fluxo de cada jato, razão pela qual este conjunto de jatos se transforma num só jato.

Relativamente aos jatos confluentes, Andersson *et al.* (2018) afirmam que “As velocidades em cada orifício são diretamente dependentes da taxa total de fluxo de ar. No entanto, o padrão de fluxo não varia entre taxas de fluxo de ar”.

Ao comparar os desempenhos entre um sistema de ventilação a jatos confluentes, com um sistema de mistura convencional, Awbi (2017) afirma que “O sistema de jatos confluentes é capaz de fornecer maior carga de resfriamento, penetrando mais profundamente na sala, devido ao maior momento do jato de abastecimento”.

A movimentação de ar no interior da envolvente do edifício é chamada circulação de ar e pode ser causada por diferenças de pressão dentro do espaço (Roulet, 2008). Isso significa que é necessário a existência de um extrator de ar para provocar essa circulação de ar, ou seja, movimentação de ar por diferenças de pressão.

Num estudo efetuado por Conceição *et al.* (2019) onde foi efetuada uma comparação de orifícios distribuídos entre 0,5 m próximo ao chão e orifícios distribuídos entre 1,5 m de uma conduta vertical, conclui-se que “A configuração com os orifícios ao longo dos 0,5

m da conduta mostra o melhor desempenho do que 1,5 m, principalmente devido à eficiência na extração dos contaminantes da zona de respiração. E também o ADI e a QAI (Qualidade do Ar Interior) são melhores para orifícios distribuídos a 0,5 m, próximo ao chão”.

Para Yin *et al.* (2016) “os sistemas de ventilação de jatos confluentes têm o potencial de reduzir o consumo de energia e melhorar a temperatura e o conforto, simultaneamente”.

2.1.1 Jatos confluentes horizontais junto à parede

O jato confluyente horizontal junto a parede é caracterizado por um fluxo horizontal ligado a uma superfície plana, com movimento paralelo à essa superfície, conforme mostra a figura 1.

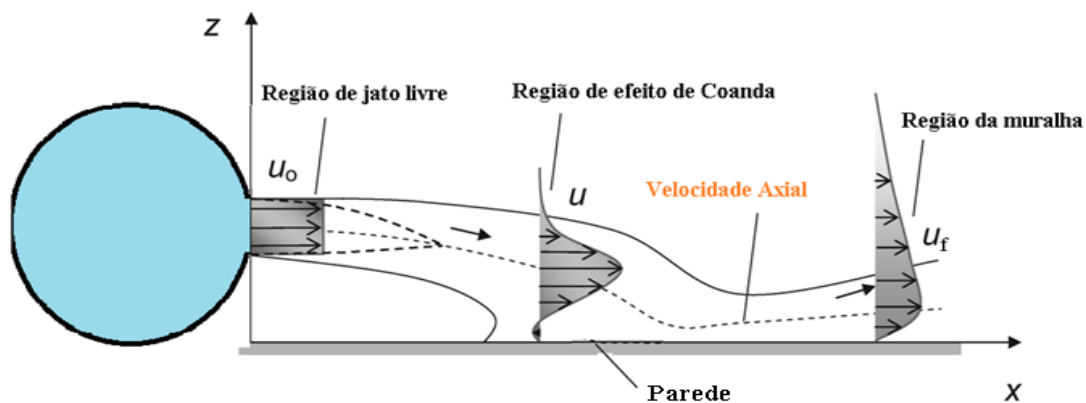


Figura 1: Comportamento do jato horizontal de parede.

Fonte: www.researchgate.net/evolution-of-horizontal-dense-jets modificado pelo autor.

Segundo Awbi (2003) “Ao sair do bocal, o jato forma uma camada limite na superfície da parede e uma camada de mistura desenvolve-se no lado do fluido”.

Segundo Cho, Awbi, & Karimipناه (2004):

- O campo de fluxo do jato confluyente de parede é classificado em três regiões: região de jato livre, região de efeito de Coanda e região da muralha.
- Os jatos confluentes de parede têm melhor característica de auto preservação do que outros tipos de jatos de ar.
- No geral, através da comparação com a decadência dos outros jatos, a lenta difusão do jato confluyente da parede é devida ao menor declínio da velocidade. Por outras

palavras, o momento dos jatos confluentes da parede pode ser mais conservado do que outros jatos.

- Jatos confluentes de parede podem ser usados com sucesso tanto para aquecimento quanto para arrefecimento, um efeito combinado dos sistemas de ventilação por mistura e por deslocamento.

2.1.2 Colisões entre jatos confluentes horizontais junto à parede

Em relação ao estudo de colisões entre jatos horizontais que se deslocam na parede (ver figura 1), Arghand *et al.* (2015) registaram que, se a distância entre as condutas opostos não for grande e se não tiver obstáculos perturbando os jatos de parede, os dois jatos se encontram uns aos outros e colidem. Na região de colisão, a direção dos dois jatos é na maior parte para baixo e para o chão.

“Os jatos confluentes junto à parede apresentam uma baixa velocidade de decaimento, o que permite cobrir maior área da sala”, segundo Janbakhsh, & Moshfegh (2014).

Cho *et al.* (2008) referem que através de estudo de comparação entre o decaimento dos outros jatos com as dos jatos confluentes junto à parede que “A equação empírica para o decaimento da velocidade máxima da linha central do jato é derivada das velocidades medidas”

“De acordo com os resultados do comportamento do fluxo de ar, o sistema de jatos confluentes garante boa distribuição de ar fresco dentro de uma sala”, afirmam Koufi *et al.* (2017).

2.2 Conforto térmico

Segundo a Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (ANSI/ASHRAE 55, 2010) “o conforto térmico é o estado mental que revela satisfação com o ambiente térmico”. Tal significa que uma pessoa está termicamente confortável quando não sente nem calor nem frio. A ASHRAE 55 (2010), refere ainda que “o conforto térmico resulta das trocas de calor existentes entre o corpo humano e o ambiente. Um dos requisitos para se obter bem-estar e conforto é manter o equilíbrio térmico entre o corpo humano e o meio ambiente”.

Larsson *et al.* (2017) afirmam que “num sistema de ventilação é o movimento do ar, o que afeta a percepção que as pessoas têm sobre o conforto térmico dentro de um edifício”.

As pessoas dentro de um espaço podem atingir o seu conforto térmico através do ajuste das suas próprias condições ambientais com recurso, por exemplo, à adaptação do seu vestuário, ao abrir ou ao fechar de janelas, ao abrir ou ao fechar de persianas (Yao *et al.*, 2010).

No entanto, se estabelecermos a temperatura do ar interior compreendida entre 20°C e 25°C, podemos garantir as condições ambientais satisfatórias ao conforto térmico, o que se encontra estabelecido pela portaria n.º 349-D/2013 de 2 de dezembro do Regulamento das Características do Comportamento Térmico de Edifícios (RCCTE).

Para o conforto térmico será utilizado o índice PMV que corresponde à votação média previsível da sensação térmica de um painel de avaliadores. No entanto o equilíbrio térmico de um indivíduo é descrito pela equação de conforto térmico, pelo índice PMV ou pelo PPD, percentagem de pessoas insatisfeitas no espaço climatizado (ASHRAE 55, 2010).

De acordo com Djongyang *et al.* (2010) o índice PMV prevê a sensação térmica das pessoas presente num ambiente de acordo com a escala de sensação da ASHRAE presente na tabela 1.

(-3)	Muito frio
(-2)	Frio
(-1)	Levemente Frio
(0)	Neutro
(1)	Levemente quente
(2)	Quente
(3)	Muito quente

Tabela 1: Escala de sensação térmica.

Atualmente, a norma ISO 7730 (2005), que adota as pesquisas de Fanger (1970), considera válido para as condições do modelo do conforto térmico, resultados de PMV compreendidos no intervalo [-2;+2], assim como também são válidos os limites que são

determinados para os parâmetros que o define o PMV, como a taxa metabólica [46 W/m²; 232 W/m²], isolamento do vestuário [0 m²K/W; 0,310 m²K/W], temperatura do ar [10°C; 30°C], temperatura média radiante [10°C; 40°C], velocidade do ar [0 m/s; 1 m/s] e pressão parcial do vapor de água [0 Pa; 2700 Pa].

A incidência de situações de desconforto térmico local é superior em pessoas com sensação térmica global ligeiramente mais fria (PMV = -1) e com atividade sedentária (1,2 met) (Toftum & Nielsen, 1996).

Com o índice PMV obtém-se o índice PPD que estima a percentagem de pessoas insatisfeitas no espaço climatizado. Experiências realizadas por Fanger, em 1970, demonstraram que, mesmo com os melhores resultados obtidos (PMV = 0), pelo menos 5% dos ocupantes estão insatisfeitos e qualquer variação dos parâmetros de conforto só aumentará esse valor, refere Fanger (1973).

O cálculo do índice de PPD pode ser efetuado pela equação (1) sabendo PMV, sendo a relação entre os dois índices descrita na Figura 2.

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{(-0,03353 PMV^4 - 0,2179 PMV^2)} \quad \text{Eq. (1)}$$

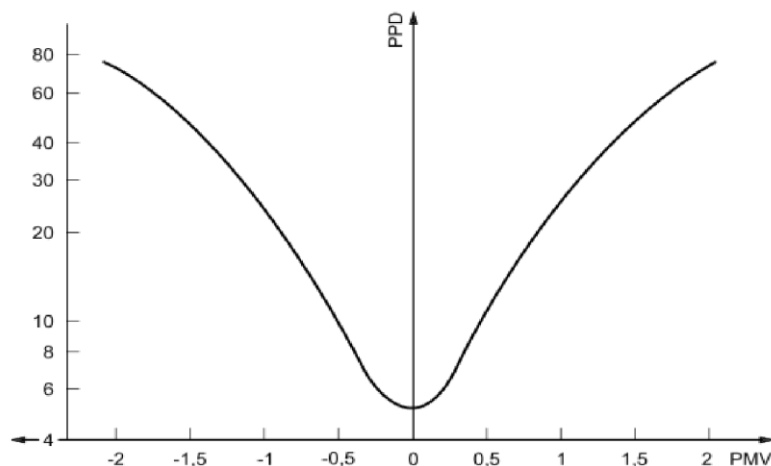


Figura 2: Relação entre a PPD e o PMV.
Fonte: ISO 7730 (2005).

Em espaços interiores ocupados e termicamente moderados, o índice PPD deve ser menor que 15%, o que corresponde a valores do índice PMV situados entre -0,7 e +0,7, conforme mostra a tabela 2.

Categorias	Sensação térmica do corpo como um todo		Desconforto térmico local			
	PPD %	PMV	DR %	Diferença da temperatura vertical %	Chão quente ou frio %	Assimetria da temperatura radiante %
A	<6	-0.2<PMV<+0.2	<10	<3	<10	<5
B	<10	-0.5<PMV<+0.5	<20	<5	<10	<5
C	<15	-0.7<PMV<+0.7	<30	<10	<15	<10

Tabela 2: Categorias do ambiente térmico.

Fonte: ISO 7730 (2005).

Um estudo realizado em 2011 em escritórios alemães revela que ocupantes de espaços ventilados naturalmente são mais tolerantes a amplitudes térmicas, contrariamente aos de edifícios climatizados (Kuchen *et al.*, 2011).

Para Fanger (1973) os índices PMV e PPD podem ser determinados por instrumentação e a sua utilização é prática e fiável para a avaliação de ambientes térmicos em estudos de campo.

Pesquisas experimentais sobre conforto térmico indicam que o modelo do índice de PMV não considera as adaptações do corpo humano às condições ambientais. Estas adaptações desempenham um papel fundamental na determinação da sensação térmica e na percepção de conforto registadas por cada indivíduo (Hoof, 2008).

2.3 Variáveis que influenciam o conforto térmico

Frota e Schiffer (2001) indicam que o conforto térmico resulta de uma série de variáveis que se dividem em humanas e ambientais.

O conforto térmico depende de quatro parâmetros ambientais (a velocidade média do ar, a temperatura média do ar, a humidade relativa do ar e a temperatura média radiante) e de dois parâmetros individuais (a atividade física e o vestuário).

2.3.1 Velocidade média do ar

A velocidade média do ar influencia os processos de perda de calor por parte do organismo, nomeadamente, o processo de transmissão de calor por convecção forçada, mista ou por evaporação. O valor médio da velocidade do ar deve ser medido numa zona

típica de ocupação por parte dum ser humano. O sensor usado deve ser omnidirecional, a fim de a velocidade média do ar não ser influenciada pela direção do escoamento, já que o corpo humano reage desta mesma forma (ASHRAE, 2013).

2.3.2 Temperatura média do ar

A temperatura do ar circundante ao corpo de um indivíduo influencia os processos de transmissão de calor por convecção natural, mista ou por evaporação. O sensor para medir o valor da temperatura não deve ser influenciado por fenômenos radiantes (ISO 7730, 2005).

No entanto, para períodos de verão, o intervalo de temperatura de conforto está compreendido entre os 23 e os 26°C e, para períodos de inverno, entre os 20 e os 24°C (RCCTE, 2006).

2.3.3 Humidade relativa

A humidade relativa influencia os processos de perda de calor por evaporação. Em ambientes térmicos moderados a influência da humidade relativa é muito pequena. A sua preponderância reflete-se mais a nível da qualidade do ar, reporta a ASHRAE (2010).

Se o valor de humidade relativa for reduzido, abaixo dos 30%, pode propiciar o aumento de desconforto e a secagem das membranas mucosas e da pele, conduzindo à formação de gretas e irritações, enquanto valores elevados, acima dos 70%, podem originar fenómenos de condensação nas superfícies interiores dos espaços e conseqüente desenvolvimento de fungos. No entanto os valores da humidade relativa devem situar-se entre os 30 e os 70% (ISO 7730, 2005).

2.3.4 Temperatura média radiante

Para a ASHRAE 55 (2010) a temperatura média radiante influencia a troca de calor sob forma de radiação entre uma pessoa e as superfícies que se encontram em seu redor. A radiação depende da quarta potência da temperatura absoluta, da geometria do habitáculo e da localização do indivíduo no compartimento.

A temperatura média radiante pode ser determinada de duas formas: com base na medição da temperatura das superfícies circundantes e na localização destas em relação ao indivíduo ou usando um transdutor que simule o corpo humano e integre a radiação das superfícies circundantes (ISO 7730, 2005).

Se a temperatura média do corpo for superior à das superfícies circundantes, existirá um processo de perda de calor por radiação por parte do organismo, caso contrário, haverá um ganho.

2.3.5 Atividade física

O nível de atividade física representa uma medida da produção interna de calor por parte do organismo de um ser humano. Este nível de atividade física é definido por *met*, que deriva da palavra inglesa "metabolism". Um *met* corresponde a uma potência de 58,15 W/m² de área de superfície do corpo humano. Uma pessoa típica tem uma superfície aproximada de 1,8 m², o que corresponde, quando está em repouso, a uma potência aproximada de 100 W, de acordo com a ASHRAE (2010).

2.3.6 Vestuário

O nível de vestuário normalmente funciona como uma resistência de calor sensível. A unidade de medida é definida por *clo*, que deriva da palavra inglesa "clothing", sendo $1\ clo = 0,155\ m^2C/W$. No verão, o nível de vestuário típico é de sensivelmente 0,5 *clo* e, no inverno, tipicamente pode variar entre 0,9 e 1 *clo*.

O valor da resistência sensível provocada pelo vestuário pode ser determinado pela combinação das diversas peças de roupa, ou seja, a partir do somatório das respectivas resistências térmicas, segundo a ASHRAE (2010).

2.4 Desconforto térmico local

O desconforto térmico local está relacionado com a insatisfação que um indivíduo sente numa determinada zona do corpo, provocado por parâmetros ambientais que não são admissíveis para o conforto.

Fanger (1973) afirma que “basta uma parte do corpo estar mais quente ou fria para criar uma situação de desconforto térmico”.

Os parâmetros que proporcionam a sensação de desconforto local são nomeadamente, a velocidade do ar, diferença de temperatura do ar na vertical, temperatura do chão ou pela assimetria da temperatura radiante (Conceição, 2012).

A existência de correntes de ar na zona da ocupação das pessoas reduz a temperatura da pele por remoção de calor da superfície desta, que dependendo da sensação térmica geral da pessoa, pode causar desconforto. A taxa de corrente de ar pode ser determinada pela equação (2):

$$DR = (34 - T_a)(V_a - 0,05)^{0,62}(0,37.V_a.T_u + 3,14) \quad \text{Eq (2)}$$

Onde:

DR – Risco de resfriamento (%);

T_a – Temperatura do ar (°C);

T_u – Intensidade de turbulência do ar (%);

V_a – Velocidade do ar (m/s).

A intensidade da turbulência do ar na zona ocupada (T_u) é determinada, segundo a ASHRAE (2013, p 9.15), pela equação (3):

$$T_u = 100 \frac{V_{sd}}{V_a} \quad \text{Eq (3)}$$

Onde:

V_{sd} - É o desvio padrão da velocidade medida.

V_a - É a velocidade média do ar.

O modelo é válido dentro dos seguintes parâmetros: 20 < T_a < 26°C, 0,05 < V_a < 0,5 m/s e 0 < T_u < 70%.

Verifica-se que a intensidade da turbulência do ar na zona ocupada (T_u) diminui quando a velocidade média do ar (V_a) aumenta.

Segundo a ISO 7730 (2005) se existir situações em que a diferença de temperatura do ar na vertical dentro do espaço for inferior a 8°C, haverá uma percentagem de pessoas insatisfeitas com essa diferença de temperatura (ver tabela 2). A norma ISO 7730 refere ainda que para indivíduos com uma atividade moderada, entre as cotas de 0,1 e 1,1 m, deve ser inferior a 3 °C.

Com relação a temperatura do chão, a norma ISO 7730 (2005) refere que os limites da temperatura do chão, para pessoas que usam sapatos adequados, está compreendida entre 19° e 26°C. Isso é importante, porque devido ao contato dos pés com o chão, essa temperatura influencia o desconforto local, caso o piso esteja a ser aquecido ou arrefecido e com isso haverá também uma percentagem de pessoas com esse tipo de desconforto.

A diferença existente entre a temperatura de planos radiantes de lados opostos de um pequeno elemento plano é chamada de assimetria de temperatura radiante e também influencia o desconforto local. Segundo a norma ASHRAE 55 pode ser medida colocando o elemento plano numa posição a 0,6 metros acima do nível do solo, na posição vertical quando se pretendem medir assimetrias de temperatura (Conceição, 2012). Também haverá uma percentagem de pessoas com esse tipo de desconforto (ver tabela 2).

2.5 Qualidade do ar interior

A degradação da qualidade do ar interior (QAI) é a consequência da presença de contaminantes oriundos de fontes exteriores, como o tráfego rodoviário, e interiores, como os materiais de construção do edifício (d'Ambrosio Alfano *et al.*, 2010).

Para Heinsohn (1999) os poluentes são gerados por diversas fontes como o fumo de tabaco, materiais de construção, organismos biológicos e o metabolismo e respiração dos ocupantes.

Segundo ANSI/ASHRAE 62.1 (2007) um ambiente interior com qualidade do ar aceitável ocorre caso “não apresente contaminantes em concentração potencialmente perigosa para a saúde, determinado por entidades competentes, e com a qual a maioria dos ocupantes expostos (80% ou mais) não expressem desagrado”.

É proposta uma taxa de renovação de ar de 35m³/h por ocupante num espaço pela ASHRAE (2010) para ambientes escolares.

Para melhorar a QAI num determinado espaço é necessário fazer o controlo da concentração de poluentes microbiológicos (bactérias e fungos) e físico-químicos (partículas em suspensão no ar, fumaça de tabaco, fibras têxteis, monóxido de carbono, dióxido de carbono e outros) (RCCTE, 2006).

Barney (2004) salienta que “existem três técnicas para o controlo de poluentes gerados no interior: diluição, extração ou controlo da fonte de emissão”. Todavia, somente o controlo da concentração dos poluentes não garante, por si só, a QAI, mas também a evolução dos parâmetros que afetam a perceção de conforto (temperatura do ar, humidade do ar, iluminação).

Para Conceição (2012) “A taxa de renovação de ar é também um aspeto importante a considerar, pois expressa o número de renovações de ar por hora que um compartimento deverá ter”. Esta é dada pela equação (4).

$$n = \frac{Q}{V} \quad \text{Eq (4)}$$

Onde:

n – Número de renovações de ar (renovação/h);

Q – Caudal volúmico de ar que entra (m³/h);

V – Volume efetivo do compartimento (m³).

De acordo com a RSECE (RCCTE, 2006) entidade que regula os sistemas de climatização em edifícios, “uma média de 4 renovações de ar por hora num espaço pode ser suficiente para fornecer uma circulação de ar adequada, assim como uma dispersão contínua dos poluentes. Mas hoje os edifícios novos devem ser dotados de sistemas de ventilação mecânicos, naturais ou híbridos, que garantam as taxas de renovação de ar mínimas”.

Para Arghand *et al.* (2015) a ventilação com jatos confluentes apresenta maior eficiência de troca de ar em combinação com menor média de idade local de ar e é adequado para espaços tipo escritórios.

III. MODELOS NUMÉRICOS

Na simulação numérica foram utilizados o modelo computacional da dinâmica dos fluidos, que é um modelo de simulação numérica de escoamento, o modelo numérico, de conforto térmico humano, que avalia a resposta do corpo humano ao conforto térmico e o modelo de resposta térmica de edifícios, para definir a estrutura do edifício em 3D e efetuar a análise do comportamento térmico das superfícies.

3.1 Modelo diferencial de simulação numérica de escoamentos

O modelo computacional da dinâmica dos fluidos usado simula o escoamento turbulento tridimensional em estado estacionário em condições não isotérmicas dentro de um espaço interior ocupado. Permite avaliar a temperatura do ar, velocidade do ar, a concentração de dióxido de carbono em torno do ocupante e no interior do espaço.

O modelo é baseado em equações diferenciais de Navier-Stokes em coordenadas cartesianas no interior de um espaço ocupado. De uma forma geral esse modelo avalia o escoamento em torno dos ocupantes, o Risco de Resfriamento e o nível de qualidade do ar.

As variáveis obtidas através da simulação numérica de escoamentos são usadas como valores de entrada no modelo numérico da resposta térmica humana.

3.2 Modelo de simulação numérica da resposta térmica humana

Segundo Conceição (2000) o modelo numérico de conforto térmico humano aplicado neste estudo permite a avaliação simultânea do nível de conforto térmico ao qual cada indivíduo está sujeito. O modelo numérico é constituído por quatro submodelos: sistema térmico do corpo humano, sistema de termorregulação, sistema de vestuário e conforto térmico. Funciona em condições não isotérmicas, do estado estacionário ou transitórias. O corpo humano tridimensional é dividido em 1 componente esférica e 25 componentes cilíndricas. Cada componente, subdividida em várias camadas, consiste em 4 partes (gordura, músculo, núcleo e pele) e pode ser protegido do ambiente externo por várias camadas de roupas.

3.3 Modelo de resposta térmica de edifícios

Na análise do comportamento térmico do chão, teto, paredes e janelas, obtidos a partir das temperaturas das superfícies interiores e das temperaturas do ar interior, foi utilizado o modelo numérico do comportamento térmico do edifício que é baseado no modelo da dinâmica de fluidos computacional, que apresenta resultados para o coeficiente de transferência de calor, em relação a uma parede e chão aquecido por convecção natural. No entanto a transmissão de calor das superfícies radiantes, por efeitos de convecção, tem impacto significativo no conforto térmico e na capacidade de aquecimento ou arrefecimento de um determinado espaço.

3.4 Modelo do ADI

O modelo do índice de distribuição do ar (ADI) é um modelo que se baseia no nível de conforto térmico, qualidade do ar interior e na eficiência da ventilação, para controlar o desempenho do sistema de ventilação.

O índice de distribuição do ar está associado ao nível de conforto térmico, da qualidade do ar interior, da remoção de contaminantes, da remoção de calor e da eficiência da ventilação, como é referido em Karimipannah *et al.* (2007).

Segundo Awbi (2017), para ambientes não uniformes, ADI é calculado pela equação (5):

$$ADI = \sqrt[2]{N_{TC} \times N_{AQ}} \quad \text{Eq (5)}$$

Onde:

ADI – Índice de distribuição de ar;

N_{TC} – Número de conforto térmico;

N_{AQ} – Número de qualidade de ar.

O ADI é avaliado em função do número de conforto térmico (N_{TC}) e do número da qualidade do ar (N_{AQ}). As equações 6 e 7, respetivamente, permite-nos determinar esses parâmetros.

$$N_{TC} = \frac{\epsilon_{TC}}{PPD} = \frac{\frac{T_0 - T_i}{T_{corpo} - T_i}}{PPD} \quad \text{Eq (6)}$$

Onde:

ε_{TC} - Eficiência de remoção de calor (%);

PPD – Percentagem previsível de pessoas insatisfeitas (%);

T_0 – Temperatura do ar na exaustão (°C);

T_i – temperatura do ar nas entradas (°C);

T_{corpo} – temperatura média do ar em redor do corpo humano (°C).

$$NQA = \frac{\varepsilon_{AQ}}{PD} = \frac{\frac{C_0 - C_i}{C_R - C_i}}{395 e^{(-1,83V^{0,25})}} \quad \text{Eq (7)}$$

Onde:

ε_{AQ} – Eficiência de remoção de contaminante (%);

PD – Percentagem de pessoas insatisfeitas com a qualidade do ar (%);

V - Caudal de ar renovado por ocupante (L/s);

C_0 – Concentração de contaminante na saída de ar (mg/m^3);

C_i – Concentração de contaminante na entrada de ar (mg/m^3);

C_R - Concentração de contaminante na zona de respiração (mg/m^3).

Awbi (2017) afirma que o desempenho de um sistema de ventilação pode ser medido pelo valor do ADI, isto é, quanto maior o seu valor, melhor o seu desempenho.

IV. METODOLOGIA

O presente trabalho foi realizado na cidade do Faro, no campus de Gambelas e tem como propósito o desenvolvimento de um sistema de ventilação com jatos confluentes horizontais junto às paredes que garante boas condições de conforto térmico e qualidade do ar num espaço ocupado. Para isso foi utilizada uma câmara experimental com paredes de 6 cm de espessura, formado por duas camadas de madeira que define a parte interior e exterior, com isolamento de poliestireno no meio das camadas. A sala possui 2,7 m de comprimento, 2,3 m de largura, 2,4 m de pé direito e foi construída dentro do edifício sete.

Neste estudo foram aplicadas duas metodologias diferentes relativamente à ventilação com jatos confluentes horizontais junto às paredes: metodologia numérica e metodologia experimental. Na metodologia numérica foram efetuadas simulações numéricas, onde os dados de entrada foram obtidos experimentalmente na câmara, e na metodologia experimental foram efetuados ensaios experimentais utilizando várias condutas para estudar a influência do diâmetro da conduta no perfil da velocidade do ar, foram efetuados ensaios de visualização com fumo e laser, foi desenvolvido o projeto das condutas e a seleção dos ventiladores a serem utilizados no sistema e também foi avaliado o caudal de ar insuflado no espaço interior.

4.1 Metodologia numérica

Foi utilizado um software que simula numericamente o escoamento interno acoplado ao software que implementa um modelo numérico de conforto térmico humano e um modelo de resposta térmica de edifícios, onde foram usados dados das medições experimentais efetuadas na câmara experimental, para determinar o ADI, o campo de velocidade do ar, campo de risco de resfriamento e campo de intensidade de turbulência.

Na simulação numérica de escoamentos tridimensionais foi criada uma câmara virtual equipada com uma mesa e com 4 manequins virtuais localizados em cada lado da mesa e também equipada com o novo sistema de ventilação de jatos confluentes horizontal com quatro condutas verticais localizados nos cantos das superfícies da parede, com representações das saídas dos jatos horizontais (a amarelo) voltados para as paredes frontais e com um extrator de ar fixado no teto ao centro da sala, conforme se pode ver na figura 3.

As simulações numéricas foram efetuadas para as condições típicas de um dia de inverno e verão com temperaturas do ar de entrada de 20°C e 25°C, respetivamente, com humidade relativa do ar interior de 50% para ambos os casos. Foi considerado um nível típico de vestuário de 0,5 clo para verão e 1 clo para inverno, com um nível típico de atividade de 1,2 met.

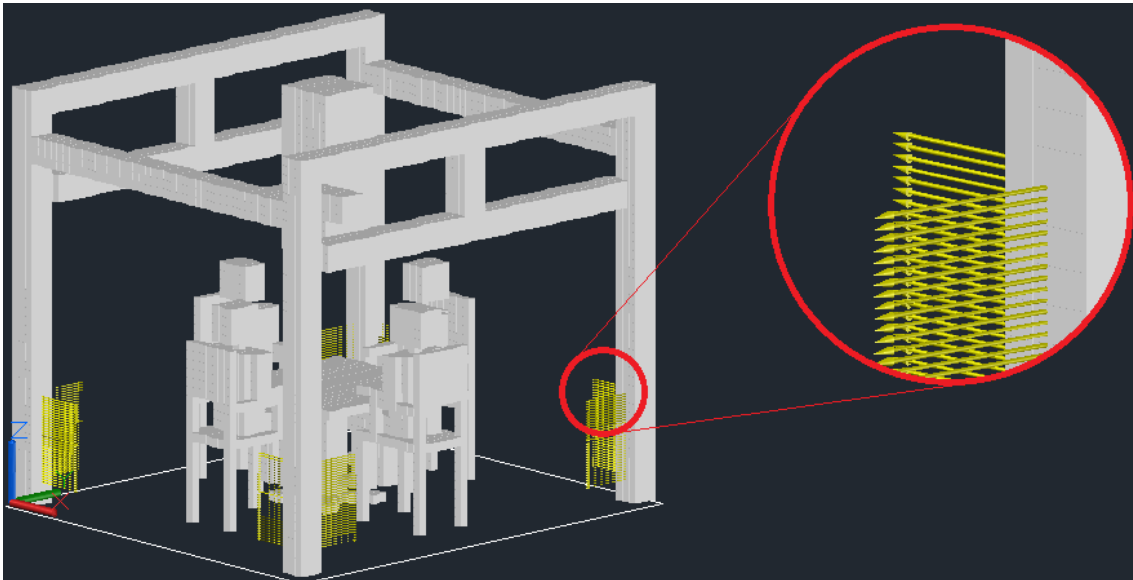


Figura 3: Vista lateral da câmara virtual.

Nas figuras 4, 5 e 6 são mostrados os planos horizontal e vertical onde são obtidos os resultados da simulação: planos localizados a 0,15 m na direção X, a 1,30 m na direção Y e a 0,40 m na direção Z. Estes planos foram escolhidos para mostrar alguns aspetos principais desta simulação numérica: campo de velocidade, campo da turbulência, campo da temperatura e o campo de risco de resfriamento.

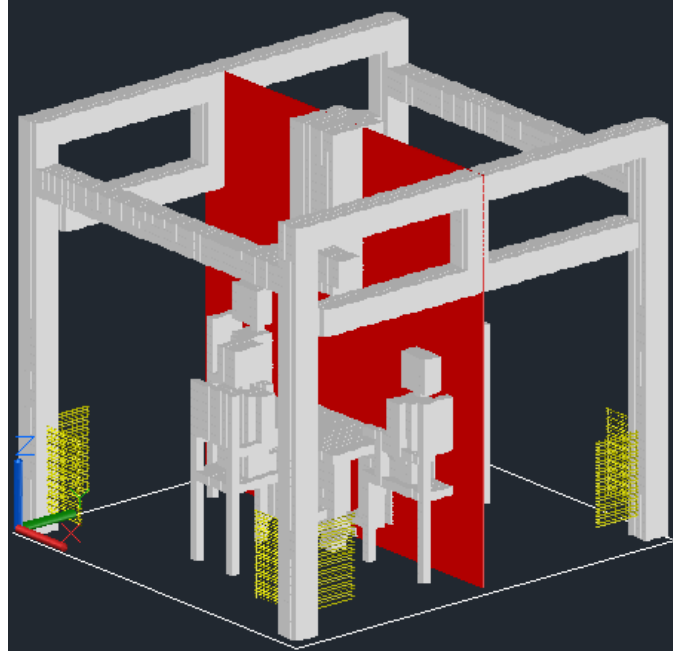


Figura 4: Plano vertical na direção Y.

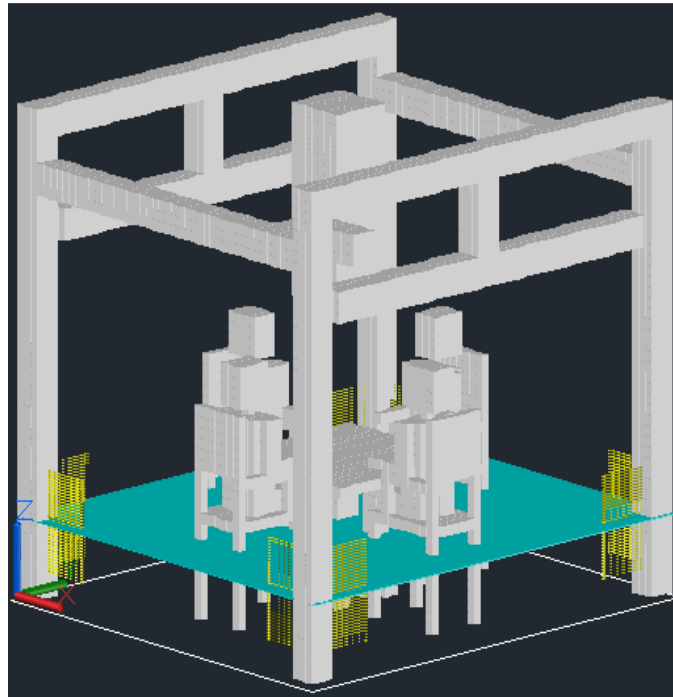


Figura 5: Plano horizontal na direção Z.

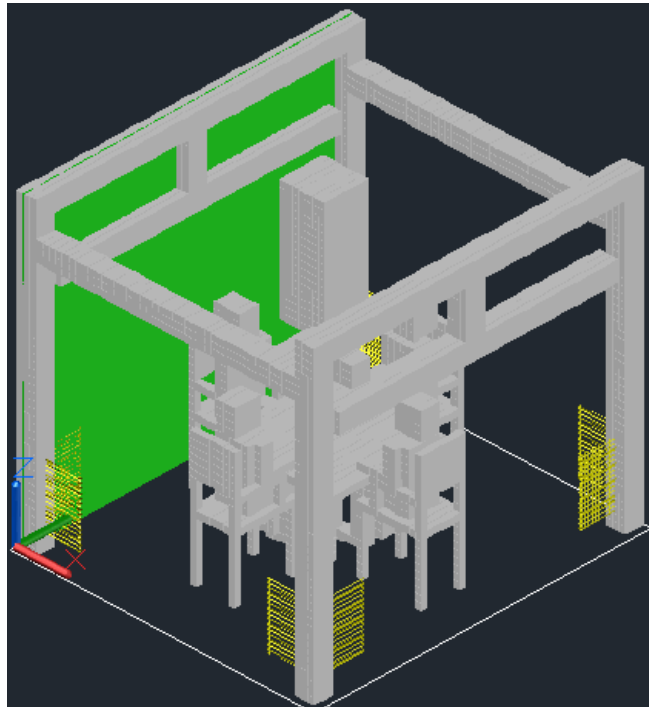


Figura 6: Plano vertical na direção X.

4.2 Metodologia experimental

Os jatos de ar devem ser insuflados com velocidades aproximadamente iguais nas saídas dos orifícios e com valores que possam garantir as condições de conforto e qualidade de ar necessária. De modo a projetar o sistema de ventilação foram analisadas e testadas um conjunto de 4 condutas com diâmetros diferentes, no sentido de estudar a influência do diâmetro da conduta no perfil da velocidade do ar. Também foram efetuadas as recolhas dos dados com sistema de atravessamento para serem utilizados na simulação numérica e para avaliação do caudal de ar.

4.2.1 Projeto do sistema de ventilação

Para o desenvolvimento do projeto, o sistema de ventilação da sala foi construído segundo um modelo elaborado com o objetivo de simplificar o dimensionamento do sistema e visualizar de uma forma clara e precisa todo o processo de montagem e instalação do sistema de climatização. O modelo foi construído com base em dimensões reais da sala que possui paredes com 6 cm de espessura, 2,7 m de comprimento e 2,3 m de largura, e com um pé direito de 2,4 m.

No processo de ventilação da câmara experimental, existe uma abertura na parte lateral superior onde será efetuada a insuflação de ar novo dentro do espaço a uma temperatura ambiente, conforme mostra a figura 7.

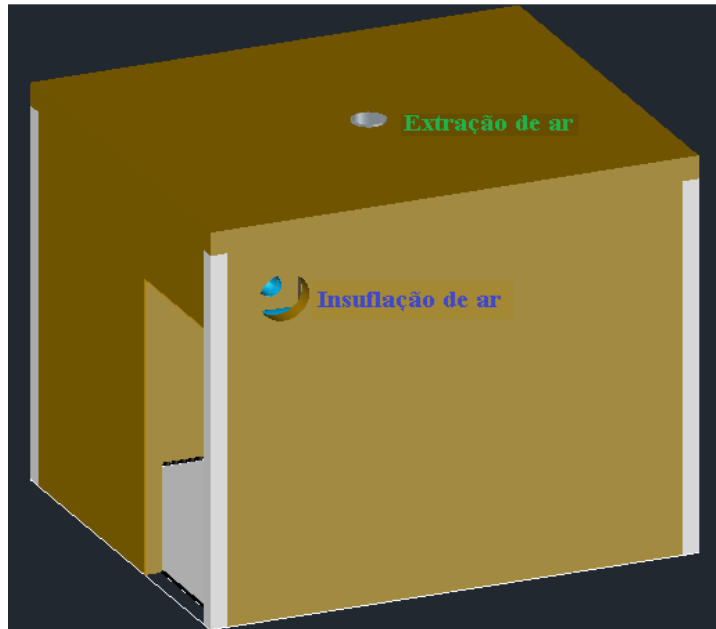


Figura 7: Modelo da câmara experimental.

Após a insuflação de ar novo dentro de um espaço, será feita a extração do ar velho de modo a evitar a acumulação dos poluentes, principalmente o CO₂ libertado pelos ocupantes. Para isso, foi criada uma abertura na parte superior da câmara experimental de modo a ser instalado o sistema de extração.

Para fazer a insuflação do ar novo no espaço foi selecionado o ventilador TD-MIXVENT (ver figura 8), Modelo TD-350/125, por ser um ventilador com 2 níveis de velocidade, o que facilita no teste, baixo nível de ruído (33 dB(A)), com um caudal de 330 m³/h para habitações e por apresentar a potência elétrica de consumo de (25W), ao considerar a sua utilização na velocidade máxima.



Figura 8: Ventilador TD-MIXVENT, Modelo TD-350 /125.
Fonte: www.solerpalau.com.

Pelas mesmas razões referidas anteriormente no ventilador de insuflação, foi selecionado o ventilador de extração SILENT 300 (ver figura 9) de 1 nível de velocidade e que foi instalado no meio da sala para a extração de todo o ar velho existente no espaço proveniente da expiração do CO₂ pelas pessoas, do calor libertado pelo corpo, entre outros.



Figura 9: Ventilador de extração SILENT 300.
Fonte: www.solerpalau.com.

O sistema de ventilação foi construído com quatro ventiladores acoplados a quatro condutas verticais, localizados no canto das superfícies da parede; cada conduta contém 134 orifícios divididos em duas linhas de orifícios na posição vertical formando 67 jatos em cada linha. A saída dos jatos é nos orifícios de diâmetro 6 mm, distanciados 7,5 mm

um do outro, ocupando na conduta um espaço de 50 cm, em que o último orifício situa-se a 15 cm do chão (ver figuras 10 e 11).

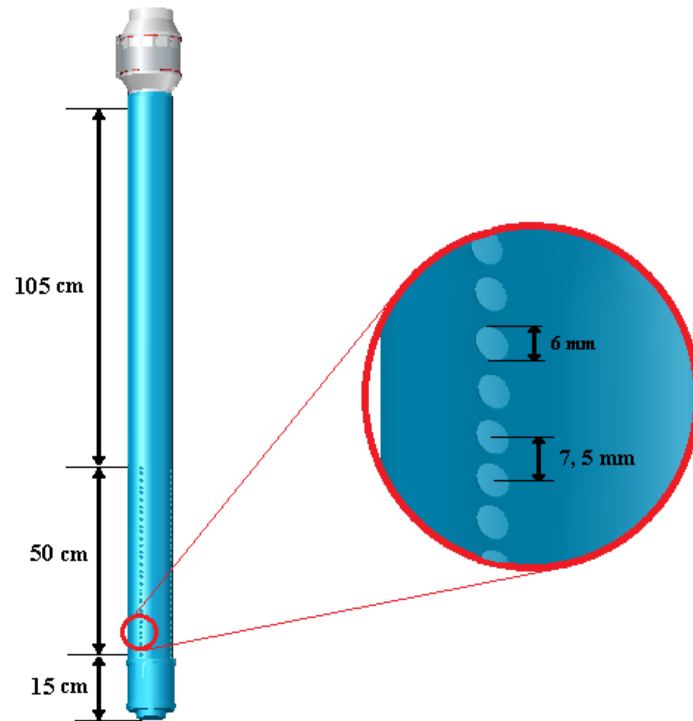


Figura 10: Dimensionamento dos orifícios.

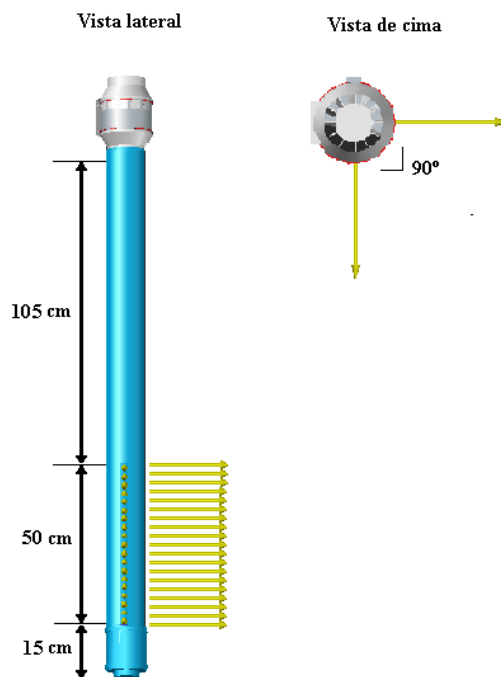


Figura 11: Dimensionamento da conduta de insuflação.

Os 4 ventiladores acoplados às condutas verticais de insuflação de ar novo nos 4 cantos da sala aspiram o ar do exterior que de seguida é dividido por condutas de distribuição situadas por cima dos ventiladores, conforme é apresentado na figura 12.

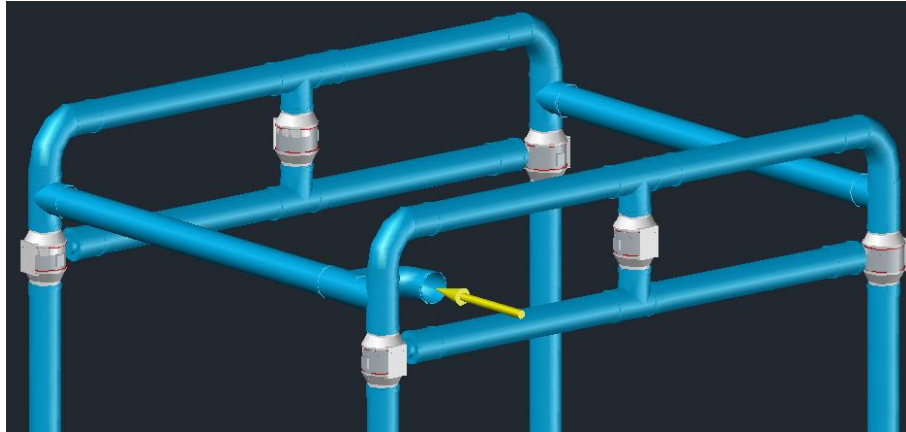


Figura 12: Modelo da montagem do sistema de ventilação.

O dispositivo de extração do ar encontra-se fixado no centro do teto da sala, por cima da mesa com 4 ocupantes dispostos à sua volta, a uma altura de 1,8 m do solo. O extrator posicionado no meio da sala e à altura referida, faz com que haja a passagem do ar insuflado pelas pessoas.

A instalação elétrica do sistema também foi dimensionada, sendo constituída por 43 m de cabos elétricos de $3 \times 1,5 \text{ mm}^2$ de secção e um conjunto de 7 controladores de 2 velocidades instalados num quadro elétrico situado no exterior da câmara experimental, conforme pode ser observado na figura 15.

O modelo da montagem do sistema de ventilação encontra-se na figura 16. Mais pormenores referentes à montagem do sistema podem ser consultados no apêndice A.

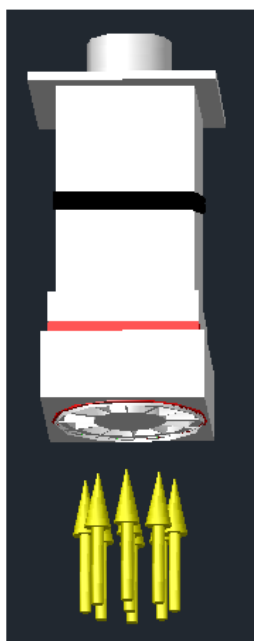


Figura 13: Modelo de extrator.

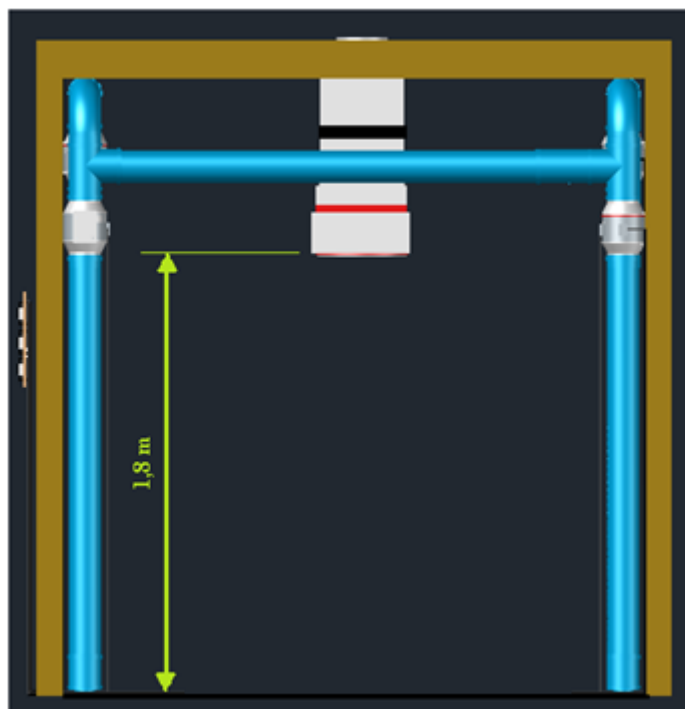


Figura 14: Dimensionamento da altura do extrator ao solo.

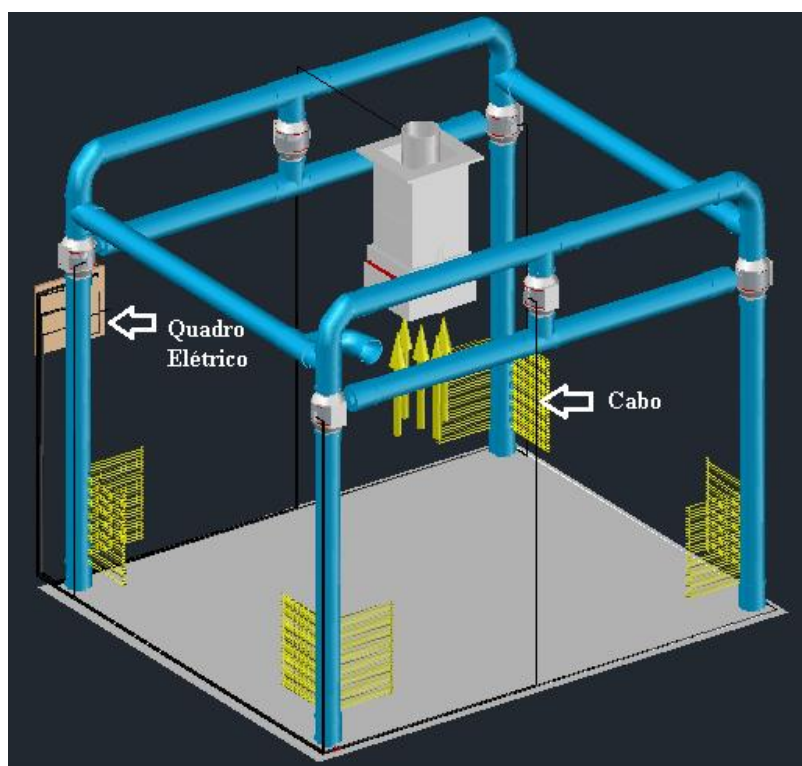


Figura 15: Modelo da montagem do sistema elétrico.

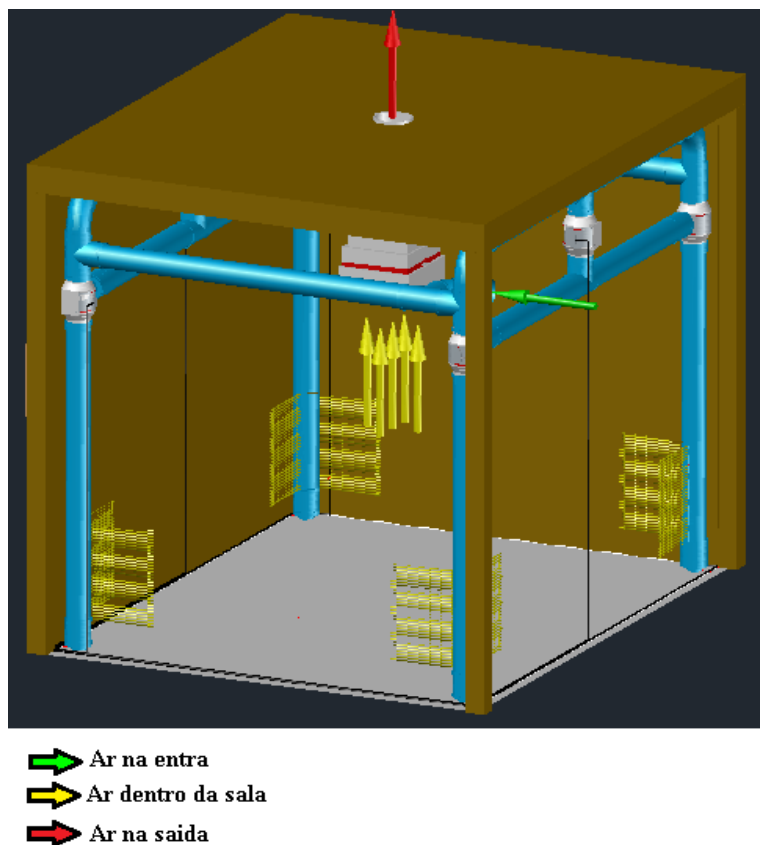


Figura 16: Modelo da montagem do sistema de ventilação.

4.2.2 Recolha dos dados com sistema de atravessamento

Na câmara experimental foi obtida a velocidade do ar. Nos ensaios realizados foi utilizado um sistema de atravessamento (ver figura 17), que permitiu fazer a movimentação, para a recolha das informações de uma forma regular e segura, através de escala de medições do sistema.

O sensor de medição é acoplado ao sistema de atravessamento e é colocado na posição pretendida com coordenadas conhecidas de forma a facilitar o processo (ver figura 18).

Para as medições das velocidades foram adotadas três grelhas paralelas aos orifícios de saída dos jatos, uma localizada a 5 cm (cor verde), outra a 10 cm (cor vermelha) e a última a 30 cm (cor azul), conforme mostra a figura 19. As leituras das velocidades foram feitas na posição horizontal, à esquerda e à direita dos orifícios, onde foram recolhidas 15 amostras em cada grelha, com pontos de leituras distanciadas 0,5 cm entre si (ver figuras 20 e 21). As velocidades recolhidas nessas grelhas permitem-nos saber a velocidade do ar insuflada na saída dos orifícios e a intensidade da turbulência na saída.

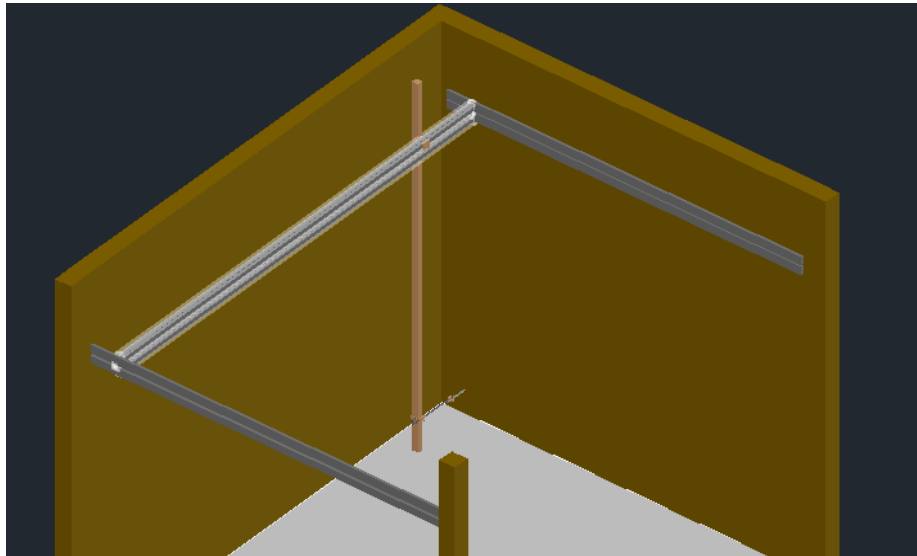


Figura 17: Sistema de atravessamento no interior da câmara.

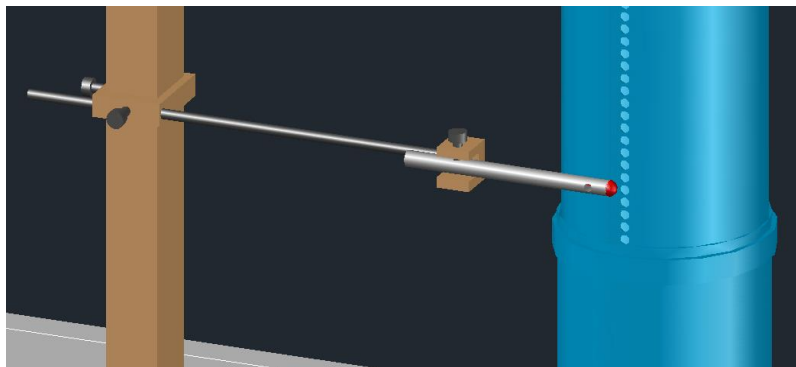


Figura 18: Posicionamento do sensor de medição.

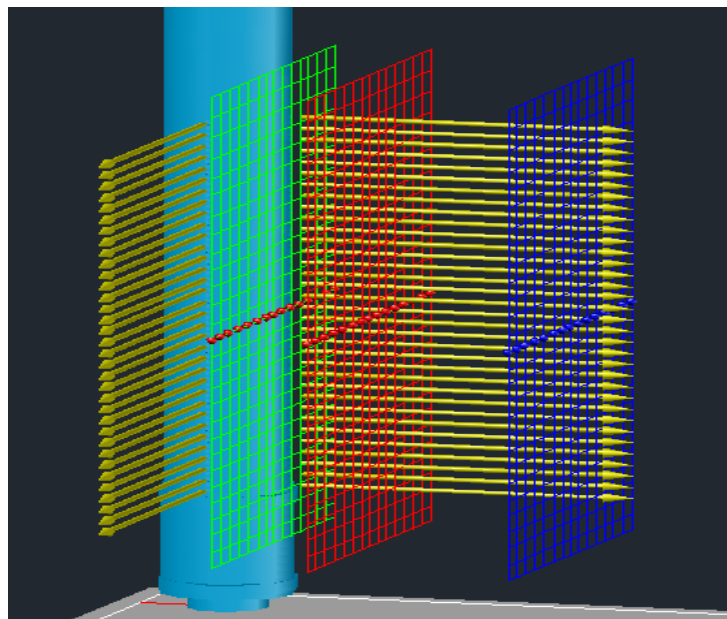


Figura 19: Posicionamento das grelhas das medições.

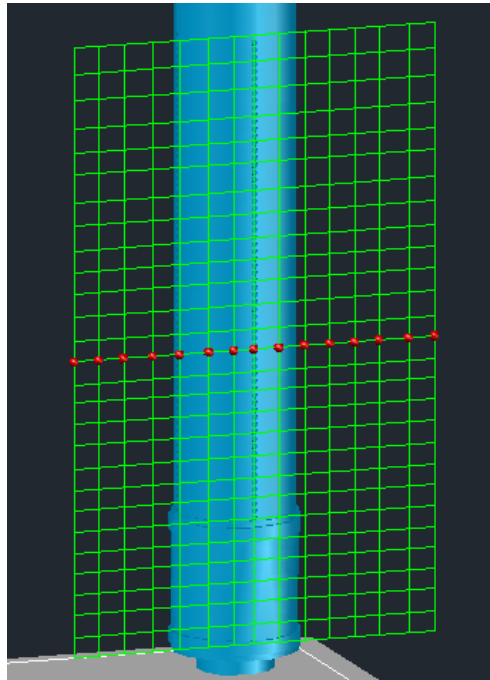


Figura 20: Localização dos pontos de medições na grelha verde.

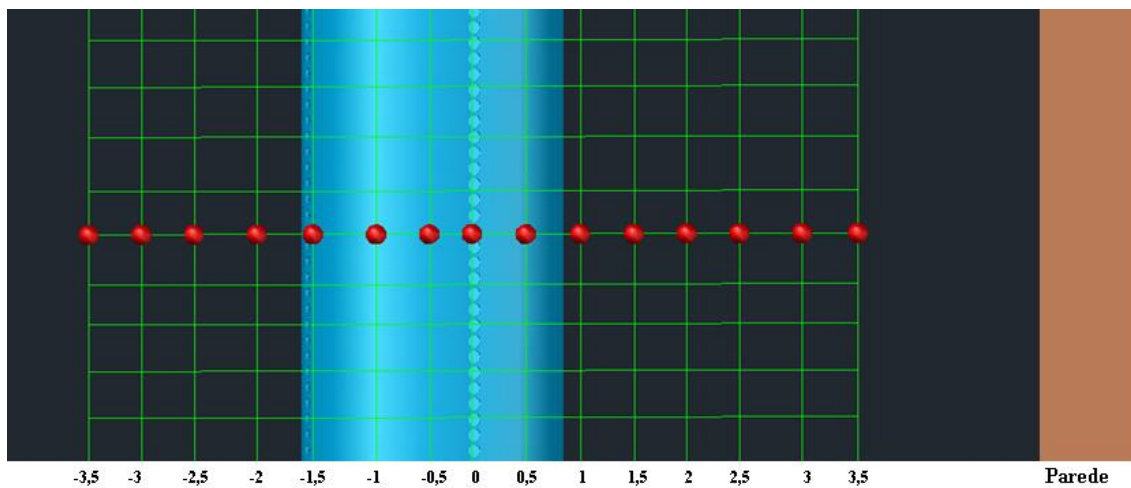


Figura 21: Distâncias dos pontos de medições e posicionamento da parede.

Também foram registadas (tabela 3) as condições da temperatura e de humidade relativa do ar com recurso a um termo higrómetro com sonda (figura 22).

	Temperatura	Humidade
	(°C)	(%)
Média	23	42

Tabela 3: Temperatura e humidade relativa do ar no dia da recolha.



Figura 22: Termo higrômetro com sonda.

O aparelho utilizado para medição da velocidade foi um anemômetro fio quente, com o sistema a funcionar com os 4 ventiladores ao mesmo tempo (ver figura 23).



Figura 23: Anemômetro fio quente para campo de fluxo aberto.

Yang *et al.* (2010) referem que “a medição real é, sem dúvida, o método mais viável para providenciar uma descrição mais exata da qualidade do ar interior, no entanto, este método implica custos muito elevados e é um processo demorado”.

4.2.3 Ensaio para escolha do diâmetro da conduta

Neste ensaio foi efetuado um estudo para saber a influência do diâmetro da conduta no perfil da velocidade do ar na saída; foram utilizadas 4 condutas de plástico PVC com diâmetros diferentes: 125 mm, 50 mm, 30 mm e 25 mm (ver figura 24). Em cada conduta foram efetuados 100 orifícios divididos em duas linhas verticais, totalizando 50 orifícios em cada linha, que permitirá a formação de 50 jatos em cada linha. Os orifícios possuem um diâmetro de 6 mm, com o afastamento de 30 mm um do outro, ocupando na conduta uma linha com 1,5 m de comprimento e que termina a uma distância de 20 cm do chão (figura 25).



Figura 24: Tipos de condutas utilizados no ensaio (condutas PVC de 125 mm, 50 mm, 30 mm e 25 mm).

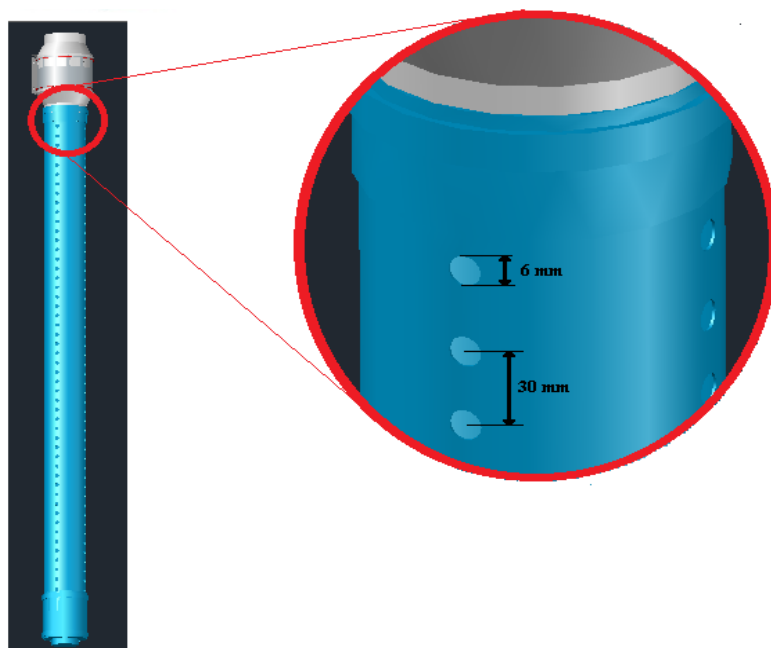


Figura 25: Dimensionamento dos orifícios da conduta para o teste.

O objetivo principal do teste é estudar a influência do diâmetro no perfil de velocidades dos jatos na saída dos orifícios, de modo a descobrir qual é o diâmetro da conduta para qual as velocidades são aproximadamente uniformes ao longo da saída dos orifícios.

Cada uma das condutas foi ligada ao ventilador, conforme mostram as figuras 26 e 27.



Figura 26: Montagem das condutas vertical de insuflação para o ensaio (condutas 125 mm e 50 mm).



Figura 27: Montagem das condutas vertical de insuflação para o ensaio (condutas 30 mm e 25 mm).

Para esse ensaio foi utilizado o anemômetro de fio quente (figura 28) para obter as velocidades da saída dos jatos nos orifícios. Para cada orifício, foram obtidos 10 valores de velocidade. Também foram registradas (tabela 4) as condições da temperatura e de humidade relativa do ar com recurso a um termo higrômetro com sonda apresentado anteriormente.

	Temperatura	Humidade
Média no 1º dia	22,1	47
Média no 2º dia	20,5	37,8

Tabela 4: Temperatura e humidade relativa do ar nos dois dias de medição.



Figura 28: Anemômetro fio quente para fluxo localizado.

4.1.2 Ensaio de visualização do comportamento do fluxo de ar na câmara

Neste estudo foi utilizada a técnica de fumo para avaliar o comportamento do fluxo de ar após a saída dos orifícios em relação à parede e o estudo da sua evolução no espaço. Para isso foram observados alguns planos de filmagens, posicionados de acordo com as posições do feixe de laser apresentado na figura 29. No ensaio, foram utilizados um aparelho gerador de raios laser (figura 30) e a uma máquina de fumo (figura 31).

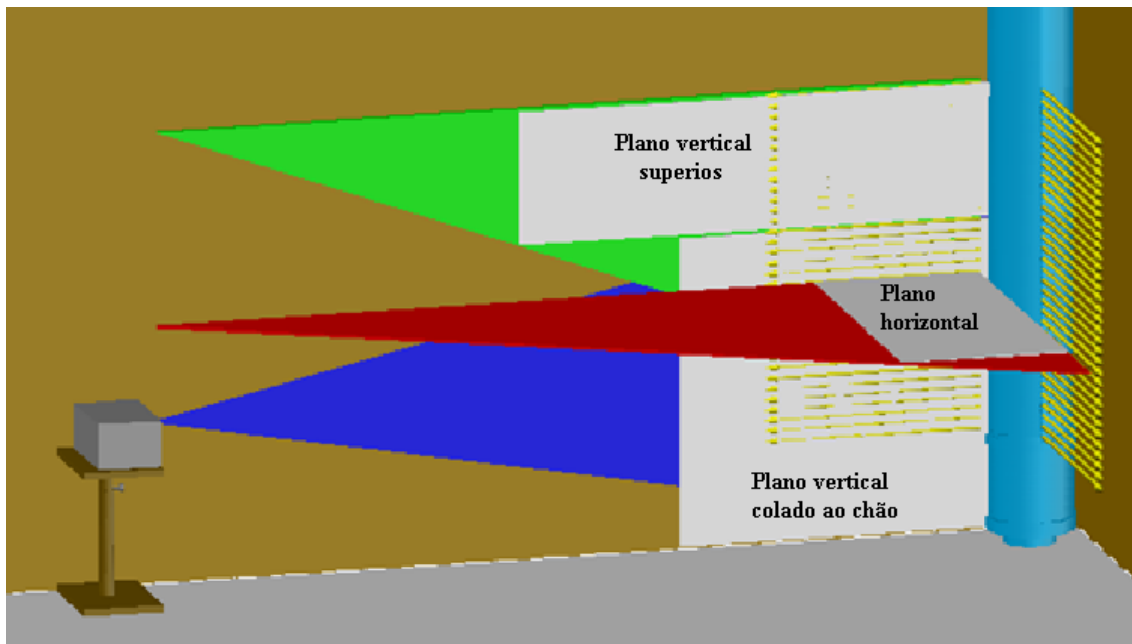


Figura 29: Posições dos feixes de laser para colocação dos planos.



Figura 30: Aparelho produtor de raio laser.



Figura 31: Máquina de fumo.

O escoamento foi filmado segundo as posições do feixe de laser e o filme foi dividido em 25 imagens por segundo.

4.1.3 Avaliação do nível do caudal de ar necessário

O nível do caudal de ar insuflado na sala é muito importante, porque permite saber se essa quantidade de ar insuflado é suficiente para o número de pessoas que se tem espaço. O caudal insuflado na sala foi determinado pela equação (8).

$$Q = V_a \cdot N \cdot A \cdot 3600 \quad \text{Eq (8)}$$

Onde:

Q – Caudal insuflado (m³/h);

V_a – Velocidade à saída dos orifícios (m/s);

N – Número de orifícios em cada conduta.

V. ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

No presente capítulo apresentam-se os resultados dos ensaios para estudo do diâmetro da conduta, do ensaio de visualização do comportamento do fluxo de ar no espaço, do valor do caudal insuflado no espaço e do estudo que diz respeito ao conforto térmico e à qualidade do ar interior, em condições de verão e de inverno, no espaço em estudo.

5.1 Perfil de velocidade do ar para estudo do diâmetro da conduta

Neste estudo foram ensaiadas 4 condutas de plástico PVC com diâmetros diferentes: 125 mm, 50 mm, 30 mm e 25 mm (ver figura 24). O estudo foi efetuado com o ventilador acoplado a cada conduta a funcionar na velocidade máxima e mínima, insuflando nos 100 orifícios da conduta caudais de ar de 132,3 m³/h e de 111,96 m³/h respectivamente. Para determinar quais dos diâmetros permite obter a uniformidade da velocidade do ar nas saídas ao longo da conduta, foi elaborado um gráfico da velocidade do ar nos orifícios ao longo da conduta representado na figura 32. A partir desse gráfico pode-se visualizar o perfil da velocidade máxima e mínima para cada conduta.

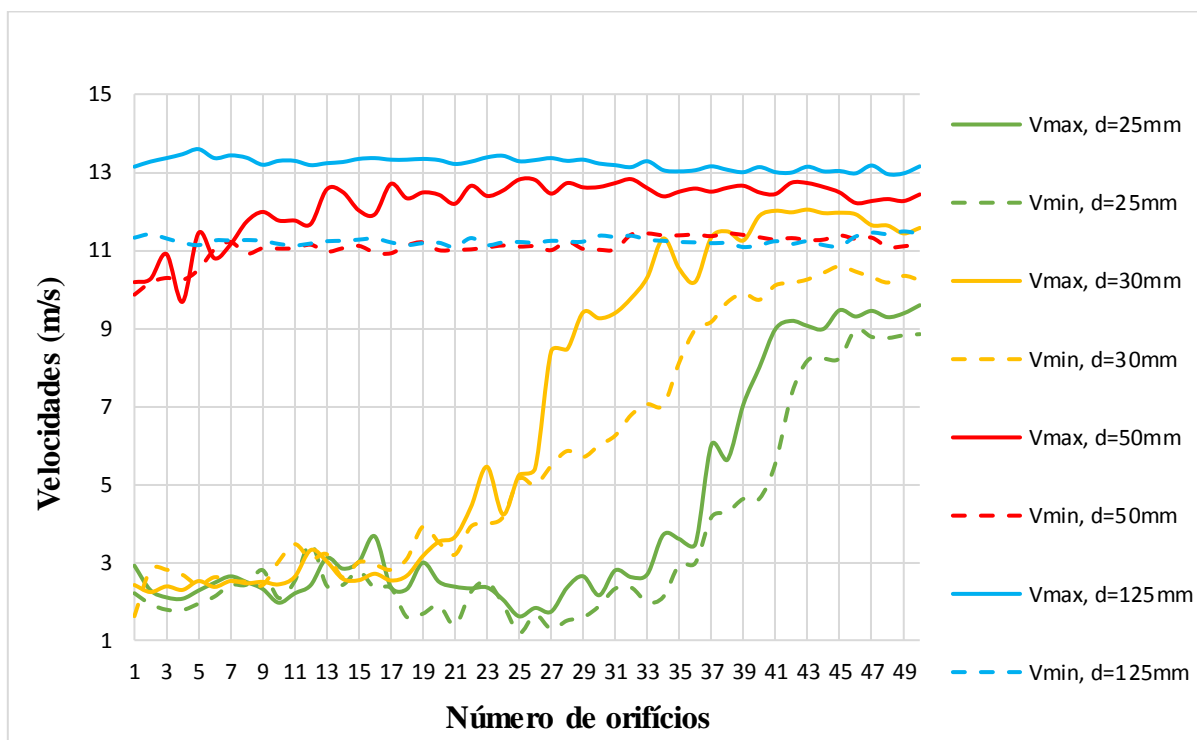


Figura 32: Gráfico do teste da velocidade para escolha da conduta.

Foi observado que existem três zonas para diâmetros abaixo de 50 mm: uma zona de entrada, uma zona central e uma zona final. Na primeira zona, devido ao elevado nível de turbulência do ar na saída do ventilador, o valor da velocidade do ar é relativamente constante. Na zona central verifica-se um aumento gradual da velocidade do ar na saída dos orifícios, tendo em conta que a perda de carga localizada para o escoamento seguir em frente é menor do que a perda de carga para o escoamento seguir na direção do orifício. A terceira zona está associada ao escoamento turbulento devido ao impacto no final da conduta.

Pode-se então verificar que para diâmetros da conduta acima de 50 mm a velocidade dos jatos tende a ser uniforme nas saídas dos orifícios ao longo da conduta. Escolheu-se então a conduta com diâmetro de 125 mm.

5.2 Perfil de velocidade recolhida para simulação numérica

Das velocidades recolhidas das três grelhas paralelas aos orifícios de saída dos jatos, uma localizada a 5 cm (cor verde), outra a 10 cm (cor vermelha) e a última a 30 cm (cor azul), com a superfície da parede localizada após a distância de 3,5 cm (ver figura 21), foi construído um gráfico das médias das velocidades do ar das três grelhas em função das distâncias medidas (ver figura 33).

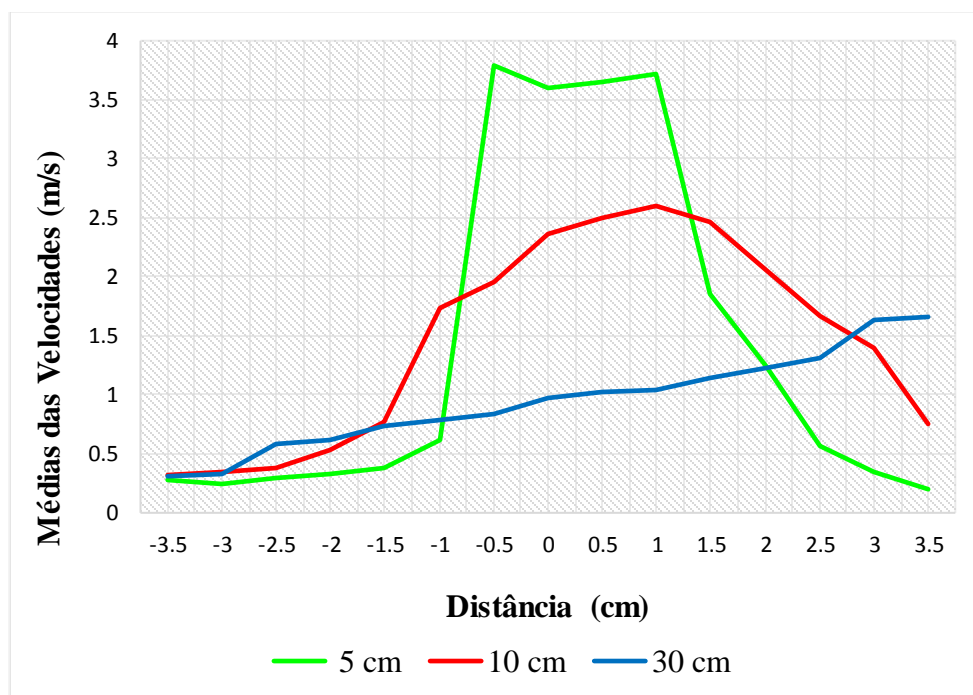


Figura 33: Gráfico do perfil da velocidade recolhida para cálculo do caudal.

Nesse gráfico, são observadas a formação de três zonas diferentes. Uma zona central próxima da origem dos orifícios (centro a 0 cm), uma zona à direita próxima da superfície da parede (valores positivos) e uma zona final à esquerda (valores negativos). Na zona central foi observado que na grelha mais próxima das saídas (cor verde) há maior presença de escoamento, por apresentar maior velocidade e com mudança de direção acentuada para o lado da parede nas grelhas mais afastadas (ver figura 19). Na zona à direita próxima da superfície da parede foi observada uma maior presença de escoamento na grelha mais afastada (cor azul) por apresentar maior velocidade. Na zona final à esquerda é observada pouca presença de escoamento devido à baixa velocidade.

Foi observado de uma forma geral que o perfil de velocidade na zona próxima da parede apresenta valores maiores do que do lado negativo, por causa da atração dos jatos à parede (efeito de Coanda).

De acordo com os resultados obtidos, foi determinada uma velocidade média de 6,7 m/s na saída dos orifícios das condutas.

5.3 Nível do caudal insuflado

Foi determinado um caudal total de 365,54 m³/h de ar insuflado no espaço pelas 4 condutas do sistema. Considerando 4 ocupantes no espaço interior, pode-se obter um caudal igual a 91,385 m³/h por ocupante. Isso significa que o valor do ar novo insuflado está acima do valor mínimo de 35 m³/h por ocupante indicado pela ASHRAE (2010) para ambiente escolar.

Com o valor do caudal total e o volume da sala, obtém-se 25 renovações por hora de ar na sala.

5.4 Análise de ensaio de visualização do comportamento dos jatos

Após as filmagens feitas com a câmara, foram escolhidos 5 filmes que permitem visualizar a evolução do comportamento dos jatos para diferentes situações. Foram utilizados 5 planos (cor branca) para a realização dessas filmagens.

Na figura 34, um plano A horizontal posicionado a uma altura de 40 cm do chão foi utilizado para as visualizações apresentadas na figura 35.

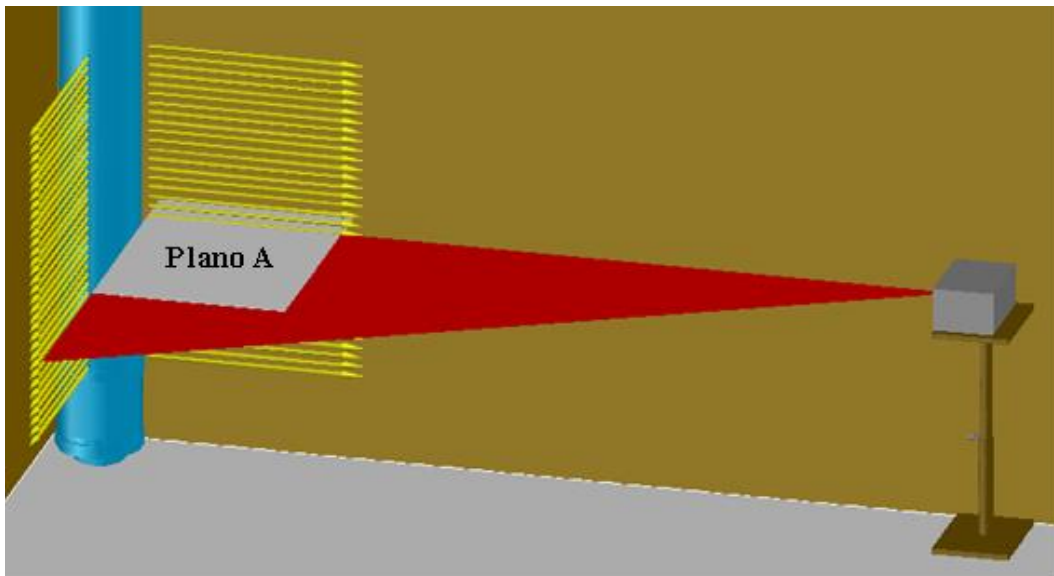


Figura 34: Plano horizontal A.

De acordo com os resultados obtidos, como se pode ver na figura 35, pode se concluir que existe uma colagem do jato à parede, com alguma recirculação junto a superfície da parede.

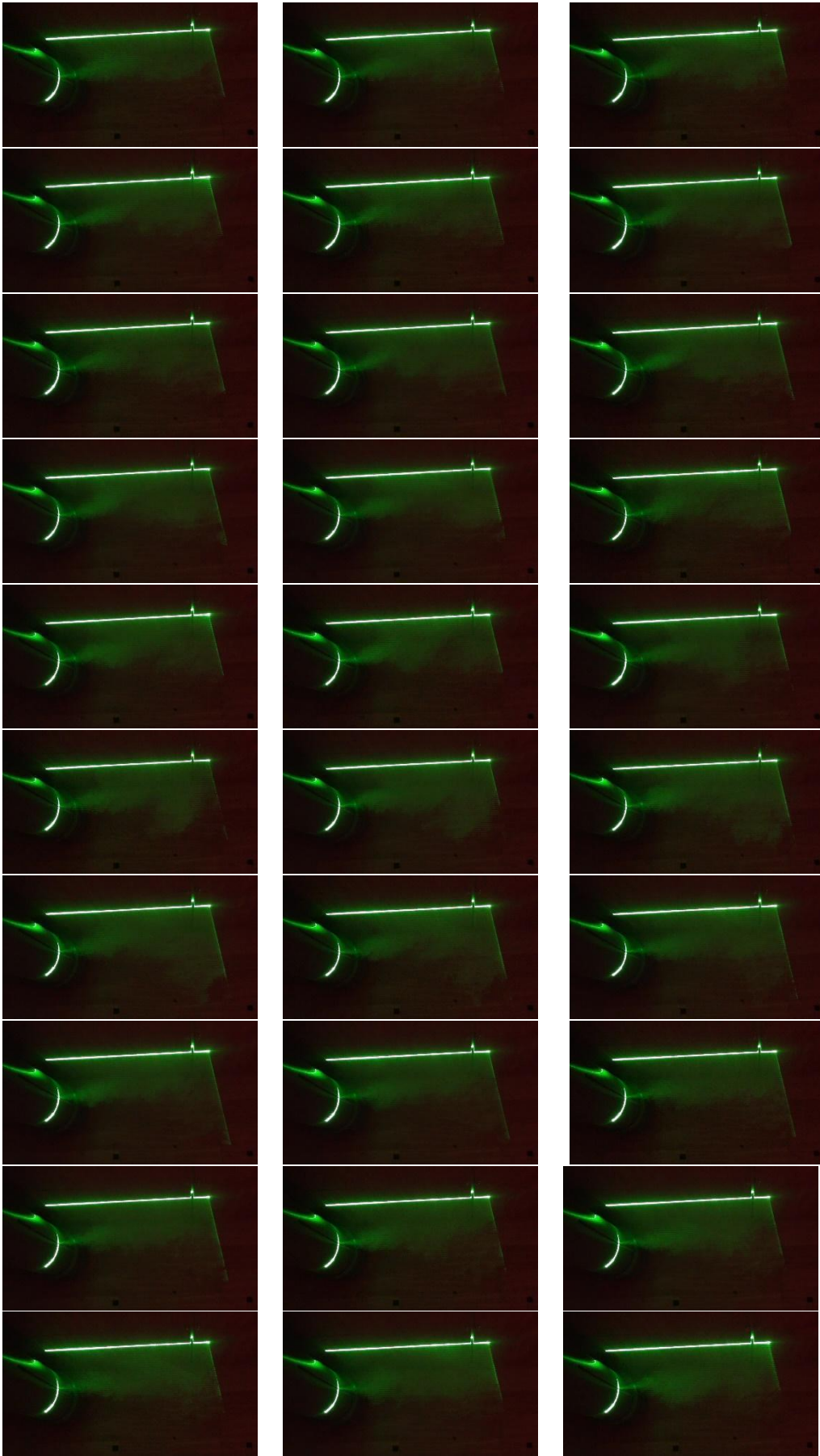


Figura 35: Conjunto de imagens próximo às saídas (em cone).

Abrindo um pouco a extensão do filme nessa mesma posição horizontal a uma altura de 40 cm do chão, foi utilizado um plano **B** (figura 36) para novas visualizações de modo a alcançar maior profundidade conforme mostra a figura 37.

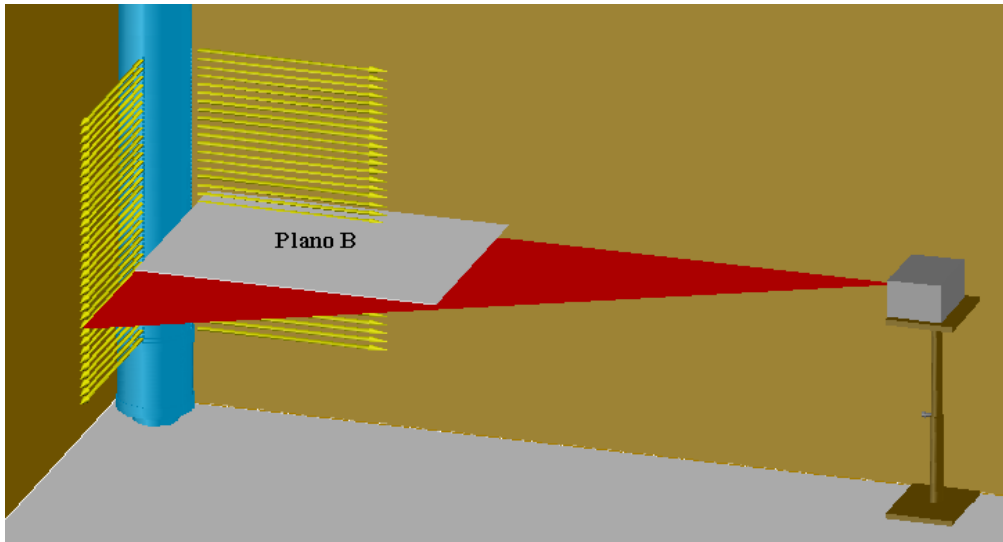


Figura 36: Plano horizontal B.

Foi observado de uma forma mais clara na figura 37, que existe colagem e o escoamento desenvolve-se através da parede avançando com formação de turbilhões com diversos diâmetros evoluindo “longitudinalmente” ao longo da parede.

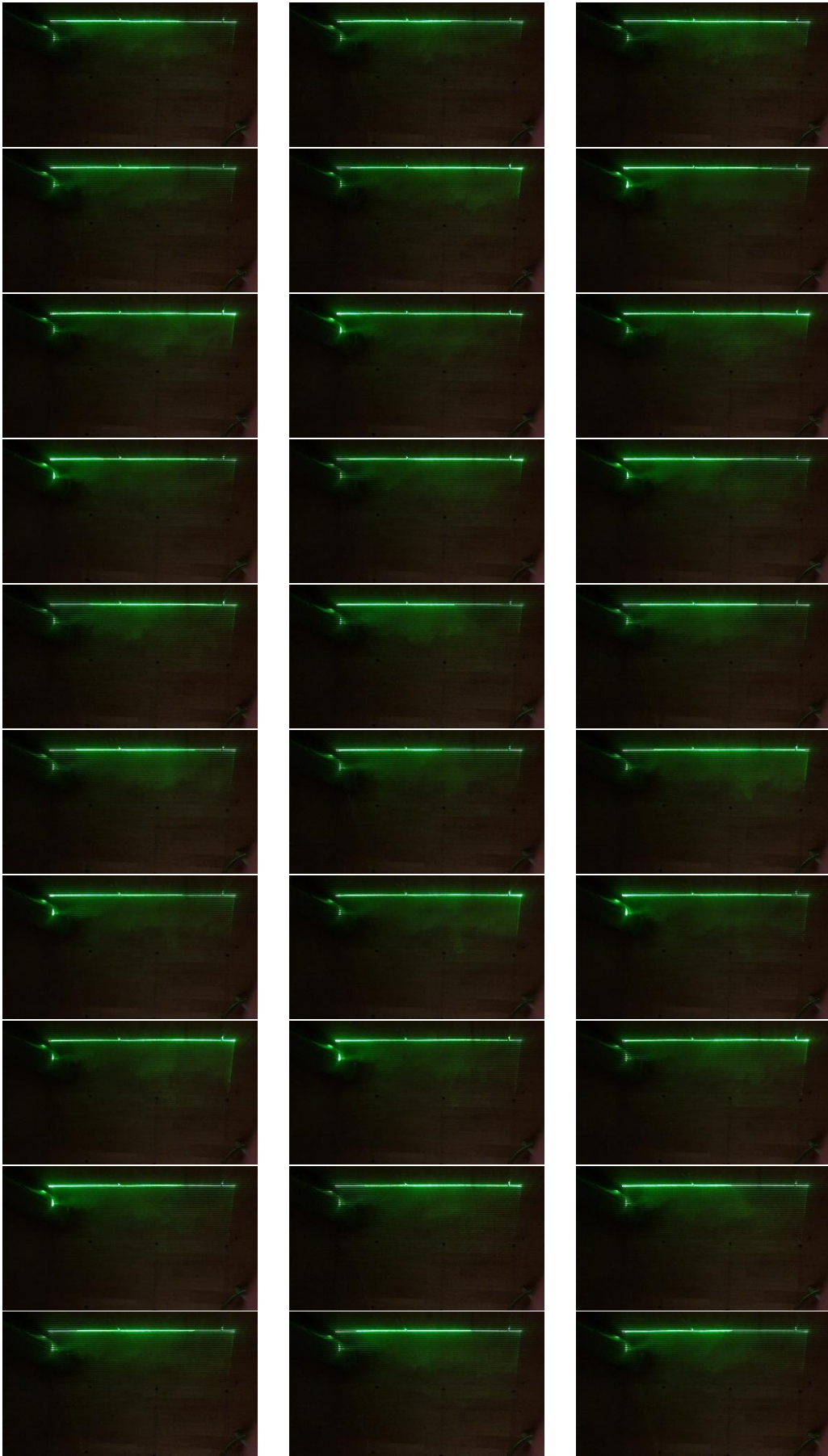


Figura 37: Conjunto de imagens da colagem e desenvolvimento do escoamento.

A figura 38 apresenta o plano vertical **C** posicionado a meio da linha dos orifícios no qual foi utilizado para as visualizações apresentadas nas figuras 39.

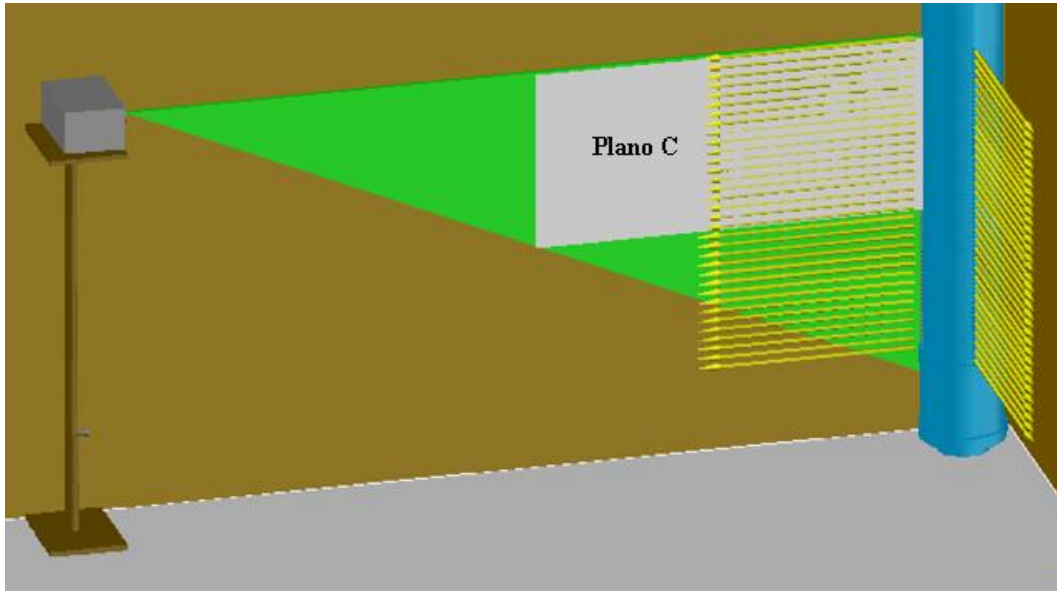


Figura 38: Plano vertical C a meio dos orifícios na parte superior das saídas.

Conclui-se com base nos resultados obtidos, como se pode ver na figura 39, existe um efeito de sobreposição dos jatos numa zona central da evolução do fluido, velocidades maiores ao centro, menores na periferia, a saída dos jatos superiores com uma “perspetiva decente” e sem formação de turbilhões nas distâncias iniciais.

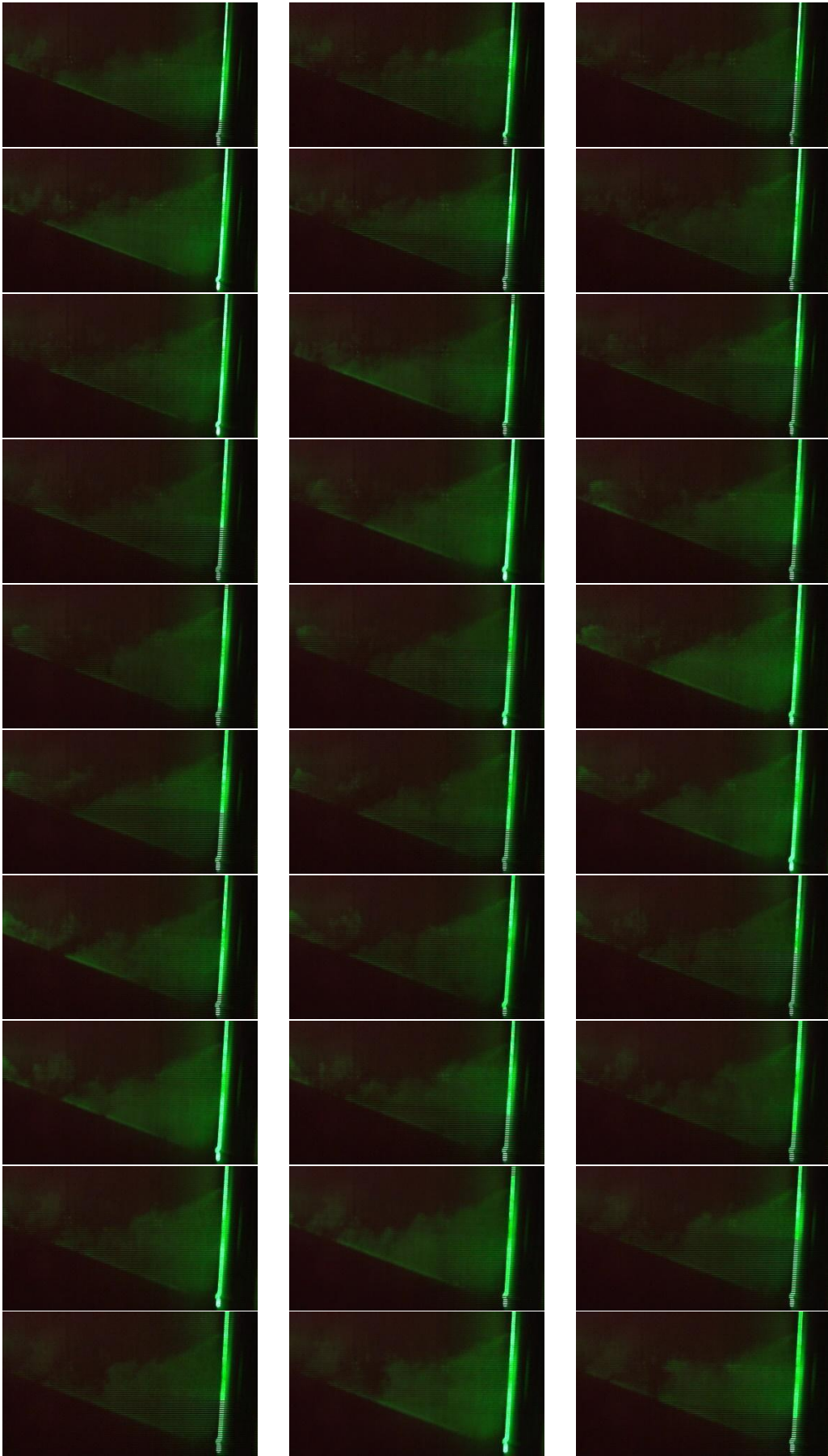


Figura 39: Conjunto de imagens do efeito de sobreposição dos jatos.

Um plano vertical **D** posicionado colado ao chão (figura 40) foi utilizado para as visualizações apresentadas na figura 41.

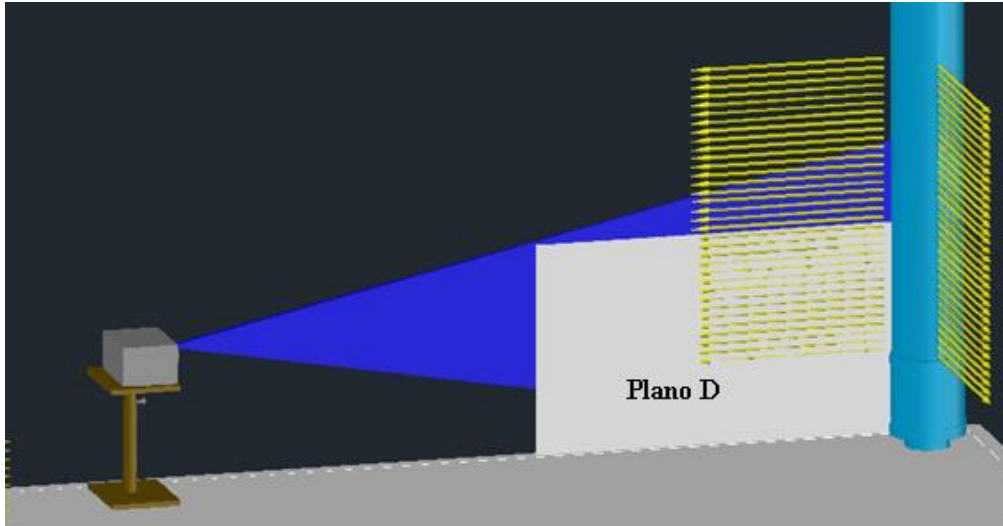


Figura 40: Plano vertical D posicionado colado ao chão com maior extensão.

Na figura 41 podem ser observados efeitos semelhantes ao da figura 39, mas com formação de pequenos turbilhões a uma distância mais avançada.

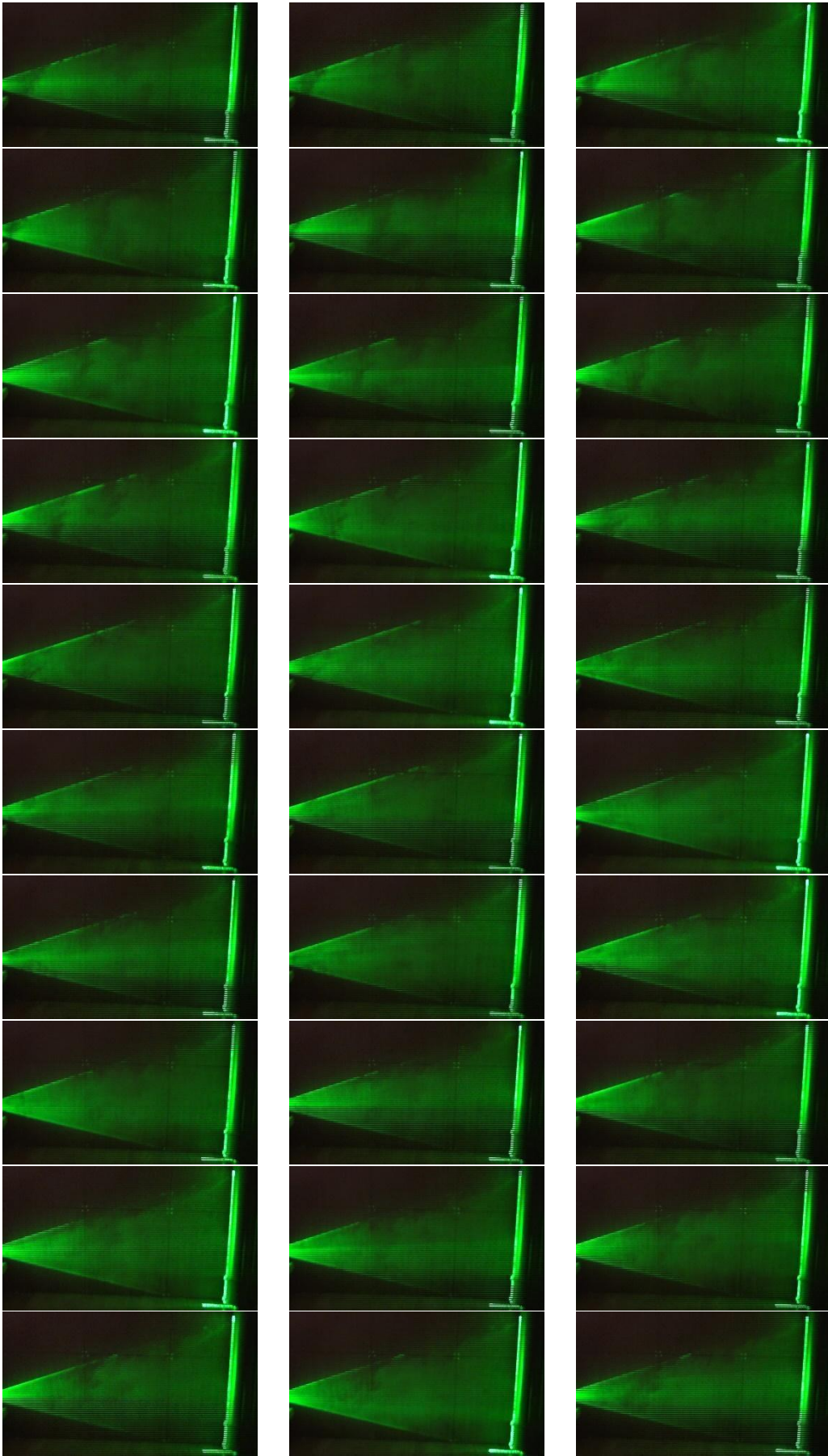


Figura 41: Conjunto de imagens do efeito mais intenso de sobreposição dos jatos.

Na figura 42, um outro plano vertical **E** posicionado colado ao chão com menor extensão foi utilizado para as visualizações apresentadas na figura 43.

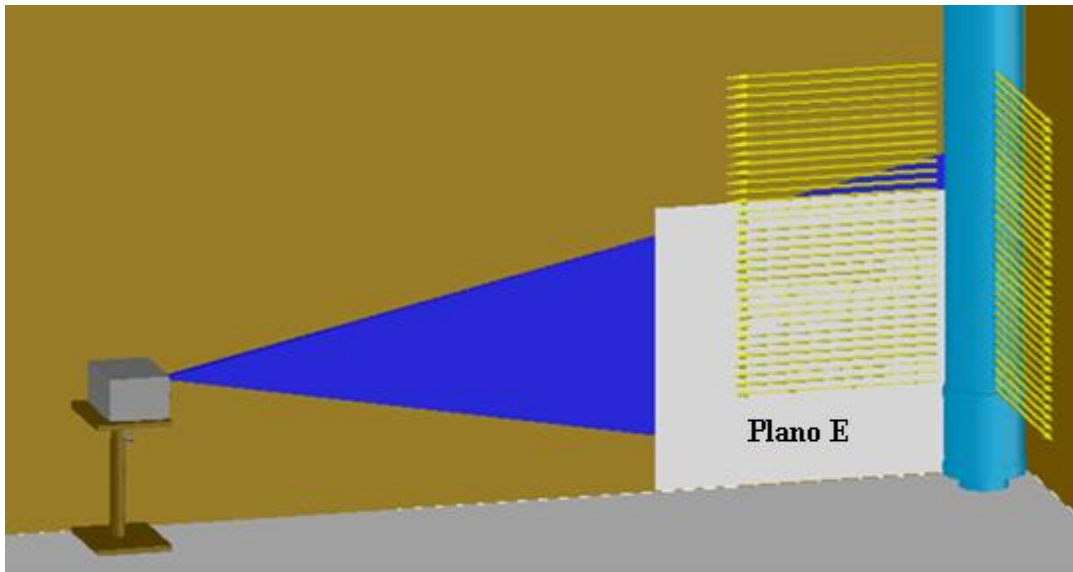


Figura 42: Plano vertical E posicionado colado ao chão com menor extensão.

De acordo com os resultados obtidos, como se pode ver na figura 43, pode-se concluir que existe alguma uniformidade no comportamento dos jatos após alguma distância das saídas e um pouco mais à frente surge a formação de turbilhões com diversos diâmetros evoluindo “paralelamente” ao longo da parede. Observa-se também que logo à saída, os jatos não chegam a embater no chão, o que só acontece com o decaimento da velocidade um pouco adiante.

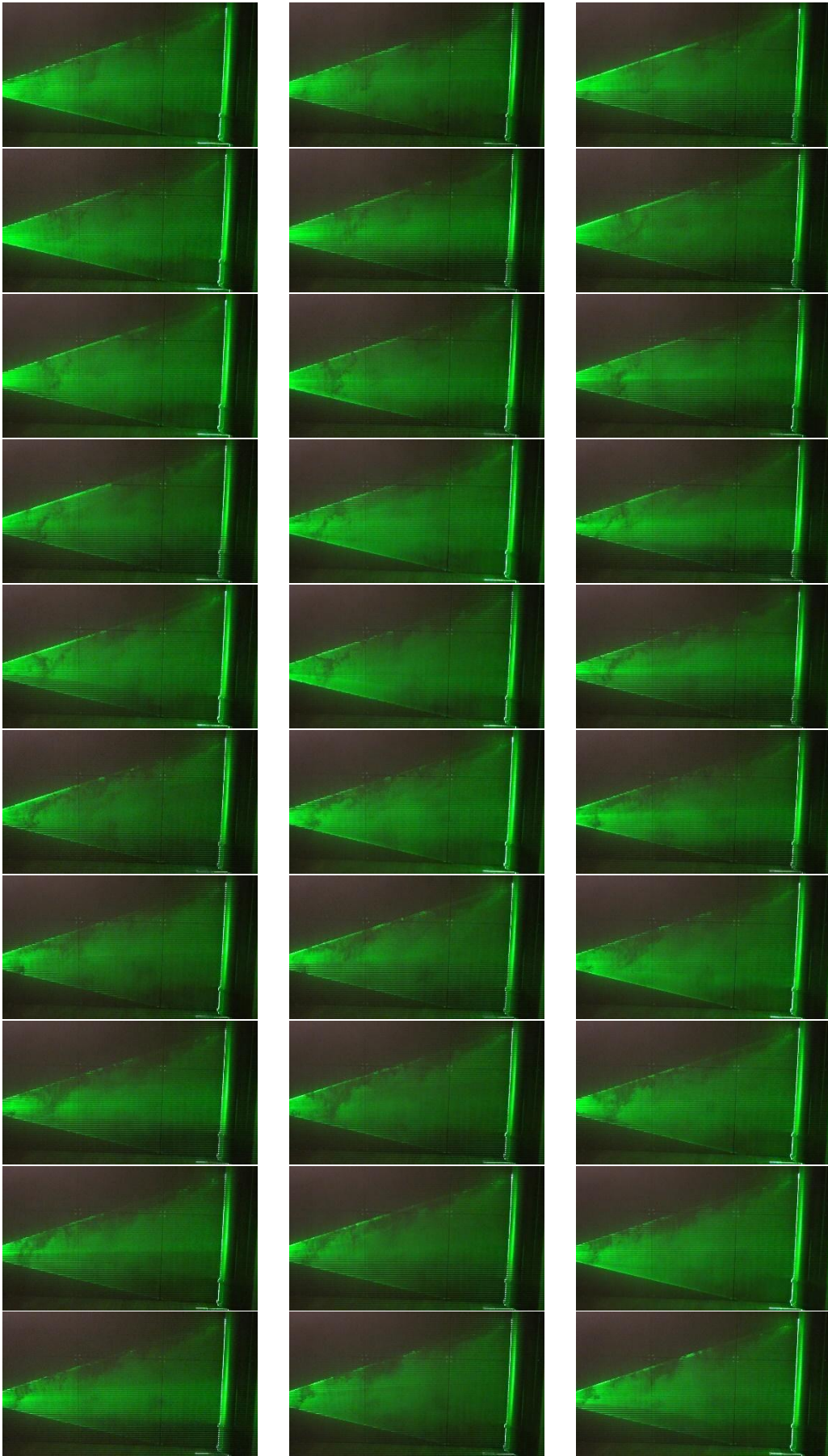


Figura 43: Conjunto de imagens obtidas junto a base inferior da conduta.

Algumas conclusões podem ser retiradas da análise destas imagens, nomeadamente:

- A visualização da dispersão do fumo na sala mostrou que o jato resultante se espalhou através da sala não só lateralmente sobre o chão, mas também acima do chão.
- No caso de grande distância entre os dois difusores, os jatos espalham-se pelo chão horizontalmente. Verifica-se também que a estratificação de temperatura vertical substancial bem como alta velocidade estão presentes.

5.5 Análise comparativa das condições de inverno e verão

Na análise dos resultados dos dados reais que foram introduzidos para simular em condições normais de um dia de inverno e de verão, foi efetuada através da utilização do programa dinâmica de fluidos computacional (CFD) acoplado a um modelo de resposta de sensação térmica humana (HTC) e do modelo de resposta térmica de edifícios para a determinação da energia consumida e avaliar o nível do conforto térmico e qualidade do ar.

5.5.1 Cálculo da resposta dinâmica

A tabela 5 apresenta o consumo de energia elétrica devido a potência térmica no espaço para condições de inverno e verão, onde essa potência térmica foi gerada pelo programa a partir do modelo de resposta térmica de edifícios. Para a relação entre a energia elétrica e a energia térmica produzida no espaço foi considerado um COP de 2,5, a partir do qual se obteve o valor para o consumo de energia elétrica (em kWh).

	Potência térmica (W)	Tempo de funcionamento (h)	Energia térmica (KW.h)	COP	Consumo da energia elétrica (KW.h)
Inverno	3057.787	8	24.462	2.5	9.785
Verão	-1530.891	8	-12.247	2.5	4.899

Tabela 5: Consumo de energia devido a potência térmica.

A tabela 6 mostra os valores das temperaturas das superfícies circundantes para as condições de inverno e verão, gerados pelo programa resposta térmica de edifícios.

Superfícies	Temperatura (°C)	
	Inverno	Verão
Corpos interiores	21.14	26.36
Oeste	19.85	26.86
Este	19.85	26.86
Sul	19.85	26.86
Norte	19.85	26.86
Chão	20.10	26.76
Teto	19.34	27.06

Tabela 6: Temperaturas das superfícies ao redor para as condições de inverno e verão.

5.5.2 Cálculo através do acoplamento do programa CFD ao HTC

A figura 44 apresenta o campo de velocidade do ar localizada na cota $Z = 0,40$ m em relação ao chão, para a situação de verão. Nessa figura observa-se que a velocidade do ar mais elevada é na zona próxima da entrada do jato confluyente. Na zona dos ocupantes a velocidade do ar é mais uniforme e apresenta valores próximos dos $0,2$ m/s.

Pode-se observar na figura 45 que a velocidade do encontro dos jatos nas zonas centrais das paredes é aproximadamente de $0,4$ m/s.

A figura 46 mostra que a velocidade do ar na zona da entrada do extrator é acima de $0,8$ m/s.

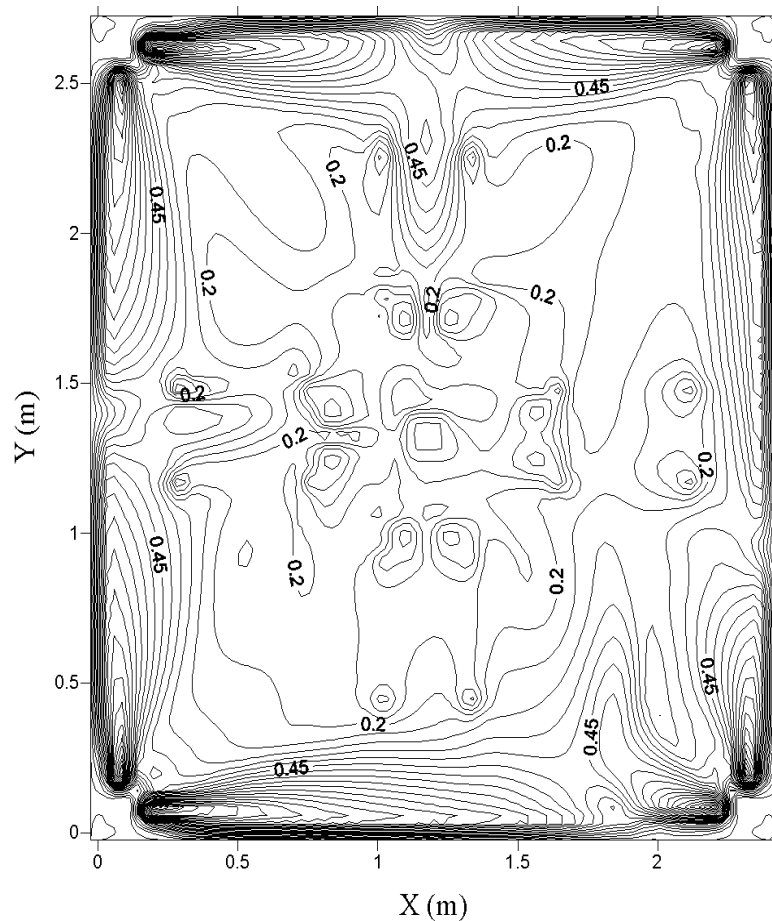


Figura 44: Campo de velocidade do ar no plano $Z = 0,40$ m em condições de verão.

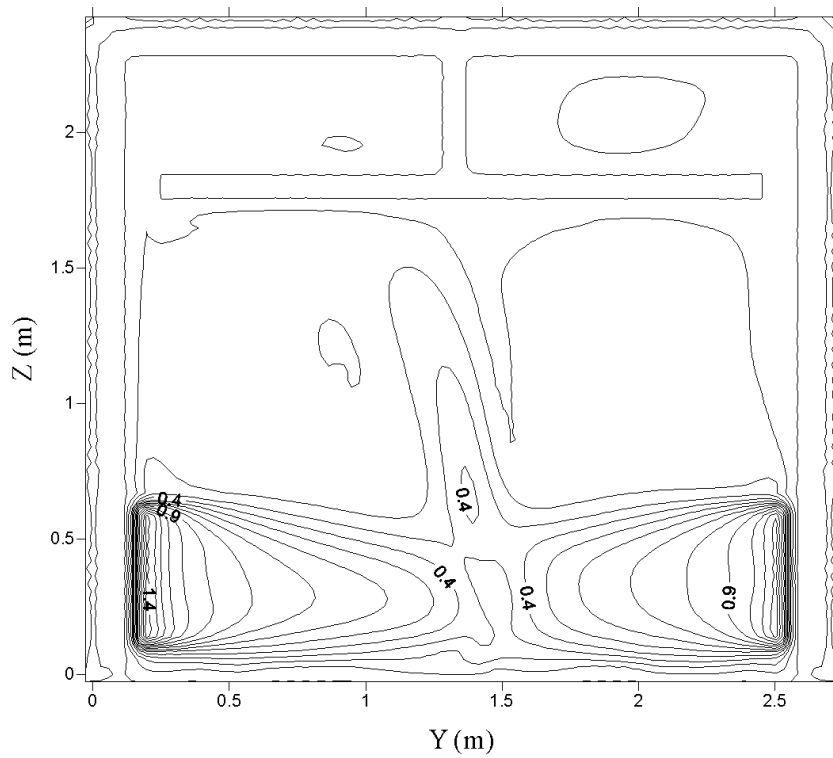


Figura 45: Campo de velocidade do ar no plano $X = 0,15$ m nas saídas dos orifícios para a condição de verão.

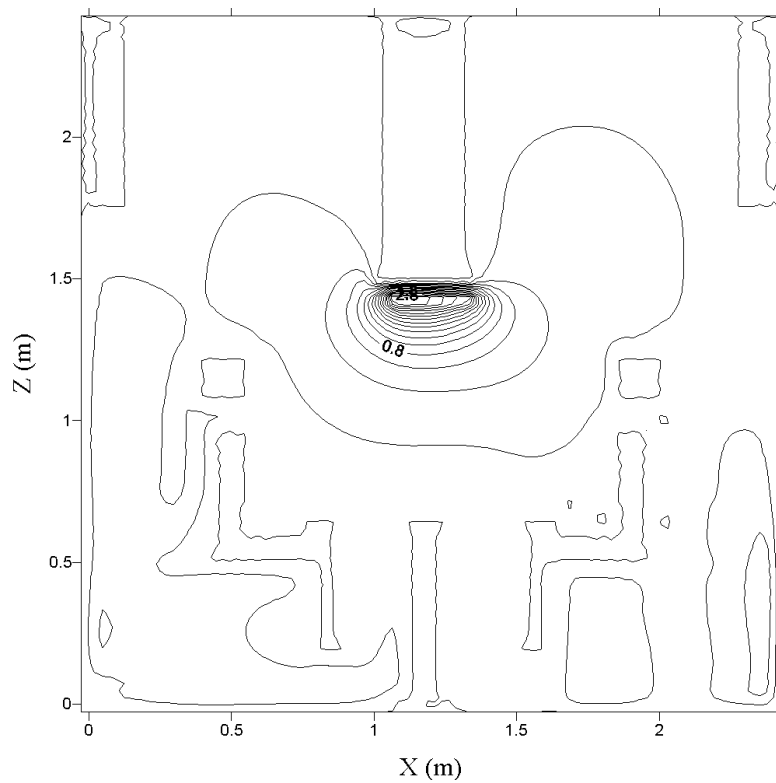
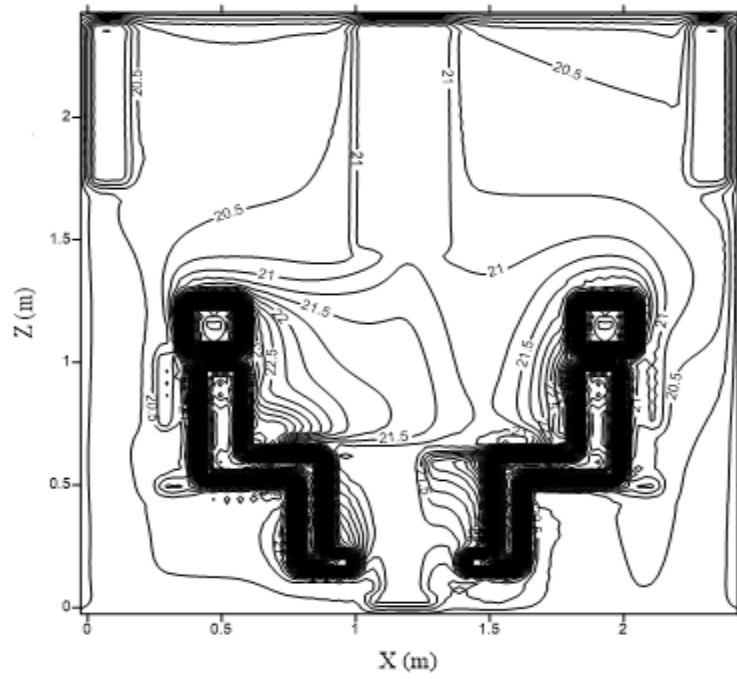
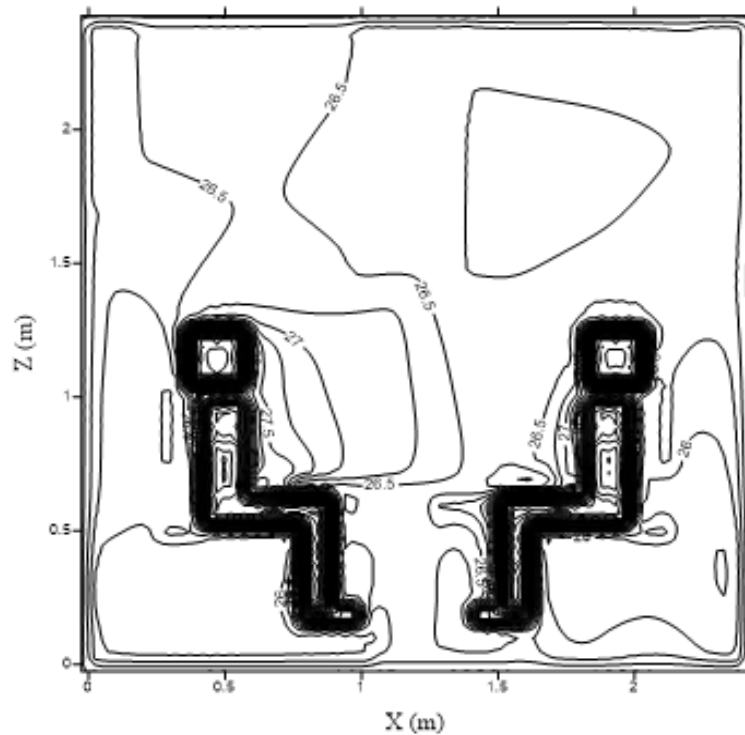


Figura 46: Campo de velocidade do ar no plano $Y = 1,30$ m na entrada do extrator para a condição de verão.

As figuras 47 a) e b) apresentam o campo da temperatura do ar no plano $Y = 1,30$ m, para a situação de inverno e de verão, respetivamente. A temperatura do ar na sala em redor dos ocupantes é de 21°C aproximadamente para a situação de inverno e de $26,5^{\circ}\text{C}$ aproximadamente para a situação de verão.



a) Inverno



b) Verão

Figura 47: Campo da temperatura do ar ao redor dos ocupantes no plano $Y = 1,30$ m.

A intensidade da turbulência do ar no plano horizontal $Z = 0,4$ m é representada na figura 48. Pode-se observar que o campo é mais elevado na zona próxima da entrada do escoamento na conduta. Na zona ocupada, a intensidade da turbulência do ar é mais uniforme e apresenta valores próximos dos 4%.

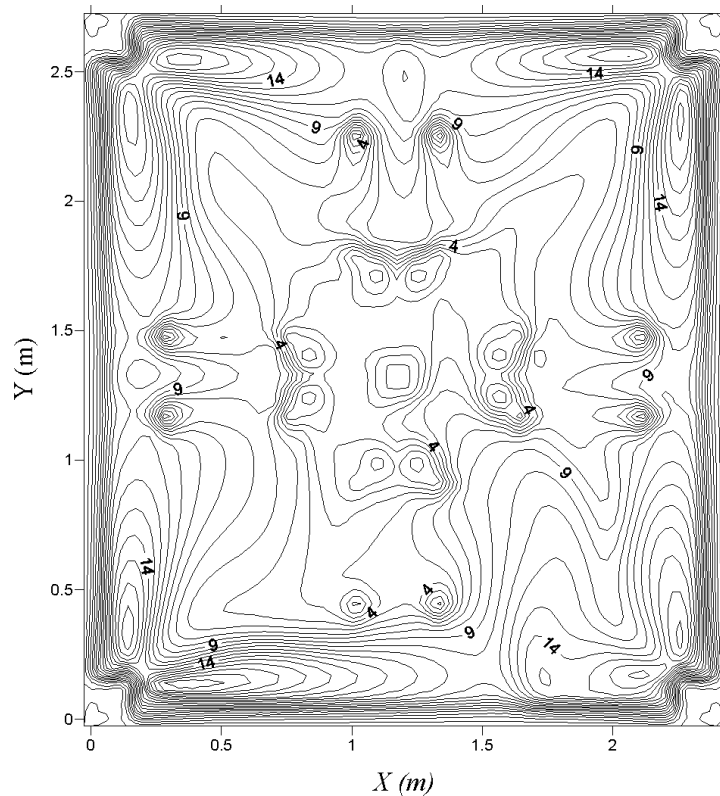


Figura 48: Campo da intensidade da turbulência do ar no plano $Z = 0.4$ m para a condição de inverno.

A figura 49 apresenta a simulação numérica da intensidade de turbulência do ar no plano $X = 0,15$ m na saída dos orifícios. Verifica-se que a intensidade de turbulência no momento do encontro dos jatos nas zonas centrais das paredes é cerca de 9%.

Na figura 50 é apresentada a simulação numérica da intensidade de turbulência do ar no plano $Y = 1,30$ m na entrada do extrator. Verifica-se que na zona da entrada do extrator a intensidade de turbulência ronda os 8%, aproximadamente.

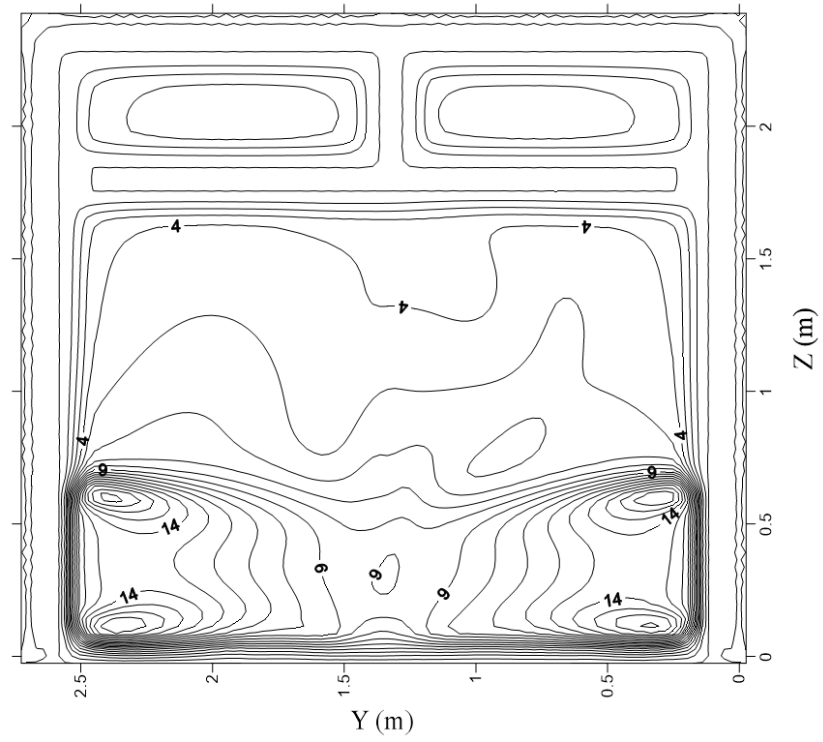


Figura 49: Campo da intensidade da turbulência do ar no plano $X = 0,15$ m, para a condição de inverno.

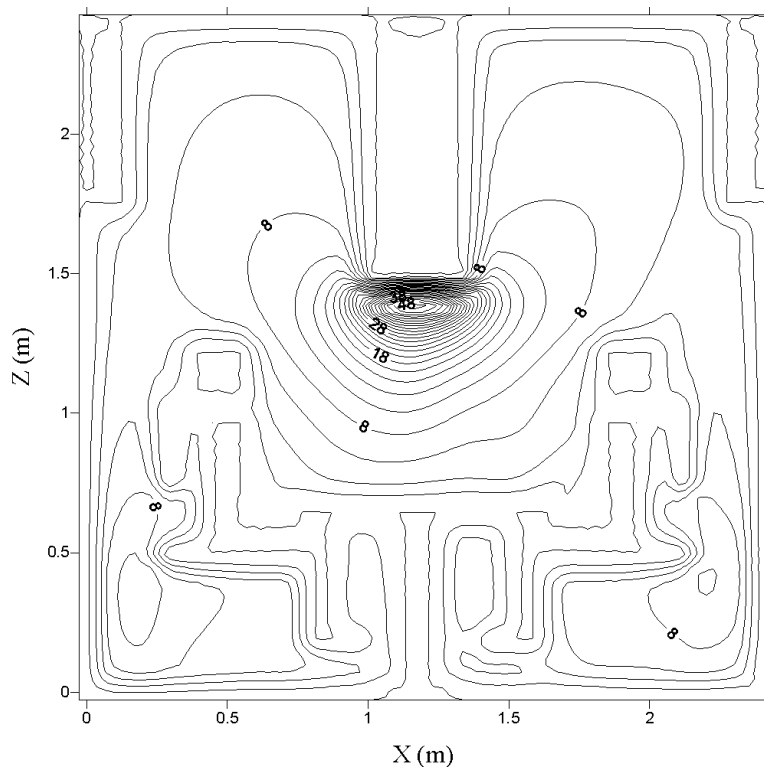


Figura 50: Campo da intensidade da turbulência do ar no plano $Y = 1,30$ m, para a condição de inverno.

A concentração de dióxido de carbono (CO_2) é apresentada na figura 50, para os dois ocupantes posicionados no plano $Y = 1,30$ m. Nesta figura é possível observar a movimentação da concentração de CO_2 a sair da zona da respiração dos ocupantes em direção ao extrator, o que mostra que o posicionamento do extrator é uma mais valia para o sistema.

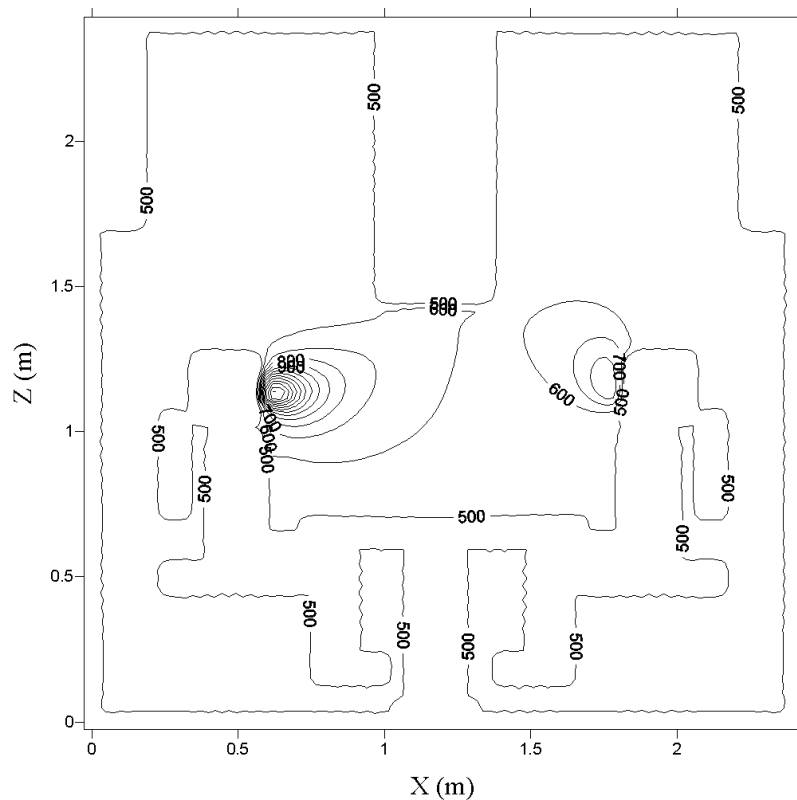
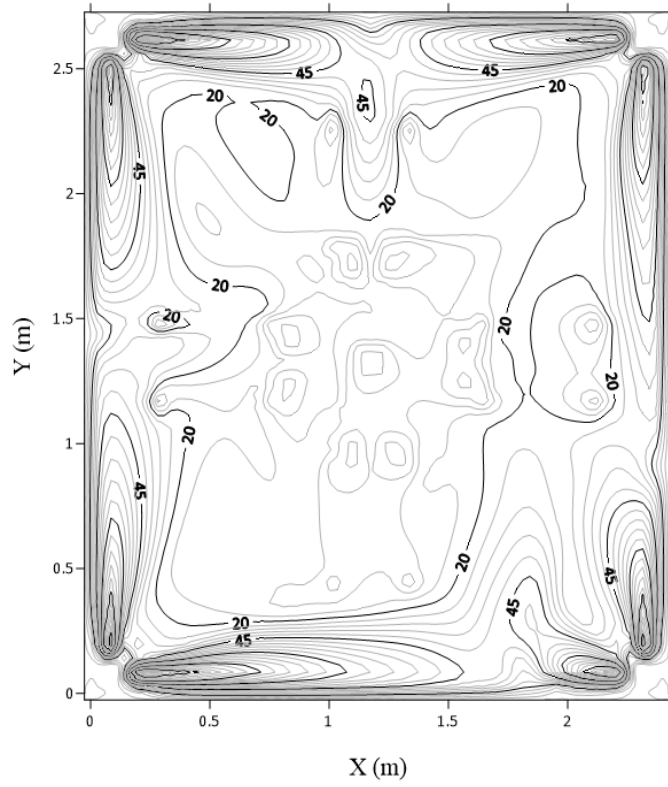
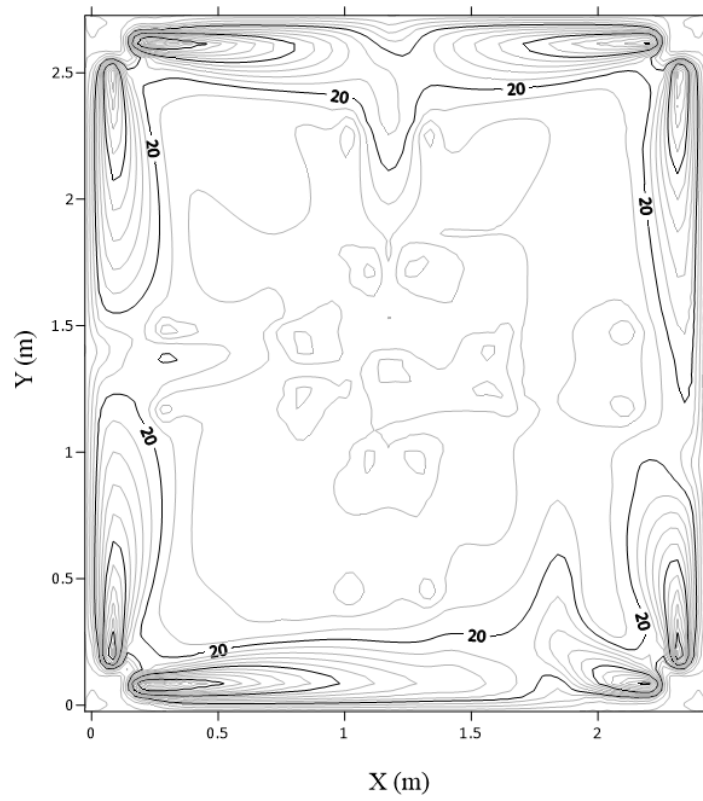


Figura 51: Campo de CO_2 no plano $Y = 1,30$ m durante a remoção, para a condição de verão.

As figuras 52 a) e b) apresentam o risco de resfriamento no plano horizontal $Z = 0,40$ m, para a situação de inverno e de verão, respetivamente. Observa-se nessa figura que o risco de resfriamento é mais elevado (45%) na zona próxima da entrada do jato confluyente, e inferior a 20% na zona ocupada.



a) Inverno



b) Verão

Figura 52: Campo de DR no plano $Z = 40$ cm do chão.

5.5.3 Análise dos resultados da velocidade do ar em torno dos ocupantes

Pode-se observar, nas figuras 53 e 54, as distribuições da velocidade do ar em torno dos ocupantes, para as condições de inverno e de verão, respetivamente. Os resultados mostram que não há diferenças significativas na distribuição da velocidade do ar nas condições de inverno e de verão.

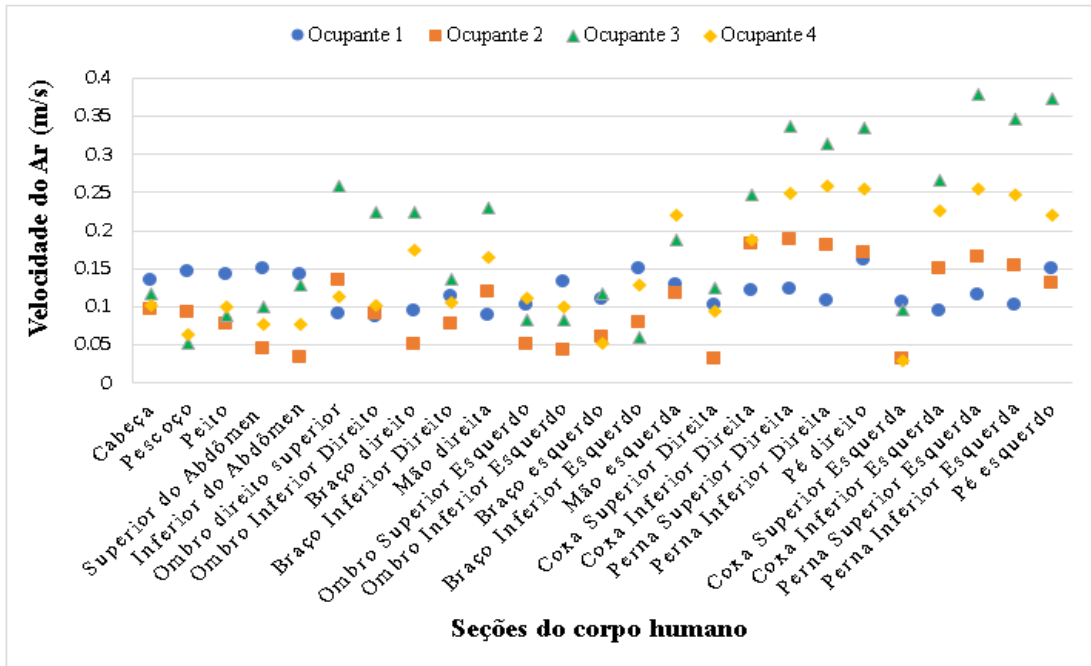


Figura 53: Velocidade do ar ao redor dos ocupantes para as condições de inverno.

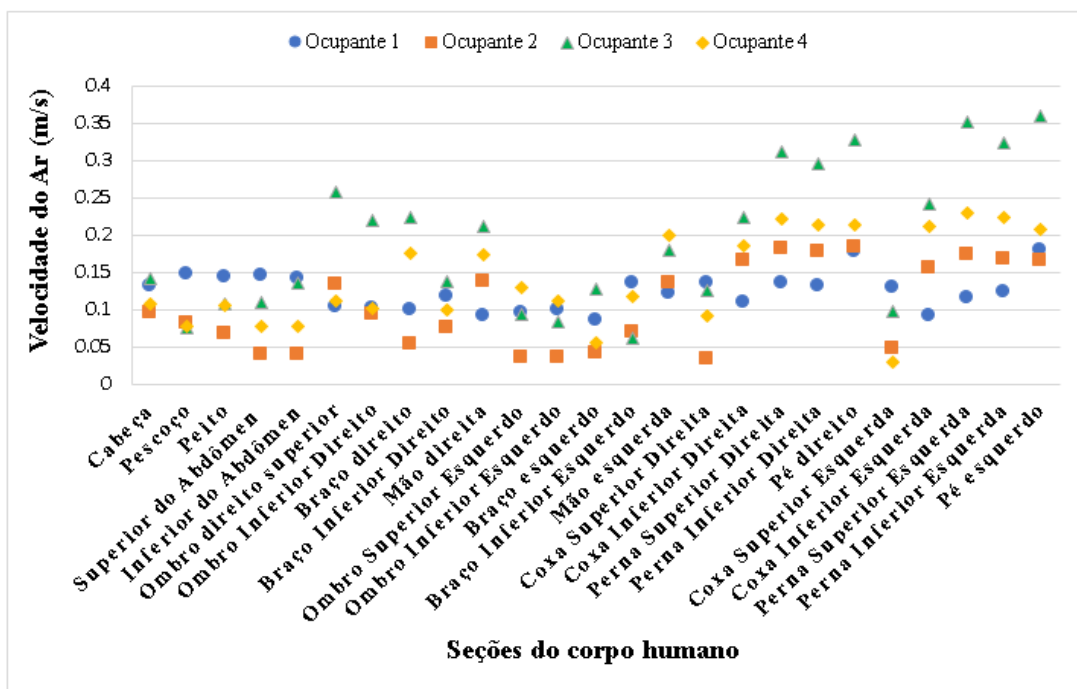


Figura 54: Velocidade do ar ao redor dos ocupantes para as condições de verão.

5.5.4 Análise dos resultados da temperatura do ar em torno dos ocupantes

Os valores da distribuição da temperatura do ar em torno do corpo dos ocupantes são apresentados nas figuras 55 e 56 para as condições de inverno e de verão, respetivamente. Os resultados mostram que a distribuição da temperatura do ar em redor dos ocupantes é, geralmente, uniforme e é menor na condição de inverno, com valor aproximado de 23°C. E para a condição de verão apresenta valor aproximado de 27°C. Constatase que o ocupante 2 apresenta maiores temperaturas, principalmente na parte do pescoço e na parte inferior do abdómen, tanto para as condições de inverno como do verão.

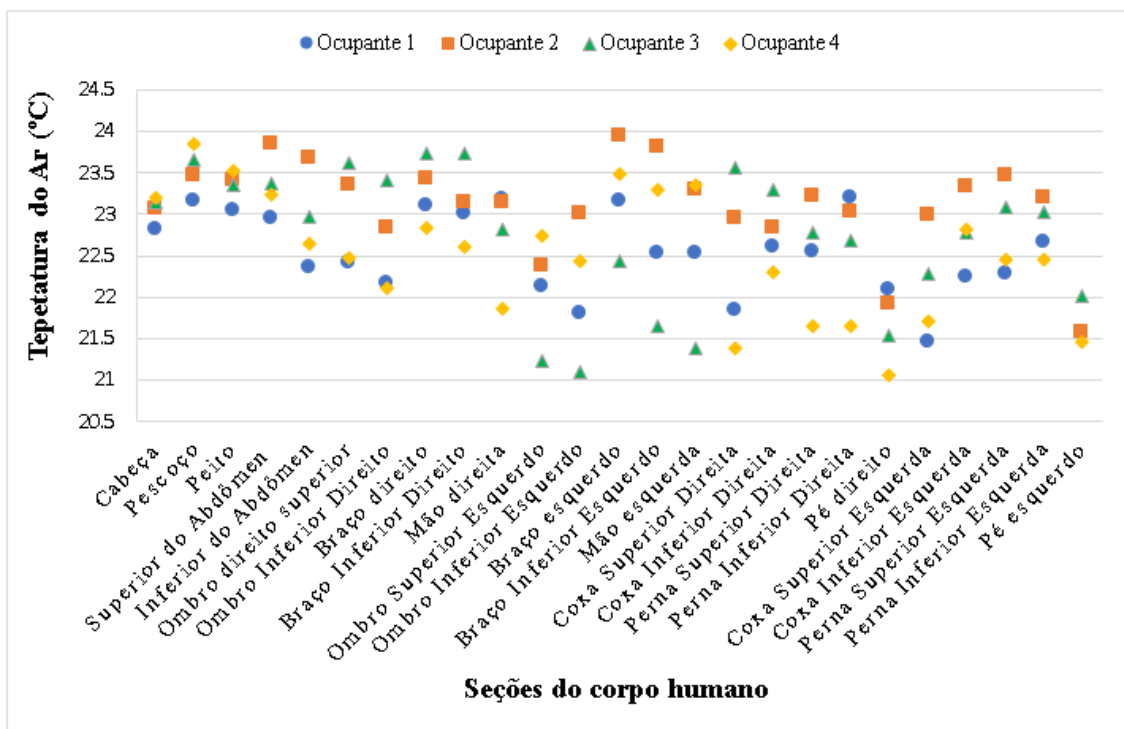


Figura 55: Temperatura do ar ao redor dos ocupantes para as condições de inverno.

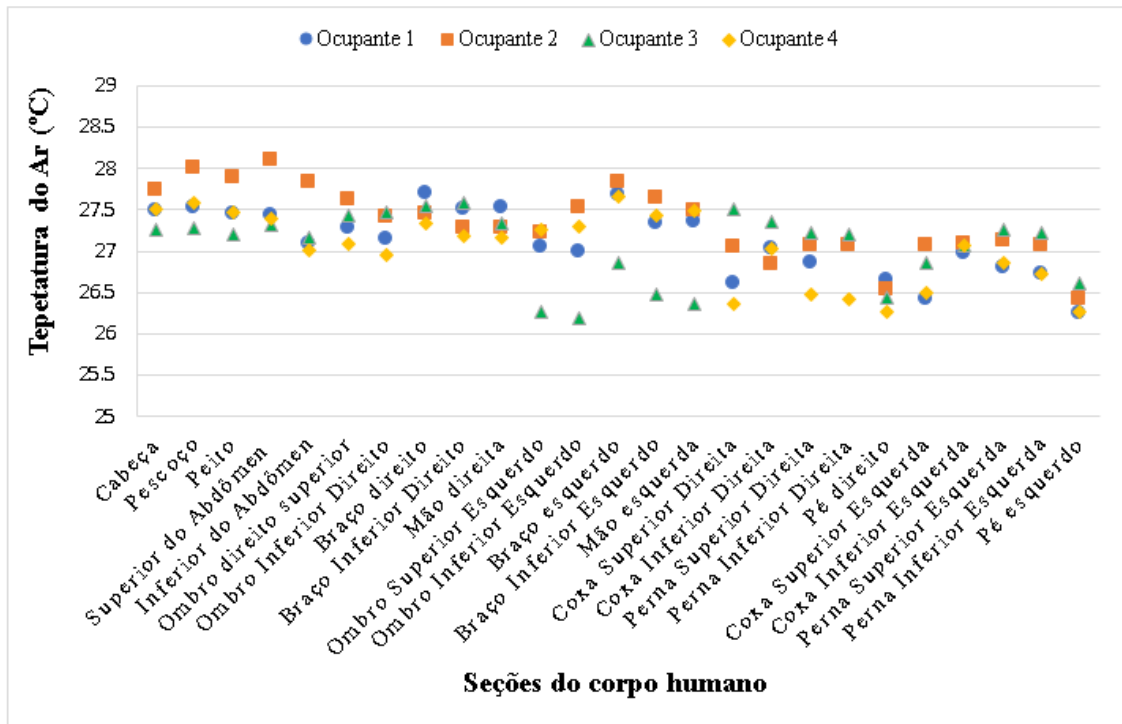


Figura 56: Temperatura do ar ao redor dos ocupantes para as condições de verão.

5.5.5 Análise dos resultados da temperatura da pele dos ocupantes

Nas figuras 57 e 58 são apresentadas as distribuições da temperatura da pele dos ocupantes, para as condições de inverno e verão, respectivamente. Os resultados mostram que a distribuição da temperatura é mais alta na área vestida e é mais baixa na área descoberta do corpo (por exemplo, pescoço e mãos). A temperatura da pele na área descoberta dos ocupantes é menor em condições de inverno do que em condições de verão, mas na área coberta dos ocupantes é quase a mesma, quer em condições de inverno quer condições de verão, com valores próximos dos 33,5°C.

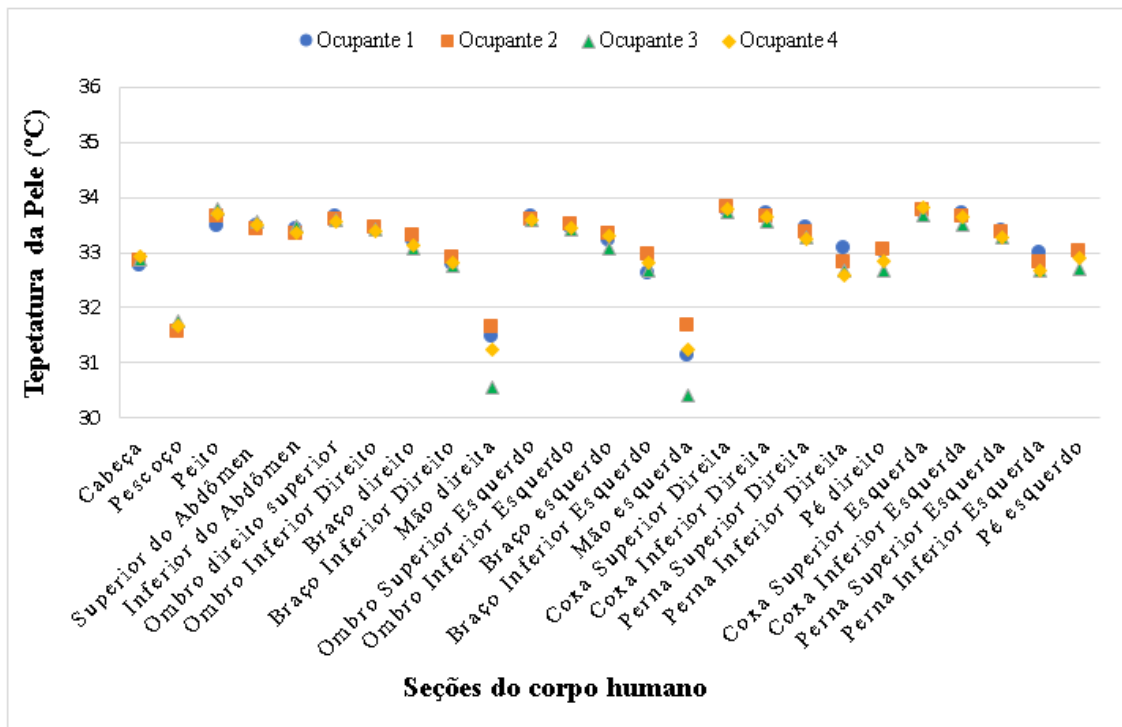


Figura 57: Temperatura da pele dos ocupantes para as condições de inverno.

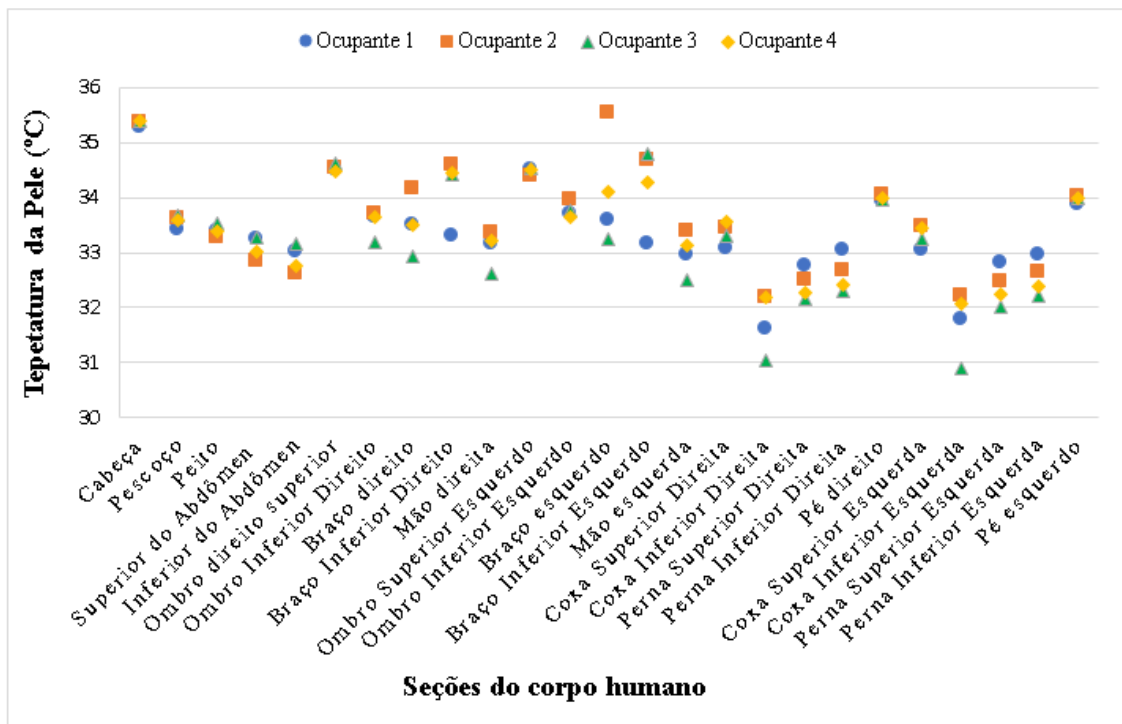


Figura 58: Temperatura da pele dos ocupantes para as condições de verão.

5.5.6 Análise dos resultados do risco de resfriamento

Nas figuras 59 e 60 são apresentadas a distribuição de DR em torno dos ocupantes, em condições de inverno e em condições de verão, respetivamente. Os resultados obtidos mostram que a distribuição de DR em torno dos ocupantes é geralmente uniforme e é aceitável para todos os ocupantes de acordo com a categoria B da ISO 7730 (ISO 7730, 2005), para ambos os casos.

Contudo, o risco de resfriamento é um pouco maior para o caso de inverno do que para o caso de verão, por apresentar um nível de DR maior, próximo dos 20% para a situação de inverno e 15% para a situação de verão. Observa-se que o ocupante 3 apresenta maior risco de resfriamento, com valores de desconforto no lado esquerdo do ombro, braço e mão, situação verificada tanto em condições de inverno como de verão.

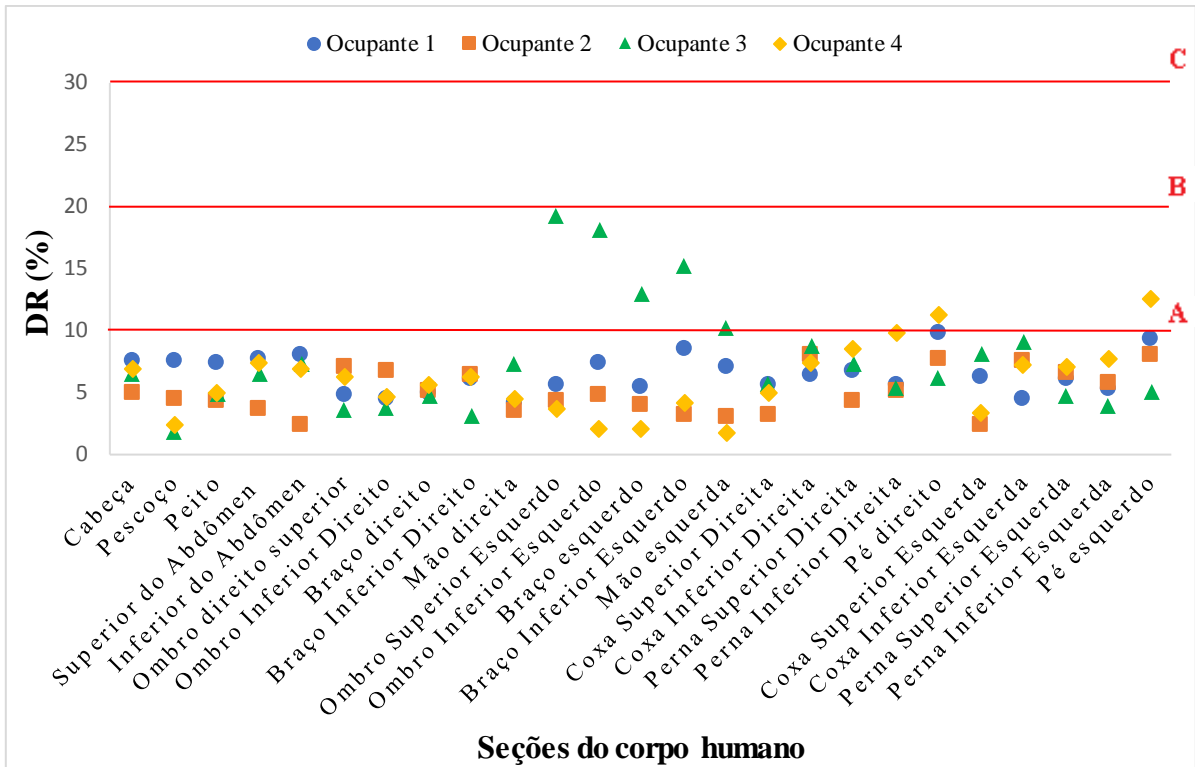


Figura 59: Risco de resfriamento para as condições de inverno.

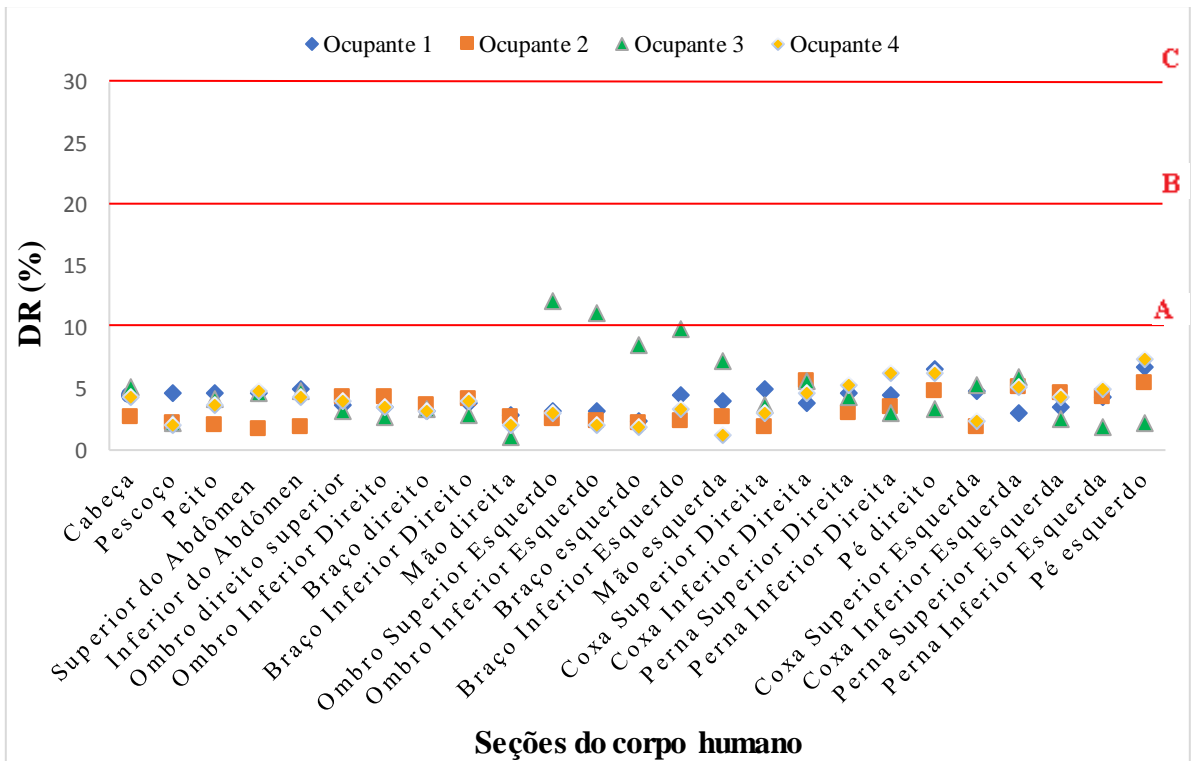


Figura 60: Risco de resfriamento para as condições de verão.

5.5.7 Análise dos resultados do conforto térmico e qualidade do ar

As Tabelas 7 e 8 apresentam os resultados da eficiência para a remoção de calor, a percentagem previsível de pessoas insatisfeitas com o conforto térmico, o número de conforto térmico, a concentração de CO₂ na área da respiração, a eficiência para a remoção de contaminantes, a percentagem de pessoas insatisfeitas com a qualidade do ar, o número de qualidade de ar e o ADI para as condições de inverno e de verão, respetivamente.

Ocupantes	1	2	3	4
Temperatura do ar nas entradas (°C)	20	20	20	20
Temperatura do ar na exaustão (°C)	21.11	21.11	21.11	21.11
Temperatura do ar em redor do corpo (°C)	22.57	23.20	22.95	22.71
Eficiência de remoção de calor (%)	43.21	34.66	37.61	41.04
PPD (%)	5.25	7.73	5.82	7.01
Número de conforto térmico	8.23	4.48	6.46	5.85
CO ₂ no ar de entrada (mg/m ³)	500.00	500.00	500.00	500.00
CO ₂ no ar da saída (mg/m ³)	603.50	603.50	603.50	603.50
CO ₂ na zona de respiração (mg/m ³)	1160.33	1140.64	1438.32	1391.34
Eficiência de remoção de contaminante (%)	15.67	16.16	11.03	11.61
Caudal de ar renovado por pessoas (L/s)	76.04	76.04	76.04	76.04
PD (%)	1.78	1.78	1.78	1.78
Número de qualidade de ar	8.82	9.09	6.21	6.53
ADI	8.52	6.38	6.33	6.18

Tabela 7: ADI para as condições de inverno.

Ocupantes	1	2	3	4
Temperatura do ar nas entradas (°C)	25	25	25	25
Temperatura do ar na exaustão (°C)	26.56	26.56	26.56	26.56
Temperatura do ar em redor do corpo (°C)	27.15	27.49	27.13	27.10
Eficiência de remoção de calor (%)	72.31	62.42	73.14	73.89
PPD (%)	11.87	12.99	7.98	13.09
Número de conforto térmico	6.09	4.81	9.16	5.64
CO ₂ no ar de entrada (mg/m ³)	500.00	500.00	500.00	500.00
CO ₂ no ar da saída (mg/m ³)	603.71	603.71	603.71	603.71
CO ₂ na zona de respiração (mg/m ³)	1054.65	1096.42	1125.06	1160.19
Eficiência de remoção de contaminante (%)	18.70	17.39	16.59	15.71
Caudal de ar renovado por pessoas (L/s)	76.04	76.04	76.04	76.04
PD (%)	1.78	1.78	1.78	1.78
Número de qualidade de ar	10.52	9.78	9.34	8.84
ADI	8.01	6.86	9.25	7.06

Tabela 8: ADI para as condições de verão.

Os resultados obtidos a partir da simulação numérica, permite concluir que:

- A eficiência da remoção de calor é maior para a situação de verão do que para a situação de inverno;
- O valor da percentagem previsível de pessoas insatisfeitas para o conforto térmico é melhor para a situação de inverno, embora ambas as situações apresentam valores dentro da categoria B da ISO 7730 (ISO 7730, 2005);
- Os valores do número de conforto térmico são quase idênticos nas duas situações;
- A eficiência na remoção de contaminantes e a concentração de CO₂ na área da respiração apresenta resultados melhores na situação de verão do que na situação de inverno. No entanto, ambos os valores da concentração de CO₂ estão abaixo do valor recomendado de 1800 mg/m³ exigido pela ASHRAE (2010);
- O número de qualidade de ar é ligeiramente mais alto nas condições de verão do que nas condições de inverno;
- O índice de distribuição do ar é ligeiramente melhor para a situação de verão do que para a situação de inverno.

Como conclusão geral da simulação numérica, o sistema de jatos confluentes apresenta um nível de conforto térmico muito bom, mas com o conforto térmico um pouco melhor no inverno do que no verão, e com um nível de qualidade do ar interior e eficiência de ventilação um pouco melhor no verão do que no inverno.

Foram também registados os valores de consumo de energia elétrica. Considerando que o sistema de ventilação funciona durante 8 horas, o consumo de energia elétrico numericamente obtido foi de 9,785 kWh num dia de inverno e 4,899 kWh num dia de verão.

VI. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O estudo realizado neste trabalho engloba uma análise sobre um sistema de ventilação com jatos confluentes horizontais junto à parede, desenvolvida com base numa investigação teórica e prática, com análise de parâmetros de conforto térmico e de qualidade do ar interior, numa sala com 4 ocupantes. Analisou-se o escoamento em torno dos ocupantes, o nível de conforto, a qualidade do ar interior, a distribuição do ar e o consumo de energia do sistema.

O estudo realizou-se através de software que simulam numericamente o escoamento interno, a resposta térmica do corpo humano e a resposta térmica de edifícios.

As simulações foram realizadas em condições de verão e em condições de inverno. Considerou-se para as condições de verão uma temperatura de entrada do ar de 25°C e uma temperatura exterior do ar de 30°C. Em condições de inverno, considerou-se uma temperatura de entrada do ar de 20°C e uma temperatura do ar exterior de 10°C. Foi ainda considerada uma humidade relativa do ar interior de 50% para ambos os casos.

Pode-se concluir através dos resultados obtidos que o sistema de ventilação de condutas verticais com jatos horizontais, implementado na sala, é aceitável para níveis de conforto e qualidade de ar. Os resultados médios obtidos para o PPD mostram que o conforto térmico é aceitável dentro da categoria B da ISO 7730. Os níveis de conforto térmico são melhores nas condições de inverno do que nas condições de verão, com 6,45% e 11,48% de pessoas insatisfeitas, respetivamente.

Os valores do índice de distribuição do ar obtidos são mais elevados nas condições de verão (segundo o método de conforto adaptativo do índice PMV) do que nas condições de inverno. Os valores médios do ADI obtidos foram 7,76 para as condições de verão e 6,86 para as condições de inverno.

Tanto nas condições de verão, como nas condições de inverno, a QAI é aceitável deixando o nível da concentração de CO₂ abaixo do valor recomendado de 1800 mg/m³ exigido pela ASHRAE (2010).

A eficiência da remoção de calor é melhor para as condições de verão do que para as condições de inverno, apresentando uma eficiência da remoção de 70,44% e 39,13%, respetivamente.

Como trabalho futuro propõe-se continuar com a implementação de novas condutas verticais de insuflação de ar, com a colocação dos seus orifícios mais próximos do chão, onde, com menos caudal de ar, acredita-se que é possível garantir níveis de conforto térmico e qualidade do ar interior igual ou melhor do que o sistema atual.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANSI/ASHRAE 55 (2010), Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, ASHRAE - American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, Geórgia.
- ANSI/ASHRAE 62.1 (2007), Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, ASHRAE - American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, Geórgia.
- ASHRAE (2013,), Handbook of Fundamentals, Edição SI, Pg 9.15
- Andersson, H., Cehlin, M., & Moshfegh, B. (2018). Experimental and numerical investigations of a new ventilation supply device based on confluent jets. *Building and Environment*, 137(November 2017), 18–33.
<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2018.03.038>
- Arghand, T., Karimipannah, T., Awbi, H. B., Cehlin, M., Larsson, U., & Linden, E. (2015). An experimental investigation of the flow and comfort parameters for under-floor, confluent jets and mixing ventilation systems in an open-plan of office, 92, 48–60.
<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.04.019>
- Awbi, H. B. (2003). Ventilation of buildings: Second edition. *Ventilation of Buildings: Second Edition*, 1–522. <https://doi.org/10.4324/9780203634479>
- Awbi, H. B. (2017). Ventilation for good indoor air quality and energy efficiency. *Energy Procedia*, 112(October 2016), 277–286.
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.1098>
- Barney, B. a. (2004). *Managing Indoor Air Quality*.
- Cho, Y. J., Awbi, H. B., & Karimipannah, T. (2004). The characteristics of wall confluent jets for ventilated enclosures. *Proceedings of Roomvent 2004, Coimbra, Portugal*.
- Cho, Y., Awbi, H. B., & Karimipannah, T. (2008). Theoretical and experimental investigation of wall confluent jets ventilation and comparison with wall displacement ventilation, 43, 1091–1100. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2007.02.006>
- Conceição, E. (2000) Evaluation of thermal comfort and local discomfort conditions using the numerical body of the human and clothing thermal system. *Proceedings of the seventh international conference air distribution in rooms, Roomvent 2000*. 1, 131-136.
- Conceição, E., Gomes, J., Lúcio, M., Conceição, M., & Awbi, H. (2019). Coupling of integral and differential numerical models applied in the evaluation of integral thermal comfort, air quality and Draught Risk, (Mv).
- Conceição, E.Z.E., Lúcio, M.M.J.R., Awbi, H., (2012) – Comfort and airflow evaluation in spaces equipped with mixing ventilation and cold radiant floor. Artigo desenvolvido no âmbito de um projecto aprovado e financiado pela FCT e POCI 2010, financiado pela European Comunitary Fund FEDER.

- D'Ambrosio Alfano, F. R. (ed.), Bellia, L., Boerstra, A., Dijken, F. van, Ianniello, E., Lopardo, G., Minichiello, F., Romagnoni, P. & Silva, M. C. G. (2010), *Ambiente Interior e Eficiência Energética nas Escolas – 1ª Parte: Princípios*, Manual REHVA n.º 13, Lisboa.
- Djongyang, N.; Tchinda, R.; Njomo, D. Thermal comfort: A review paper. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14p. 2626-
- Fanger, P. O. (1970). *Thermal comfort: analysis and applications in environmental engineering*. New York, NY: McGraw-Hill Book Company, 1970.
- Fanger, P. O. (1973), Assessment of man's thermal comfort in practice, *British Journal of Industrial Medicine*, 30, pp.313-324.
- Frota A.F., Schiffèr S. R. (2001).” *Manual de conforto térmico*”. 5a ed. São Paulo: Studio Nobel; 2001.
- Ghahremanian, S. (2014). Near-field mixing of jets issuing from an array of round nozzles. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 47(June 2014), 84-100.
- Heinsohn, R. J. (1999). *Indoor Air Quality Engineering, Environmental Health and Control of Indoor Pollutants*.
- ISO 7730 (2005), Ergonomics of thermal environmental – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria.
- Janbakhsh, S. & Moshfegh, B. (2014). Experimental investigation of a ventilation system based on wall confluent jets. *Building and Environment*, 80(October 2014), 18-31.
- Karimipannah, T., Awbi, H.B., Sandberg M., Blomqvist, C. (2007). Investigation of air quality, comfort parameters and effectiveness for two floor-level air supply systems in classrooms. *Building and Environment*. Volume 42. Pages 647-655
- Hoof, J. (2008). Forty years of Fanger's model of thermal comfort: comfort for all. *Indoor air*, 18(3), 182-201.
- Koufi, L., Younsi, Z., Cherif, Y., & Naji, H. (2017). ScienceDirect Numerical investigation and analysis of indoor air quality in a room Assessing the feasibility of using the heat demand-outdoor based on impinging jet ventilation temperature function for a long-term. *Energy Procedia*, 139, 710–717. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.11.276>
- Kuchen, E., Fisch, M. N., Gonzalo, G. E. & Nozica, N. G. (2011), *Predição do índice de conforto térmico em edifícios de escritório na Alemanha*, *Ambiente Construído*, V.11, n.º 3, pp. 39-53.

- Larsson, U., Moshfegh, B. (2017), Comparison of ventilation performance of three different air supply devices: a measurement study. *Int. J. Vent.* 16(3), 144-154.
- Mendes, P. F. S. (2012), Isolamentos térmicos em Edifícios e seu Contributo para a Eficiência Energética. Recomendações de Projeto, Dissertação de Mestrado em Engenharia Civil, Universidade Fernando Pessoa. Porto.
- Portaria n.º 349-B/2013 de 29 de novembro (COP do sistema AVAC).
- Portaria n.º 349-D/2013 (2013). Diário da República, 4 de dezembro de 2013. Lisboa.
- RCCTE. (2006). DL 80, /2006 - Regulamento das Características Comportamentais Térmicas de Edifícios.
- Roulet, C.-A. (2008). *Ventilation and Airflow in Buildings*.
- Toftum, J. & Nielsen R. (1996), Draught sensitivity is influenced by general thermal sensation, *Industrial Ergonomics*, 18, pp. 295-305.
- Yang, B., Sekhar, C., Melikov, A. K. (2010). Ceiling mounted personalized ventilation system in hot and humid climate- An energy analysis. *Energy and Buildings*. Volume 42, Pages 2304-2308.
- Yao, R., Liu, J., Li, B. (2010). Occupants' adaptive responses and perception of thermal environment in naturally conditioned university classrooms. *Applied Energy*, 87, pp. 1015-1022.
- Yin, H., Li, A., Liu, Z., Chen, T. (2016). Experimental study on airflow characteristics of a square column attached ventilation mode. *Build. Environ.* 109, 112-120.

APÊNDICE A: Montagem experimental

Nesta secção são apresentados os diversos elementos constituintes do sistema de climatização construído e alguns dos seus pormenores mais relevantes. Na figura 61 pode-se ver a solução construtiva encontrada para efetuar a insuflação do ar exterior no sistema de condutas.



Figura 61: Recolha do ar do exterior para distribuir dentro da sala.



Figura 62: Montagem do ventilador na conduta de insuflação.

É apresentada na figura 63 a solução encontrada para circulação dos cabos elétricos e na figura 64 a saída dos cabos para o quadro elétrico.



Figura 63: Circulação do cabo elétrico.



Figura 64: Saída do cabo elétrico para o quadro elétrico.

Na figura 65 pode-se ver a solução construtiva encontrada para montar o extrator no meio da sala. Na figura 66 pode-se observar a entrada do ar no extrator.



Figura 65: Exaustor de extração do ar da sala.



Figura 66: Entrada do ar no exaustor de extração.

Na figura 67 pode-se os ventiladores e o extrator montados na sala. Na figura 68 pode-se observar os orifícios abertos na conduta vertical.



Figura 67: Ventiladores e extrator montados na sala.



Figura 68: Pormenor da conduta com os orifícios de insuflação.

Na figura 69 pode-se ver a solução construtiva criada para fixar o sensor para a leitura das velocidades. Na figura 70 pode-se observar o sistema de atravessamento para leitura das velocidades com o anemômetro e o sensor montados.



Figura 69: Montagem do sensor no suporte e anemômetro de fio quente para campo de fluxo aberto.



Figura 70: Sistema de atravessamento para leitura das velocidades com anemômetro e sensor.

Pode-se ver, na figura 71, o posicionamento do aparelho laser para análise do comportamento do fluxo dos jatos nas saídas da conduta.



Figura 71: Posicionamento do aparelho laser.