

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA
FONSECA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA**

JONATHAN DOS SANTOS MACHADO

**ANÁLISE NUMÉRICA EM VOLUMES FINITOS DE CIRCULAÇÃO DE
PATÓGENOS EM SISTEMAS DE HVAC PARA PREVENÇÃO DE
DOENÇAS RESPIRATÓRIAS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**RIO DE JANEIRO
2022**

JONATHAN DOS SANTOS MACHADO

**ANÁLISE NUMÉRICA EM VOLUMES FINITOS DE CIRCULAÇÃO DE
PATÓGENOS EM SISTEMAS DE HVAC PARA PREVENÇÃO DE
DOENÇAS RESPIRATÓRIAS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do Departamento de Engenharia Mecânica, do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Orientador: D. Sc. Carlos Eduardo Guedes Catunda

Coorientador: M. Sc. João Coringa dos Santos Neto

RIO DE JANEIRO

2022

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

M149 Machado, Jonathan dos Santos
Análise numérica em volumes finitos de circulação de patógenos em sistemas de HVAC para prevenção de doenças respiratórias / Jonathan dos Santos Machado. — 2023.
100f. + anexo : il.(algumas color). ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2023.
Bibliografia : f. 92-100
Orientador: Carlos Eduardo Guedes Catunda
Coorientador: João Coringa dos Santos Neto

1. Engenharia mecânica. 2. Aparelho respiratório - Doenças
3. Dinâmica dos fluídos. 4. Ar condicionado. 5. Ventilação. 6. Aquecimento. I. Catunda, Carlos Eduardo Guedes. (Orient.). II. Santos Neto, João Coringa dos (Coorient.). III. Título.

CDD 621

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço à minha família e principalmente à minha companheira Carolina pela paciência e apoio durante a realização desse trabalho.

Agradeço ao orientador Prof. Carlos Catunda, pelo suporte nessa empreitada, e ao coorientador João Coringa, principalmente pela ajuda e paciência com tantas dúvidas na utilização do Fluent.

Agradeço ao CEFET onde passei tantos anos da minha vida desde o curso técnico e por consequência ao ensino público.

Também agradeço aos gestores das empresas por onde estagiei pela influência na escolha da área de estudo para esse trabalho e pela compreensão nos momentos mais complicados dessa caminhada.

RESUMO

MACHADO, Jonathan dos Santos. **Análise Numérica Em Volumes Finitos De Circulação De Patógenos Em Sistemas De HVAC Para Prevenção De Doenças Respiratórias**. 2022. 105 folhas. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca - Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2022.

Os sistemas de HVAC (Aquecimento, ventilação e ar condicionado) desempenham um papel importante na manutenção da qualidade do ar interior e, por consequência, no combate a doenças transmitidas pelo ar. Portanto é importante o estudo do impacto de parâmetros de sistemas de ar condicionado no risco de infecção dos ocupantes. Este estudo investiga o papel da taxa de ventilação e da velocidade de insuflamento na redução de riscos de contágio em uma sala de aula por meio de simulação em fluidodinâmica computacional (CFD). Os resultados obtidos confirmam a influência da taxa de ventilação na redução do risco médio de infecção dos ocupantes em cerca de 40% ao aumentar de 6 ACH (Trocas de ar por hora) para 10 ACH. Também há influência do aumento da velocidade de insuflamento na maior concentração de patógenos na zona de respiração.

Palavras-chave: Transmissão aérea. Fluidodinâmica computacional (CFD). Taxa de ventilação. Sistema HVAC de salas de aula. Padrão de fluxo de ar.

ABSTRACT

MACHADO, Jonathan dos Santos. **Numerical Analysis On Finite Volume of Pathogen Circulation in HVAC Systems for Prevention of Respiratory Disease.** 2022. 105 pages. Trabalho de Conclusão de Curso - Federal Center of Technological Education – Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2022.

HVAC (Heating, ventilating and air conditioning) systems play an important role in maintaining indoor air quality and, as a result, in combating airborne transmission of diseases. Therefore, it is important to study the impact of air conditioning parameters on the occupants' risk of infection. This study investigates the role of ventilation rate and inlet velocity in reducing the risk of contagion in a classroom through computational fluid dynamics (CFD) simulation. The obtained results have confirmed the influence of the ventilation rate in the reduction of average occupants' risk of infection by about 40% when increasing from 6 ACH to 10 ACH. Possibly there is also an influence of the increase of inlet velocity on increasing pathogens concentration in the breathing zone.

Keywords: Airborne transmission. Computational fluid dynamics (CFD). Ventilation rate. Classroom's HVAC system. Airflow pattern.

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS

A_z	Área útil ocupada pelas pessoas
C_b	Concentração média na zona de respiração
C_e	Concentração na exaustão
C_s	Concentração no insuflamento
F_a	Vazão por área útil ocupada
F_p	Vazão por pessoa
P_z	Número máximo de pessoas na zona de ventilação
U_i	Vetor velocidade média na direção i
V_{ef}	Vazão eficaz de ar exterior
c_q	Concentração de quanta
\vec{g}	Vetor de aceleração da gravidade
g_i	Vetor de aceleração da gravidade na direção i
p_v	Taxa de ventilação pulmonar
s_{ji}	Taxa de deformação
\vec{u}	Vetor de velocidades nas três direções cartesianas
u'_i	Vetor velocidade flutuante na direção i
u_i	Campo de velocidade
δ_{ij}	Delta de Kronecker (constante)
ε_a	Efetividade de ventilação
ν_T	Viscosidade turbulenta
ρ_{in}	Massa específica do ar inspirado
ACH	Air Change Hours (Tempo de renovação de ar)

CDC	Centers for Disease Control and Prevention (Centro de Controle de Doenças)
CFD	Computational fluid dynamics (Fluidodinâmica computacional)
CFM	Cubic feet per minute (pés cúbicos por minuto)
DNS	Direct numerical simulation (simulação numérica direta)
HVAC	Heating, ventilating and air conditioning (Aquecimento, ventilação e ar condicionado)
IAQ	Internal air quality (Qualidade do ar interior)
ℓ	Comprimento da camada turbulenta
WR	Wells-Riley model (modelo de Wells-Rilley)
C	Número de casos de infecção
D	Comprimento característico do fluxo
I	Número de indivíduos já infectados
P	Probabilidade de infecção
Q	Taxa de ventilação
Re	Número de Reynolds
R_0	Índice de replicação de doenças transmissíveis
S	Número de indivíduos suscetíveis
V	Taxa de inspiração
Y	Concentração do jato expelido pelo contaminante
c	Fração mássica inspirada proveniente do ar expelido contaminado
k	Energia cinética
p	Pressão
q	Taxa de geração de quanta

t	Tempo
v	Velocidade média do fluido
η	Índice de infecção
μ	Viscosidade dinâmica do fluido
ν	Viscosidade cinemática
ρ	Massa específica do fluido
ω	Taxa de dissipação

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Rotas de transmissão de vírus.....	22
Figura 2 – Contribuição das rotas de transmissão nos casos de contágio.....	23
Figura 3 - Ilustração da transmissão por gotículas e por aerossóis	24
Figura 4 – Quantidade de partículas emitidas na respiração classificadas por tamanho.	25
Figura 5 – Deposição e flutuação de gotículas em jato de ar. A) 20 μm , b) 60 μm e c) 100 μm	26
Figura 6 – Variação de diâmetro de gotículas em função do tempo. a) Comportamento de gotículas de 20 μm , 40 μm e 60 μm a umidade relativa de 40% e velocidade inicial de 11.7 m/s. b) Comportamento de gotículas de 10 μm sob influência da umidade relativa (RH) e temperatura.	27
Figura 7 – Comparação entre concentrações de contaminantes em abordagem euleriana e lagrangeana (Sendo H a altura de medição e ϵ o adimensional de concentração).....	29
Figura 8 – Velocidade de deposição em diferentes abordagens e velocidades de insuflamento.	30
Figura 9 – Curva que relaciona taxa de geração de quanta (q) e índice de replicação de doenças (R_0).	34
Figura 10 – escoamento laminar ao redor de um cilindro.	36
Figura 11 – Separação laminar a jusante de parede curva.	37
Figura 12 – Flutuação da velocidade U ao longo do tempo em relação à sua média e concentração estatística de valores.	40
Figura 13 – Concentração de Hélio em diferentes alturas da sala por diferentes modelos de turbulência e por dados experimentais.	48
Figura 14 – Probabilidade de infecção por taxa de ventilação com taxas de geração de quantum (a) 14 h^{-1} e (b) 48 h^{-1}	51
Figura 15 – Concentração de quanta em salão de trem com 14 e 44 trocas de ar por hora.	53
Figura 16 – (a) Ventilação descendente (b) Ventilação por deslocamento (c) Ventilação de mistura.....	54
Figura 17 – Variação da eficiência de troca de ar (a) e remoção de contaminantes (b) em função da taxa de ventilação (ACH) em sistema de ventilação por deslocamento.	55
Figura 18 -Tempo de permanência da partícula no ambiente e seu deslocamento para modelo com insuflamento no chão e exaustor na parede próxima ao contaminado.....	57
Figura 19 – Quantidade de partículas em suspensão e removidas do ambiente por exaustão.....	59
Figura 20 – Representação de padrões de distribuição de ar.	60
Figura 21 – Gráfico de tempo de suspensão de partículas por emissor (representado pelo número da fileira e da cadeira).	61

Figura 22 – Linhas de fluxo de ar por indivíduo.....	62
Figura 23 – Dimensões da sala do estudo de verificação em centímetros.	65
Figura 24 – Representação no software SpaceClaim de quarto hospitalar para simulação numérica de verificação.	65
Figura 25 – Distribuição dos postes de medição pela sala.	67
Figura 26 – Identificação dos postes de medição.	67
Figura 27 - Comparativo entre efetividade de ventilação experimental (exp.) e numérica (num.) em dois postes de medição do modelo. Poste TG1 (a) e poste TG5 (b).....	68
Figura 28 – Comparativo entre medições velocidade do ar experimental (exp.) e numérica (num.) em dois postes de medição do modelo. Poste 3 (a) e poste 8 (b)..	70
Figura 29 – Posições e identificação dos ocupantes da sala de aula.	72
Figura 30 – Representação da sala de aula no software <i>SpaceClaim</i>	72
Figura 31 – Difusor quadrado quatro vias.	74
Figura 32 – Divisão dos difusores de ar para representação de ângulo de insuflamento no software ANSYS Fluent.	75
Figura 33 – Identificação da posição do indivíduo emissor (em verde).	76
Figura 34 – Representação da expiração do indivíduo contaminado em Qian et al (2008).....	77
Figura 35 – Representação da malha do domínio estudado com refinamento nas entradas e saídas de ar além das regiões de troca térmica.....	78
Figura 36 – Concentração de gás rastreador (em partes por milhão) nas zonas de respiração dos indivíduos presentes na sala para o Cenário 1. Emissor identificado pela letra E.	81
Figura 37 – Linhas de corrente do gás rastreador no cenário 1.....	82
Figura 38 - Concentração de gás rastreador (em partes por milhão) nas zonas de respiração dos indivíduos presentes na sala para o Cenário 2. Emissor identificado pela letra E.	83
Figura 39 - Linhas de corrente do gás rastreador no cenário 2.....	84
Figura 40 - Concentração de gás rastreador (em partes por milhão) nas zonas de respiração dos indivíduos presentes na sala para o Cenário 3. O emissor é identificado pela letra E.	85
Figura 41 - Linhas de corrente do gás rastreador no cenário 3.....	86
Figura 42 - Linhas de corrente do gás rastreador no cenário 3 em vista frontal.....	86
Figura 43 - Concentração de gás rastreador (em partes por milhão) nas zonas de respiração dos indivíduos presentes na sala para o Cenário 4.....	87
Figura 44 - Linhas de corrente do gás rastreador no cenário 4.....	88

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	13
1.1 MOTIVAÇÃO	13
1.2 METODOLOGIA	14
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1 QUALIDADE DO AR INTERIOR	17
2.2 TRANSMISSÃO POR GOTÍCULAS E TRANSMISSÃO AÉREA	22
2.2.1 Modelo de Transporte aéreo de patógenos	28
2.2.2 Parâmetro de risco de infecção aérea	30
2.2.2.1 Geração de quanta	33
2.3 TURBULÊNCIA.....	35
2.3.1 Modelos De Turbulência	38
2.3.1.1 Reynolds-Average Navier-Stokes (RANS).....	39
2.3.1.2 Modelo K- ϵ	42
2.3.1.3 Modelo K- ω	44
2.3.1.4 Modelo RNG K- ϵ	46
2.3.2 Seleção de Modelo de Turbulência.....	47
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	50
3.1 TAXA DE VENTILAÇÃO	50
3.2 PADRÕES DE DISTRIBUIÇÃO DE AR	53
4 ANÁLISE NUMÉRICA	64
4.1 MODELO DE VERIFICAÇÃO	64
4.2 DADOS DO SISTEMA	71
4.2.1 Dimensionamento do modelo de campo.....	71
4.2.2 Dimensionamento do sistema de HVAC	73
4.2.3 Condições de contorno	76
4.3 PROCEDIMENTO NUMÉRICO	78
5 RESULTADOS NUMÉRICOS	80
5.1 CENÁRIO 1 (4 DIFUSORES / 6 ACH)	80
5.2 CENÁRIO 2 (4 DIFUSORES / 10 ACH)	82
5.3 CENÁRIO 3 (6 DIFUSORES / 6 ACH)	84
5.4 CENÁRIO 4 (6 DIFUSORES / 10 ACH)	87
5.5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....	88
5.5.1 Avaliação de Taxa de Ventilação.....	88
5.5.2 Avaliação de Disposição de Difusores.....	89
6 CONCLUSÃO	90
6.1 SUGESTÕES PARA NOVOS TRABALHOS	90
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	92
ANEXO A - Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação.	101

ANEXO B - Riscos de infecção obtidos da análise numérica.....	104
--	------------

1 INTRODUÇÃO

Sistemas de condicionamento de ar têm como premissa tornar o ambiente mais agradável em termos de qualidade do ar interno e de conforto térmico. Uma qualidade de ar aceitável ocorre quando o ar não tem contaminantes conhecidos em concentrações nocivas ([ASHRAE, 2016](#)).

Em ambientes que não estão expostos a contaminantes de maior toxicidade o sistema de ar condicionado precisa dar conta de diluir e filtrar principalmente gás carbônico proveniente da respiração dos ocupantes e de possíveis patógenos que possam ser expelidos pelos ocupantes.

Na maior parte do tempo, essa função de manutenção de qualidade do ar é simples de ser exercida até pelos mais modestos sistemas de condicionamento de ar. Porém, com as diversas epidemias de doenças respiratórias das últimas décadas como SARS-Cov, MERS (Síndrome Respiratória do Oriente Médio) e mais recentemente a pandemia de SARS-Cov-2, há uma preocupação ainda maior com a dispersão de patógenos em ambientes fechados, provocando uma série de estudos sobre como se propagam esses vírus no ar em ambientes fechados e de como mitigar suas transmissões.

O mundo pós-pandêmico apresentará um novo contexto com a necessidade de maior atenção para a qualidade do ar interno de forma a evitar efeitos catastróficos de uma epidemia futura de alguma doença de transmissão respiratória.

1.1 MOTIVAÇÃO

No caso da pandemia de SARS-Cov-2, observando-se localmente as orientações de medidas de segurança dos poderes executivos federal, estadual e municipal na cidade do Rio de Janeiro junto ao avanço da vacinação e com a melhora do estado da pandemia em parâmetros definidos pelo poder público, escolas e universidades voltaram às atividades. Na cidade do Rio de Janeiro as escolas foram orientadas pela prefeitura a privilegiar a ventilação natural, porém foi autorizada a utilização de ar condicionado desde que com portas e janelas abertas ([SME/RJ, 2022](#)). Já o governo federal, vai além e reforça a necessidade de aumento de ar externo independente do meio de ventilação e do método utilizado para a

ventilação do ambiente ([MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO, 2022](#)). O CEFET/RJ adota uma linha diferente, indicando a preferência pelo uso do ventilador de teto em relação ao ar condicionado mesmo que com portas e janelas abertas ([CEFET/RJ, 2022](#)). Entretanto, este estudo ratifica que estas determinações governamentais são meramente circunstanciais, ou seja, não podem perdurar para as situações futuras pós-pandêmicas, carecendo de estudos investigativos comprobatórios do papel da taxa de ventilação e da velocidade de insuflamento na redução de riscos de contágio em ambientes fechados. Pois somente propostas científicas certificadas e otimizadas podem fornecer soluções perenes para este tema.

De fato, antigas instalações escolares e universitárias sofrerão as adaptações possíveis para minimizar o risco de contaminação em seu ambiente, porém, o histórico de epidemias respiratórias deve servir de aprendizado de como podemos mitigar a transmissão de doenças respiratórias em ambientes com ar condicionado em futuras instalações, de modo a sistemas de HVAC contribuam no combate a epidemias respiratórias.

Esse trabalho visa buscar soluções adequadas para o ambiente educacional, que gerem subsídio para a utilização de sistemas de HVAC mais inteligentes, melhorando a qualidade interna do ar e diminuindo risco de contágio de doenças por vias aéreas.

Para fins comparativos de qualidade do ar serão analisados sistemas com duas diferentes propostas de quantidades de difusores e duas taxas de ventilação em uma sala de aula real dos cursos de engenharia do CEFET/RJ de forma a se analisar o quanto estudantes posicionados de forma adjacente a um estudante contaminado podem estar sujeitos à contaminação por transmissão aérea.

1.2 METODOLOGIA

Esse trabalho é desenvolvido em cima de conceitos de fluidodinâmica e conceitos que tangem a microbiologia. De início se faz necessária a apresentação do conceito de qualidade do ar interior, seus parâmetros de medição e obtenção.

Posteriormente é realizada uma revisão de diversas descobertas da ciência sobre transmissão aérea de doenças respiratórias, desde as características dos patógenos à viabilidade de seu transporte.

Em sequência é realizada a apresentação de conceitos de fluidodinâmica assim como modelos de turbulência e ferramentas e métodos utilizados nas simulações numéricas por meio de fluidodinâmica computacional (CFD). Também é necessária a apresentação de parâmetros utilizados para avaliar a exposição dos indivíduos aos patógenos e o índice de infecção por doenças respiratórias.

É realizada em seguida uma revisão bibliográfica de modelos numéricos e experimentais mais recentes sobre a relação entre qualidade interna do ar em sistemas de HVAC e propagação de doenças, além da posterior verificar do modelo numérico em relação a estudo experimental para garantir a conformidade do modelo com as dinâmicas reais do escoamento.

O estudo utilizará como modelo de aplicabilidade um ambiente de sala de aula real utilizado em um estudo de análise de conforto térmico ([SANTOS, 2021](#)), porém, agora com foco em qualidade interna do ar, servindo de estudo complementar no sentido de avaliar outro parâmetro do sistema de HVAC. Dessa forma, a sala utilizada será uma sala localizada no terceiro andar do bloco E da instituição de ensino CEFET/RJ, no campus Maracanã na cidade do Rio de Janeiro, com alterações no sistema de HVAC conforme necessidades visando as melhoras de conforto térmico e de qualidade de ar interior necessárias objetivando a otimização do sistema.

Os parâmetros a serem analisados são diferentes disposições de entrada do ar no ambiente, com quatro e seis difusores, além da variação da taxa de ventilação, portanto, serão realizadas simulações em diversos modelos da mesma sala de aula elaborados no software de CAD [ANSYS SpaceClaim \(2022\)](#), variando o número de trocas de ar por hora (ACH) entre 6 e 10 ACH.

Em consequência dos resultados obtidos nas simulações são aferidos os indicativos de qualidade interna do ar através do modelo de avaliação de risco de contaminação demonstrado para comparação e considerações sobre as melhores alternativas.

Posteriormente são debatidos os resultados com outras pesquisas para avaliação da consonância e da adição de novos elementos deste estudo com a bibliografia. Também são propostas reflexões em relação às normas vigentes, de modo a contribuir para o debate sobre a qualidade de ar interior e saúde ambiental em ambientes ventilados.

O presente trabalho encerra com as suas diversas recomendações comprobatórias e apontamentos científicos, adicionando os pontos necessários para serem levados em conta em futuros projetos de HVAC com foco em ambientes educacionais. As propostas futuras são importantes pontos a serem analisados mais a fundo, pois fogem ao escopo do presente trabalho ou são impossibilitadas de serem analisadas em conjunto pelos limites computacionais ou metodológicos atuais.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 QUALIDADE DO AR INTERIOR

Segundo a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), o condicionamento de ar pode ser descrito como um processo para controle de temperatura, umidade, movimentação, renovação e qualidade do ar ([ABNT NBR 16401-1, 2008](#)). Sendo a umidade, a movimentação e a renovação processos que formam parâmetros importantes do conforto térmico e da qualidade do ar, pode-se dizer que os dois processos principais de um sistema de ar condicionado são o conforto térmico e a qualidade do ar interior (IAQ). A demonstração dessa divisão é a organização das normas brasileiras, dividindo a ABNT NBR 16401 em três partes: Instalações, conforto térmico e qualidade do ar interior.

O ar interior de qualidade aceitável é definido como o que não possui poluentes em concentração prejudicial à saúde ou bem-estar ([ABNT NBR 16401-3, 2008](#)). Os poluentes presentes em um ambiente podem ser diversos como gases produzidos por queimas, pela respiração ou até vazamentos químicos, dispersão de patógenos causadores de doenças respiratórias ou ácaros e poeiras de diversas fontes em suspensão.

Um parâmetro muito utilizado para se avaliar a IAQ indiretamente é a concentração de dióxido de carbono (CO₂), pois essa, geralmente, está associada à respiração humana. Embora a concentração devido à respiração não seja preocupante, é um fator que pode ajudar na avaliação da capacidade de manutenção da qualidade do ar do sistema. Geralmente é considerada uma concentração alta o valor de 1000 ppm (partes por milhão), porém a concentração de dióxido de carbono é avaliada de forma comparativa com o ambiente externo, geralmente, longe de emissores de poluentes, com concentrações por volta de 300 ppm. Logo, para casos de ambientes ventilados localizados em áreas com maior concentração de CO₂ deve-se manter a margem de 700 ppm entre o ambiente interno e o externo para definir a concentração máxima dióxido de carbono no ambiente interior ([ABNT NBR 16401-3, 2008](#)).

A Sociedade Americana de Engenheiros de HVAC (ASHRAE), utiliza como uma métrica a efetividade de ventilação (ε_a), relação entre a concentração de contaminantes em diferentes pontos, como mostra a Equação 1 ([ASHRAE, 2005](#)):

$$\varepsilon_a = \frac{C_e - C_s}{C_b - C_s} \quad (1)$$

ε_a	Efetividade de ventilação (adimensional)
C_e	Concentração na exaustão (partes por milhão)
C_s	Concentração no insuflamento (partes por milhão)
C_b	Concentração média na zona de respiração (partes por milhão)

Embora a Equação 1 seja muito utilizada para todos os tipos de contaminantes, ela é mais adequada à utilização para contaminantes que estejam presentes no meio externo em menor nível, sem prejuízo ao ser humano, já que realiza a comparação com a concentração na fonte de insuflamento, como o dióxido de carbono, por exemplo.

A qualidade de ar interior é controlada em função de duas atividades: Renovação por ar exterior e filtragem. A renovação de ar exterior obedece a critérios mínimos de vazão baseados na quantidade de pessoas, na atividade fim do recinto e da área, que resultam na vazão eficaz de ar exterior. A Equação 2 calcula a vazão eficaz de ar exterior em função dos parâmetros citados.

$$V_{ef} = P_z F_p + A_z F_a \quad (2)$$

V_{ef}	Vazão eficaz de ar exterior (L/s);
F_p	Vazão por pessoa (L/s);
F_a	Vazão por área útil ocupada (L/s*m ²);
P_z	Número máximo de pessoas na zona de ventilação;
A_z	Área útil ocupada pelas pessoas (m ²).

Os valores relativos à vazão por pessoa e por área útil ocupado são tabelados ([ANEXO A](#)) por norma dependendo da atividade desenvolvida no ambiente ventilado.

Em sistemas mais robustos, geralmente utilizando rede de dutos, a entrada do ar exterior no sistema se dá por tomadas de ar exterior de um ambiente externo distante de contaminantes de forma forçada ou por diferença de pressão, havendo uma mistura com o ar que retorna do ambiente.

Existe uma importância de conservação térmica, e por consequência financeira, em se utilizar o máximo possível de ar de retorno interno na mistura, já que sua temperatura geralmente será mais baixa que a exterior mesmo depois de receber calor das pessoas, equipamentos, radiação e condução vindas da luz solar e do exterior que adentram ao recinto provindos de fora. Quanto maior a quantidade de ar de retorno no sistema menor a necessidade de potência do condicionador de ar, porém quanto maior o percentual de ar exterior (mais livre de contaminantes) no ar insuflado, melhor a qualidade do ar interior.

A filtragem também exerce um papel fundamental na IAQ através da introdução do ar exterior e da recondução do ar de retorno. Por norma, se estabelecem filtros com capacidade filtrante mínima para cada tipo de ambiente a serem instalados a montante das serpentinas de condensação. Porém, pelo Quadro 1, observam-se que os filtros utilizados nos estabelecimentos não têm capacidade absoluta de filtragem, objetivando apenas a redução da entrada de contaminantes no ambiente.

Tipos de filtros	Classe	Eficiência gravimétrica média	Eficiência média para partículas de 0,4 µm
Grossos	G 1	De 50% até 65%	---
	G 2	De 65% até 80%	---
	G 3	De 80% até 90%	---
	G 4	A partir de 90%	---
Finos	F 5	---	De 40% até 60%
	F 6	---	60% até 80%
	F 7	---	80% até 90%
	F 8	---	90% até 95%
	F 9	---	A partir de 95%

NOTA: Os filtros grossos têm sua eficiência avaliada por ensaio gravimétrico com poeira, enquanto os filtros finos são avaliados por retenção de partículas de 0,4 µm de aerossol líquido.

Quadro 1 - Classificação de filtros e partículas de acordo com a EM 779:2002
Fonte: [ABNT NBR 16401-3 \(2008\)](#)

Com exceção de ambientes controlados regidos por normas de HVAC específicas, a filtragem dos estabelecimentos que concentram grande quantidade de pessoas como supermercados, ginásios, academias e restaurantes, em sua maioria é estabelecida por filtros G 4 e F 5, conforme Quadro 2, permitindo ainda a passagem de muitos contaminantes para o ambiente de pequena dimensão.

Aplicação típica	Classe
Supermercado, <i>mall</i> de centros comerciais, agências bancárias e de correios, lojas comerciais e de serviços	G4
Escritórios, sala de reunião, CPD, sala de digitação, <i>call center</i> , consultórios	F5
Aeroporto – saguão, salas de embarque	F5
Aeroporto - torre de controle	G3 + F6
Biblioteca, museu – áreas do público	F5
Biblioteca, museu – exposição e depósito de obras sensíveis	G3 + F8
Hotéis 3 estrelas ou mais - apartamentos, <i>lobby</i> , salas de estar, salões de convenções	F5

Hotéis - outros, motéis - apartamentos	G4
Teatro, cinema, auditório, locais de culto, sala de aula	F5
Lanchonete, cafeteria	G4
Restaurante, bar, salão de coquetel, discoteca, danceteria, salão de festas, salão de jogos	F5
Ginásio (áreas do público), <i>fitness center</i> , boliche, jogos eletrônicos	G4
Centrais telefônicas – sala de comutação	G3 + F6
Residências	G3
Sala de controle – ambiente eletrônico sensível	G3 + F6
Impressão – litografia, <i>offset</i>	G3 + F7
Impressão - processamento de filmes	G3 + F8

Quadro 2 – Classe mínima de filtragem por ambiente e atividade fim.

Fonte: [ABNT NBR 16401-3 \(2008\)](#)

Com a chegada da pandemia de COVID-19, métodos de manutenção de IAQ foram mais estudados e há um movimento natural de pesquisas de revisões científicas para evolução da promoção de saúde através da qualidade do ar. Estudos recentes recomendam a utilização de um percentual de ar exterior mais alto possível e utilização de filtragem por meio de lâmpadas ultravioleta ([SALMAN et al, 2021](#)), além de utilização de filtros mais eficientes como filtros absolutos HEPA e filtros de quatro camadas MERV 13 e 14 ([JONES et al, 2020](#); [SALMAN et al, 2021](#)). Os filtros HEPA impedem a passagem de 99,97% das partículas de 0,3 µm ([JONES et al, 2020](#)) e os filtros MERV 13 e 14 impedem a passagem de 35% a 50% e entre 50% e 75% das partículas de 0,3 µm a 1 µm, respectivamente ([ASHRAE, 2017](#)). As lâmpadas ultravioletas, instaladas em dutos de ventilação, promovem a inativação do vírus, podendo remover o patógeno do ambiente a uma taxa equivalente à de 12 a 25 trocas de ar em um ambiente de ventilação mista ([NICAS & MILLER, 1999](#)).

Para o presente estudo será considerado o insuflamento de ar livre de componentes contaminantes, considerando situações ideais de ar exterior e filtragem apresentadas, gerando níveis nulos de contaminantes inseridos no ambiente vindos do exterior ou retornados, já que o foco é estudar o quanto a frequência de renovação de ar do ambiente e a forma que se dá o insuflamento afetam no risco de contaminação da população localizada no ambiente interno.

2.2 TRANSMISSÃO POR GOTÍCULAS E TRANSMISSÃO AÉREA

Os vírus respiratórios adentram o organismo através da respiração ou do contato com membranas, formando três grandes grupos de métodos de contágio chamados de rotas de transmissão, como mostra a Figura 1. Essas rotas são chamadas de contato direto, transmissão de longa distância e transmissão por fômites.

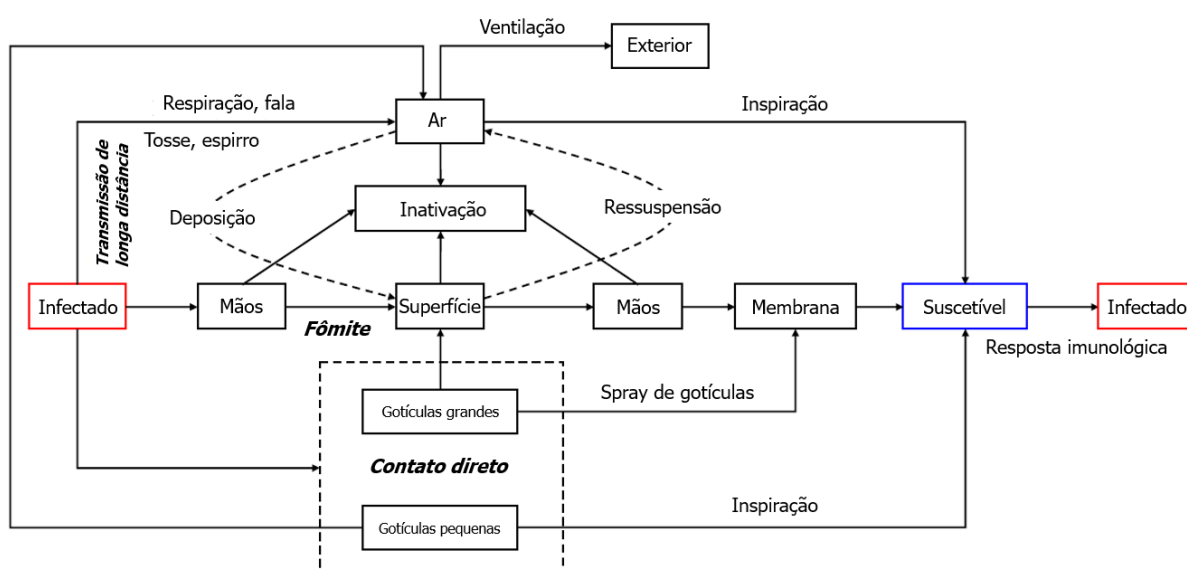


Figura 1 – Rotas de transmissão de vírus.

Fonte: [Zhang & Li \(2018\)](#).

A transmissão por contato direto diz respeito a gotículas expelidas pelo indivíduo contaminado contendo o vírus, absorvida por receptores próximos à emissão. A transmissão de longa distância envolve gotículas ainda menores chamadas aerossóis, que sofrem efeito da flutuação e podem alcançar indivíduos mais distantes. A transmissão por fômites se dá pelo contato do indivíduo suscetível com uma superfície contaminada, que geralmente ocorre através da mão posteriormente levada à boca ou ao nariz.

Porém, a transmissão por fômites é considerada bem baixa frente às formas de transmissão aéreas devido às diversas etapas de contato necessárias entre indivíduos contaminados, superfícies e indivíduos suscetíveis. Apenas 4,2% de

casos de infecção por influenzavírus ocorrem dessa forma ([ZHANG & LI, 2018](#)), conforme mostra a Figura 2.

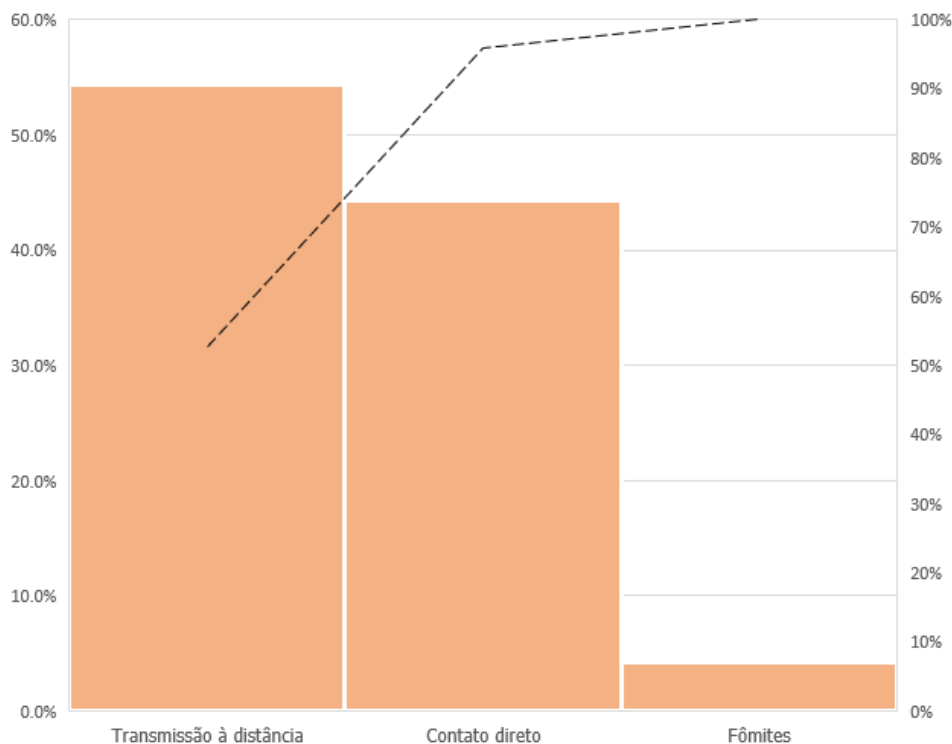


Figura 2 – Contribuição das rotas de transmissão nos casos de contágio.
Fonte: Adaptado de [Zhang & Li \(2018\)](#).

O contágio por contato direto se dá por partículas mais carregadas e de forma mais rastreável pela proximidade do indivíduo infectado e do infectável, por isso é considerado o principal método de transmissão de COVID-19 pela Organização Mundial da Saúde ([WHO, 2020](#)). Porém, a transmissão à distância alcança maior número de indivíduos.

Através da tosse, do espirro, da fala ou até da respiração, vírus como sarampo, coronavírus e influenzavírus, são liberados no ambiente carregados por gotículas e aerossóis. As chamadas gotículas possuem mais de 5 μm , enquanto os aerossóis medem menos de 5 μm como mostra a Figura 3.

Diferença entre a transmissão por gotículas e por ar

Transmissão por gotículas

Quando as gotas ao tossir ou espirrar atingem os olhos, nariz ou boca de outra pessoa

Transmissão aérea

Pequenas partículas suspensas no ar viajam mais e podem ser inaladas por outra pessoa

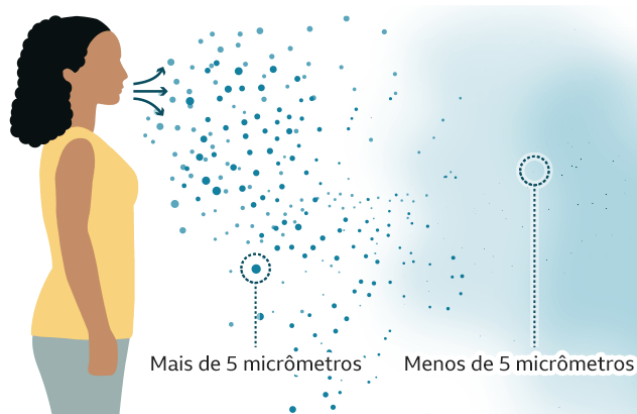


Figura 3 - Ilustração da transmissão por gotículas e por aerossóis

Fonte: [BBC News Brasil \(2020\)](#).

Através do espirro e da tosse são expelidas partículas de até 100 μm , podendo até ser visíveis a olho nu, porém, através da respiração apenas partículas muito pequenas são emitidas, 70% delas medindo entre 0,3 μm e 0,5 μm ([FABIAN et al, 2008](#)). Na Figura 4 é apresentada a distribuição de partículas observada no estudo de [Fabian et al \(2008\)](#) em indivíduos portadores de influenza, posteriormente com resultados confirmados em portadores de rinovírus ([FABIAN et al, 2011](#)).

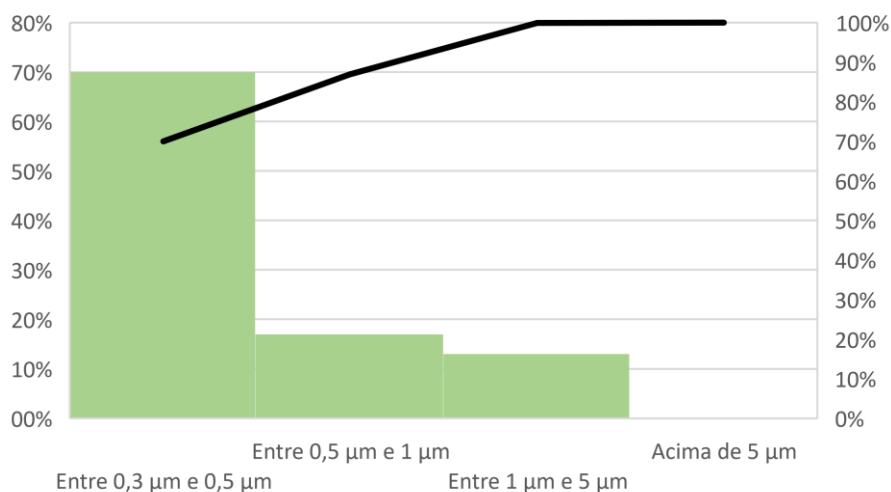


Figura 4 – Quantidade de partículas emitidas na respiração classificadas por tamanho.
FONTE: Adaptado de [Fabian et al \(2008\)](#).

O tamanho da partícula é um importante parâmetro para a análise do comportamento do vírus no ar. Como vemos na Figura 5, representando partículas em um jato de ar proveniente da tosse, as maiores partículas sofrem ação da gravidade e não seguem o fluxo de ar, sendo responsáveis apenas pela contaminação por contato direto, a uma menor distância. Já as menores partículas flutuam no ar, alcançando indivíduos mais distantes.

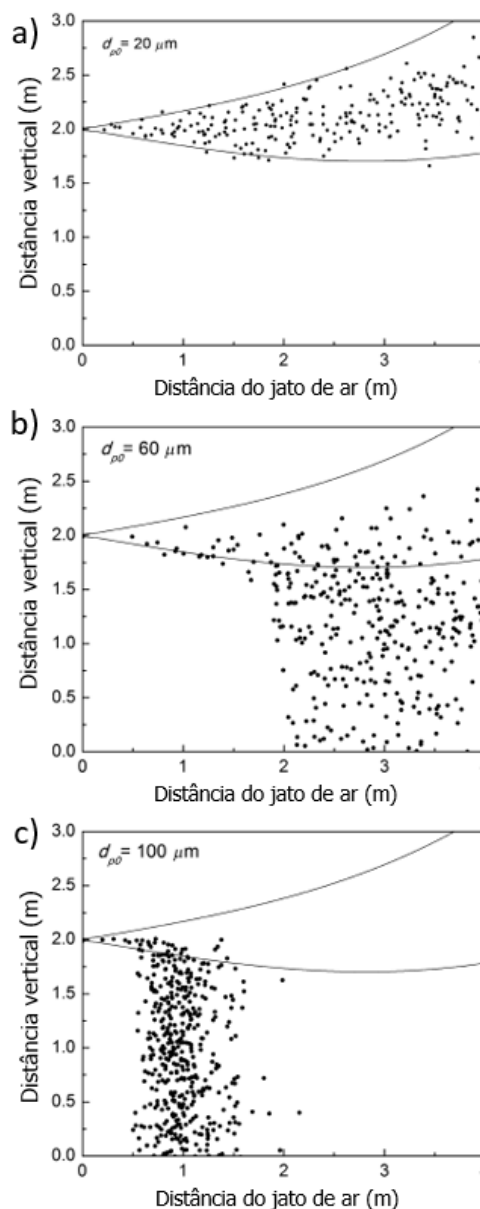


Figura 5 – Deposição e flutuação de gotículas em jato de ar. A) 20 μm , b) 60 μm e c) 100 μm .
 Fonte: [Liu et al \(2016\)](#).

Ao mesmo tempo que as maiores gotículas sofrem os efeitos da gravidade também há o efeito da evaporação, já que 98,2% dos seus volumes são água ([DUGUID, 1946](#)), diminuindo suas dimensões. Em média as partículas perdem 73% do seu diâmetro com a evaporação ([WAN & CHAO, 2007](#)), o que em partículas menores do que 100 μm pode ocorrer em menos de seis segundos ([QIAN & ZHENG, 2018](#)). A umidade do ar e a temperatura têm um efeito indireto no alcance das gotículas, já que quanto mais úmido o ar e menor a temperatura menor a evaporação, logo, as partículas mantêm seus pesos e tamanhos por mais tempo, se

depositando mais rapidamente (LIU et al, 2016; YIN et al, 2022). O efeito da evaporação dá complexidade à relação entre as grandes gotículas, as pequenas e os aerossóis, pois as gotículas perdem massa e tamanho (Figura 6), se tornando menos suscetíveis ao efeito da gravidade e mais expostos ao fluxo de ar (CHAO et al, 2009).

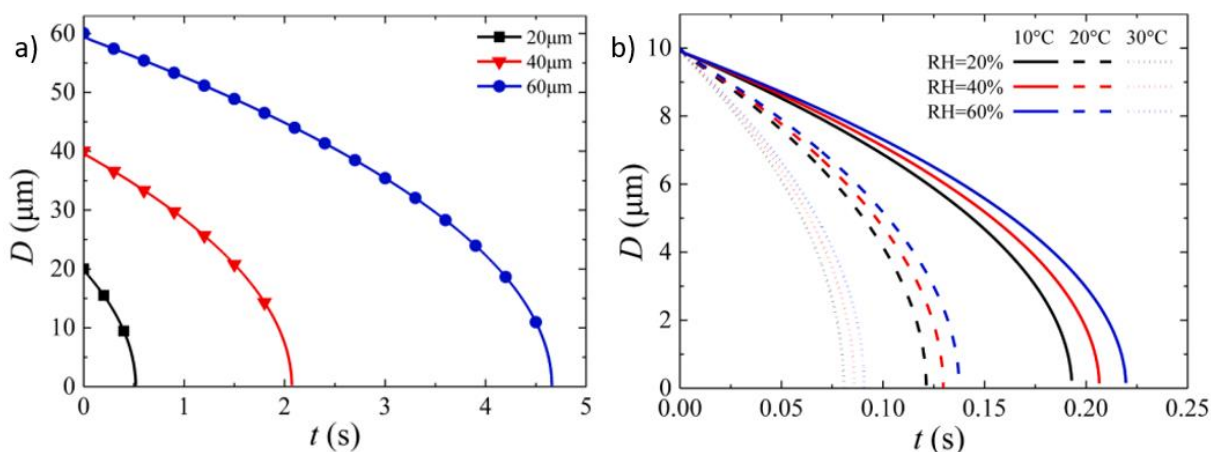


Figura 6 – Variação de diâmetro de gotículas em função do tempo. a) Comportamento de gotículas de 20 μm , 40 μm e 60 μm a umidade relativa de 40% e velocidade inicial de 11.7 m/s. b) Comportamento de gotículas de 10 μm sob influência da umidade relativa (RH) e temperatura.

Fonte: [Yin et al \(2022\)](#).

É importante salientar que embora umidade e temperatura sejam importantes propriedades que contribuem para o tempo de suspensão das partículas, não há viabilidade na alteração destes parâmetros em sistema de HVAC para redução das partículas em suspensão, podendo influenciar na redução do conforto térmico e da qualidade do ar. Além disso, apesar da umidade e temperatura serem importantes para o estudo do comportamento das partículas, não há uma influência significativa na dispersão de patógenos em comparação a parâmetros como distribuição de ar e taxa de ventilação ([ZHANG et al, 2019](#); [WANG et al, 2005](#)).

A dimensão final de uma partícula varia dependendo do tamanho do seu núcleo e da dimensão inicial, portanto, também varia o tempo de suspensão após evaporação da fração líquida. Núcleos de partículas de diâmetro de 4 μm , correspondente a gotículas de tamanho inicial de 12 a 21 μm , podem ser

encontrados em suspensão no ambiente sem fluxo de ar depois de 8 a 14 minutos de sua emissão ([STADNYTSKYI, 2020](#)).

No caso da respiração, as partículas são menores, sofrendo mais efeito da flutuação do que da gravidade, porém são expelidas em menor velocidade, estando expostas ao fluxo de ar do ambiente. Assim, entra o papel da ventilação (natural ou forçada) retirando o patógeno da região onde foi expelido, mas ao mesmo tempo podendo carregar para contato com outros indivíduos. Em amostras coletadas em dutos de ar condicionado durante a pandemia de COVID-19 foi encontrado RNA viral do novo coronavírus em filtros a 50 m do quarto do paciente infectado ([NISSEN et al, 2020](#)). Embora não seja possível afirmar que a presença de RNA viral signifique risco de contágio a documentação registra o potencial de transporte de aerossóis mediante a fluxos de ar.

Quando aspirada pelo indivíduo suscetível, a partícula dotada de carga viral também tem na sua dimensão importância patogênica. Partículas maiores que 20 μm têm dificuldades de penetrar no trato respiratório, sendo retidas na parte superior, enquanto as menores seguem o caminho do fluxo de ar até a traqueia e os pulmões ([TELLIER et al, 2013](#)). O trato respiratório inferior necessita de menor quantidade de patógenos para infecção, podendo provocar adoecimento mais severo ([THOMAS, 2013](#)). Portanto, apesar de menores partículas tenderem a carregar menor quantidade de carga viral utilizam uma via mais perigosa de contágio.

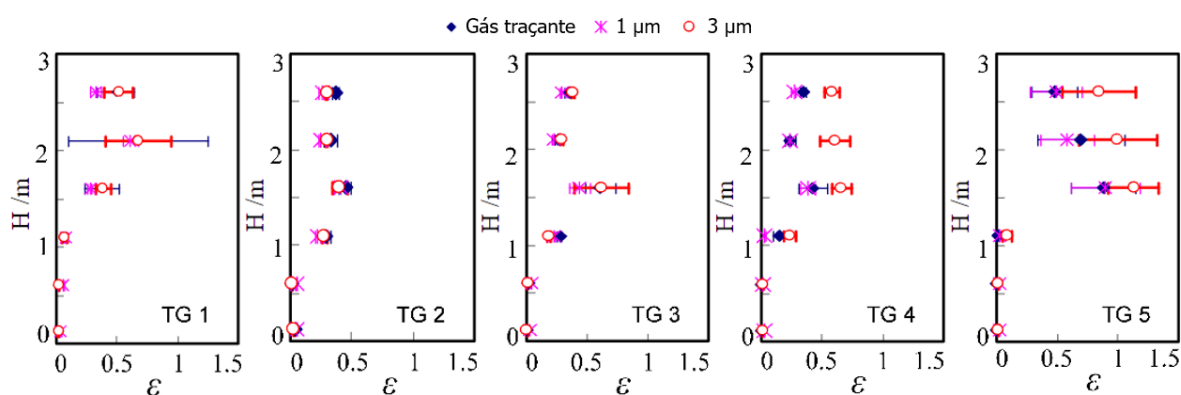
2.2.1 Modelo de Transporte aéreo de patógenos

Como apresentado na Seção 2.2, a contaminação aérea por vírus se dá através de gotículas ou aerossóis, meios líquidos em suspensão no ar. No contexto da fluidodinâmica computacional há a necessidade de o modelo representar o comportamento dessas partículas de forma fidedigna.

Para criação de modelos numéricos ou experimentais há a possibilidade da abordagem lagrangiana, que corresponde à representação desses corpos individualmente, com dimensões e densidades determinadas para representação das flutuações, deposições e evaporação das partículas conforme ocorre na realidade.

Também existe outra possibilidade que é a abordagem euleriana, que se trata da interpretação dessas partículas como uma nuvem, a representando como um gás chamado de rastreador.

Diversos estudos fazem o comparativo das duas abordagens. Segundo procedimento experimental de [Yin et al \(2009\)](#), a concentração de gás rastreador e partículas de 1 μm e 3 μm medida é semelhante (Figura 7). Essa semelhança entre os resultados também é verificada em simulações numéricas realizadas com partículas com diâmetro médio de 2,5 μm ([HATHWAY et al, 2011](#)).



**Figura 7 – Comparação entre concentrações de contaminantes em abordagem euleriana e lagrangeana (Sendo H a altura de medição e ϵ o adimensional de concentração).
Fonte: [Yin et al \(2009\)](#).**

As gotículas maiores, responsáveis pela transmissão direta, também apresentam resultados semelhante quando modeladas em CFD pelas duas abordagens, porém, o modelo numérico lagrangeano superdimensiona a velocidade de deposição das partículas em sistemas com maior velocidade de insuflamento como mostra a Figura 8 ([ZHAO et al, 2008](#)).

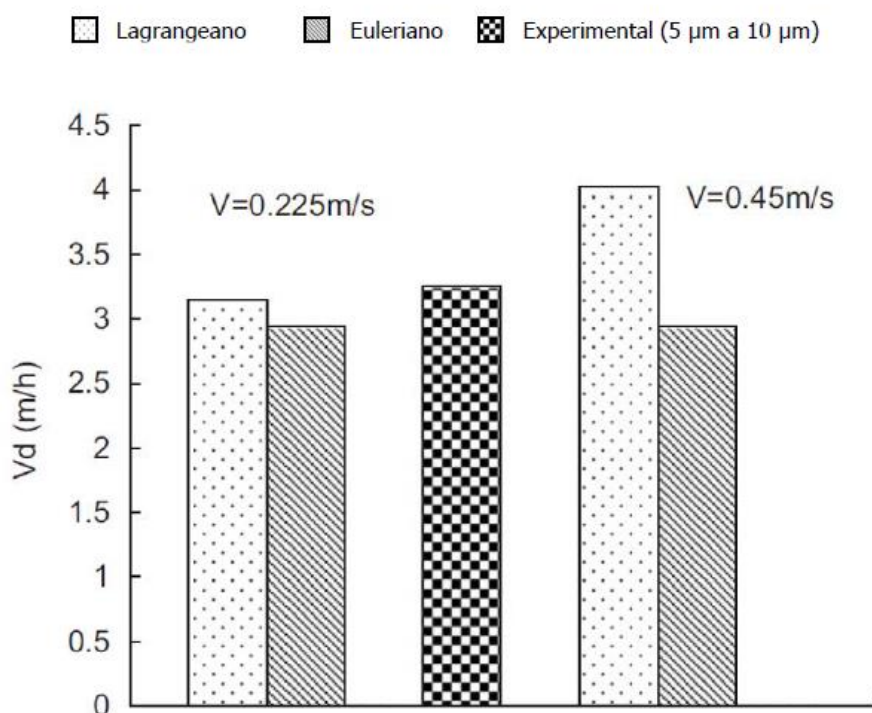


Figura 8 – Velocidade de deposição em diferentes abordagens e velocidades de insuflamento. Fonte: Adaptado de [Zhao et al \(2008\)](#).

As grandes vantagens da abordagem euleriana estão na simplificação e na parte computacional. Ao se considerar as partículas como nuvem de aerossóis é dispensável a entrada de diversos parâmetros como dimensão, desvio padrão e quantidade de partículas, podendo ser utilizados gases já inseridos na base de dados do *software* ou de propriedades facilmente encontradas na bibliografia como óxido nitroso e hexafluoreto de enxofre respectivamente ([YIN et al, 2009](#); [QIAN et al, 2008](#)). No quesito computacional a simulação de um gás é mais rápida e exige um computador menos potente para ser realizada ([ANSYS, 2013](#)).

2.2.2 Parâmetro de risco de infecção aérea

Para o estudo de transmissão aérea em CFD é necessário um parâmetro para avaliação quantitativa do patógeno e essa parametrização é feita baseada na concentração do patógeno, seja na abordagem lagrangeana seja na euleriana. Muitos estudos utilizam apenas a concentração na área de respiração ou no ar inspirado pelo indivíduo suscetível. Outros estudos utilizam o índice de infecção ([GAO & NIU, 2006](#)), apresentado na Equação 3.

$$\eta = \int_0^{\infty} V \rho_{in} c dt \quad (3)$$

η	Índice de infecção (kg)
V	Taxa de inspiração (m ³ /s)
ρ_{in}	Massa específica do ar inspirado (kg/m ³)
c	Fração mássica inspirada proveniente do ar expelido contaminado

Esse método exige a modelagem da inspiração para avaliação da massa específica do ar inspirado e a fração mássica proveniente do ar expelido com contaminantes, o que dificulta os modelos em CFD que buscam realizar avaliação de múltiplos indivíduos suscetíveis.

A parametrização mais relevante é o modelo de Wells-Riley ([RILEY et al. 1978](#)), que através do conceito do quanta de infecção propõe uma equação para aferir a probabilidade de infecção em um ambiente ventilado. O quanta é a dose necessária do patógeno para causar infecção em uma pessoa suscetível ([WELLS. 1955](#)). A Equação 4 descreve a probabilidade de infecção:

$$P = \frac{C}{S} = 1 - \exp\left(-\frac{Iqp_v t}{Q}\right) \quad (4)$$

P	Probabilidade de infecção;
C	Número de casos de infecção;
S	Número de indivíduos suscetíveis;
I	Número de indivíduos já infectados;
q	Taxa de geração de quanta (quanta/min);
p_v	Taxa de ventilação pulmonar (L/min);
t	Tempo de exposição (min);
Q	Taxa de ventilação (L/min.)

O modelo de Wells-Riley (WR) não foi criado para CFD e tem suas limitações: Além de ser um modelo proposto para quantidade de pessoas fixas em

um ambiente fechado também considera o ar completamente misturado, o que não ocorre de forma completa nem no modelo de ventilação por mistura. Também se assume que não há filtragem dos patógenos nem inativação do vírus ou deposição em superfícies ([RILEY et al, 1978](#)).

A abordagem inicial de Wells-Riley também parece superestimar o risco de infecção dos indivíduos suscetíveis mais distantes da fonte de contaminação, como mostra [Qian et al \(2009\)](#) ao comparar a estimativa de infectados com os dados de um surto de SARS em uma enfermaria em Hong Kong ocorrida em 2003. O método WR prevê 39,9 infectados em um ambiente onde foram observados 23 casos.

Para um modelo em CFD há a possibilidade de aferições mais precisas nos locais de interesse, portanto, se fez necessária a adaptação desse importante método para o ambiente de análise numérica. Diversos autores adaptaram o modelo WR principalmente de duas formas: Utilizando como base a concentração do patógeno no ar inspirado ou no ar presente na zona de respiração.

Na Equação 4, a relação entre quantidade de indivíduos infectados (I), taxa de geração de quanta (q) e taxa de ventilação (Q) dá a concentração de quanta no ambiente (quanta/m³) e essa razão faz o modelo WR assumir a distribuição de patógeno homogênea no ambiente. Por outro lado, é fácil calcular a concentração de quanta no ar expelido pelo indivíduo contaminado pela razão entre a taxa de geração de quanta (q) e a taxa de ventilação pulmonar (p). A concentração de quanta no ar expelido é linearmente proporcional à concentração de quanta em qualquer ponto do ambiente, tendo como coeficiente linear a concentração do jato expelido pelo contaminante no volume de medição, conforme mostra a Equação 5 ([WANG et al, 2022](#)):

$$c_q = \frac{qY}{p_v} \quad (5)$$

c_q	Concentração de quanta (quanta/m ³)
Y	Concentração do jato expelido pelo contaminante (adimensional)

Dessa forma, a concentração local c_q pode substituir a concentração global I_q/Q na Equação 4, adaptando o modelo de WR para medição de risco de infecção local, resultado na Equação 6:

$$P = 1 - \exp(-c_q p_v t) \quad (6)$$

2.2.2.1 Geração de quanta

O quanta é a dose necessária de um patógeno para causar infecção em um indivíduo suscetível ([WELLS, 1955](#)). A taxa de geração de quanta é um parâmetro importante dentro da equação de WR e das equações baseadas na mesma porque é o parâmetro específico relativo à doença estudada. Na Tabela 1 são apresentadas taxas de geração de quanta referentes a doenças causadas por alguns patógenos segundo a literatura.

Tabela 1 – Taxa de geração de quanta por tipo de vírus.

Doenças	Taxa de geração de quanta (h⁻¹)	Referência
Influenza	15-500	Rudnick & Milton, 2003 ; Liao et al, 2005 ; Beggs et al, 2010 ; Sze To & Chao, 2010 .
Rinovirus	1-10	Rucknick & Milton, 2003 .
Tuberculose	1-50	Beggs et al, 2010 ; Nardell et al, 1991 ; Escombe et al, 2007 ; Chen et al, 2011 .
MERS	6-140	WHO, 2019 .
SARS	10-300	Liao et al, 2005 ; Qian et al, 2009 .
Sarampo	570-5600	Riley et al, 1978 .

Fonte: Adaptado de [Mokhtari & Jahangir \(2021\)](#) e [Dai & Zhao \(2020\)](#).

Dentre as doenças citadas observa-se que o sarampo é a doença com maior taxa de geração de quanta, portanto, a mais contagiosa da lista em caso de contato do indivíduo suscetível com o patógeno. Porém, o sarampo é uma doença amplamente combatida no Brasil através da vacinação, declarada extinta em 2016, voltou a ser detectada com poucos casos nos grandes centros ([MINISTÉRIO DA](#)

[SAÚDE, 2022](#)). Portanto, a taxa de infecção por sarampo não será considerada para o presente estudo.

No caso da última grande epidemia, COVID-19, estudos mais recentes estimam a taxa de geração de quanta. [Buonanno et al \(2020\)](#), através da análise de carga viral em secreção de indivíduos infectados, estimou em 142 quanta/h para pessoas desempenhando atividades leves, como o caso dos estudantes em sala de aula. Já [Dai & Zhao \(2020\)](#), estimaram entre 14 a 48 quanta/h para COVID-19 baseados na adequação dos índices de replicação da doença (R_0) à curva histórica que relaciona a taxa de geração de quanta ao índice, como mostra a Figura 9. Uma diferença importante entre os dois estudos é que [Buonanno et al \(2020\)](#) realiza a investigação em indivíduos sintomáticos, enquanto [Dai & Zhao \(2020\)](#) englobam todos os indivíduos, estimando que o trabalho de [Buonanno et al \(2020\)](#), apresentaria uma taxa de geração de quanta entre 10,5 e 33,9 quanta/h se focados em assintomáticos.

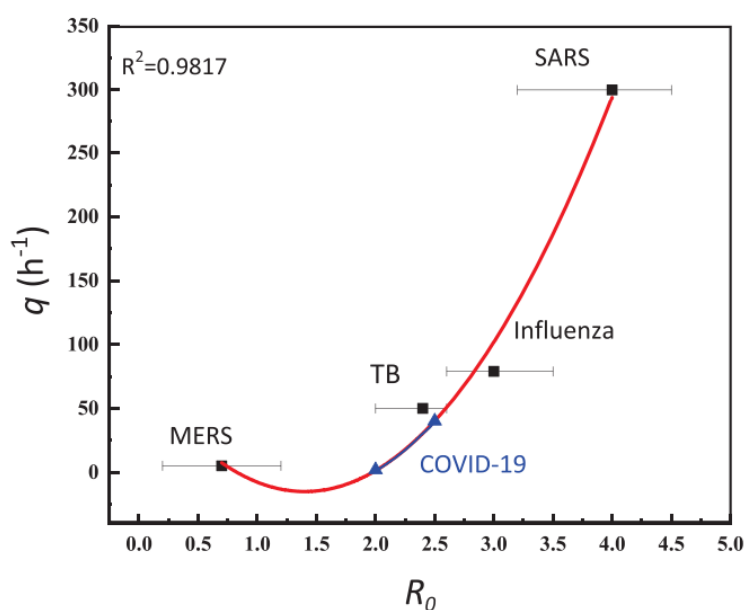


Figura 9 – Curva que relaciona taxa de geração de quanta (q) e índice de replicação de doenças (R_0).

Fonte: [Dai & Zhao \(2020\)](#).

Pela proximidade da pandemia de COVID-19 no momento da realização do presente trabalho as informações sobre a doença ainda estão se atualizando, sujeitas a modificações devido a novos estudos e a novas variantes do coronavírus.

Estudos que apresentam altas taxas de geração de quanta, como [Qian et al \(2009\)](#), são estudos que utilizam a equação de Wells-Riley de forma inversa, ou seja, utilizando casos reais de surto da doença e estimando a taxa de geração de quanta pela quantidade de infectados no ambiente. Essa forma de cálculo utiliza uma pequena amostragem de casos e destoa da curva apresentada por [Dai & Zhao \(2020\)](#).

Podemos observar, portanto, que as doenças que causaram maiores epidemias recentemente como SARS, MERS e COVID-19, apresentaram taxa de geração de quanta de até 300 quanta/h. Porém, estudos realizados utilizando WR de forma reversa em pequenas amostragens têm valores destoantes entre si, sendo mais adequada a utilização de valores de até 100 quanta/h para indivíduos em repouso para avaliação de risco de transmissão de futuras doenças respiratórias.

2.3 TURBULÊNCIA

Os fluidos escoam de maneira laminar ou turbulenta. O escoamento laminar é simples e previsível, se dá em formas de camadas, não há movimentação através das linhas de corrente. Na Figura 10 é perceptível a definição de linhas de corrente em volta de um cilindro, em um escoamento tipicamente laminar.

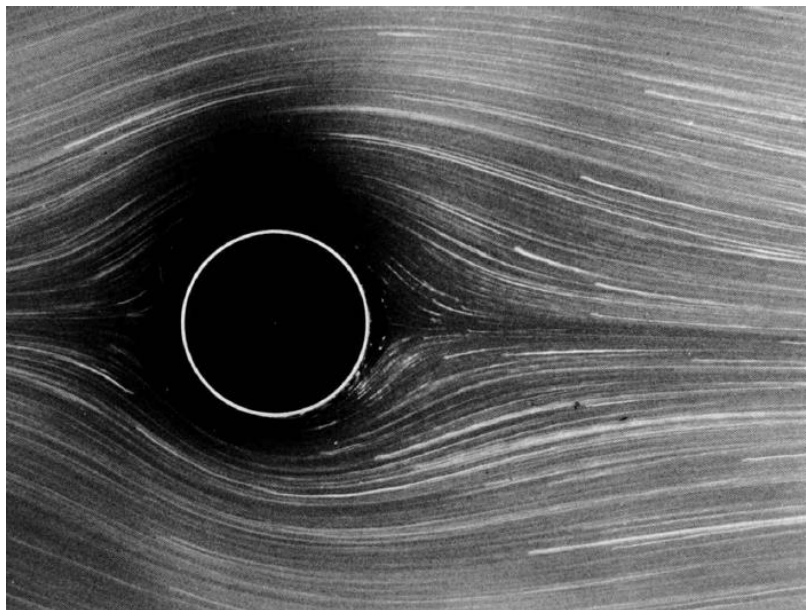


Figura 10 – escoamento laminar ao redor de um cilindro.
Fonte: [Van Dyke \(1982\)](#).

Já o escoamento turbulento apesar de ter uma direção média de deslocamento possui movimentação através de suas linhas de corrente de forma tridimensional, envolvendo mais troca de energia. A Equação 7 apresenta o parâmetro adimensional de Reynolds que quantifica o regime de escoamento dos fluidos para o caso específico de escoamento interno em dutos de perfil circular.

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (7)$$

Re	Número de Reynolds
ρ	Massa específica do fluido (kg/m ³)
v	Velocidade média do fluido (m/s)
D	Comprimento característico do fluxo (m)
μ	Viscosidade dinâmica do fluido (kg/m*s)

O resultado da equação foi nomeado de Número de Reynolds e é de grande importância para avaliação de qual hipótese sobre o fluido adotar. Normalmente, se considerando um escoamento interno laminar aquele com número de Reynolds abaixo de 2300 e, turbulento acima ([FOX & MCDONALD, 2001](#)).

É importante frisar que laminar e turbulento são conceitos locais do escoamento, sendo possível em trechos próximos a obtenção dos dois regimes, como por exemplo, em casos de efeitos à jusante de elementos dispostos em um escoamento laminar, que muitas vezes provocam um regime turbulento nessas áreas, como demonstrado na Figura 11.



Figura 11 – Separação laminar a jusante de parede curva.
Fonte: [Van Dyke \(1982\)](#).

O escoamento turbulento é muito mais complexo do que o laminar. Como as partículas se movem de forma pouco previsível se torna um regime muito estudado de forma estatística. Dessa forma, é possível se desenvolver modelos para análise do movimento dos escoamentos turbulentos.

O movimento dos escoamentos é modelado pelas equações de Navier-Stokes (equações diferenciais parciais não lineares), obtidas com base nas teorias de conservação de massa, momento linear, momento angular e energia como pode ser visto na Equação 8.

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{u} + \vec{g} \quad (8)$$

\vec{u}	Vetor de velocidades nas três direções cartesianas (m/s)
ν	Viscosidade cinemática (m ² /s)
t	Tempo (s)
ρ	Massa específica do fluido (kg/m ³)
p	Pressão (Pa)
\vec{g}	Vetor de aceleração da gravidade (m/s ²)

Essas equações são de grande importância para a resolução de escoamentos simples de forma analítica, pela possibilidade de se desconsiderar diversas parcelas do seu cálculo através de hipóteses simplificadoras. Porém, em casos como

escoamentos com alta turbulência as equações de Navier-Stokes sozinhas não são capazes de produzir um resultado correspondente à realidade, sendo necessários modelos analíticos e empíricos descritos nas subseções 2.3.1 e 2.3.2.

2.3.1 Modelos De Turbulência

As equações de Navier-Stokes não são solucionáveis analiticamente para todos os escoamentos. A fluidodinâmica computacional (CFD), ferramenta responsável pela simulação numérica de escoamentos, possibilita a resolução das equações de Navier-Stokes, porém, quanto maior a complexidade do escoamento mais capacidade de processamento é exigida, necessitando muitas vezes de supercomputadores.

Simulação numérica direta (DNS) é o nome dado para a resolução direta das equações de Navier-Stokes pelos softwares de CFD, mas costuma ser utilizada apenas em casos mais simples, em que se exige grande precisão. Em outros casos, podem-se utilizar outras abordagens, baseadas em aproximações, modelos e equações obtidas por vias estatísticas e empíricas para conseguir prever de forma aproximada o escoamento turbulento real.

Os modelos de turbulência procuram realizar simplificações através de diferentes teorias para se diminuir as etapas de cálculo. Ao longo da história foram desenvolvidos modelos de turbulência que revolucionaram a fluidodinâmica antes mesmo do advento da computação como conhecemos hoje. Porém, com o avanço da fluidodinâmica computacional, foi possível o desenvolvimento de melhoramentos em teorias já existentes, assim como a criação de modelos híbridos, que solucionam o escoamento por diferentes modelos dependendo das condições de contorno locais.

Mesmo com a tecnologia da computação entregando cada vez mais quantidade de processamento, a modelagem dos escoamentos mais complexos exige uma capacidade ainda inexistente, instigando o desenvolvimento de cada vez mais modelos de turbulência que tornem mais simulações possíveis e com resultados mais próximos do escoamento real em diversas condições.

A partir das Equações Médias de (RANS – Reynolds-Average Navier-Stokes) surgem os modelos de turbulência mais utilizados, base do desenvolvimento

em CFD, cada um com sua especificidade conforme descrito nas subseções 2.3.1.1, 2.3.1.2, 2.3.1.3 e 2.3.1.4.

2.3.1.1 Reynolds-Average Navier-Stokes (RANS)

Quando se trata de turbulência existe um grau de aleatoriedade envolvido e, por isso parte do seu estudo se baseia no campo da estatística. Pode-se dizer que as propriedades do escoamento como pressão e velocidade têm um componente médio linear que dita o comportamento em maior escala somado a um comportamento caótico, de menor escala. O componente médio é chamado de principal e o caótico é o termo flutuante que diferem basicamente por escala e pela variação temporal do segundo. A Equação 9 mostra a relação entre os termos, a chamada decomposição de Reynolds.

$$u_i(x, y, z, t) = U_i(x, y, z) + u_i'(x, y, z, t) \quad (9)$$

$u_i(x, y, z, t)$	Campo de velocidade (m/s)
$U_i(x, y, z)$	Componente médio do campo de velocidade (m/s)
$u_i'(x, y, z, t)$	Componente flutuante do campo de velocidade (m/s)

Os termos médios do escoamento ditam os grandes comportamentos do escoamento, normalmente os que mais nos interessam na modelagem numérica. Já os termos flutuantes descrevem pequenos fenômenos aleatórios que geram maior complexidade ao estudo do escoamento e podem ser melhor visualizados por meio do gráfico da Figura 12.

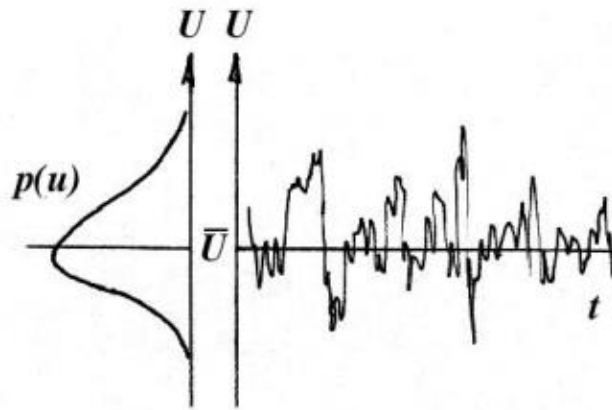


Figura 12 – Flutuação da velocidade U ao longo do tempo em relação à sua média e concentração estatística de valores.

Fonte: [Smits \(2009\)](#).

As Equações 10 e 11 descrevem a conservação de massa e momento linear, respectivamente. Utilizando a decomposição de Reynolds é possível substituir os termos pelo componente médio adicionado ao componente flutuante e posteriormente tirar a média temporal, obtendo-se as Equações 13 e 14:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (10)$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (2\mu s_{ij}) + \rho g_i \quad (11)$$

Sendo:

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (12)$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (13)$$

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (2\mu S_{ji} - \overline{\rho u'_j u'_i}) + \rho g_i \quad (14)$$

u_i	Vetor velocidade na direção i (m/s)
x_i	Vetor posição na direção i (m)
p	Pressão (Pa)

ρ	Massa específica do fluido (kg/m ³)
s_{ji}	Taxa de deformação
μ	Viscosidade dinâmica (kg/m*s)
U_i	Vetor velocidade média na direção i (m/s)
u'_i	Vetor velocidade flutuante na direção i (m/s)
g_i	Aceleração da gravidade na direção i (m/s ²)

Sendo as letras maiúsculas o termo médio, vê-se que a principal diferença da Equação 11 para a Equação 14 é o termo $\overline{\rho u'_j u'_i}$, que se refere à média do produto de vetores de velocidade flutuantes. Apesar da média de um vetor velocidade flutuante ser nulo o mesmo não se aplica à média da multiplicação entre dois termos flutuantes. Esse termo é chamado de tensão de Reynolds e é onde as flutuações turbulentas se relacionam com o termo médio ([GRAEBEL, 2007](#)).

A partir do surgimento dos termos de tensão de Reynolds o sistema passa a não ter mais solução, já que foram adicionadas mais incógnitas sem novas equações. Fisicamente, a simplificação realizada por Reynolds perde algumas relações importantes das equações de Navier-Stokes, gerando um sistema aberto, ou seja, impossível de ser resolvido. Além disso, também seria importante uma solução sem termos flutuantes, assim o modelo poderia funcionar em função apenas de variáveis do componente médio do escoamento.

Boussinesq ([1877](#)) propôs uma analogia entre a tensão de Reynolds e a tensão do escoamento laminar. A hipótese de Boussinesq era de que essa tensão seria um fenômeno dissipativo e que, portanto, podia ser modelada em função de uma viscosidade turbulenta e da taxa de deformação, como pode-se ver na Equação 15, em uma aproximação que permitiria a solução da Equação 14 através da utilização de um valor de viscosidade turbulenta empírico.

$$-\overline{\rho u'_j u'_i} = \nu_T \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \bar{\rho} k \delta_{ij} \quad (15)$$

ν_T	Viscosidade turbulenta
k	Energia cinética
δ_{ij}	Delta de Kronecker

A partir dessa equação, com o avanço de estudos empíricos, surgiram diversos modelos buscando a proposta mais fidedigna para a viscosidade turbulenta. Os modelos mais modernos descrevem a viscosidade turbulenta em equações de duas variáveis, necessitando de duas equações para sua resolução ([WILCOX, 2006](#)). Esses modelos são chamados de modelos de duas equações.

Os modelos de duas equações têm em comum uma equação baseada na energia cinética turbulenta, dada pela Equação 16, já que há uma relação de transferência de energia cinética entre as componentes principal e flutuante do escoamento.

$$k = \frac{1}{2}(\overline{u_i' u_j'}) = \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (16)$$

Em termos da energia cinética turbulenta (k), [Prandtl \(1945\)](#) admitiu a Equação 17 para a viscosidade turbulenta. Sendo ℓ o comprimento da camada de turbulência, ainda faltando ser definido.

$$v_T = constante \cdot k^{1/2} \ell \quad (17)$$

Nas seções 2.3.1.2, 2.3.1.3 e 2.3.1.4 serão apresentados os modelos da categoria RANS mais utilizados em CFD ([AHMADZADEH & SHAMS, 2022](#); [MEMARZADEH & XU, 2012](#); [VILLAFRUELA, 2019](#); [YAN et al , 2017](#)).

2.3.1.2 Modelo K- ϵ

O modelo K- ϵ é desenvolvido com base no RANS, buscando através da energia cinética do fluido a relação entre a parte principal do escoamento e as flutuações turbulentas. Quando essa energia cinética é derivada em função do tempo, é possível separá-la em diversos termos que representaram parâmetros e interações do escoamento, como é visto na Equação 18:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{u_j' p'}}{\partial x_j} - \frac{1}{2} \frac{\partial \overline{u_j' u_j' u_i'}}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial^2 k}{\partial x_j^2} - \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \nu \frac{\partial \overline{u_i' \partial u_i'}}{\partial x_j \partial x_j} \quad (18)$$

Os termos respectivamente representam a taxa de variação da energia cinética e as contribuições da convecção do fluido principal, difusão da pressão, transporte turbulento, transporte viscoso, produção de turbulência e dissipação. Cada termo representa a influência de um diferente fator para a energia cinética turbulenta, em função da parte turbulenta do escoamento, mas também da parte principal. Consequentemente a equação da energia cinética turbulenta descreve uma relação entre o escoamento médio e o flutuante.

Reorganizando a Equação 18, substituindo a dissipação pelo termo ε (Equação 19) temos a equação de transporte de energia cinética apresentada na Equação 20:

$$\varepsilon = \nu \frac{\partial \overline{u_i' \partial u_i'}}{\partial x_j \partial x_j} \quad (19)$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = -\overline{u_i' u_j'} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \frac{\partial k}{\partial x_j} - \frac{1}{2} \overline{u_j' u_j' u_i'} - \frac{1}{\rho} \overline{p' u_j'} \right] \quad (20)$$

Não se dispõe de modelo relativo ao transporte difusivo turbulento decorrente das flutuações de pressão. Todavia, sua contribuição para o transporte das propriedades turbulentas é, via de regra, pequena, sendo, em geral, desprezada ([WILCOX, 2006](#)). Assim, o transporte turbulento pode ser simplificado na Equação 21:

$$\frac{1}{2} \overline{u_j' u_j' u_i'} + \frac{1}{\rho} \overline{p' u_j'} = -\frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \quad (21)$$

Onde σ_k é o coeficiente de fechamento, termo adimensional obtido de forma empírica. A nova equação de transporte da energia cinética é dada na Equação 22:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = -\overline{u_i' u_j'} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (22)$$

A viscosidade turbulenta no modelo K- ϵ recebe uma constante C_μ adimensional de proporcionalidade ([PRANDTL, 1945](#)) e é dada pela Equação 23:

$$v_t = \frac{C_\mu k^2}{\epsilon} \quad (23)$$

Derivando a Equação 19 tem-se a taxa de dissipação na Equação 24, a outra equação do modelo K- ϵ

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = C_{e1} \frac{\epsilon}{k} \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{e2} \frac{\epsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_e} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] \quad (24)$$

Sendo, as constantes empíricas adimensionais:

$$C_{e1} = 1,44$$

$$C_{e2} = 1,92$$

$$C_\mu = 0,09$$

$$\sigma_k = 1,0$$

$$\sigma_e = 1,3$$

2.3.1.3 Modelo K- ω

O modelo K- ω foi proposto inicialmente por Kolmogorov e desenvolvido posteriormente por vários pesquisadores como [Saffman e Wilcox \(1974\)](#) até se tornar uma das principais opções frequentes ao modelo K- ϵ . Sua viscosidade turbulenta é dada pela Equação 25:

$$\nu_T = \frac{k}{\omega} \quad (25)$$

As duas equações parciais que são utilizadas para resolver o problema de RANS são a já citada equação de transporte da energia cinética (Equação 20) e a equação da taxa específica de dissipação, que é proposta por [Kolmogorov \(1942\)](#) pela Equação 26:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = -\beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\sigma \nu_T \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (26)$$

Essa equação é empírica, portanto, aberta a novas possibilidades de adequação através de novos termos como, por exemplo, o termo de produção utilizado por todos os desenvolvedores do modelo K- ω ([WILCOX, 2006](#)). Dessa forma a Equação 27 representa a taxa de específica de dissipação.

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{\kappa} \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\sigma_d}{\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \sigma' \frac{\kappa}{\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (27)$$

Para esse modelo será necessário alterar também a equação de transporte de energia cinética, já que o termo dissipativo agora será apresentado em função de ω conforme pode-se observar na Equação 28:

$$\frac{\partial \kappa}{\partial t} + U_j \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} = -\overline{u_i' u_j'} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta' \kappa \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \sigma \frac{\kappa}{\omega} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] \quad (28)$$

Abaixo seguem constantes adimensionais e termos utilizados pela bibliografia para simplificar as Equações 27 e 28 ([WILCOX, 2006](#)):

$$\alpha = \frac{13}{25}$$

$$\beta = \beta_0 f_\beta$$

$$\beta' = \frac{9}{100}$$

$$\sigma = \frac{1}{2}$$

$$\sigma' = \frac{3}{5}$$

$$\sigma_d = \begin{cases} 0, & \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \leq 0 \\ \frac{1}{8}, & \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} > 0 \end{cases}$$

$$\beta_0 = 0,0708$$

$$f_\beta = \frac{1 + 85\chi_\omega}{1 + 100\chi_\omega}$$

$$\chi_\omega = \left| \frac{\Omega_{ij}\Omega_{jk}S_{ki}}{(\beta'\omega)^3} \right|$$

Sendo Ω_{ij} e S_{ij} a rotação média e a taxa de tensão média respectivamente

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$$

O modelo k- ω leva vantagem na modelagem da camada viscosa junto à parede e em regiões de gradientes de pressão opostos ao escoamento ([ANSYS, 2013](#)).

2.3.1.4 Modelo RNG K- ϵ

[Yakhot & Orszag \(1986\)](#) desenvolveram uma versão do Modelo K- ϵ utilizando técnicas da teoria de grupo de renormalização, gerando as mesmas equações do modelo K- ϵ tradicional (Equações 22 e 2024), mas dessa vez com outras constantes:

$$C_{e1} = 1,42$$

$$C_{e2} \equiv \tilde{C}_{e2} + \frac{C_\mu \lambda^3 (1 - \lambda/\lambda_0)}{1 + \beta \lambda^3}$$

$$\lambda \equiv \frac{k}{\epsilon} \sqrt{2S_{ij}S_{ji}}$$

$$C_{e1} = 1,42$$

$$\tilde{C}_{e2} = 1,68$$

$$C_\mu = 0,085$$

$$\sigma_k = 0,72$$

$$\sigma_\epsilon = 0,72$$

$$\beta = 0,012$$

$$\lambda_0 = 4,38$$

2.3.2 Seleção de Modelo de Turbulência

Os modelos de turbulência mais comumente utilizados em estudos de propagação de patógenos por HVAC em computação fluidodinâmica são os modelos de duas equações K- ϵ e suas derivações, se destacando o modelo RNG K- ϵ ([BORRO et al, 2021](#); [SRIVASTAVA et al, 2021](#); [VILLAFRUELA et al, 2019](#); [YAN et al, 2017](#)).

Existem alguns motivos para a utilização dos modelos K- ϵ . Primeiramente, modelos desenvolvidos através de outras metodologias que não RANS têm alto custo computacional ([ANSYS, 2013](#)). É possível encontrar modelos diferentes ou até mistos, porém sua utilização acaba sendo mais restrita à disponibilidade de uma maior capacidade computacional. Segundo que a robustez e precisão do modelo dão maior adaptabilidade para as situações estudadas, com seus pontos fracos sendo supridos por novas propostas derivadas do modelo K- ϵ ([ANSYS, 2013](#)).

Dentro dos modelos desenvolvidos através das RANS, o principal modelo alternativo ao K- ϵ , o modelo K- ω , não é recomendado para regiões de transição entre fluxo laminar e turbulento ([ANSYS, 2013](#)), tipicamente encontrado no sistema proposto nesse estudo.

[Chen & Chao \(1997\)](#) realizaram um estudo de comparação de modelos de turbulência com dados experimentais em um sistema de ventilação por deslocamento. Foram analisados diversos parâmetros do escoamento como velocidade, temperatura e concentração de gás hélio. Como resultado, o modelo RNG K- ϵ é o que mais se assemelha aos dados experimentais, chamando atenção para a verossimilhança dos resultados gerados em termos de concentração de poluentes, apresentado na Figura 13:

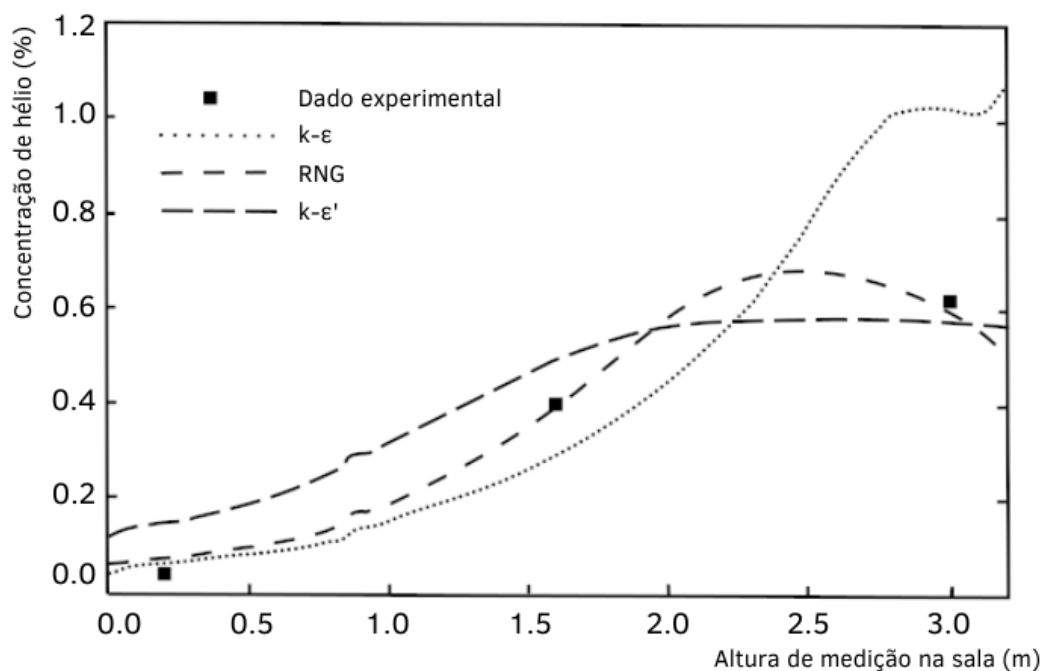


Figura 13 – Concentração de Hélio em diferentes alturas da sala por diferentes modelos de turbulência e por dados experimentais.

Fonte: [Chen & Chao \(1997\)](#).

Outro estudo que aponta para as vantagens do modelo RNG K- ϵ é o de [Zhang et al \(2007\)](#). A metodologia é a mesma de comparação de parâmetros de diversos modelos de turbulência com dados experimentais, fornecendo um resultado ainda mais robusto, com mais detalhes sobre cada método. A Tabela 2 apresenta os resultados com notas comparativas de A (nota máxima) a D (nota mínima), para cada parâmetro atestado:

Tabela 2 – Performance de diversos modelos de turbulência.

Fonte: [Zhang et al \(2007\)](#).

Casos	Parâmetros avaliados quanto à precisão	RNG K- ϵ	SST K- ϵ	LRN-LS	V2f-dav	RSM-IP	DES	LES
Convecção Natural	Temp. Média	A	A	C	A	A	C	A
	Veloc. Média	B	A	B	A	B	D	B
	Turbulência	C	C	C	A	C	C	A
Convecção Forçada	Veloc. Média	A	C	A	A	B	C	A
	Turbulência	B	C	B	B	B	C	B
Convecção Mista	Temp. Média	A	A	A	A	B	B	A
	Veloc. Média	B	B	B	A	A	B	B

	Turbulência	A	D	B	A	A	B	B
Escoamento de Alta Flutuação	Temp. Média	A	A	A	A	n/c	n/a	B
	Veloc. Média	A	A	A	A	n/c	n/a	A
	Turbulência	C	A	B	B	n/c	n/a	B
Tempo de Computação (unidade)								
(Sendo a unidade equivalente à simulação do Modelo de Zero Equações – CHEN & XU, 1998)		2 - 4		4 - 8		10 - 20		10 ² - 10 ³
A = bom, B = aceitável, C = regular, D = ruim, n/c = não converge, n/a = não aplicável								
RNG k-ε – Modelo k-ε renormalizado (YAKHOT & ORSZAG, 1986);								
SST k- ω – Modelo k- ω SST (MENTER, 1994);								
LRN-LS – Modelo k-ε adaptado para baixo número de Reynolds (LAUNDER & SHARMA, 1974);								
V2f-dav – Modelo v2f modificado (DAVIDSON ET AL., 2003);								
RSM-IP – Modelo de tensão de Reynolds (GIBSON & LAUNDER, 1978);								
LES – Large Eddy Simulation modificado (GERMANO ET AL., 1991 ; LILLY, 1992).								

A partir da Tabela 2 pode-se verificar que o modelo RNG k-ε e o modelo v2f-dav têm um bom resultado na convecção forçada, principalmente, a um baixo custo computacional. Porém, o modelo v2f-dav é um modelo bem recente e não está disponível em *softwares* comerciais, sendo necessária a aplicação de códigos definidos pelo usuário afim de implementar suas equações de governo ([ZHANG, 2007](#)), perdendo, portanto, em usabilidade.

Para esse trabalho será utilizado o modelo RNG k-ε devido ao bom desempenho nos estudos analisados, sendo o mais robusto e preciso modelo dentre os de semelhante acessibilidade em termos de tempo de processamento.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Desde a epidemia de SARS (síndrome respiratória aguda grave) em 2003 houve um aumento de pesquisas em computação fluidodinâmica voltada para o estudo da transmissão aérea de doenças respiratórias em ambientes com ventilação forçada. Com o avanço tecnológico foi possível um número ainda maior de pesquisas com maior agilidade na epidemia de MERS (síndrome respiratória do Oriente Médio) em 2012 e, principalmente, na pandemia de Covid-19, iniciada em 2020.

Com toda a complexidade das simulações em CFD é preciso tomar um cuidado com a comparação entre diferentes artigos, que podem estar considerando parâmetros diferentes em relação ao insuflamento e retorno, modelo de turbulência, escoamento transiente ou permanente e as diversas métricas e exposição como Wells-Riley ou índice de infecção, entre outras.

São três os elementos chaves do combate à transmissão aérea em HVAC: Taxa de ventilação, fluxo de ar e direção do fluxo ([QIAN & ZHENG, 2018](#)). A taxa de ventilação é a frequência de entrada de ar no ambiente, às vezes se utiliza a vazão nesses estudos e, por vezes a quantidade de trocas de ar por hora. O fluxo de ar diz respeito ao caminho que o ar realiza desde à entrada no ambiente até a saída. A direção do fluxo é a rota realizada entre ambientes quando são levadas em conta uma instalação de sistema de HVAC em um edifício, o que ficará fora do escopo do estudo.

3.1 TAXA DE VENTILAÇÃO

A taxa de ventilação de um sistema de HVAC é tida como um dos principais parâmetros para a obtenção de uma boa IAQ, tendo níveis mínimos especificados por normas para que haja adequada renovação do ar interior ([ABNT, 2008b](#); [ASHRAE, 2016](#)). Essa relação direta já foi explicitada nos estudos sobre patógenos por meio da Equação 4, para a probabilidade de infecção, porém especificamente em termos de ar exterior ([RILEY et al, 1978](#)).

[Dai & Zhao \(2020\)](#) utilizam a equação de Wells-Riley para simular diversas taxas de ventilação assumindo ambientes com apenas um indivíduo contaminado

com a taxa mínima e máxima de geração de quantum estimadas em 14 e 48 h⁻¹. Através dos gráficos da Figura 14 é possível ver o efeito da probabilidade de infecção caindo drasticamente com o aumento da taxa de ventilação mesmo em exposições mais prolongadas.

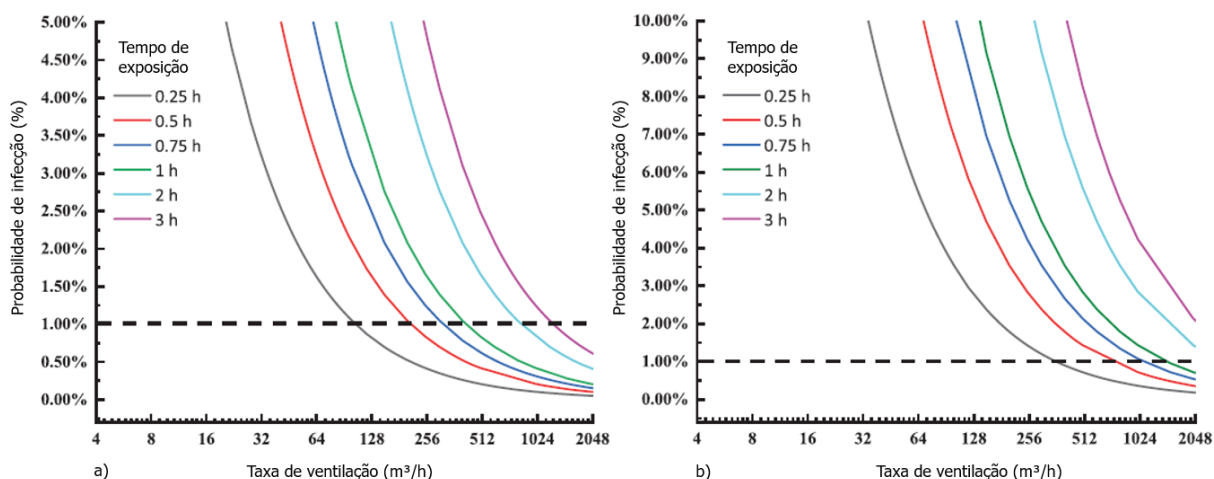


Figura 14 – Probabilidade de infecção por taxa de ventilação com taxas de geração de quantum (a) 14 h⁻¹ e (b) 48 h⁻¹.

Fonte: [Dai & Zhao \(2020\)](#).

Estabelece-se então 1% de probabilidade de infecção ([DAI & ZHAO, 2020](#)) como o limite máximo admitido para um ambiente seguro. O cenário projetado pelos gráficos é de taxas de ventilação da ordem de mais de 2000 m³/h por infectado para probabilidade de infecção abaixo de 1% para um tempo de exposição de apenas duas horas na hipótese de maior geração de quanta. Para maior clareza, o autor demonstra que para salas de aula de 348 m³ o patamar de 1% de risco significa 7 ACH, valor acima do índice recomendado por autoridades estadunidenses que são 6 ACH, por exemplo ([CDC, 2021](#)).

O tempo de duas horas é compatível, como será visto mais à frente nas considerações deste estudo, com o tempo de aula de uma disciplina, porém, raramente este aluno infectado assistirá apenas uma aula por dia. Além disso, WR prevê taxa de ventilação de ar exterior, ou seja, é necessária uma adaptação no sistema de ar condicionado para os valores obtidos serem viáveis. Outra questão a ser avaliada é que os patógenos podem ser transportados por partículas de diversos tamanhos, como citado na Seção 2.2. Grandes partículas sofrem mais efeitos da gravidade e pequenas partículas sofrem mais o efeito da flutuação.

A velocidade do ar também está intimamente ligada à movimentação das partículas ([LIU et al, 2016](#)), portanto, a taxa de ventilação exerce influência na capacidade de trocar ar contaminado por ar puro, mas também na velocidade de insuflamento de ar no ambiente. Enquanto, com maior taxa de ventilação, pequenas partículas e aerossóis podem ser retiradas ou diluídas no ambiente pela flutuação, grandes partículas podem alcançar maiores distâncias antes de atingir o solo.

Segundo [Qian & Zheng \(2018\)](#) há uma larga produção de artigos que estudam os efeitos da taxa de ventilação nos aerossóis já que estes flutuam tempo o suficiente para a troca de ar dar conta da manutenção da qualidade do ar, porém, as gotículas mais pesadas têm sua movimentação governada principalmente pela velocidade que são expelidas e pela gravidade, havendo poucas evidências de que o aumento da taxa de ventilação faça a diferença na contaminação por esta via.

De todo o modo, alguns estudos buscam utilizar adaptações do modelo Wells-Riley para CFD ([Guo et al, 2021](#); [Qian et al, 2009](#); [Wang et al, 2021](#); [Yan et al, 2017](#)), dessa forma tornando-o aplicável a situações onde o ar não está completamente misturado.

Utilizando um método de Wells-Riley adaptado, [Wang et al \(2021\)](#) verificaram com base em casos reais a estimativa de concentração de quanta em um trem de alta velocidade do sistema ferroviário chinês em CFD. Foram avaliadas as concentrações no salão do trem com sistema de HVAC de diferentes taxas de ventilação: 14 ACH e 44 ACH.

Na Figura 15 são apresentadas as simulações dos dois cenários de taxa de ventilação com o indivíduo contaminado localizado na poltrona 6C.

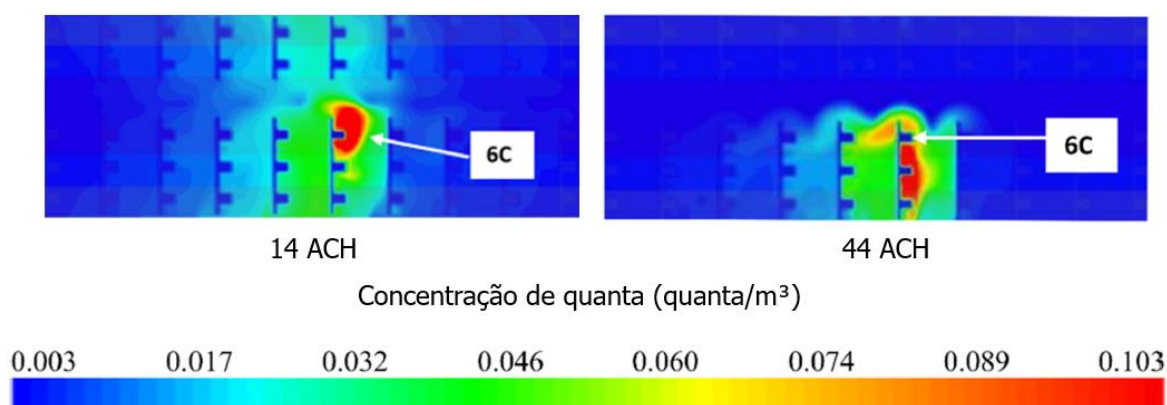


Figura 15 – Concentração de quanta em salão de trem com 14 e 44 trocas de ar por hora.
Fonte [Wang et al \(2021\)](#).

Pode-se observar que no cenário de maior taxa de ventilação (44 ACH) há uma redução no alcance do patógeno, resultando em uma menor concentração de quanta principalmente do lado oposto do corredor, mas também nas fileiras mais distantes da que se localiza o infectado. Também é possível notar a maior concentração de quanta na área mais próxima ao emissor na simulação com 44 ACH.

A relação entre o aumento da taxa de ventilação, o menor alcance e maior concentração local das partículas fortalece a tese de que a maior taxa de ventilação dilui as nuvens de aerossóis, porém dá mais alcance às partículas maiores e mais pesadas devido ao aumento da velocidade de insuflamento, aumentando o raio de deposição ([QIAN & ZHENG, 2018](#)).

3.2 PADRÕES DE DISTRIBUIÇÃO DE AR

A forma como os jatos de ar entram no ambiente, a trajetória do fluxo de ar puro e a trajetória do fluxo de ar contaminado são aspectos importantes do sistema. Assim como o sistema de HVAC pode promover a qualidade do ar, também é possível levar o contaminante a outros indivíduos.

Existem diversas formas de ventilação, aqui serão destacadas três: ventilação descendente, por deslocamento e de mistura, que podem ser vistas na Figura 16.

A ventilação descendente (Figura 16a) tem sido a mais recomendada para ambientes hospitalares, já que busca que o ar após ser inspirado e expirado pelos

indivíduos desça ao nível do solo por onde vai se deslocar até a saída sem contato com a região de respiração de outros indivíduos ([QIAN & ZHENG, 2018](#)).

A ventilação por deslocamento (Figura 16b) busca que o ar passe por todo o ambiente até sair pelas grelhas do lado oposto, carregando o máximo do ar mais antigo com ele, visando uma melhora de IAQ por uma troca mais completa do ar. Como o ar frio entra pela parte de baixo e sai por cima esse tipo de ventilação depende da absorção de calor pelo ar no ambiente para promover a circulação de todo o ar ([VILLAFRUELA et al, 2019](#)).

A ventilação de mistura (Figura 16c) é um sistema onde os difusores de insuflamento e de retorno se localizam no alto da parede ou no teto, com o retorno próximo, fechando um ciclo onde o ar se mistura pelos efeitos turbulentos. Os condicionadores de ar *split* e de janela funcionam dessa forma. No contexto da IAQ esse tipo de ventilação busca diluir os contaminantes e nele é baseado o modelo de Wells-Riley ([QIAN & ZHENG, 2018](#)).

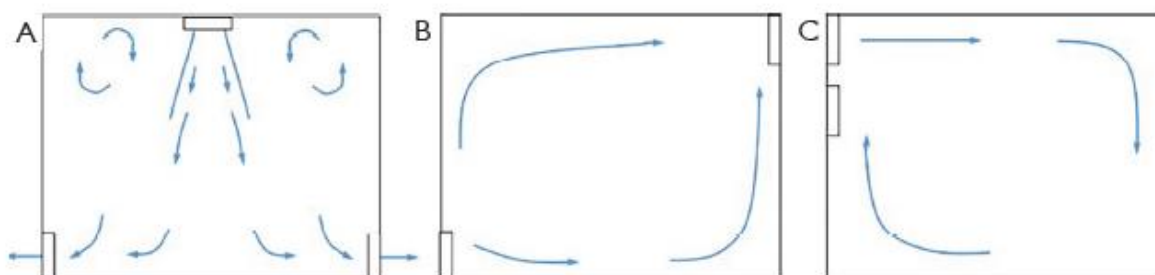


Figura 16 – (a) Ventilação descendente (b) Ventilação por deslocamento (c) Ventilação de mistura

Fonte: [Qian & Zheng \(2018\)](#).

[Villafruela et al \(2019\)](#) desenvolveu um trabalho sobre ventilação por deslocamento e o aumento da taxa de ventilação não se mostrou eficaz para aumentar a eficiência de trocas de ar e nem a eficiência de remoção de contaminantes. Esses resultados são obtidos por meio experimental e numérico e mostrados pela Figura 17, onde pode-se ver que não há uma relação linear entre a melhora da IAQ e aumento da taxa de ventilação.

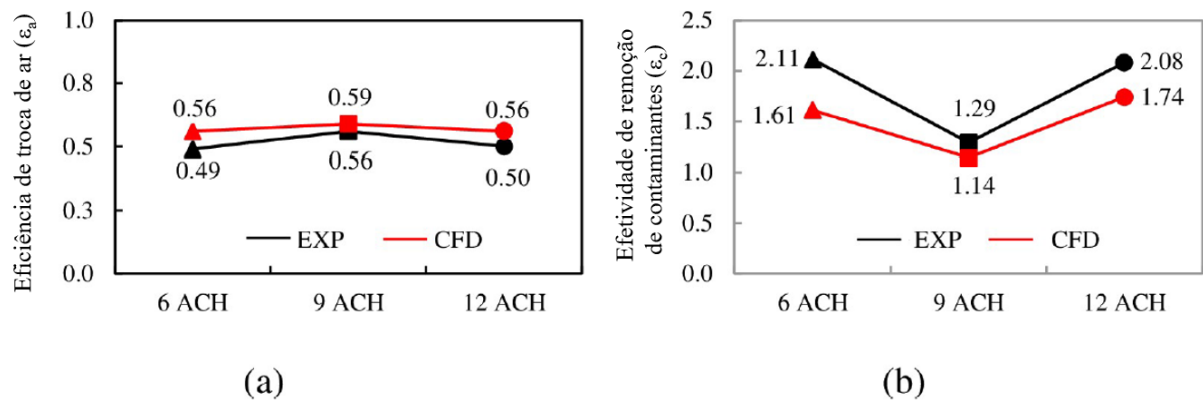


Figura 17 – Variação da eficiência de troca de ar (a) e remoção de contaminantes (b) em função da taxa de ventilação (ACH) em sistema de ventilação por deslocamento.

Fonte: [Villafruela et al \(2019\)](#).

Porém o autor levanta o questionamento de que a posição dos difusores pode influenciar mais do que a taxa de ventilação. A ventilação por deslocamento tem como premissa o ar novo percorrer o ambiente e retirar o contaminante, assim, de fato, importa mais o trajeto a ser percorrido pelo ar contaminado do que sua diluição ou velocidade de troca. De forma semelhante, a [ASHRAE \(2019\)](#) recomenda dar maior importância a adaptar sistemas de HVAC para que o fluxo de ar seja da região menos contaminada para a mais contaminada.

[Memarzadeh & Xu \(2012\)](#) explicam por seus estudos a importância da posição de insuflamento de ar e retorno de ar frente às taxas de ventilação, com os resultados expostos na Tabela 3.

Tabela 3 – Efetividade de ventilação por caso
 Fonte: [Memarzadeh & Xu \(2012\)](#).

Caso	Efetividade de ventilação a 1,1 m de altura	Efetividade de ventilação a 1,7 m de altura	Taxa de Ventilação	Posicionamento de insuflamento e exaustão
5	1,11	1,05	4 ACH	Insuflamento no teto próximo do paciente, exaustão no teto distante
6	0,75	1,08	6 ACH	Insuflamento no teto próximo do paciente, exaustão no teto distante
7	0,99	1,01	12 ACH	Insuflamento no teto próximo do paciente, exaustão no teto distante
11	1,76	1,69	4 ACH	Exaustão no teto próximo do paciente, insuflamento no teto distante
12	2,38	2,27	6 ACH	Exaustão no teto próximo do paciente, insuflamento no teto distante
13	3,37	3,24	12 ACH	Exaustão no teto próximo do paciente, insuflamento no teto distante

Os resultados trazem que a efetividade da ventilação perde sua relação linear com a taxa de ventilação quando a ventilação está próxima ao paciente infectado e a exaustão distante, já que o ar contaminado percorre toda a sala até alcançar a

exaustão. Os resultados reforçam a ideia de que a posição do insuflamento e da exaustão são mais importantes que a taxa de ventilação.

[Wang et al \(2021\)](#) também confirma em seus estudos em computação fluidodinâmica a efetividade do posicionamento da exaustão de ar próxima ao indivíduo contaminado. Foram comparados dez modelos diferentes de posicionamento de insuflamento e exaustão, resultando no modelo ideal mostrado na Figura 18.

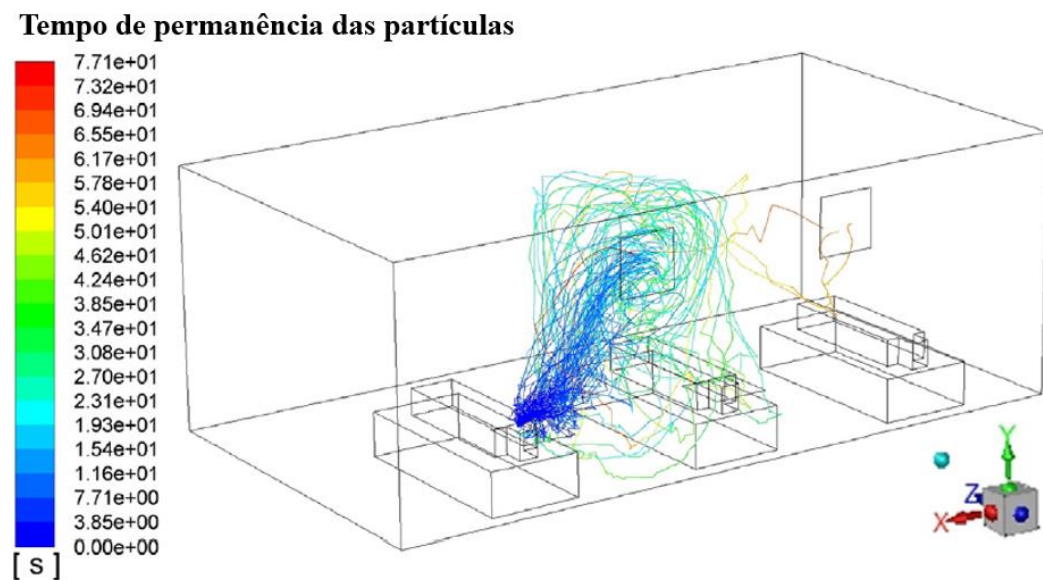


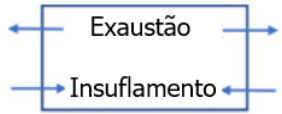
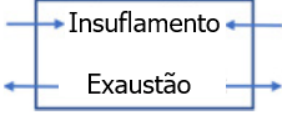
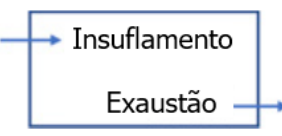
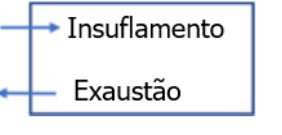
Figura 18 -Tempo de permanência da partícula no ambiente e seu deslocamento para modelo com insuflamento no chão e exaustor na parede próxima ao contaminado.

Fonte: [Wang et al \(2021\)](#).

Esse sistema apresenta um padrão de distribuição de ar com insuflamento pelo piso e exaustão na parte alta da parede, entre os indivíduos. Esse modelo mostra que o padrão de deslocamento com fluxo direto entre insuflamento, paciente e exaustão proporciona maior segurança, já que o ar possivelmente contaminado não alcança outros indivíduos. O sistema proposto se adapta bem a quartos hospitalares compartilhados, porém precisa ser adaptado às posições exatas dos ocupantes.

[Zhang et al \(2019\)](#) compara um sistema de HVAC por deslocamento com três disposições de sistema de mistura mostrados na Tabela 4:

Tabela 4 – Taxa de ventilação e padrões de distribuição de ar do sistema estudado.

Número do caso	Taxa de ventilação	Padrão de distribuição de ar
Caso 1	7,2 ACH	
Caso 2	10,99 ACH	
Caso 3	10,99 ACH	
Caso 4	10,99 ACH	
Caso 5	10,99 ACH	

FONTE: Adaptado de [Zhang et al \(2019\)](#).

É importante notar que a disposição utilizada no caso 4 é tratada pelo autor como sistema de mistura, mesmo que favoreça um fluxo de ar de um lado da sala ao outro, guardando semelhança com os outros tipos de ventilação apresentados.

O estudo realiza a contagem de partículas em suspensão e que escapam pela exaustão. Na comparação apresentada na Figura 19 pode-se observar que a quantidade de partículas em suspensão é muito menor no sistema por deslocamento (Casos 1 e 2). Também é possível verificar que a variação da taxa de ventilação não exerce grande diferença no sistema por deslocamento.

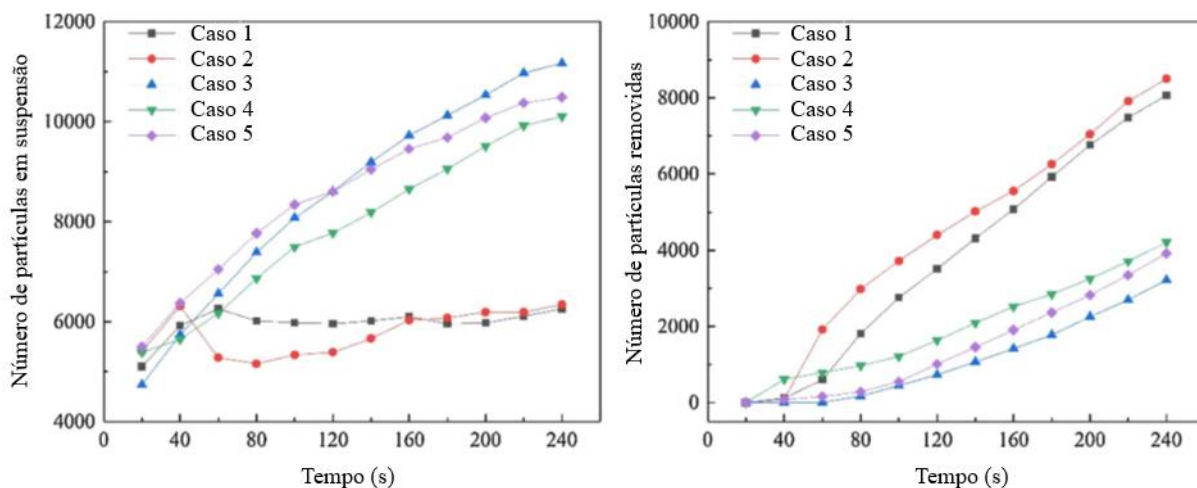


Figura 19 – Quantidade de partículas em suspensão e removidas do ambiente por exaustão.
FONTE: Adaptado de [Zhang et al \(2019\)](#).

Focando nas diferenças entre os sistemas de ventilação por mistura, a Figura 19 aponta para uma maior efetividade na retirada de partículas para os casos 4 e 5. O resultado chama atenção por essa disposição de difusores e grelhas não ser típica do sistema de ventilação por mistura, ou seja, é possível levantar a hipótese de que a retirada das partículas se dá pela captação das partículas expiradas pelo emissor no fluxo de ar do sistema de HVAC de forma semelhante aos outros padrões de distribuição de ar apresentados.

Diversos padrões de distribuição de ar em sala de aula são estudados em [Arjmand et al \(2022\)](#) e avaliados quanto ao tempo de permanência das partículas expiradas pelos ocupantes no ar. A Figura 20 mostra os cinco casos estudados, três deles (Casos 3, 4 e 5) baseados no sistema de deslocamento, sendo os casos 4 e 5 com insuflamento de ar individual.

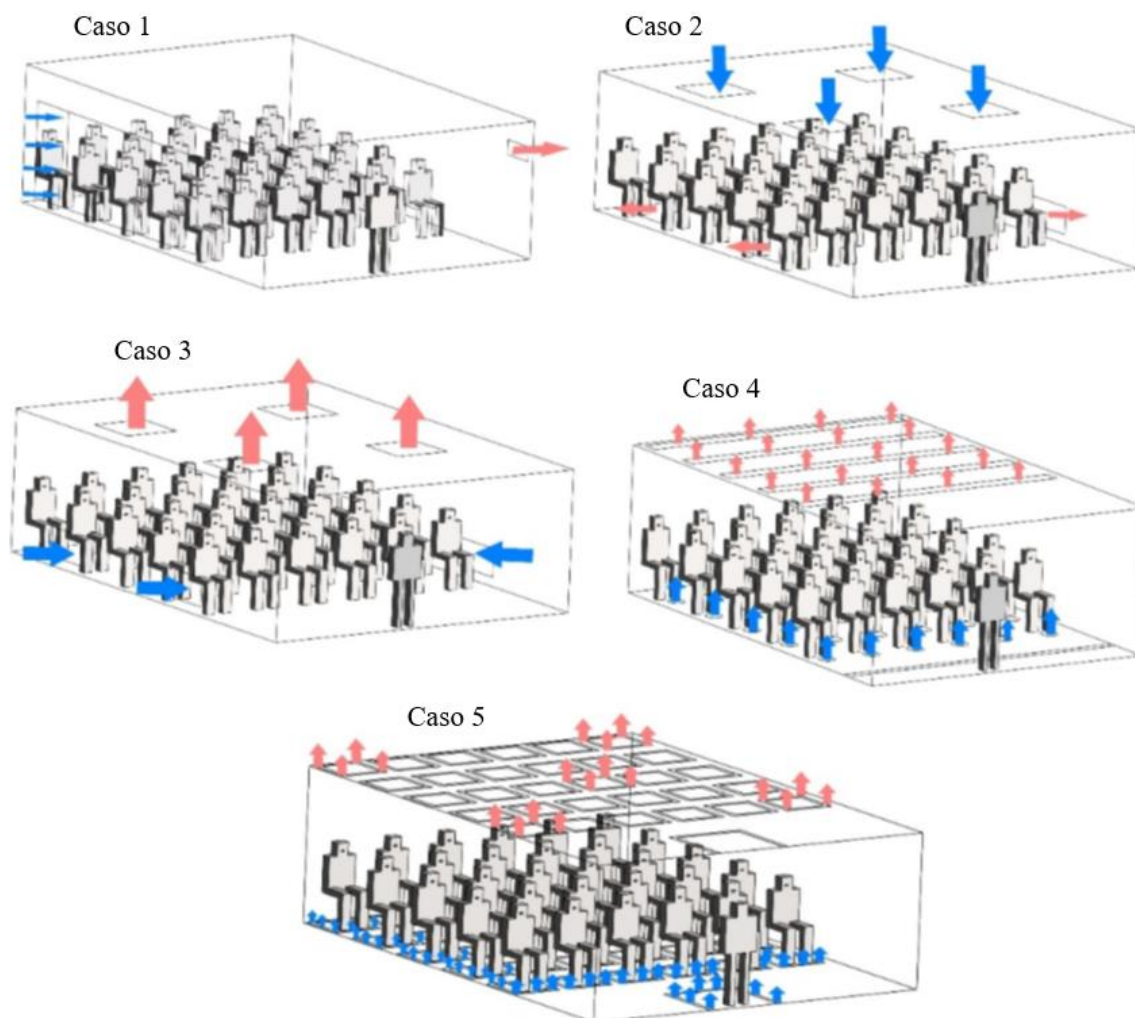


Figura 20 – Representação de padrões de distribuição de ar.
 Fonte: [Arjmand et al, 2022](#).

O tempo de permanência das partículas no ambiente foi estudado, porém, é importante se atentar que o local de permanência, o trajeto das partículas e a concentração são parâmetros importantes não avaliados, o que se mostra como uma oportunidade de melhoria desta referência comparativamente com este estudo e como os demais anteriormente citados. A Figura 21 mostra o tempo de permanência nos cinco casos para partículas emitidas por cada aluno. O maior tempo de permanência para os casos 1, 2, 3, 4 e 5 foram respectivamente 5000, 1550, 540, 4800 e 4 segundos.

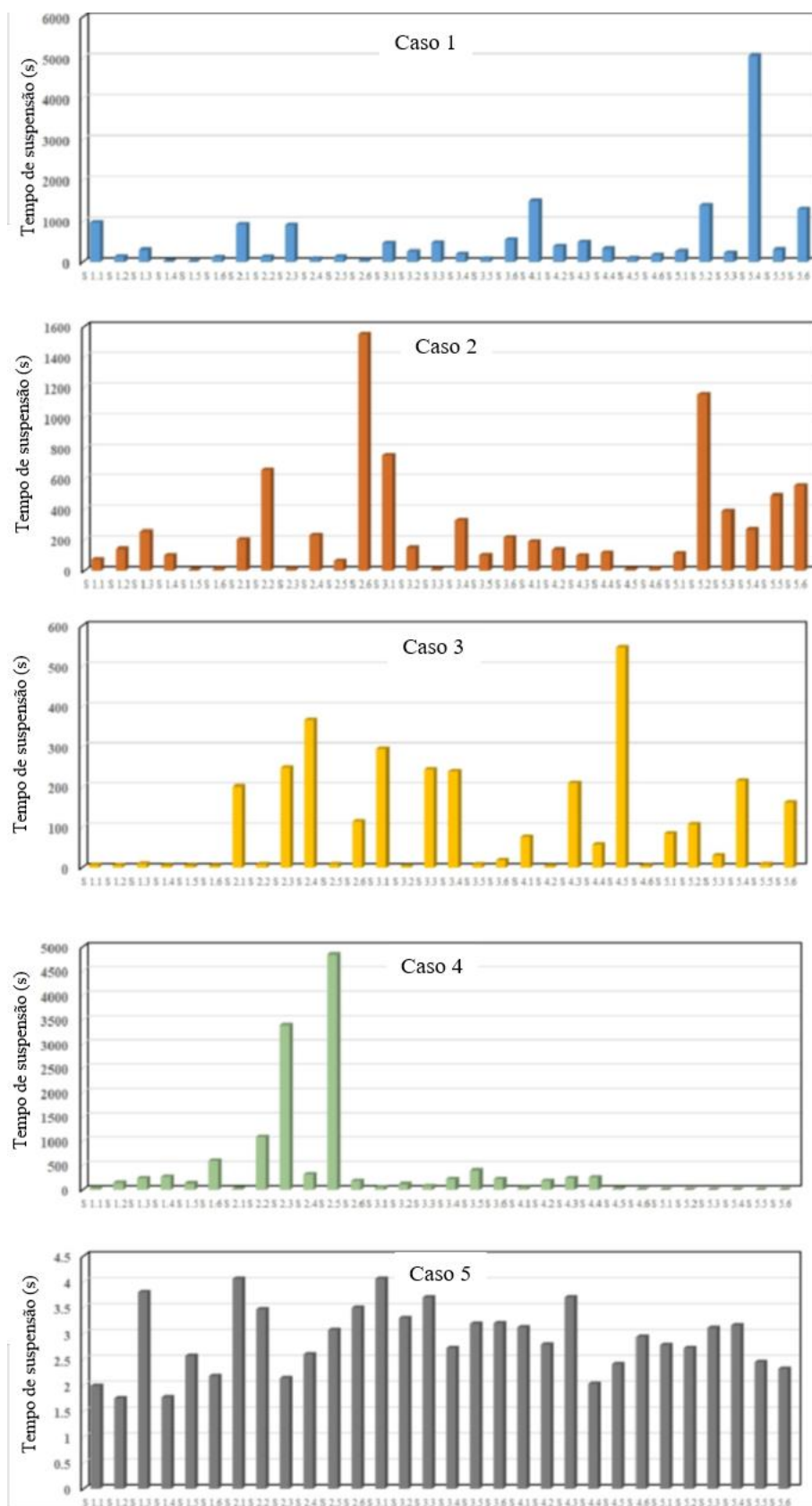


Figura 21 – Gráfico de tempo de suspensão de partículas por emissor (representado pelo número da fileira e da cadeira).

FONTE: [Arjmandi et al, 2022](#).

Notadamente o caso 5 se destaca pelo curto tempo de escape das partículas, o que é embasado por estudos exibidos anteriormente que atestam a efetividade do sistema por deslocamento, da distância entre exaustão e indivíduos suscetíveis e do fluxo de ar possivelmente contaminado passando ao largo dos indivíduos suscetíveis para minimizar a contaminação. A Figura 22 ajuda a se observar a trajetória média do fluxo de expiração dos ocupantes, podendo-se avaliar indivíduos expostos e o motivo do tempo de permanência das partículas.

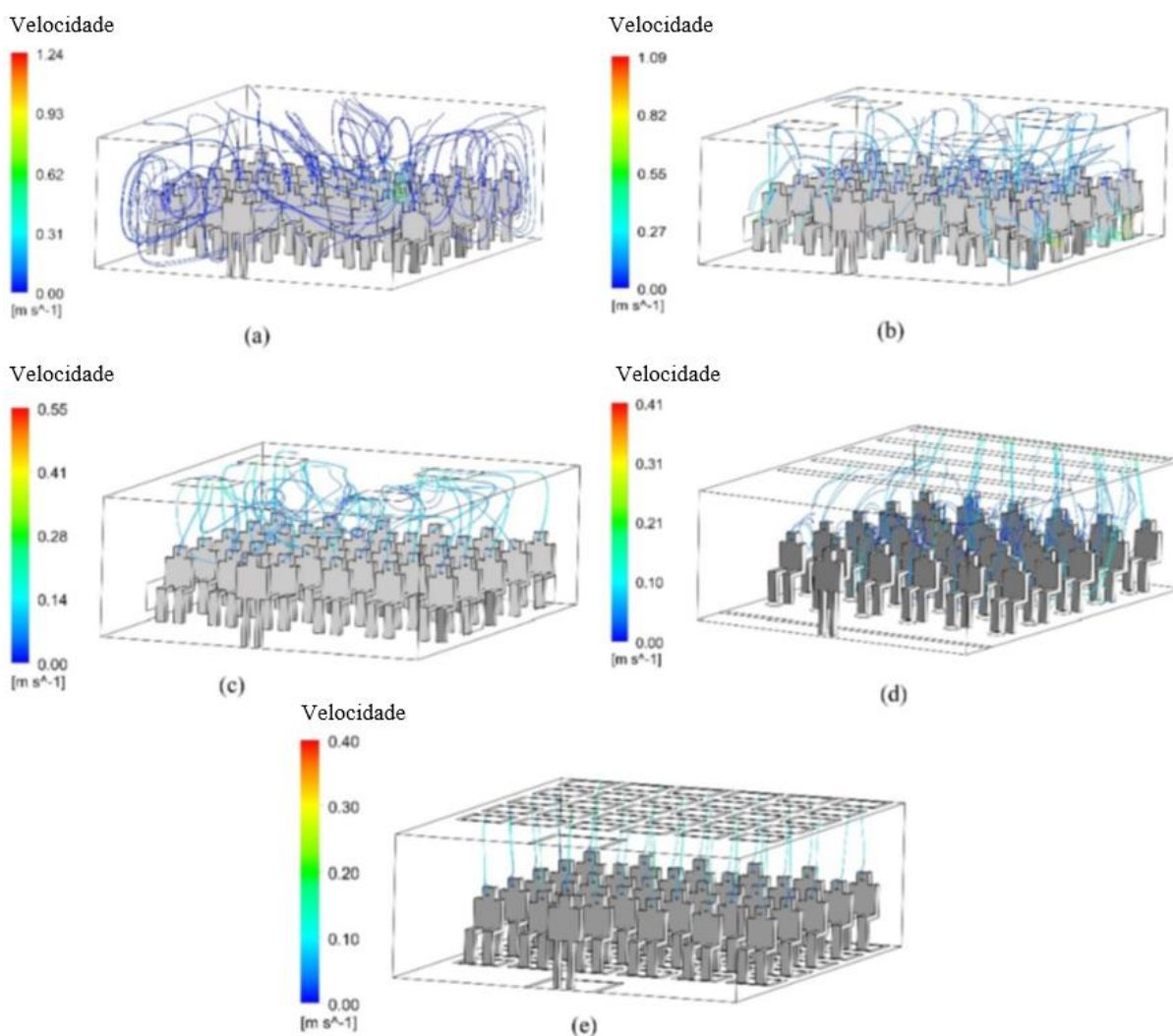


Figura 22 – Linhas de fluxo de ar por indivíduo.
 FONTE: [Arimandi et al, 2022](#).

O caso 1 apresenta partículas de fluxos de quatro ocupantes permanecendo mais de 1000 segundos. O padrão de distribuição apresenta fluxos de ar de

ocupantes próximos ao insuflamento passando por toda a sala, expondo outros indivíduos como verificado na Figura 22a.

No caso 2 ainda há tempos de permanência altos, que podem ocorrer pela criação de bolsões de ar aprisionados, conforme na Figura 16a. A Figura 22b também mostra como a ventilação descendente pode gerar fluxo de ar possivelmente contaminado na altura da zona de respiração.

No caso 3 (Figura 22c) observa-se que além das intersecções de fluxos há uma trajetória maior de fluxos de indivíduos que não estão bem abaixo de um exaustor. Porém, essa maior trajetória está em sua maior parte na parte superior da sala, expondo menos os ocupantes. O autor não traz parâmetros de medição que possam atestar a condição da zona de respiração, ou seja, a análise da exposição local pode ser feita apenas visualmente pelas linhas de fluxo de ar, o que é uma oportunidade de melhoria para este estudo de referência.

No caso 4 (Figura 22d) é possível ver que os exaustores não individualizados produzem intersecção entre os fluxos de ar expirado pelos ocupantes das fileiras mais à frente, produzindo uma permanência acima de 1000 segundos para partículas de alguns fluxos.

4 ANÁLISE NUMÉRICA

O presente trabalho foi desenvolvido utilizando o software comercial ANSYS FLUENT ([ANSYS, 2022](#)) para simular o fluxo de ar inserido pelo sistema de climatização e pela da expiração do indivíduo contaminado assim como a dispersão de partículas pelo ambiente. Por ser uma simulação numérica, houve uma prévia verificação do modelo com base em um trabalho experimental.

4.1 MODELO DE VERIFICAÇÃO

A verificação do modelo foi realizada utilizando as bases do artigo de [Yin et al \(2009\)](#), onde se realizou um estudo experimental com emissão de um gás rastreador e também de partículas de 1 μm e 3 μm para se analisar diferenças nas medições de concentração, velocidade e temperatura variando os seguintes parâmetros:

- Taxa de ventilação – 4 ACH e 6 ACH;
- Localização da exaustão auxiliar – Inferior e superior;
- Sistema de ventilação – Por mistura e por deslocamento;
- Modelagem do contaminante – Gás rastreador e partículas.

Para aferir a confiabilidade do modelo proposto neste trabalho os resultados das medições foram comparados com o artigo de referência ([YIN et al, 2009](#)). Utilizou-se para verificação os resultados das medições de velocidade e concentração da simulação do sistema de mistura com exaustão inferior, taxa de ventilação de 6 ACH e modelagem por gás rastreador. A escolha do gás rastreador se deu pelo menor custo computacional e por apresentar assertividade semelhante ao modelo discreto de partículas, como foi atestado por [Yin et al \(2009\)](#). O gás rastreador utilizado foi o hexafluoreto de enxofre (SF_6).

O ambiente utilizado no artigo-base para a verificação é um quarto hospitalar individual com as dimensões totais de 4,90m x 4,32m x 2,72m com características dimensionais mostradas na planta baixa da Figura 23.

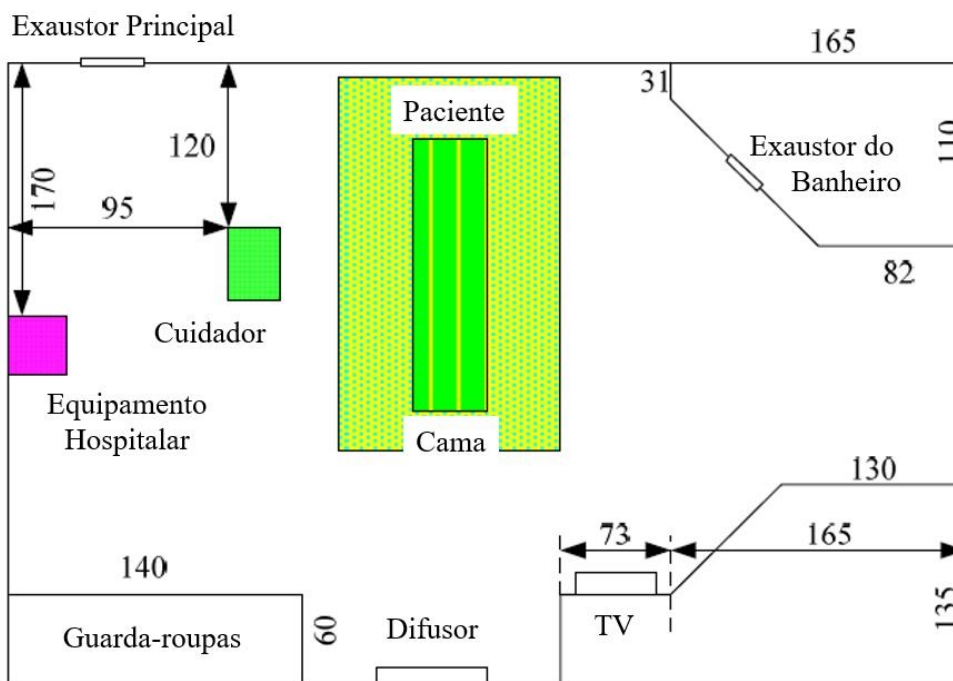


Figura 23 – Dimensões da sala do estudo de verificação em centímetros.
Fonte: [Yin et al \(2009\)](#).

Utilizando essas dimensões foi desenhado no software *ANSYS SpaceClaim* ([ANSYS, 2022](#)) o volume do ambiente relativo à sala, mostrado na Figura 24, para ser realizada a simulação em CFD.

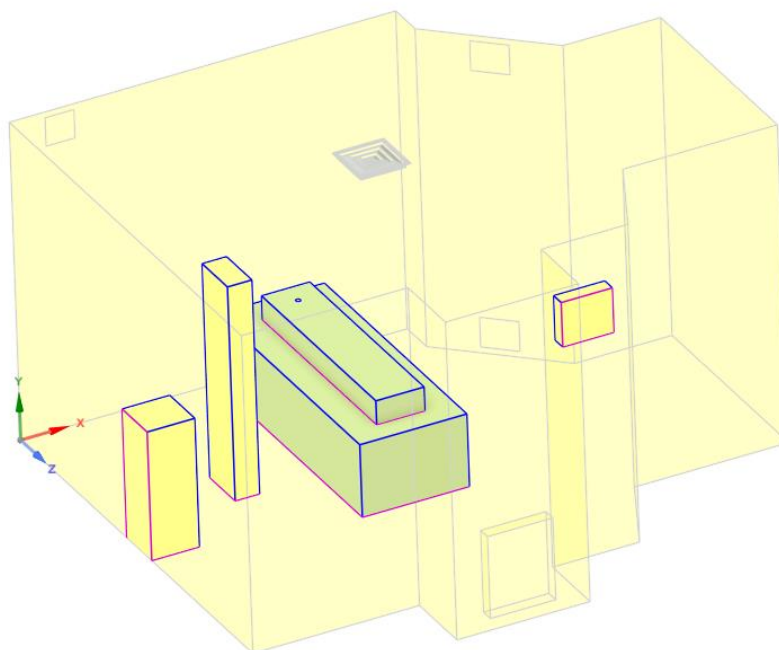


Figura 24 – Representação no software *SpaceClaim* de quarto hospitalar para simulação numérica de verificação.

Para a elaboração da geometria do ambiente foram replicadas simplificações de volume dos objetos e dos indivíduos utilizadas no estudo original, considerando as formas como paralelepípedos.

Para ser realizada a verificação do modelo numérico é importante seguir os parâmetros de entrada do estudo-base referentes às condições de ambiente, da partícula e o sistema de HVAC. Na Tabela 5 são encontrados os dados utilizados.

Tabela 5 - Dados do experimento de verificação.

Taxa de ventilação do difusor de ar	171 CFM (0,081 m ³ /s)
Taxa de ventilação do exaustor auxiliar	78 CFM (0,037 m ³ /s)
Temperatura do ar insuflado	19,5 °C
Dimensão de partículas	1 e 3 µm
Taxa de inserção de partículas	300 ml/min
Massa específica de nuvem de partículas	912 kg/m ³

Fonte: [Yin et al \(2009\)](#).

No estudo base foram utilizados 56 pontos de medição de velocidade e 30 pontos de medição de concentração de partículas dispostos em 7 e 5 postes respectivamente. A Figura 25 mostra a disposição dos postes pela sala, sendo em vermelho os postes que medem concentração de partículas, em preto velocidade e o ponto magenta a posição de respiração do paciente. A Figura 26 mostra a identificação dos postes. Já na Tabela 6 estão as alturas de medição.

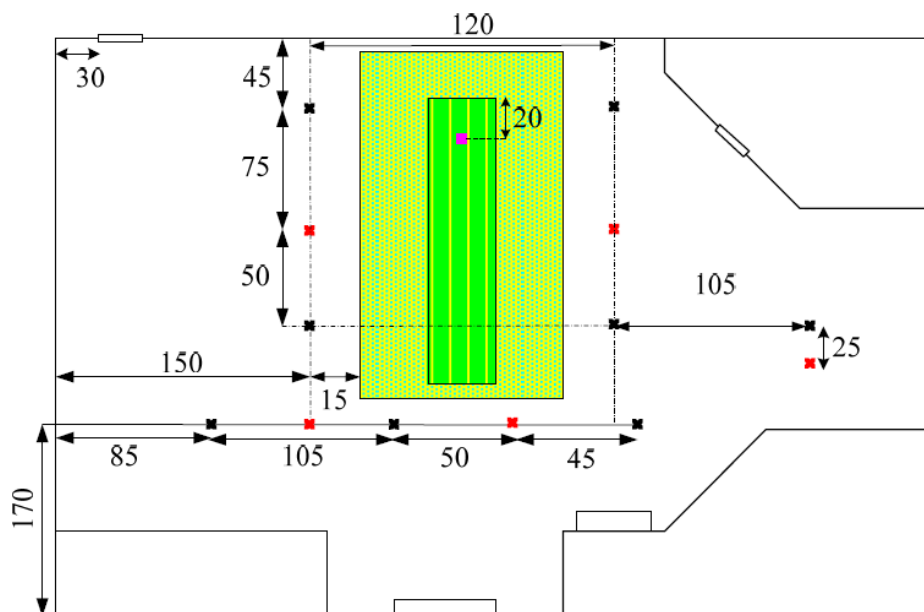


Figura 25 – Distribuição dos postes de medição pela sala.
Fonte: [Yin et al \(2009\)](#).

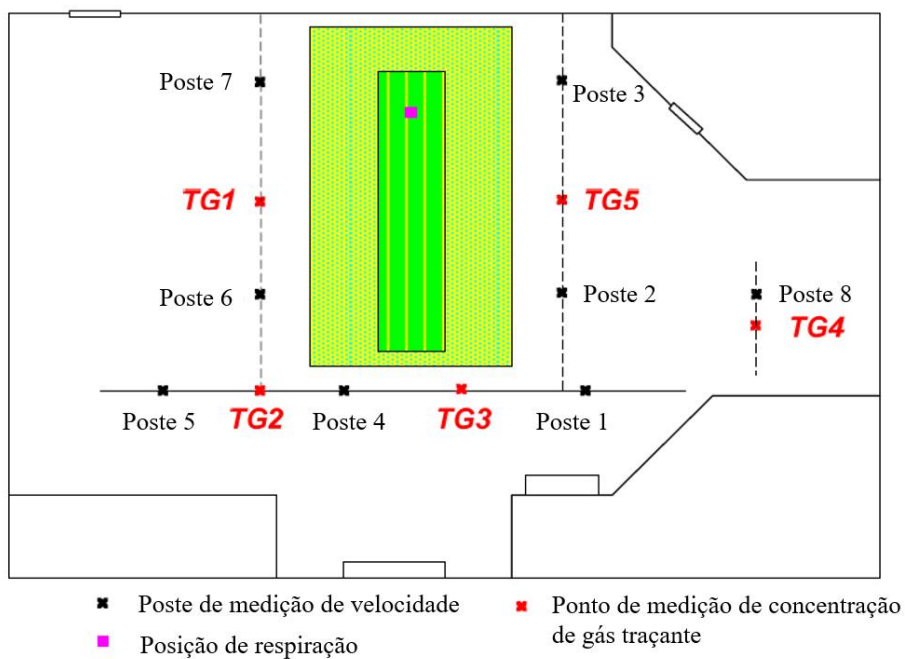


Figura 26 – Identificação dos postes de medição.
Fonte: [Yin et al \(2009\)](#).

Tabela 6 – Altura da medição de velocidade e concentração de partículas para verificação.

	Altura de medição da velocidade (m)	Altura de medição de concentração (m)
Poste 1	0,12m	0,12m
Poste 2	0,35m	0,60m
Poste 3	0,85m	1,10m
Poste 4	1,35m	1,60m
Poste 5	1,85m	2,10m
Poste 6	2,35m	2,60m
Poste 7	2,60m	-

Fonte: [Yin et al \(2009\)](#).

Foi utilizado o método de efetividade de ventilação ($\varepsilon_a = \frac{C_e - C_s}{C_b - C_s}$) para medição da concentração de patógenos do estudo-base para verificação. Na Figura 27 são exibidas as curvas de medições experimentais e numéricas (simulações numéricas deste estudo) de dois postes de medição utilizados para verificação.

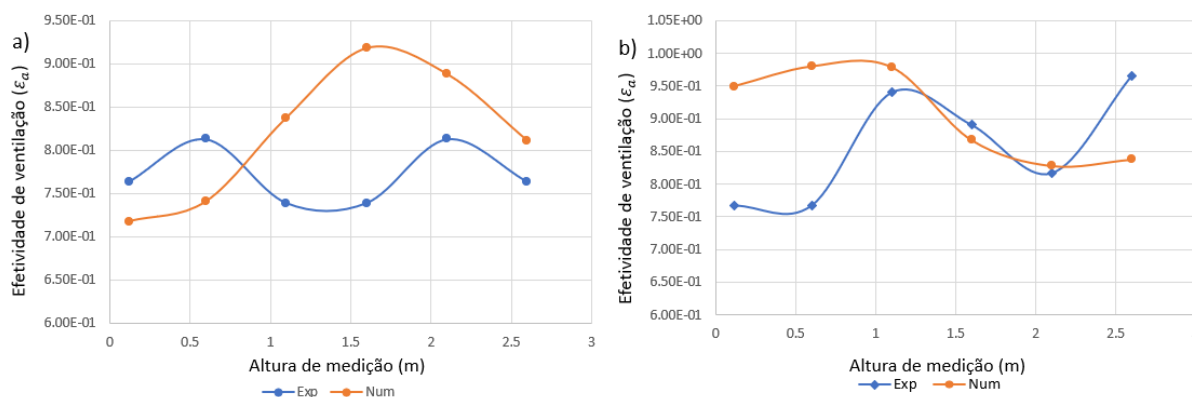


Figura 27 - Comparativo entre efetividade de ventilação experimental (exp.) e numérica (num.) em dois postes de medição do modelo. Poste TG1 (a) e poste TG5 (b).

Na Tabela 7 é apresentada a comparação entre os valores numéricos e experimentais:

Tabela 7 - Erro observado entre ensaio experimental (exp.) e numérico (num.) de verificação para efetividade de ventilação.

Altura de medição	Poste TG1			Poste TG5		
	Exp.	Num.	Erro	Exp.	Num.	Erro
0,12 m	7,64e-01	7,17e-01	6,1%	7,67e-01	9,50e-01	-23,8%
0,60 m	8,13e-01	7,40e-01	8,9%	7,67e-01	9,80e-01	-27,7%
1,10 m	7,39e-01	8,37e-01	-13,3%	9,41e-01	9,78e-01	-4,0%
1,60 m	7,39e-01	9,18e-01	-24,2%	8,91e-01	8,67e-01	2,6%
2,10 m	8,13e-01	8,88e-01	-9,3%	8,17e-01	8,28e-01	-1,4%
2,60 m	7,64e-01	8,11e-01	-6,2%	9,65e-01	8,38e-01	13,2%

As comparações da Figura 27 e Tabela 7 mostram um descompasso no gráfico das medições do poste TG1, possivelmente em decorrência da falta de dados relativos à direção de insuflamento do difusor, porém os erros não são altos até nos pontos de medição mais discrepantes. No poste TG5 é apresentado maior erro nas medições mais próximas do chão e do teto, em valores ainda moderados, possivelmente por conta da dificuldade de simulação nas proximidades de sólidos quando realizado o estudo com condições limitantes de malha, como no *software* versão educacional.

Na Figura 28 são apresentadas as medições de velocidade experimentais e numéricas (simulações numéricas deste estudo) em dois postes utilizados para verificação:

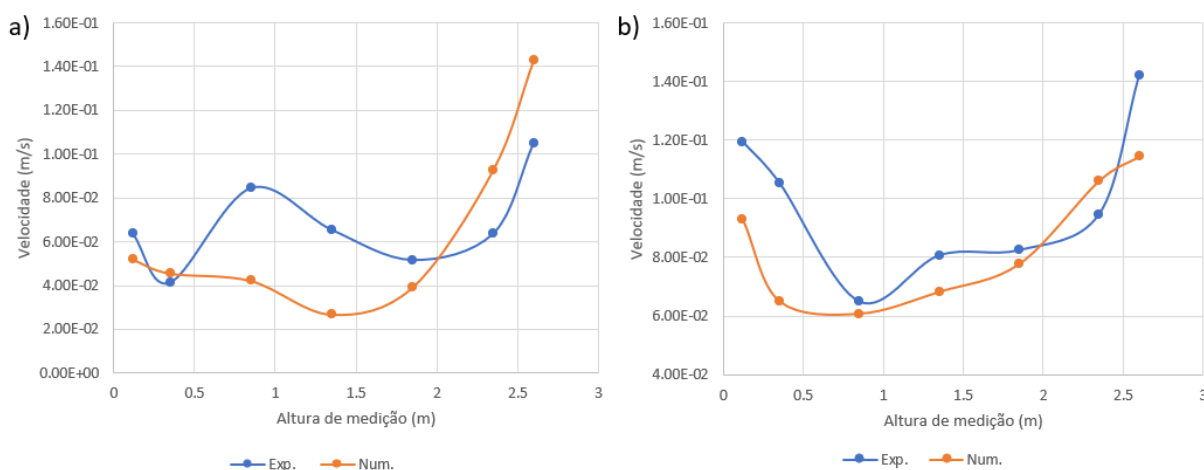


Figura 28 – Comparativo entre medições velocidade do ar experimental (exp.) e numérica (num.) em dois postes de medição do modelo. Poste 3 (a) e poste 8 (b).

Na Tabela 8 é apresentada a comparação entre os valores numéricos e experimentais:

Tabela 8 – Erro observado entre ensaio experimental (exp.) e numérico (num.) de verificação para velocidade.

Altura de medição	Poste 3			Poste 8		
	Exp.	Num.	Erro	Exp.	Num.	Erro
0,12 m	6,38e-02	5,19e-02	18,6%	1,19e-01	9,30e-02	22.1%
0,35 m	4,14e-02	4,56-e-02	-10,1%	1,05e-01	6,49e-02	38.4%
0,85 m	8,45e-02	4,22e-02	50,0%	6,49e-02	6,07e-02	6.6%
1,35 m	6,55e-02	2,68e-02	59,1%	8,07e-02	6,82e-02	15.5%
1,85 m	5,17e-02	3,91e-02	24,3%	8,25e-02	7,77e-02	5.8%
2,35 m	6,38e-02	9,27e-02	-45,4%	9,47e-02	1,06e-01	-12.0%
2,60 m	1,05e-01	1,43e-01	-35,8%	1,42e-01	1,14e-01	19.5%

Observando-se em conjunto a Figura 28 e a Tabela 8, é possível verificar que há semelhança de padrão entre as curvas. O poste 3 tende a ter maior erro de medição de velocidade, pois se localiza entre o insuflamento e o exaustor do banheiro, região de maior complexidade de escoamento, porém nas medições inferiores e superiores mostrou maior assertividade.

Os resultados obtidos foram considerados satisfatórios e esperados dentro da margem computacional disponível e da confiabilidade de medida experimental.

4.2 DADOS DO SISTEMA

Para a realização da simulação numérica foi necessário inserir uma geometria, gerar a malha e inserir configurações como modelo de turbulência, materiais e condições de contorno. Também foi necessário o estudo do ambiente utilizado para determinação dos parâmetros de refrigeração da sala como velocidade de insuflamento de ar e sua temperatura de insuflamento.

4.2.1 Dimensionamento do modelo de campo

O ambiente de estudo é uma sala de aula do CEFET, localizada no terceiro andar do Bloco E, com a presença de estudantes e do professor. Como sistemas de condicionamento de ar split não possuem capacidade de fornecer insuflamento de ar livre de contaminantes (com alta filtragem e fornecimento de ar exterior) foram utilizados sistemas propostos de insuflamento dutado com quatro e seis difusores para insuflamento de ar e quatro grelhas de exaustão, objetivando um padrão mais seguro para futuras instalações educacionais.

A sala de aula mede 5,8 x 8,5 x 3,4 m (largura x comprimento x altura), com 33 alunos e um professor que, com suas geometrias simplificadas, são dimensionados nos tamanhos 0,7 x 0,6 x 1,35 m e 0,6 x 0,6 x 1,7 m, respectivamente, considerando os alunos sentados e o professor de pé. Os alunos e o professor são identificados pela numeração nas posições mostradas na Figura 29.

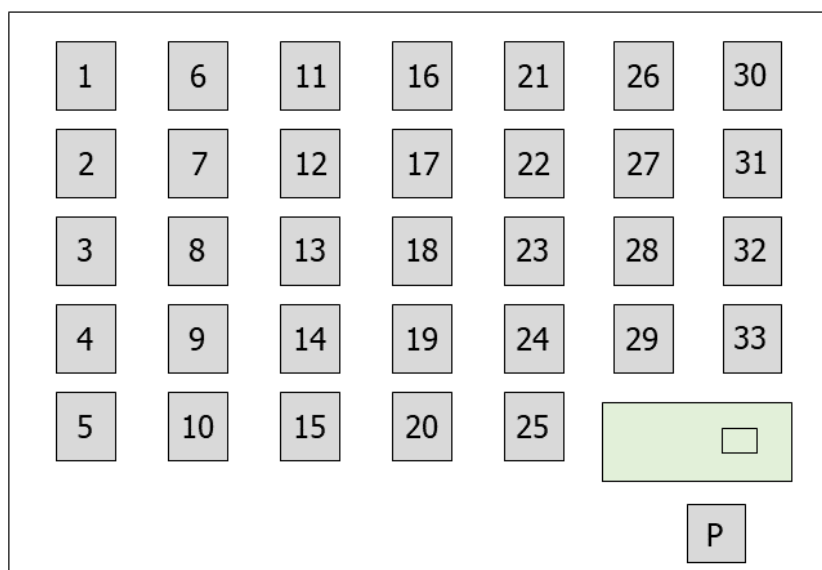


Figura 29 – Posições e identificação dos ocupantes da sala de aula.

A sala de aula foi projetada no software *SpaceClaim* (Figura 30), da empresa Ansys Inc. ([ANSYS, 2022](#)) e, portanto, com integração com o *Ansys Fluent*, onde foi gerada a malha e realizada a simulação.

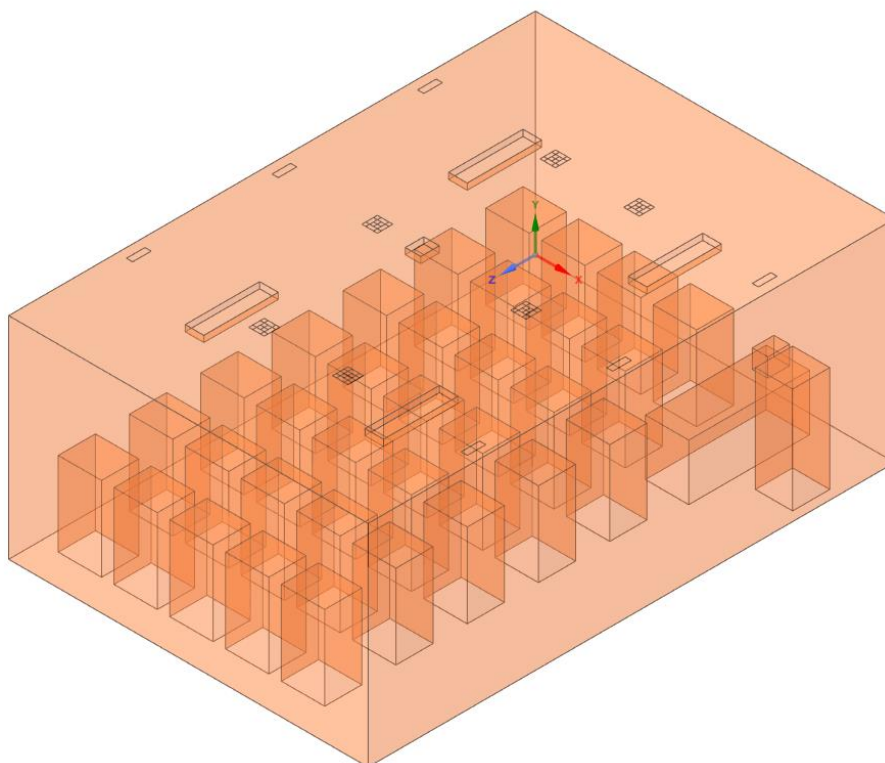


Figura 30 – Representação da sala de aula no software *SpaceClaim*.

4.2.2 Dimensionamento do sistema de HVAC

Parâmetros como temperatura e vazão de insuflamento foram propostos em estudo anterior, empregado no mesmo ambiente (mesma sala de aula), de abordagem em conforto térmico ([SANTOS, 2021](#)), porém, algumas adaptações serão feitas com a intenção de avaliar o impacto de mudanças na dinâmica do insuflamento de ar do sistema de HVAC na distribuição dos patógenos no ambiente.

Segundo [Santos \(2021\)](#), o ambiente proposto necessita de insuflamento a uma vazão de 483 L/s, na temperatura de 13,8°C, visando conforto térmico. A vazão proposta corresponde a 1738,8 m³/h e deve ser maior do que a vazão exterior mínima exigida pela norma [ABNT NBA 16401-3 \(2008\)](#), para adequada qualidade de ar interior.

No Quadro 3 observam-se os dados a serem utilizados através da Equação 2. Já que esse estudo propõe avaliar um sistema que minimize a proliferação de doenças respiratórias serão adotados os parâmetros de nível 3, pois referem-se às maiores vazões de ar exterior para ventilação.

Ambiente: Sala de aula		
Nível 1	F _p (L/s*peessoas)	5
	F _a (L/s*m ²)	0,6
Nível 2	F _p (L/s*peessoas)	6,3
	F _a (L/s*m ²)	0,8
Nível 3	F _p (L/s*peessoas)	7,5
	F _a (L/s*m ²)	0,9
Legenda:		
Nível 1: Nível mínimo vazão de ar exterior para ventilação.		
Nível 2: Nível intermediário da vazão de ar exterior para ventilação.		
Nível 3: Nível otimizado: Vazões de ar exterior para ventilação sobre as quais existem evidências de redução de reclamações e manifestações alérgicas.		
F _p : Fração do ar exterior relacionada às pessoas (L/s*peessoa)		
F _a : Fração do ar exterior relacionada ao recinto (L/s*m ²)		

Quadro 3 – Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação de salas de aula.

Fonte: Adaptado de [ABNT NBR 16401-3 \(2008\)](#).

A Equação 2 retorna uma vazão mínima de 299,4 m³/h, ou seja, a vazão proposta é mais que suficiente para garantir a qualidade de ar interior por norma.

A vazão proposta representa 10,4 ACH na sala de aula de estudo, que contrastam com os 6 ACH propostos pelo Centro de Controle de Doenças dos Estados Unidos (CDC), uma das mais respeitadas instituições de saúde do mundo ([CDC, 2021](#)). Portanto, o presente trabalho realizará um estudo paramétrico para verificar a diferença de risco exposto aos ocupantes da sala de aula entre um sistema de 6 ACH e 10 ACH.

Em relação ao posicionamento dos difusores e exaustores, serão utilizadas duas opções: quatro e seis difusores de insuflamento com o número fixo de quatro exaustores. Os difusores utilizados têm tamanho de 249 x 249 mm com quatro direções de saída e inclinação de aletas de 36° conforme ficha técnica ([TECHNIK, 2013](#)). A Figura 31 ilustra o difusor utilizado.



Figura 31 – Difusor quadrado quatro vias.
Fonte: [Trox Technik \(2022\)](#).

Na simulação serão consideradas oito direções de saída de forma a simplificar os efeitos da saída de ar nos cantos do difusor, tratando-o como jato diagonal. Definindo o ângulo correto de saída de ar, se torna desnecessária a representação de um difusor no desenho do modelo de sala de aula. A Figura 32 mostra um desenho simplificado exemplificando a forma de insuflamento proposta.

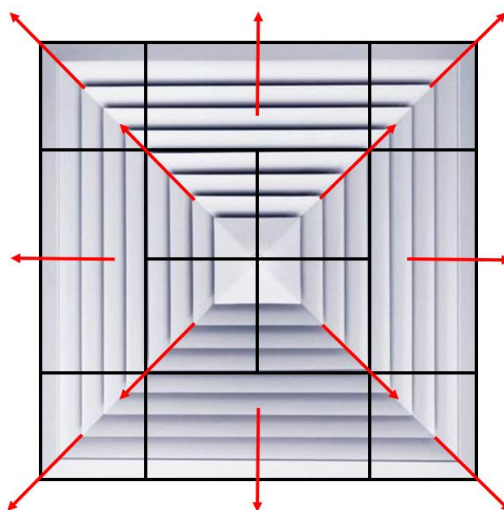


Figura 32 – Divisão dos difusores de ar para representação de ângulo de insuflamento no software ANSYS Fluent.

A utilização de diferentes quantidades de difusores no presente trabalho pretende, paralelamente ao estudo do impacto da alteração de taxa de ventilação, verificar a consequência da alteração da velocidade do jato de ar inserido no ambiente na propagação de patógenos. Portanto, a velocidade de insuflamento dos difusores varia entre os valores mostrados na Tabela 9, levando em conta a área efetiva de 0,029 m², fornecida por manual dos difusores ([TROX TECHNIK, 2013](#)).

Tabela 9 – Dados de vazão e velocidade de insuflamento por difusor.

Quantidade de difusores	Taxa de ventilação (Trocas por hora)	Vazão total de ar (m³/h)	Vazão de ar por difusor (m³/h)	Velocidade de insuflamento (m/s)
4 Difusores	6 ACH	1005,72	251,43	2,41
4 Difusores	10 ACH	1676,20	419,05	4,01
6 Difusores	6 ACH	1005,72	167,62	1,61
6 Difusores	10 ACH	1676,20	279,37	2,68

As grelhas de exaustão têm dimensões de 300 x 100 mm e estão distribuídas no teto, próximas às paredes da sala, fazendo a exaustão de 167,62 m³/h de ar cada com 6 ACH e 279,36 m³/h de ar cada com 10 ACH.

4.2.3 Condições de contorno

Para simular a respiração foram adotados os parâmetros utilizados em [Qian et al \(2008\)](#), onde também é realizado um estudo relativo à transmissão aérea de patógenos via respiração usando gás rastreador.

O gás utilizado para simular a nuvem de aerossóis foi o óxido nítrico (N_2O) muito utilizado em simulações semelhantes ([QIAN et al, 2008](#); [LIM et al, 2010](#)). A escolha se deu pela disponibilidade na base de dados do *software*. A emissão do gás foi realizada a partir do indivíduo mais central da sala como mostra a Figura 33 para expor o maior número de indivíduos ao ar contaminado.

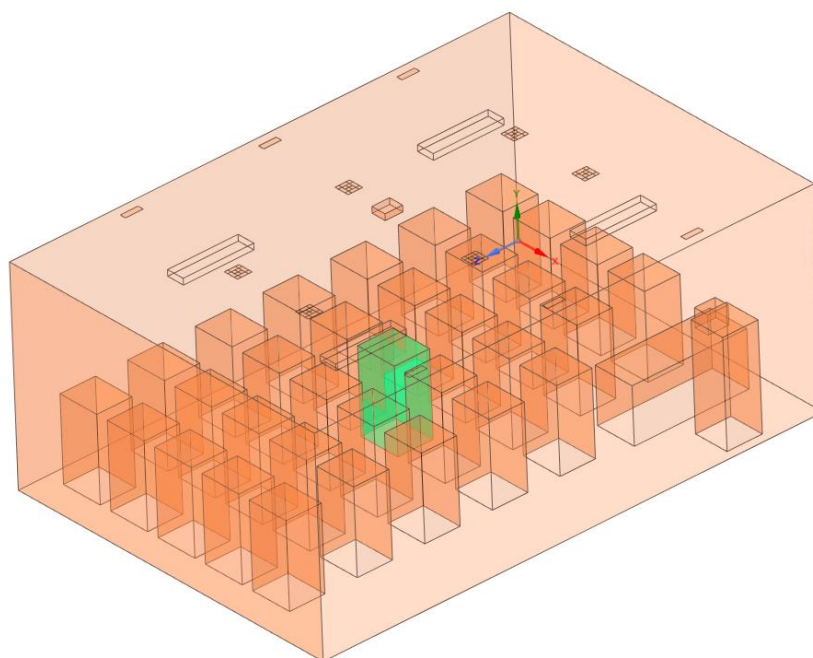


Figura 33 – Identificação da posição do indivíduo emissor (em verde).

O ponto de emissão do gás rastreador é representado por dois círculos de 1,2 cm de diâmetro, simulando as narinas do indivíduo. A direção do ar expirado utilizada forma ângulo de 30° entre os fluxos das duas narinas e a 45° para baixo em relação à face do indivíduo, conforme [Qian et al \(2008\)](#), mostrado na Figura 34. A velocidade de expiração foi de 0,89 m/s a uma temperatura de $32^\circ C$.

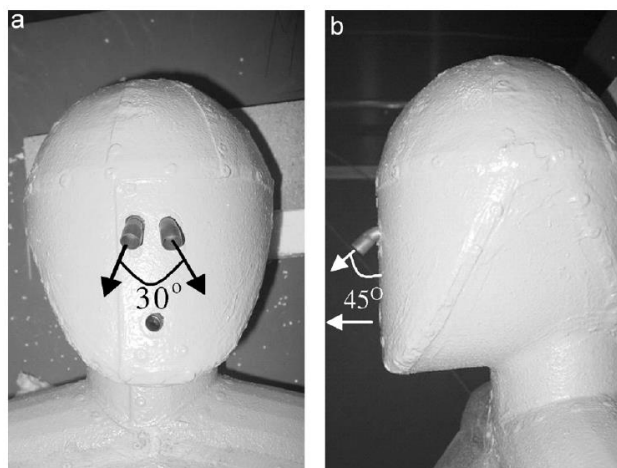


Figura 34 – Representação da expiração do indivíduo contaminado em Qian et al (2008)
 FONTE: [Qian et al \(2008\)](#).

As lâmpadas, os ocupantes e os equipamentos presentes no ambiente transferem calor para o ar circulante. Por [Santos \(2021\)](#), são dadas as taxas de transferência de calor utilizadas no presente trabalho, como apresentado na Tabela 10.

Tabela 10 – Taxa de transferência de calor para o ambiente.

Emissor de calor para o ambiente	Taxa de troca de calor (W)	Área da superfície do corpo (m ²)	Taxa de troca de calor por área (W/m ²)
Pessoas	102,6	3,93	26,11
Notebook	200	0,45	446,93
Projektor	300	0,19	1621,62
Iluminação	160	2,64	60,60

FONTE: [Santos \(2021\)](#).

Como as aulas do CEFET/RJ têm duração de 50 minutos e comumente são realizados dois tempos de aula por disciplina, foi adotado um tempo de permanência de 2h (duas horas) para cálculos do risco de infecção.

4.3 PROCEDIMENTO NUMÉRICO

O modelo numérico utilizado possui malha tetraédrica, formada por 430.914 células com refinamento de malha nas áreas de insuflamento e exaustão como mostrado na Figura 35. A qualidade da malha gerada pode ser avaliada pelos parâmetros de célula de qualidade ortogonal e distorção. A qualidade ortogonal mínima encontrada na malha foi de 0,20 com média de 0,95, sendo o mínimo considerado satisfatório e a média de excelente qualidade. Já a distorção máxima encontrada foi de 0,42 com média de 0,02, sendo considerado valores muito bons ([ANSYS, 2012](#)). Devido às limitações de licença de software não foi possível realizar a convergência de malha, já que malhas menos refinadas não apresentaram indicadores de qualidade suficiente para haver confiabilidade em simulações.

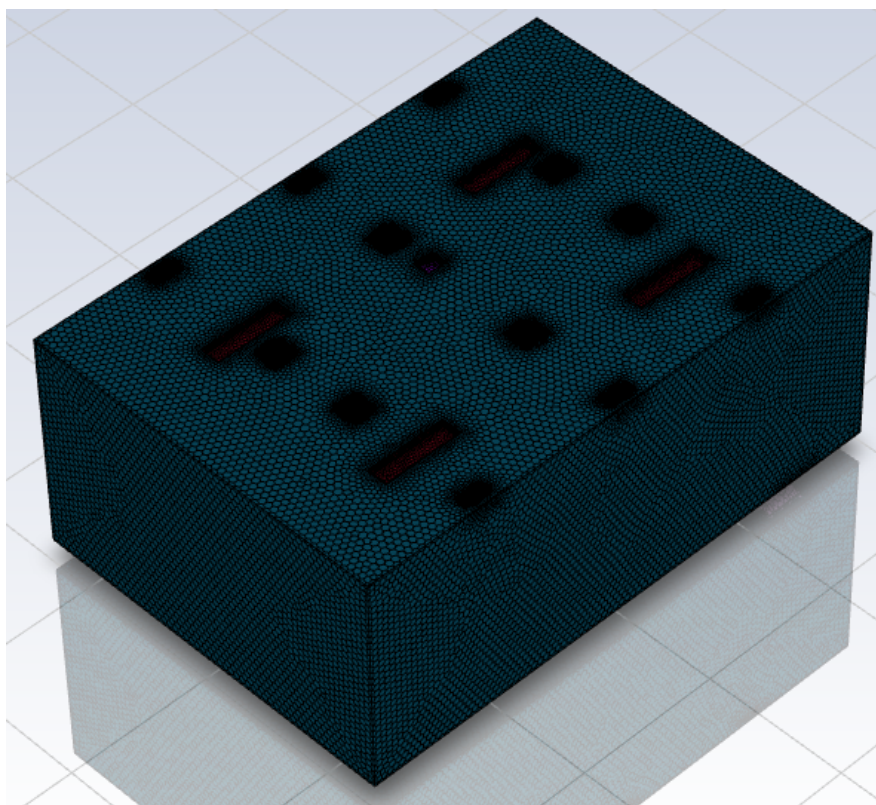


Figura 35 – Representação da malha do domínio estudado com refinamento nas entradas e saídas de ar além das regiões de troca térmica.

Foi utilizado o modelo de turbulência RNG K- ϵ com funções de parede padrão e o modelo numérico acoplado, que resolve simultaneamente as funções de

governo do escoamento. Foram realizadas 10.000 iterações para cada conjunto de disposição de difusores e grelhas com diferentes taxas de ventilação, objetivando estabilidade de parâmetros físicos e matemáticos de convergência dentro do possibilitado por capacidade computacional.

5 RESULTADOS NUMÉRICOS

Para efeito de avaliação e comparação dos resultados foi utilizado o método de Wells Riley adaptado, apresentado na seção 2.2.2. Esse método utiliza a concentração do gás expirado pelo indivíduo contaminado na inspiração de um indivíduo suscetível para quantificação do risco de infecção. A concentração medida foi a fração mássica do gás rastreador N_2O avaliado em uma região de $0,15 \times 0,60$ m² localizada na zona de respiração à frente de cada indivíduo, a 1,15 m do solo. Foram comparados os maiores riscos de cada cenário assim como o risco médio, excluindo a medição do indivíduo emissor.

Este capítulo apresenta primeiramente os resultados dos quatro cenários e depois a comparação entre os diferentes resultados obtidos. Os cenários 1 e 2 foram simulados com quatro difusores com a diferença de taxa de ventilação utilizada, que foi 6 e 10 ACH, respectivamente. De mesmo modo, os cenários 3 e 4 possuem seis difusores com 6 e 10 ACH, respectivamente.

Os riscos de infecção obtidos são exibidos em sua totalidade no Anexo B.

5.1 CENÁRIO 1 (4 DIFUSORES / 6 ACH)

O primeiro cenário possui apenas quatro difusores, portanto os dois difusores mais centrais foram convertidos em 'parede', termo utilizado no software para representar superfície intransponível pelo fluido.

O risco médio de infecção entre os ocupantes da sala de aula aferido foi de 9,2%, com os alunos número 10 e 9 com as maiores exposições (13,7 e 12,8%, respectivamente). Os indivíduos mais protegidos foram o aluno número 29 e o professor com 6,8 e 7,1% de risco de infecção.

Na Figura 36 é possível verificar as zonas de respiração que contém maior quantidade de gás rastreador. É possível verificar que os indivíduos que estão atrás do emissor são bastante afetados pelo gás rastreador, porém os indivíduos posicionados na parte da frente da sala, próximos ao exaustor, também estão bem expostos, são esses os indivíduos 10 e 9.



Figura 36 – Concentração de gás rastreador (em partes por milhão) nas zonas de respiração dos indivíduos presentes na sala para o Cenário 1. Emissor identificado pela letra E.

A rota realizada pelo patógeno, representado pelo gás rastreador, é mostrada na Figura 37, onde é possível ver que a maior parte do ar expelido pelo emissor sobe pelo meio da sala na ausência de difusor na região devido à temperatura em que é expelido, desce novamente na proximidade do insuflamento e expõe os alunos 9 e 10 antes de seguir para o exaustor.

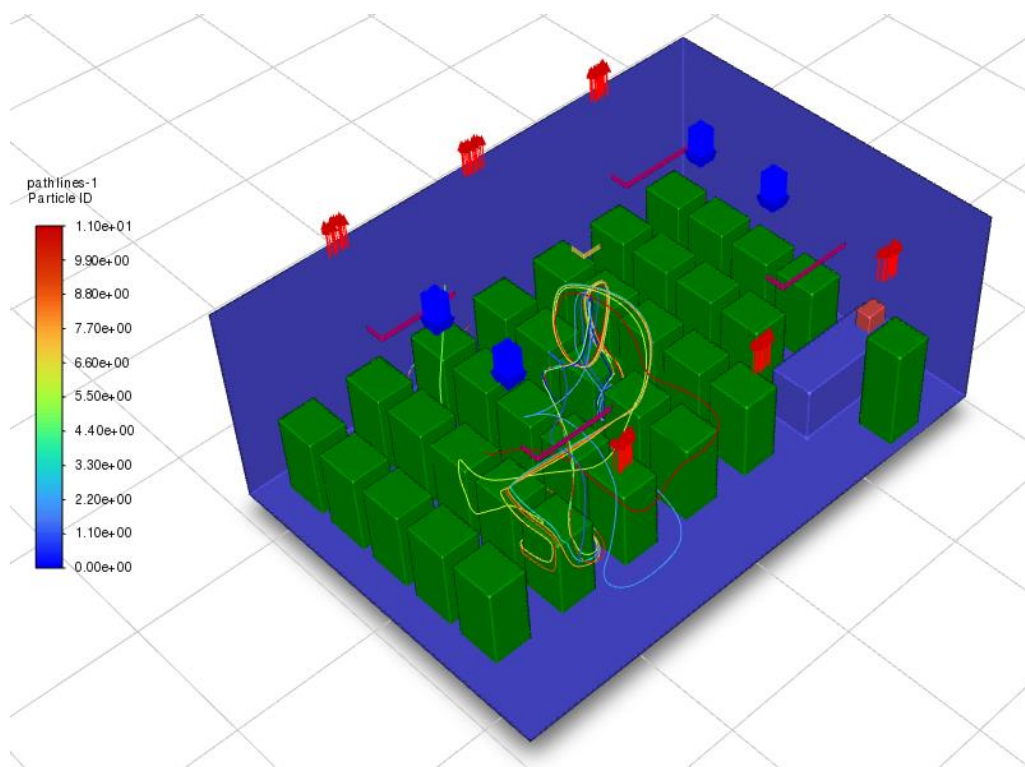


Figura 37 – Linhas de corrente do gás rastreador no cenário 1.

5.2 CENÁRIO 2 (4 DIFUSORES / 10 ACH)

No cenário 2 foi aumentada a vazão dos difusores de insuflamento para se alcançar 10 ACH. Com isso, foi alcançado o risco médio de infecção de 5,0%, com os alunos 14 e 10 sendo os mais expostos com 9,4 e 9,3% de risco de infecção respectivamente. Os menos expostos foram o aluno 29 e o professor com 2,9 e 3,0% de risco respectivamente.

Na Figura 38 pode-se observar padrão semelhante ao cenário 1 em termos de distribuição do patógeno pelas zonas de respiração: Os indivíduos mais à frente na sala e próximos aos exaustores expostos a maior concentração de gás rastreador.

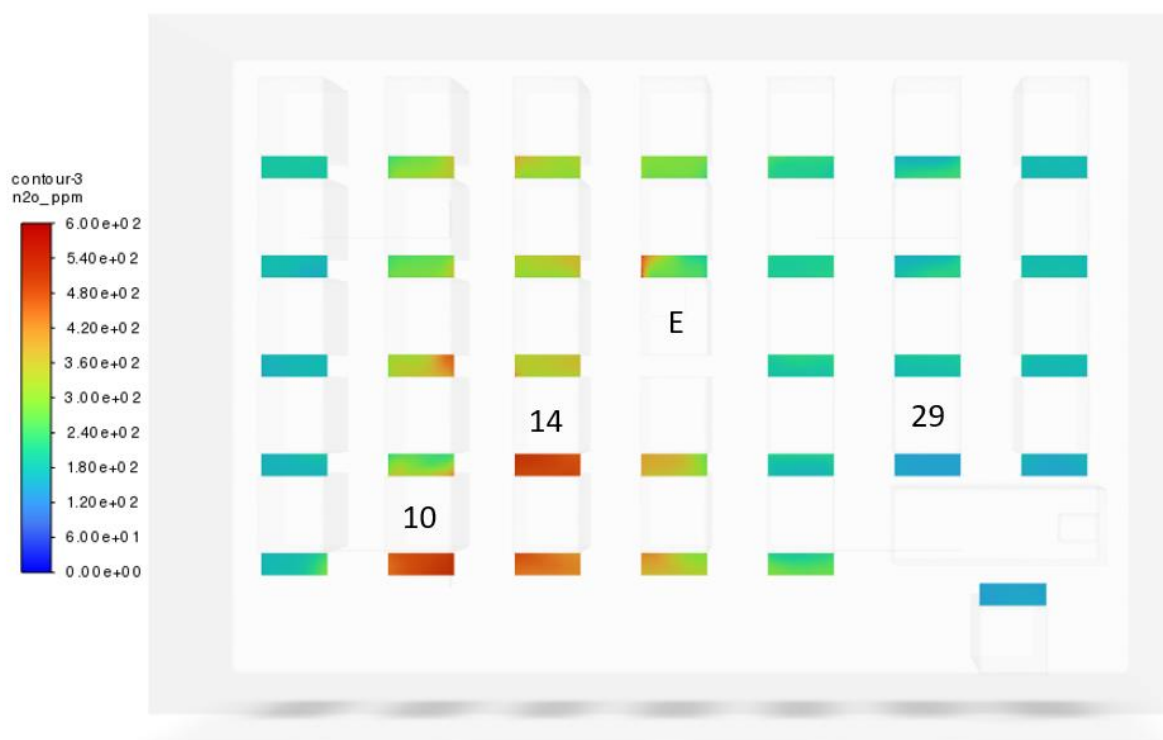


Figura 38 - Concentração de gás rastreador (em partes por milhão) nas zonas de respiração dos indivíduos presentes na sala para o Cenário 2. Emissor identificado pela letra E.

Na Figura 39 é mostrada a sala com as linhas de corrente do gás rastreador, com um padrão bem semelhante ao cenário 1, expondo os alunos da mesma região da sala, porém abrangendo um volume um pouco maior.

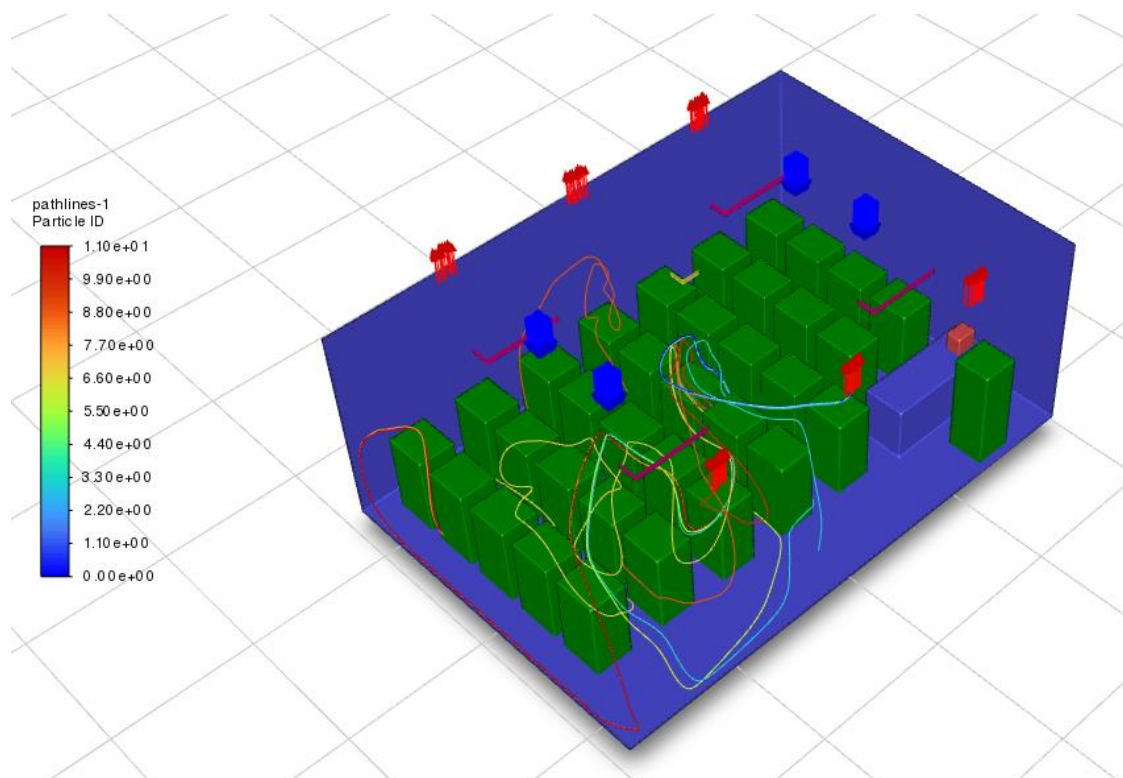


Figura 39 - Linhas de corrente do gás rastreador no cenário 2.

5.3 CENÁRIO 3 (6 DIFUSORES / 6 ACH)

O cenário 3 foi simulado com seis difusores e taxa de ventilação de 6 ACH. A probabilidade média de contaminação entre os presentes encontrada foi de 7,8%, sendo os alunos 2 e 3 os menos expostos à infecção (5,1%) e os alunos 21 e 17 os mais expostos (13,0 e 10,1%).

A distribuição do risco de infecção entre os ocupantes da sala muda, neste cenário. Os indivíduos atrás do emissor ficam expostos a maior risco de infecção, como mostra a Figura 40.

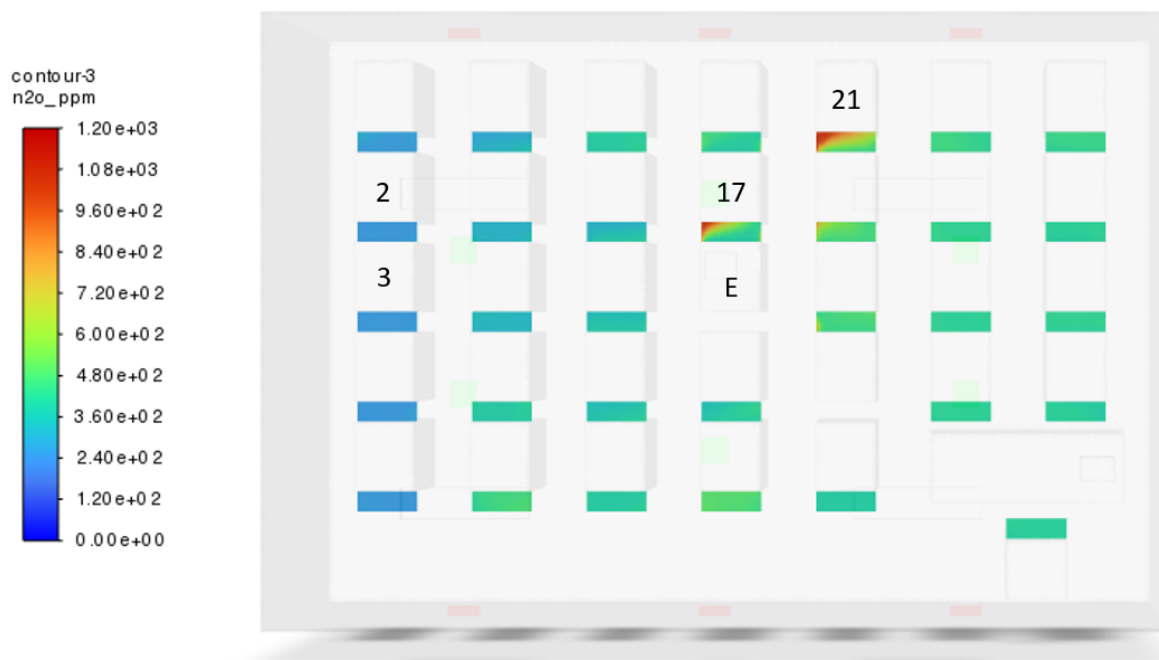


Figura 40 - Concentração de gás rastreador (em partes por milhão) nas zonas de respiração dos indivíduos presentes na sala para o Cenário 3. O emissor é identificado pela letra E.

Mais uma vez observa-se que a maior parte do gás rastreador se desloca para a parte da frente da sala, porém, dessa vez, pela parte superior da sala, como podemos ver na Figura 41 e na Figura 42. Essa diferença afeta o risco de infecção na região.

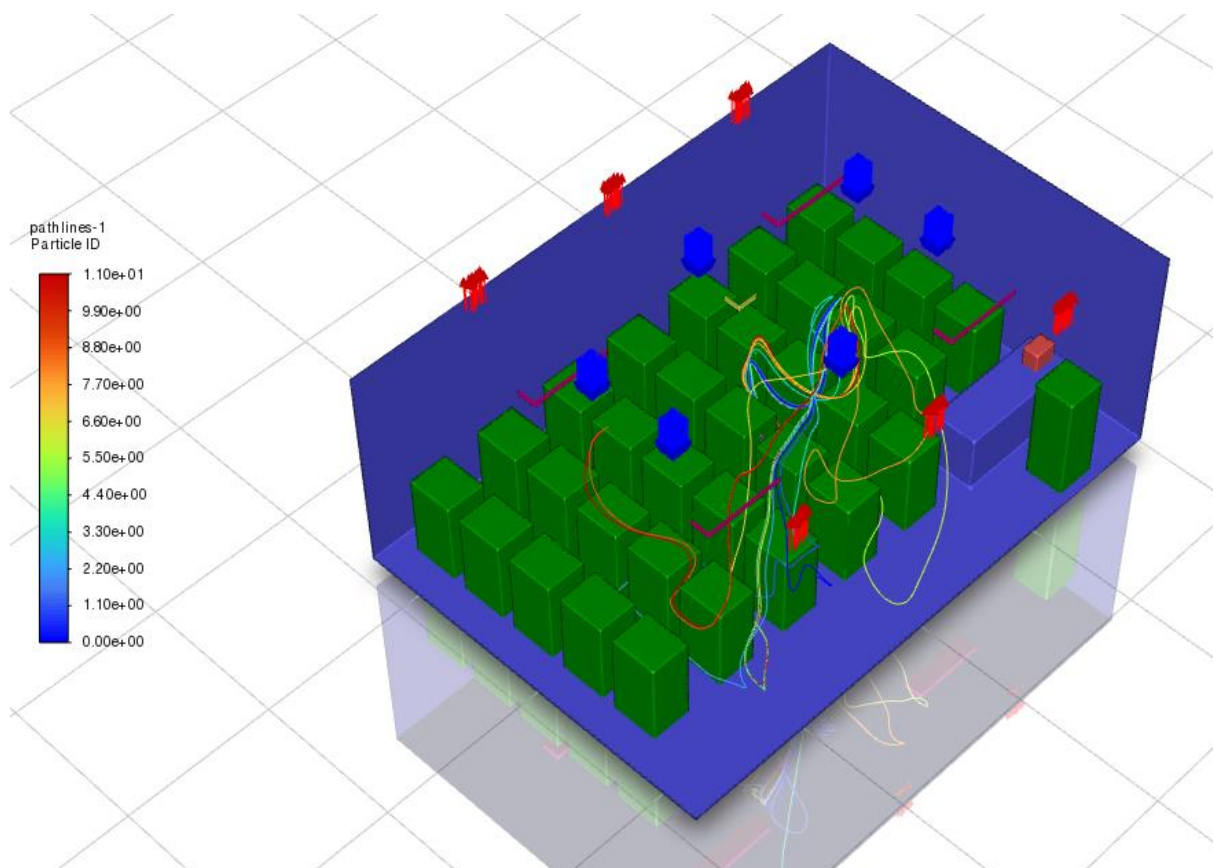


Figura 41 - Linhas de corrente do gás rastreador no cenário 3.

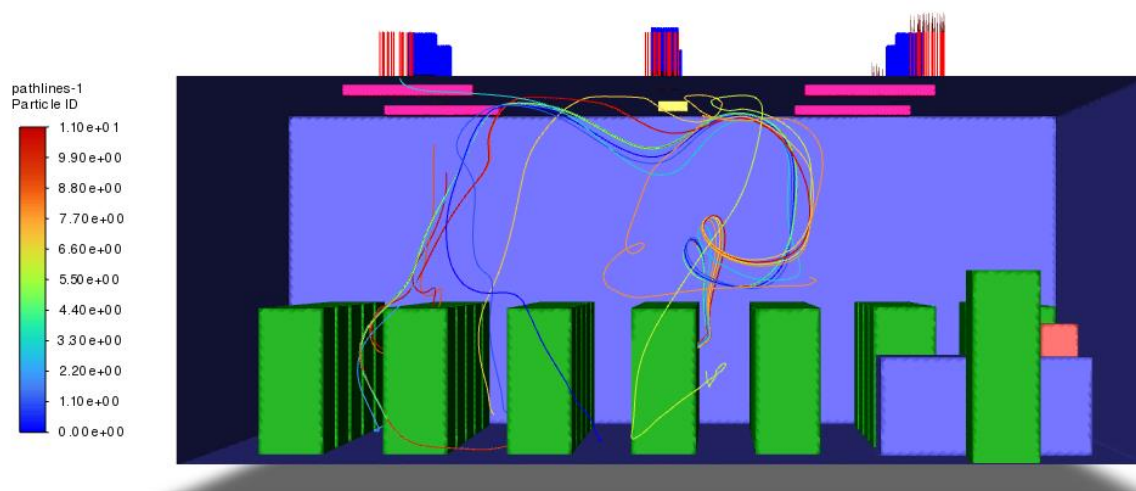


Figura 42 - Linhas de corrente do gás rastreador no cenário 3 em vista frontal.

5.4 CENÁRIO 4 (6 DIFUSORES / 10 ACH)

A simulação do cenário 4 os seis difusores foram configurados com velocidade 2,68 m/s para se obter uma taxa de ventilação de 10 ACH. O risco médio de infecção obtido foi de 4,8% com o ocupante menos exposto tendo 2,0% (aluno 3) e os mais expostos 16,8 e 14,2% (alunos 17 e 22).

Na Figura 43 nota-se que o fluxo de ar expirado pelo estudante contaminado tem padrão bem semelhante ao terceiro cenário, expondo mais os alunos localizados atrás do aluno contaminado.

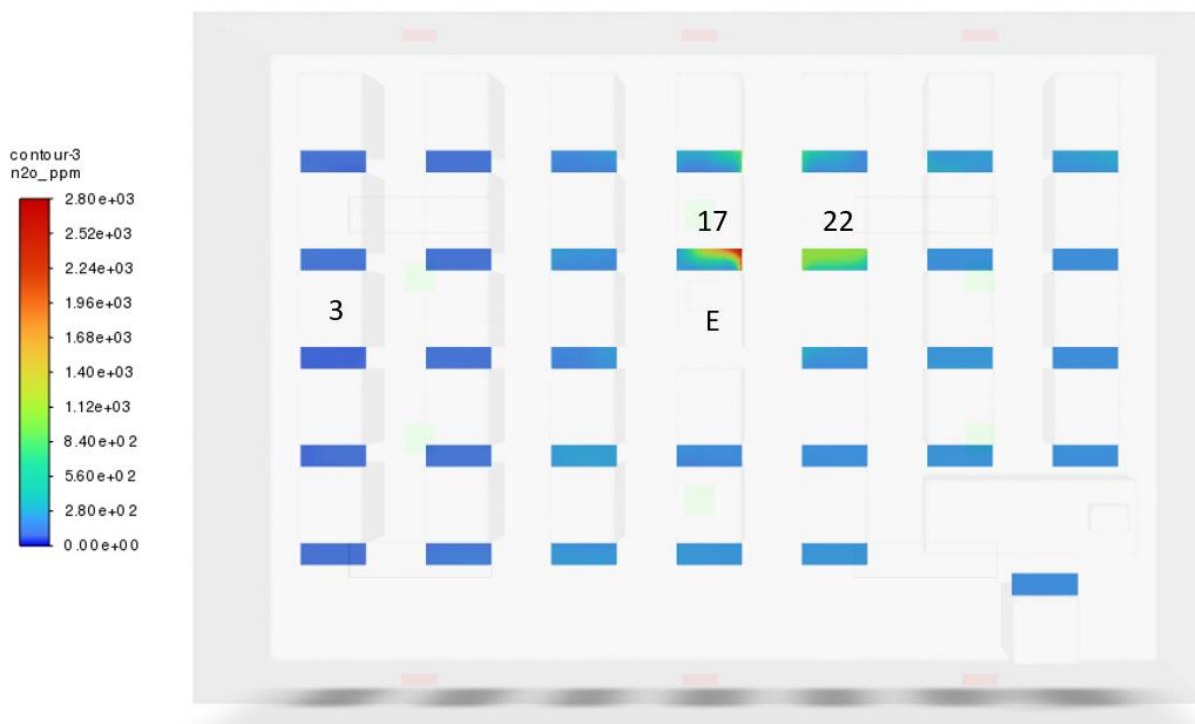


Figura 43 - Concentração de gás rastreador (em partes por milhão) nas zonas de respiração dos indivíduos presentes na sala para o Cenário 4.

Pela Figura 44 pode-se observar que o fluxo do escoamento é diferente do cenário 3, com o gás rastreador se deslocando em maior quantidade para os exaustores da parte traseira da sala.

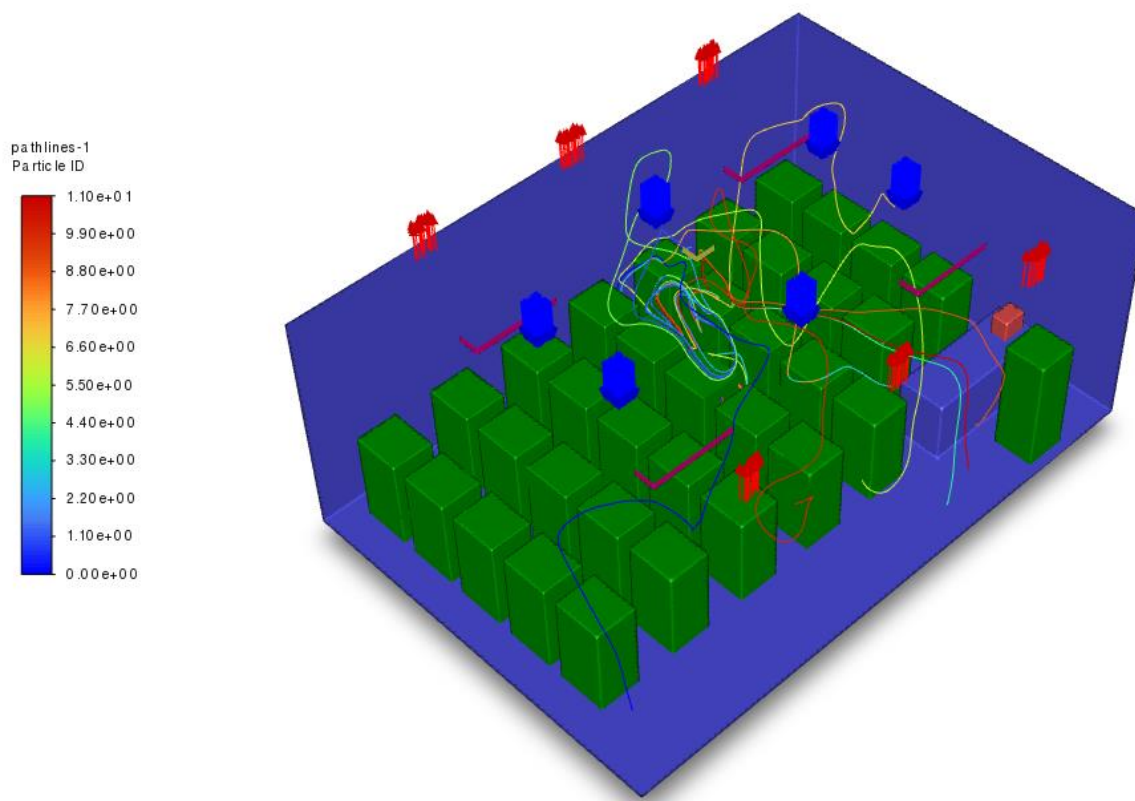


Figura 44 - Linhas de corrente do gás rastreador no cenário 4.

5.5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

5.5.1 Avaliação de Taxa de Ventilação

As simulações dos cenários mostram que o aumento da taxa de ventilação impacta na redução do risco de infecção médio segundo o método de Wells-Riley adaptado, acompanhando os princípios do método tradicional. Tanto entre os casos de 4 (Quatro) difusores, como entre os de 6 (Seis) houve redução significativa do risco médio de infecção.

Notadamente, o risco dos indivíduos menos expostos também diminuiu como podemos ver na Tabela 11, o que pode indicar que a maior taxa de renovação de ar na disposição do sistema de HVAC estudado gera menor alcance de partículas pelo ambiente ou, possivelmente, maior diluição das nuvens de aerossóis.

Tabela 11 – Risco de infecção por cenário.

	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
Quantidade de difusores	4 Difusores	4 Difusores	6 Difusores	6 Difusores
Taxa de ventilação	6 ACH	10 ACH	6 ACH	10 ACH
Média de Risco de Infecção	9,2%	5,0%	7,8%	4,8%
Menor risco de infecção	6,8%	2,9%	5,1%	2,0%
Maior risco de infecção	13,7%	9,4%	13,0%	16,8%

O aumento do maior risco de infecção do cenário 3 para o cenário 4 se dá pelo fluxo de escoamento conforme mostrado na Figura 44, mas esse aumento só é notado nos dois alunos mais expostos. Ao se ampliar a amostragem para os cinco mais expostos, o cenário 3 apresenta média de 10,2% de risco de infecção enquanto no cenário 4 o risco fica em 9,7%. Ou seja, não é possível afirmar que a variação do maior risco tenha a ver com o aumento da taxa de ventilação.

5.5.2 Avaliação de Disposição de Difusores

Em comparação, os cenários de mesma taxa de ventilação e maior quantidade de difusores apresentaram menor média de risco de infecção. A Tabela 11 mostra que o risco médio tem redução relativa de 15% (de 9,2% para 7,8%) quando se aumenta para seis difusores em um sistema de 6 ACH e de 4% (de 5,0% para 4,8%) quando se aumenta a quantidade de difusores no sistema de 10 ACH. Aparentemente há uma maior influência da quantidade de difusores na redução do risco quando há uma menor taxa de ventilação, porém a variação não é grande o suficiente para determinar causalidade.

Uma possível explicação para a maior taxa de infecção dos sistemas com quatro difusores é a maior velocidade de insuflamento, que evita a circulação do gás rastreador na parte superior nas regiões dos difusores, conduzindo-o para a zona de respiração, como é visto nas imagens de linhas de corrente nas Figuras 37, 39, 41 e 44.

6 CONCLUSÃO

O presente trabalho visa contribuir no debate sobre o papel de sistemas de condicionamento de ar no combate a doenças de transmissão respiratória, avaliando a influência de parâmetros de HVAC no risco de infecção, utilizando CFD. Seguindo esse objetivo foram avaliados quatro cenários de insuflamento em sala de aula, dentro das possibilidades da licença de estudante do software *ANSYS Fluent*.

As simulações realizadas confirmaram levantamentos feitos pela bibliografia estudada, principalmente em relação ao tópico mais estudado que é a taxa de ventilação. A taxa de ventilação é dada como um parâmetro importante para manutenção de IAQ principalmente em sistemas de ventilação por mistura ([RILEY et al., 1978](#)). Porém, a mistura nunca é realizada de forma completa, cabendo a investigação sobre o impacto do parâmetro no contágio. O resultado obtido sugere uma queda de cerca de 38% a 46% de risco de infecção com o aumento da taxa de ventilação de 6 ACH para 10 ACH. O risco de infecção do indivíduo mais distante do emissor cai em 57% e 61% com o aumento de 6 para 10 ACH, de forma também semelhante à bibliografia.

Outro parâmetro analisado foi a velocidade de insuflamento, que é dependente da quantidade de difusores e da taxa de ventilação, ou seja, é impossível realizar a análise desse parâmetro de forma isolada da análise da taxa de ventilação. O presente estudo mostrou uma pequena queda do risco de infecção de 4% e 15% com a redução da velocidade de insuflamento decorrente do aumento de difusores de 4 para 6, respectivamente. Porém, a pequena variação no risco de infecção e a influência das posições de difusores no fluxo de escoamento deixam a mensagem de que há necessidade de mais pesquisas no sentido de confirmar os indicativos desse estudo, já que deslocamento vertical do ar expelido pelo indivíduo infectado ocorre em função da disposição dos difusores, causando influência do jato de ar no destino do ar contaminado dependendo da quantidade de difusores.

6.1 SUGESTÕES PARA NOVOS TRABALHOS

Alguns aspectos podem ser observados para uma melhor análise dos pontos avaliados por este trabalho em futuros estudos:

- Realização da simulação com a licença profissional do software ANSYS e em computador com alta capacidade para proporcionar maior refino de malha, maior quantidade de iterações e reduzir a quantidade de simplificações de desenho;
- Simulação de modelo lagrangiano de dispersão de partículas para gerar mais subsídios em relação à simplificação utilizada além da modelagem de partículas maiores que podem ter maior impacto no risco de infecção por contágio direto.
- Análise com diferentes posicionamentos dos difusores e exaustores de modo a explorar melhores disposições aplicáveis a salas de aula.
- Análise de emissões em outras posições e com diferentes formas de emissão como a fala, que gera diferente dinâmica de emissão com diferentes dimensões de partículas e diferente velocidade de emissão.
- Simulação da inspiração dos indivíduos presentes para uma avaliação mais realista da concentração de patógenos assim como a influência do escoamento envolvido na respiração no modelo.
- Variação do número de exaustores, já que a proximidade dos indivíduos com os exaustores os expõe a riscos. É interessante verificar o quanto a distribuição da exaustão de patógenos pode reduzir o risco de ocupantes.
- Análise da influência da velocidade de ventilação através da variação da área efetiva de insuflamento dos difusores ao invés da variação da quantidade de difusores.
- Observando-se a proximidade dos alunos mais expostos a riscos, também é interessante uma futura análise sobre a distância ótima entre os alunos, tópico pouco estudado em paralelo à disposição de difusores e à variação de taxa de ventilação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AHMADZADEH, M.; SHAMS, M. Multi-objective performance assessment of HVAC systems and physical barriers on COVID-19 infection transmission in a high-speed train. **Journal of Building Engineering**, v. 53, 2022.

ALEGRETTI, L; IDOETA, P. A. Covid-19: como reduzir os riscos de transmitir coronavírus nas festas de Natal e Ano Novo. **BBC News Brasil**, 2020. Disponível em: <https://www.bbc.com/portuguese/brasil-55247367>. Acesso em 16 de nov. de 2022.

ANSYS. **ANSYS FLUENT 12/12.1 Documentation**. Canonsburg, PA: Ansys Inc., 2012.

ANSYS. **ANSYS Fluent User's Guide**. Canonsburg, PA: Ansys Inc., 2013.

ANSYS STUDENT. Versão 2022 R2. ANSYS Inc, 2022.

ARJMANDI, H.; AMINI, R.; KHANI, F.; FALLAHPOUR, M. Minimizing the respiratory pathogen transmission: Numerical study and multi-objective optimization of ventilation systems in a classroom. **Thermal Science and Engineering Progress**, v. 28, p. 101052, 2022.

ASHRAE. **ASHRAE Handbook-Fundamentals**. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2005.

ASHRAE. **ANSI/ASHRAE Standard 52.2-2017**: Method of Testing General Ventilation Air-Cleaning Devices for Removal Efficiency by Particle Size. Atlanta, 2017.

ASHRAE. **ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2016**: Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. Atlanta, 2016.

ASHRAE. **ASHRAE Epidemic Risk Force**: Healthcare. Atlanta, 2019.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-1**: Instalações de ar-condicionado — Sistemas centrais e unitários Parte 1: Projetos das instalações. Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-3**: Instalações de ar-condicionado — Sistemas centrais e unitários Parte 3: Qualidade do ar interior. Rio de Janeiro, 2008.

BEGGS, C. B.; SHEPHERD, S. J.; KERR, K. G. Potential for airborne transmission of infection in the waiting areas of healthcare premises: stochastic analysis using a Monte Carlo model. **BMC Infectious Diseases**, v. 10, 2010.

BORRO, L.; MAZZEI, L.; RAPONI, M.; PISCITELLI, P.; MIANI, A.; SECINARO, A. The role of air conditioning in the diffusion of Sars-CoV-2 in indoor environments: A first computational fluid dynamic model, based on investigations performed at the Vatican State Children's hospital. **Environmental Research**, v. 193, 2021.

BOUSSINESQ, J. **Théorie de L'écoulement Tourbillonnant et Tumultueux Des Liquides**. Paris: Gauthier-Villars et fils, 1877.

BUONANNO, G.; STABILE, L.; MORAWSKA, L. Estimation of airborne viral emission: Quanta emission rate of SARS-CoV-2 for infection risk assessment. **Environment International**, v. 141, p. 105794, 2020.

CENTERS FOR DISEASE CONTROL AND PREVENTION (CDC). **Ventilation in Buildings**. 2 de jun. 2021. Disponível em: <https://www.cdc.gov/coronavirus/2019-ncov/community/ventilation.html> . Acesso em: 18 de dez. 2022.

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA FONSECA. **Recomendações e Procedimentos para Retorno às Atividades Administrativas e Acadêmicas no Âmbito da Pandemia de COVID-19**. 2ª edição. Rio de Janeiro, 2022.

CHAO, C. Y. H.; WAN, M. P.; MORAWSKA, L.; JOHNSON, G. R.; RISTOVSKI, Z. D.; HARGREAVES, M.; MENGERSEN, K.; CORBETT, S.; LI, Y.; XIE, X.; KATOSHEVSKI, D. Characterization of expiration air jets and droplet size distributions immediately at the mouth opening. **Aerosol Science**, v. 40, p. 122–133, 2009.

CHEN, Q.; CHAO, N.-T. Comparing Turbulence Models for Buoyant Plume and Displacement Ventilation Simulation. **Indoor Built Environment**, v. 6, p. 140–149, 1997.

CHEN, S.-C.; LIAO, C.-M.; LI, S.-S.; YOU, S.-H. A probabilistic transmission model to assess infection risk from Mycobacterium tuberculosis in commercial passenger trains. **Risk Analysis**, v. 31, p. 930–939, 2011.

CHEN, Q.; XU, W. A zero-equation turbulence model for indoor airflow simulation. **Energy and Buildings**, v. 28, p. 137–144, 1998.

DAI, H.; ZHAO, B. Association of the infection probability of COVID-19 with ventilation rates in confined spaces. **Build Simul.**, v. 13, p. 1321–1327, 2020.

DAVIDSON, L.; NIELSEN, P. V. Modification of the v2f model for computing the flow in a 3D wall jet. **Turbulence, Heat and Mass Transfer**, v. 4, p. 577–584, 2003.

DUGUID, J. P. The Size and the Duration of Air-Carriage of Respiratory Droplets and Droplet-Nuclei. **The Journal of Hygiene**, v. 44, n. 6, p. 471–479, 1946.

ESCOMBE, A. R.; OESER, C. C.; GILMAN, R. H.; NAVINCOPA, M.; TICONA, E.; PAN, W.; MARTÍNEZ, C.; CHACALTANA, J.; RODRÍGUEZ, R.; MOORE, D. A. J.; FRIEDLAND, J. S.; EVANS, C. A. Natural ventilation for the prevention of airborne contagion. **PLoS Medicine**, v. 4, p. 309–317, 2007.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2001.

FABIAN, P.; MCDEVITT, J. J.; DEHAAN, W. H.; FUNG, R. O. P.; COWLING, B. J.; CHAN, K. H.; LEUNG, G. M.; MILTON, D. K. Influenza Virus in Human Exhaled Breath: An Observational Study. **PLoS ONE**, v. 3, n. 7, p. e2691, 2008.

FABIAN, P.; BRAIN, J.; HOUSEMAN, A.; GERN, J.; MILTON, D. K. Origin of Exhaled Breath Particles from Healthy and Human Rhinovirus-Infected Subjects. **Journal of aerosol medicine and pulmonary drug delivery**, v. 24, p. 137–147, 2011.

GAO, N.; NIU, J. Transient CFD simulation of the respiration process and inter-person exposure assessment. **Building and Environment**, v. 41, n. 1214–1222, 2006.

GERMANO, M.; PIOMELLI, U.; MOIN, P.; CABOT, W. H. A dynamic subgrid-scale eddy viscosity model. **Phys. Fluids**, v. 3, p. 1760–1765, 1991.

GIBSON, M. M.; LAUNDER, B. E. Ground effects on pressure fluctuations in the atmospheric boundary layer. **J. Fluid Mech**, v. 86, p. 491–511, 1978.

GRAEBEL, W. P. **Fluid Mechanics**. San Diego: Elsevier Inc., 2007.

GUO, Y.; QIAN, H.; SUN, Z.; CAO, J.; LIU, F.; LUO, X.; LING, R.; WESCHLER, L. B.; MO, J.; ZHANG, Y. Assessing and controlling infection risk with Wells-Riley model and spatial flow impact factor (SFIF). **Sustainable Cities and Society**, v. 67, p. 102719, 2021.

HATHWAY, E. A.; NOAKES, C. J.; SLEIGH, P. A.; FLETCHER, L. A. CFD simulation of airborne pathogen transport due to human activities. **Building and Environment**, v. 46, p. 2500–2511, 2011.

JONES, I. F.; LAMMERS, D. T.; CONNER, J. R.; HOLTESTAUL, T. A.; IERONIMAKIS, N.; CARETTI, D.; MCCLELLAN, J. M.; ECKERT, M. J.; BINGHAM, J. R. Quality Assurance During a Global Pandemic: An Evaluation of Improvised Filter Materials for Healthcare Workers. **Journal of Occupational and Environmental Medicine**, v. 62, p. 781–782, 2020.

KOLMOGOROV, A. N. Equations of Turbulent Motion of an Incompressible Fluid. **Izvestia Academy of Sciences**, v. 6, p. 56–58, 1942.

LAUNDER, B. E.; SHARMA, B. I. Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc. **Letters in Heat Mass Transfer**, v. 1, p. 131–138, 1974.

LIAO, C.-M.; CHANG, C.-F.; LIANG, H.-M. A probabilistic transmission dynamic model to assess indoor airborne infection risks. **Risk Analysis**, v. 25, p. 1097–1107, 2005.

LILLY, D. K. A proposed modification of the Germano subgrid-scale closure model. **Physics of Fluids**, v. 4, p. 633–635, 1992.

LIM, T.; CHO, J.; KIM, B. S. The predictions of infection risk of indoor airborne transmission of diseases in high-rise hospitals: Tracer gas simulation. **Energy and Building**, v. 42, p. 1172–1181, 2010.

LIU, L.; WEI, J.; LI, Y.; OOI, A. Evaporation and dispersion of respiratory droplets from coughing. **Indoor Air**, v. 27, p. 179–190, 2016.

MEMARZADEH, F.; XU, W. Role of air changes per hour (ACH) in possible transmission of airborne infections. **Build Simul**, p. 15–28, 2012.

MENTER, F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. **AIAA Journal**, v. 32, n. 8, p. 1598–1605, 1994.

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO. **Guia de Implementação de Protocolos de Retorno das Atividades Presenciais nas Escolas de Educação Básica**. Brasília, 2022.

MINISTÉRIO DA SAÚDE. **Vigilância epidemiológica do sarampo no Brasil – semanas epidemiológicas 1 a 25 de 2022**. Boletim Epidemiológico 28, vol. 53. Brasília, 2022.

MOKHTARI, R.; JAHANGIR, M. H. The effect of occupant distribution on energy consumption and COVID-19 infection in buildings: A case study of university building. **Building and Environment**, v. 190, p. 107561, 2021.

NARDELL, E. A.; KEEGAN, J.; ETKIND, S. C. Airborne infection. Theoretical limits of protection achievable by building ventilation. **Am. Rev. Respir. Dis.**, v. 144, p. 302–306, 1991.

NICAS, M.; MILLER, S. L. A Multi-Zone Model Evaluation of the Efficacy of Upper-Room Air Ultraviolet Germicidal Irradiation. **Applied Occupational and Environmental Hygiene**, v. 14, n. 5, p. 317–328, 1999.

NISSEN, K.; KRAMBRICH, J.; AKABERI, D.; HOFFMAN, T.; LING, J.; LUNDKVIST, Å.; SVENSSON, L.; SALANECK, E. Long-distance airborne dispersal of SARS-CoV-2 in COVID-19 wards. **Scientific Reports**, v. 10, n. 19589, 2020.

PRANDTL, L. **Über ein neues Formelsystem für die ausgebildete Turbulenz.** Gottingen: Vandenhoeck & Ruprecht, 1945.

QIAN, H.; LI, Y.; NIELSEN, P. V.; HYLDGAARD, C. E. Dispersion of exhalation pollutants in a two-bed hospital ward with a downward ventilation system. **Building and Environment**, v. 43, p. 344–354, 2008.

QIAN, H.; LI, Y.; NIELSEN, P. V.; HUANG, X. Spatial distribution of infection risk of SARS transmission in a hospital ward. **Building and Environment**, v. 44, p. 1651–1658, 2009.

QIAN, H.; ZHENG, X. Ventilation control for airborne transmission of human exhaled bio-aerosols in buildings. **J Thorac Dis**, ed. 10, p. 2295-2304, 2018.

RILEY, E.; MURPHY, G.; RILEY, R. Airborne spread of measles in a suburban elementary-school. **American Journal of Epidemiology**, v. 107, n. 5, p. 421–432, 1978.

RUDNICK, S. N.; MILTON, D. K. Risk of indoor airborne infection transmission estimated from carbon dioxide concentration. **Indoor Air**, v. 13, p. 237–245, 2003.

SAFFMAN, P. G.; WILCOX, D. C. Turbulence-Model Predictions for Turbulent Boundary Layers. **AIAA Journal**, v. 12, n. 4, p. 541–546, 1974.

SALMAN, A.; SATTINENI, A.; AZHAR, S. A systematic review of building systems and technologies to mitigate the spread of airborne viruses. **Journal of Facilities Management**, 1472-5967. 2021.

SANTOS, Lígia Rocha dos; "Análise de Conforto Térmico em Volumes Finitos para Insuflamento de Ar por Elementos Difusivos com Diferentes Perfis Geométricos". Orientador: CATUNDA, C. E. G.; Projeto Final de Engenharia Mecânica, CEFET/RJ, Rio de Janeiro, 2021.

SECRETARIA MUNICIPAL DE EDUCAÇÃO DO RIO DE JANEIRO. Protocolo Sanitário de Prevenção à COVID-19 Para Unidades Escolares e Creches integrantes do Sistema Municipal de Ensino do Rio de Janeiro. Versão 2.2. Rio de Janeiro, 2022.

SMITS, A. J. **Viscous Flows and Turbulence**. Princeton: Princeton University, 2009.

SRIVASTAVA, S.; ZHAO, X.; MANAY, A.; CHEN, Q. Effective ventilation and air disinfection system for reducing coronavirus disease 2019 (COVID-19) infection risk in office buildings. **Sustainable Cities and Society**, 103408. v. 75, 2021.

STADNYTSKYI, V.; BAX, C. E.; BAX, A.; ANFINRUD, P. The airborne lifetime of small speech droplets and their potential importance in SARS-CoV-2 transmission. **Proceedings of the National Academy of Sciences**, v. 117, p. 11875–11877, 2020.

SZE TO, G. N.; CHAO, C. Y. H. Review and comparison between the Wells–Riley and dose-response approaches to risk assessment of infectious respiratory diseases. **Indoor Air**, v. 20, p. 2–16, 2010.

TELLIER, R.; LI, Y.; COWLING, B. J.; TANG, J. W. Recognition of aerosol transmission of infectious agents: a commentary. **BMC Infectious Diseases**, v. 19, p. 101, 2019.

THOMAS, R. J. Particle size and pathogenicity in the respiratory tract. **Virulence**, v. 4, n. 8, p. 847–858, 2013.

TROX TECHNICK. Dados Técnicos - Séries ADLQ, ALDR. São Paulo, 2013.

TROX TECHNICK. Disponível em: < <https://www.troxbrasil.com.br>>. Acesso em 12 de nov. de 2022.

VAN DYKE, M. **An album of fluid motion**. 4ª edição. Stanford: The parabolic press, 1988.

VILLAFRUELA, J. M.; OLMEDO, I.; BERLANGA, F. A.; DE ADANA, M. R. Assessment of displacement ventilation systems in airborne infection risk in hospital rooms. **PLoS ONE**, v. 14, n. 1, 2019.

WAN, M. P.; CHAO, C. Y. H. Transport Characteristics of Expiratory Droplets and Droplet Nuclei in Indoor Environments With Different Ventilation Airflow Patterns. **Journal of Biomechanical Engineering**, v. 129, n. 3, p. 341–353, 2007.

- WANG, B.; ZHANG, A.; SUN, J. L.; LIU, H.; HU, J.; XU, L. X. Study of SARS Transmission Via Liquid Droplets in Air. **Journal of Biomechanical Engineering**, v. 127, n. 1, p. 32–38, 2005.
- WANG, J.-X.; CAO, X.; CHEN, Y.-P. An air distribution optimization of hospital wards for minimizing cross-infection. **Journal of Cleaner Production**, 123431. v. 279, 2021.
- WANG, Z.; GALEA, E. R.; GRANDISON, A.; EWER, J.; JIA, F. A coupled Computational Fluid Dynamics and Wells-Riley model to predict COVID-19 infection probability for passengers on long-distance trains. **Safety Science**, v. 147, p. 105572, 2022.
- WELLS, W. F. **Airborne contagion and air hygiene: an ecological study of droplet infections**. Cambridge: Harvard University Press, 1955.
- World Health Organization. **Infection prevention and control of epidemic - and pandemic - prone acute respiratory infections in health care**. Geneva, 2014.
- World Health Organization. **WHO MERS Global Summary and Assessment of Risk**. Geneva, 2019.
- World Health Organization. **Modes of transmission of virus causing COVID-19: implications for IPC precaution recommendations**. Geneva, 2020.
- WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD**. La Cañada: DCW Industries, 2006.
- XIE, X.; LI, Y.; CHWANG, A.; HO, P.; SETO, W. How far droplets can move in indoor environments – revisiting the Wells evaporation–falling curve. **Indoor Air**, v. 17, n. 3, p. 211–225, 2007.
- YAN, Y.; LI, X.; SHANG, Y.; TU, J. Evaluation of airborne disease infection risks in an airliner cabin using the Lagrangian-based Wells-Riley approach. **Building and Environment**, v. 121, p. 79–92, 2017.
- YAKHOT, V.; ORSZAG, S. A. Renormalization Group Analysis of Turbulence: I. Basic Theory. **Journal of Scientific Computing**, v. 1, 1986.

YIN, J.; NORVIHOHO, L. K.; ZHOU, Z.-F.; CHEN, B.; WU, W.-T. Investigation on the evaporation and dispersion of human respiratory droplets with COVID-19 virus. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 147, p. 103904, 2022.

YIN, Y.; XU, W.; GUPTA, J.; GUILTY, A.; MARMION, P.; MANNING, A.; GULICK, B.; ZHANG, X.; CHEN, Q. Experimental Study on Displacement and Mixing Ventilation Systems for a Patient Ward. **HVAC&R Research**, v. 15, p. 1175–1191, 2009.

ZHANG, N.; LI, Y. Transmission of Influenza A in a Student Office Based on Realistic Person-to-Person Contact and Surface Touch Behavior. **International Journal of Environmental Research and Public Health**, v. 15, n. 1699, 2018.

ZHANG, Y.; FENG, G.; BI, Y.; CAI, Y.; ZHANG, Z.; CAO, G. Distribution of droplet aerosols generated by mouth coughing and nose breathing in an air-conditioned room. **Sustainable Cities and Society**, v. 51, p. 101721, 2019.

ZHANG, Z.; ZHANG, W.; ZHAI, Z.; CHEN, Q. Evaluation of various turbulence models in predicting airflow and turbulence in enclosed environments by CFD: Part-2: comparison with experimental data from literature. **HVAC&R Research**. 2007; 13 (6):871–886.

ZHAO, B.; YANG, C.; YANG, X.; LIU, S. Particle dispersion and deposition in ventilated rooms: Testing and evaluation of different Eulerian and Lagrangian models. **Building and Environment**, v. 43, p. 388–397, 2008.

ANEXO A - Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação.

Local	D pessoas/ 100 m ²	Nível 1		Nível 2		Nível 3		Exaustão mecânica L/s* m ² a
		F _p L/s*pess.	F _a L/s*m ²	F _p L/s*pess	F _a L/s*m ²	F _p L/s*pess	F _a L/s*m ²	
Comércio varejista								
Supermercado de alto padrão	8	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Supermercado de padrão médio	10	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Supermercado popular	12	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Mall de centros comerciais	40	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Lojas (exceto abaixo)	15	3,8	0,6	4,8	0,8	5,7	0,9	--
Salão de beleza e/ou barbearia ^b	25	10	0,6	12,5	0,8	15,0	0,9	--
Animais de estimação ^b	10	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	4,5
Lavanderia "self-service"	20	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Edifícios de escritórios								
Hall do edifício, recepção	10	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritórios de diretoria	6	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com baixa densidade	11	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com média densidade	14	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com alta densidade	20	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Sala de reunião	50	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
CPD (exceto impressoras)	4	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Sala impressoras, copiadoras	--	--	--	--	--	--	--	2,5
Sala digitação	60	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
"Call center"	60	3,8	0,6	4,8	0,8	5,7	0,9	--
Bancos								
Bancos (área do público)	41	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Caixa forte	5	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--

(Continuação)

Local	D pessoas/ 100 m ²	Nível 1		Nível 2		Nível 3		Exaustão mecânica L/s* m ^{2 a}
		F _p L/s* pess.	F _a L/s*m ²	F _p L/s* pess.	F _a L/s*m ²	F _p L/s* pess.	F _a L/s*m ²	
Edifícios públicos								
Aeroporto – saguão ^c	15	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5	--
Aeroporto – sala de embarque ^c	100	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5	--
Biblioteca	10	2,5	0,6	3,5	0,8	3,8	0,9	--
Museu, galeria de arte ^d	40	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5	--
Local de culto	120	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Legislativo – plenário	50	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Teatro, cinema, auditório – lobby	150	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Teatro, cinema, auditório e platéia	150	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Teatro, cinema, auditório – palco	70	5	0,3	6,3	0,4	7,5	0,5	--
Tribunal – sala de audiências	70	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Esportes								
Boliche – área do público	40	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Ginásio coberto (área do público)	150	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Ginásio coberto (quadra)	--	--	0,3	--	0,4	--	0,5	--
Piscina coberta ^e	--	--	2,4	--	3,0	--	3,6	2,5
"Fitness center" – aeróbica	40	10	0,3	12,5	0,4	15,0	0,5	--
"Fitness center" – aparelhos	10	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Estabelecimentos de ensino								
Sala de aula	35	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Laboratório de informática	25	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Laboratório de ciências	25	5	0,9	6,3	1,1	7,5	1,4	5,0
Hotéis								
Apartamento de hóspedes	--	5,5	--	6,9	--	10,3	--	--
Banheiro privativo	--	--	--	--	--	--	--	2,5/unid.
Lobby, sala de estar	30	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Sala de convenções	120	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Dormitório coletivo	20	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Restaurantes, bares, diversão								
Restaurante – salão de refeições	70	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	--
Bar, salão de coquetel	100	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	--
Cafeteria, lanchonete, refeitório	100	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	--
Salão de jogos	120	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	--
Discoteca, danceteria	100	10,0	0,3	12,5	0,4	15,0	0,5	--
Jogos eletrônicos	20	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	--

(Continuação)

Local	D pessoas/ 100 m ²	Nível 1		Nível 2		Nível 3		Exaustão mecânica L/s* m ^{2 a}
		F _p L/s* pess.	F _a L/s*m ²	F _p L/s* pess.	F _a L/s*m ²	F _p L/s* pess.	F _a L/s*m ²	
Locais diversos								
Câmara escura	--	--	--	--	--	--	--	5,0
Copa	--	--	--	--	--	--	--	1,5
Sala exclusiva para fumar ^f	--	--	--	--	--	--	--	9,0
Sanitários públicos	--	--	--	--	--	--	--	35 / bacia
Vestiários coletivos	--	--	--	--	--	--	--	2,5
<p>Legenda</p> <p>Nível 1 - Nível mínimo vazão de ar exterior para ventilação.</p> <p>Nível 2 - Nível intermediário da vazão de ar exterior para ventilação.</p> <p>Nível 3 - Vazões ar exterior para ventilação que segundo estudos existem evidências de redução de reclamações e manifestações alérgicas</p> <p>F_p - Fração do ar exterior relacionada às pessoas (L/s* pessoa)</p> <p>F_a - Fração do ar exterior relacionada ao recinto (L/s*m²)</p> <p>D - Densidade de ocupação esperada, referida à área útil ocupada (pessoas/100 m²)</p> <p>NOTA 1 A aplicação desta Tabela está condicionada à obediência a todos os demais requisitos desta parte da ABNT NBR 16401.</p> <p>NOTA 2 O nível (1,2 ou 3) de ar externo a ser utilizado no projeto deve ser definido entre o projetista e o cliente.</p> <p>NOTA 3 As vazões de ar exterior estipuladas são baseadas na proibição de fumar nos recintos (exceto local reservado).</p> <p>NOTA 4 Ar exterior com densidade do ar 1,2 kg/ m³ (a vazão deve ser corrigida para a densidade efetiva).</p> <p>^a O ar de reposição para a exaustão pode ser proveniente de recintos vizinhos.</p> <p>^b Não recircular para outros recintos.</p> <p>^c Tratamento especial do ar exterior pode ser necessário para remover odores ou vapores nocivos.</p> <p>^d Tratamento especial do ar exterior pode ser necessário para remover elementos prejudiciais às obras de arte.</p> <p>^e A vazão estipulada não contempla controle de umidade. Pode ser necessário aumentar a vazão ou instalar um sistema de desumidificação.</p> <p>^f Não há valores estabelecidos da vazão de ar exterior necessária para diluir a fumaça de tabaco a níveis aceitáveis. A vazão de exaustão estipulada visa apenas evitar uma concentração excessiva de fumaça no recinto e a sua propagação para recintos vizinhos.</p>								

ANEXO B - Riscos de infecção obtidos da análise numérica.

Aluno/Professor	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
Aluno 1	9.03%	3.86%	5.34%	2.73%
Aluno 2	9.00%	3.47%	5.09%	2.57%
Aluno 3	8.44%	3.41%	5.09%	2.01%
Aluno 4	8.64%	3.39%	5.10%	2.20%
Aluno 5	8.86%	3.87%	5.11%	2.24%
Aluno 6	9.46%	5.83%	6.19%	2.28%
Aluno 7	9.34%	5.41%	6.30%	2.31%
Aluno 8	9.53%	7.01%	6.55%	2.35%
Aluno 9	12.80%	5.59%	7.74%	2.50%
Aluno 10	13.65%	9.31%	8.86%	2.97%
Aluno 11	10.80%	6.27%	7.86%	4.01%
Aluno 12	10.61%	6.46%	6.83%	4.53%
Aluno 13	10.42%	6.77%	7.24%	4.15%
Aluno 14	11.16%	9.40%	7.34%	5.48%
Aluno 15	10.28%	8.57%	7.76%	4.93%
Aluno 16	10.68%	5.50%	8.18%	6.46%
Aluno 17	10.77%	5.48%	10.13%	14.16%
Aluno 18	97.60%	98.77%	61.13%	54.47%
Aluno 19	9.77%	6.90%	7.76%	4.07%
Aluno 20	9.74%	6.93%	9.41%	4.86%
Aluno 21	9.55%	4.26%	12.97%	5.84%
Aluno 22	9.66%	4.12%	9.64%	16.79%
Aluno 23	8.46%	4.01%	9.01%	4.89%
Aluno 24	7.65%	3.68%	8.77%	4.53%
Aluno 25	7.08%	4.78%	7.77%	4.83%
Aluno 26	8.08%	3.95%	8.62%	5.47%
Aluno 27	8.31%	3.81%	8.32%	4.54%
Aluno 28	7.78%	3.75%	8.19%	4.93%
Aluno 29	6.83%	2.94%	8.19%	4.76%

Aluno 30	7.64%	3.50%	8.54%	5.26%
Aluno 31	7.66%	3.60%	8.07%	4.43%
Aluno 32	7.59%	3.50%	8.30%	4.44%
Aluno 33	7.53%	3.13%	7.98%	4.53%
Professor	7.06%	2.97%	8.02%	4.27%