



Universidade Federal de Goiás
Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica



Júlio Modesto Beghelli

**Análise termo fluidodinâmica de ambientes
com ar-condicionado usando o código livre
OpenFOAM**

Goiânia

2023



UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS
ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO

TERMO DE CIÊNCIA E DE AUTORIZAÇÃO (TECA) PARA DISPONIBILIZAR VERSÕES ELETRÔNICAS DE TESES E DISSERTAÇÕES NA BIBLIOTECA DIGITAL DA UFG

Na qualidade de titular dos direitos de autor, autorizo a Universidade Federal de Goiás (UFG) a disponibilizar, gratuitamente, por meio da Biblioteca Digital de Teses e Dissertações (BDTD/UFG), regulamentada pela Resolução CEPEC nº 832/2007, sem ressarcimento dos direitos autorais, de acordo com a [Lei 9.610/98](#), o documento conforme permissões assinaladas abaixo, para fins de leitura, impressão e/ou download, a título de divulgação da produção científica brasileira, a partir desta data.

O conteúdo das Teses e Dissertações disponibilizado na BDTD/UFG é de responsabilidade exclusiva do autor. Ao encaminhar o produto final, o autor(a) e o(a) orientador(a) firmam o compromisso de que o trabalho não contém nenhuma violação de quaisquer direitos autorais ou outro direito de terceiros.

1. Identificação do material bibliográfico

Dissertação Tese Outro*: _____

*No caso de mestrado/doutorado profissional, indique o formato do Trabalho de Conclusão de Curso, permitido no documento de área, correspondente ao programa de pós-graduação, orientado pela legislação vigente da CAPES.

Exemplos: Estudo de caso ou Revisão sistemática ou outros formatos.

2. Nome completo do autor: **Júlio Modesto Beghelli**

3. Título do trabalho: Análise termo fluidodinâmica de ambientes com ar-condicionado usando o código livre OpenFOAM

4. Informações de acesso ao documento (este campo deve ser preenchido pelo orientador)

Concorda com a liberação total do documento SIM NÃO¹

[1] Neste caso o documento será embargado por até um ano a partir da data de defesa. Após esse período, a possível disponibilização ocorrerá apenas mediante:

a) consulta ao(à) autor(a) e ao(à) orientador(a);

b) novo Termo de Ciência e de Autorização (TECA) assinado e inserido no arquivo da tese ou dissertação.

O documento não será disponibilizado durante o período de embargo.

Casos de embargo:

- Solicitação de registro de patente;
- Submissão de artigo em revista científica;
- Publicação como capítulo de livro;
- Publicação da dissertação/tese em livro.

Obs. Este termo deverá ser assinado no SEI pelo orientador e pelo autor.



Documento assinado eletronicamente por **Felipe Pamplona Mariano, Professor do Magistério Superior**, em 28/08/2023, às 11:47, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Julio Modesto Beghelli, Discente**, em 28/08/2023, às 11:59, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **3997854** e o código CRC **AE981E3C**.

Júlio Modesto Beghelli

**Análise termo fluidodinâmica de ambientes com
ar-condicionado usando o código livre OpenFOAM**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação Stricto Sensu em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Goiás, como requisito para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.
Área de Concentração: Ciências Mecânicas.
Orientador: Felipe Pamplona Mariano.
Coorientador: Leonardo de Queiroz Moreira.

Universidade Federal de Goiás
Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Goiânia

2023

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor, através do Programa de Geração Automática do Sistema de Bibliotecas da UFG.

Beghelli, Júlio Modesto

Análise termo fluidodinâmica de ambientes com ar-condicionado usando o código livre OpenFOAM [manuscrito] / Júlio Modesto Beghelli. - 2023.

CXXII, 122 f.: il.

Orientador: Prof. Dr. Felipe Pamplona Mariano; co-orientador Dr. Leonardo de Queiroz Moreira.

Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Goiás, Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação (EMC), Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Goiânia, 2023.

Bibliografia. Anexos.

Inclui gráfico, tabelas, lista de figuras, lista de tabelas.

1. Conforto Térmico. 2. HVAC. 3. OpenFOAM. 4. ADPI. I. Mariano, Felipe Pamplona, orient. II. Título.

CDU 621



UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS

ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO

ATA DE DEFESA DE DISSERTAÇÃO

Ata nº 02 da sessão de Defesa de Dissertação de **Júlio Modesto Beghelli**, que confere o título de Mestre em **Engenharia Mecânica**, na área de concentração em **Ciências Mecânicas**.

Aos **vinte e oito dias do mês de agosto de dois mil e vinte e três**, a partir das **08h00min.**, realizou-se a sessão pública de Defesa de Dissertação intitulada “**Análise de sistemas de ventilação e ar-condicionado usando o código livre OpenFOAM**”. Os trabalhos foram instalados pelo Orientador, Professor Doutor Felipe Pamplona Mariano - (PPGMEC-UFG), com a participação dos demais membros da banca, Professor Doutor Leonardo de Queiroz Moreira - (EMC/UFG) Coorientador, Professor Doutor Aristeu da Silveira Neto - (FEMEC/UFU) Membro Titular Interno e Professor Doutor Dyrney Araújo dos Santos - (IQ/UFG) Membro Titular Externo, cujas participações ocorreram através de videoconferência pelo link: meet.google.com/mrz-bvsr-epw. Durante a arguição os membros da banca **fizeram** sugestão de alteração do título do trabalho. A Banca Examinadora reuniu-se em sessão secreta a fim de concluir o julgamento da Dissertação, tendo sido o candidato **aprovado** pelos seus membros. Proclamados os resultados pelo Professor Doutor Felipe Pamplona Mariano, Presidente da Banca Examinadora, foram encerrados os trabalhos e, para constar, lavrou-se a presente ata que é assinada pelos Membros da Banca Examinadora, aos **vinte e oito dias do mês de agosto de dois mil e vinte e três**.

TÍTULO SUGERIDO PELA BANCA

Análise termo fluidodinâmica de ambientes com ar-condicionado usando o código livre OpenFOAM



Documento assinado eletronicamente por **Felipe Pamplona Mariano, Professor do Magistério Superior**, em 28/08/2023, às 10:31, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Aristeu da Silveira Neto, Usuário Externo**, em 28/08/2023, às 10:33, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Leonardo De Queiroz Moreira, Professor do Magistério Superior**, em 28/08/2023, às 10:38, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Dyrney Araújo Dos Santos, Professor do Magistério Superior**, em 28/08/2023, às 10:38, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **3990078** e o código CRC **F366E034**.

Em memória ao meu primo, Pedro Henrique Beghelli, que sempre foi e sempre será um exemplo de ser humano para mim. Descanse em paz!

AGRADECIMENTOS

A Deus por sempre me abençoar com saúde e forças para enfrentar as batalhas diárias.

Aos meus pais por toda a dedicação que tiveram para garantir aos filhos uma educação de qualidade, por ensinarem desde pequeno o valor dos estudos e da pesquisa.

Ao meu irmão por ser um exemplo de pessoa estudiosa e determinada à seguir o que quer, independente da dificuldade.

Às minhas tias, Ana e Wânia, que cuidam de mim como se fossem minhas mães e que me ajudaram e acolheram em momentos únicos de minha vida.

À minha namorada por ter sido a primeira pessoa a me encorajar ao início dessa jornada em busca do título de Mestre e por todo o companheirismo e amor.

À minha família por sempre me incentivar aos estudos e a seguir os meus sonhos.

Ao meu orientador, o Professor Dr. Felipe Pamplona Mariano, por ter aceitado ser meu mentor e ter auxiliado e ajudado, do começo ao fim, na produção desta Dissertação.

À comunidade acadêmica da Universidade Federal de Goiás, seu corpo docente, direção e administração, por todo o aprendizado que foi passado, pelo ambiente acolhedor e todo o apoio, que contribuíram tanto para minha formação como mestre, quanto como pessoa de bem e cidadão.

À empresa Logs Engenharia que deu todo apoio para a realização dessa dissertação.

Aos meus amigos e a todos que, diretamente ou indiretamente, contribuíram e fizeram parte da minha trajetória, o meu mais sincero muito obrigado por tudo.

RESUMO

Sistemas de ventilação, refrigeração e aquecimento tornaram-se indispensáveis para ambientes ocupados que demandam conforto térmico. O conforto térmico impacta diretamente na produtividade, bem-estar, saúde e também no consumo energético, tendo em vista que ao atingir a temperatura ambiente ideal, o aparelho de condicionamento de ar reduz o tempo de operação do compressor. A Dinâmica dos Fluidos Computacional é uma importante ferramenta para o estudo de escoamentos de fluidos, pois com sua utilização é possível avaliar o comportamento de um determinado fluido aplicado em condições estabelecidas pelo usuário. A princípio, no presente trabalho, é realizado um estudo de conforto térmico, usando o código OpenFOAM, em condições similares a de um artigo de referência visando comparar os resultados após o uso do algoritmo *buoyantSimpleFoam*. No trabalho de referência foi utilizado um *software* proprietário, ANSYS Fluent, o qual exige a aquisição de licença, enquanto o OpenFOAM é um software livre e com código fonte aberto. Sendo assim, este estudo possibilita análises do escoamento em sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (AVAC) com o uso de um *software* de código fonte aberto, visando determinar conforto térmico do ambiente. Na sequência, é avaliado o conforto térmico de sistemas de ventilação por meio de um planejamento fatorial que altera as posições de entrada e saída de ar, além da velocidade de insuflamento. É observado que as posições superiores forneceram os melhores resultados de conforto térmico, de acordo com o Índice de Desempenho de Difusão de Ar (ADPI). Por fim, é investigado o comportamento de um aparelho de condicionamento de ar do tipo *split Hi Wall*, equipamentos de condicionamento de ar que são instalados na parte superior da parede sendo divididos em unidade condensadora e evaporadora, com base no ADPI. Os resultados fornecem a informação que para ambientes com exaustor, quanto menor a velocidade de insuflamento, maior é o conforto térmico. Já para ambientes sem exaustão, o ADPI é melhor quando a velocidade de entrada de ar é maior.

Palavras-chaves: Conforto térmico; HVAC; OpenFOAM; ADPI.

ABSTRACT

Ventilation, cooling and heating systems have become indispensable for occupied environments that demand thermal comfort. Thermal comfort has a direct impact on productivity, well-being, health and also on energy consumption, given that by reaching the ideal room temperature, the air conditioning reduces the compressor's operating time. Computational Fluid Dynamics is an important tool for the study of fluid flows, because with its use it is possible to evaluate the behavior of a given fluid applied under conditions established by the user. At first, in the present research, a thermal comfort study is carried out, using the OpenFOAM software, under conditions similar to those of a reference article, in order to compare the results and validate the OpenFOAM algorithm. In the reference article, a proprietary software which requires the acquisition of a license was used, while OpenFOAM is an open source software. Therefore, this study opens opportunities for analysis of heating, ventilation and air conditioning (HVAC) systems with the use of an accessible program, allowing the optimization of the climatization of a place. Next, the optimization of ventilation systems is evaluated through a factorial design that changes the air inlet and outlet positions, in addition to the insufflation speed. It is observed that the superior positions provided the best thermal comfort results, according to the Air Diffusion Performance Index (ADPI). Finally, the behavior of a split Hi Wall type air conditioner, based on ADPI, is investigated. The results provide information that, for environments with an exhaust fan, lower the supply speed, greater the thermal comfort. As for environments without exhaust, ADPI is better when the air intake velocity is higher.

Keywords: thermal comfort; HVAC; OpenFOAM; ADPI.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 2.1 – Ventilação por estratificação com insuflamento frontal e retorno traseiro; ambos ao nível médio. | 5 |
| Figura 2.2 – Ventilação mista com insuflamento e retorno no teto. | 5 |
| Figura 2.3 – Ventilação por deslocamento com insuflamento antipodal ao nível baixo e retorno no teto. | 5 |
| Figura 2.4 – Ventilação por insuflamento. | 7 |
| Figura 2.5 – Ventilação por exaustão. | 7 |
| Figura 2.6 – Fatores que afetam o conforto térmico. | 8 |
| Figura 2.7 – Relação PPD e PMV. | 10 |
| Figura 2.8 – Domínio numérico unidimensional. | 18 |
| Figura 2.9 – Fluxograma do algoritmo SIMPLE. | 21 |
| Figura 2.10 – Divisão da malha. | 24 |
| Figura 2.11 – Análise de sensibilidade da malha computacional: (a) malha grossa (155,382 células), (b) malha de referência (451,248 células) e (c) malha fina (1,268,736 células). | 26 |
| Figura 2.12 – Modelo de sala bidimensional utilizado no estudo numérico (a) geometria da sala (b) malha com 44 x 44 volumes não uniformes. | 27 |
| Figura 3.1 – Geometria da cavidade com tampa deslizante. | 30 |
| Figura 3.2 – Geometria da cavidade com tampa deslizante. | 31 |
| Figura 3.3 – Vértices e bloco da cavidade com tampa deslizante no <i>blockMesh</i> | 31 |
| Figura 3.4 – Malha regular (a) 20x20; (b) 40x40; (c) 80x80; (d) 160x160. | 33 |
| Figura 3.5 – Divisão da malha para as simulações de validação do código. | 34 |
| Figura 3.6 – Geometria da malha. | 35 |
| Figura 3.7 – Configuração blocos no arquivo <i>blockMeshDict</i> | 35 |
| Figura 3.8 – Comando <i>Plot Over Line</i> para os perfis de velocidade e temperatura. | 36 |
| Figura 3.9 – Altura de referência para o cálculo do EDT. | 37 |
| Figura 3.10 – Posições de entrada e saída de ar. | 38 |
| Figura 3.11 – Divisão dos vértices para a simulação do ar-condicionado <i>split</i> com sistema de exaustão. | 39 |
| Figura 3.12 – Divisão dos vértices para a simulação do ar-condicionado <i>split</i> sem sistema de exaustão. | 40 |
| Figura 3.13 – Divisão da malha para a simulação ar-condicionado <i>split</i> | 40 |
| Figura 4.1 – Campo da componente y do vetor velocidade de um escoamento com $Re=30000$ com malha 160x160 (a) laminar; (b) com modelagem RANS; (c) com modelagem LES. | 43 |

| | |
|---|----|
| Figura 4.2 – Influência do modelo de turbulência na componente y do vetor velocidade (y=0,5) para (a)Re=10000, (b)Re=20000, (c)Re=25000, (d)Re=30000 para malha de 160 x 160 volumes. | 44 |
| Figura 4.3 – Vorticidade para escoamento com Re=30000 de malha 160x160 (a) sem modelagem; (b) com modelagem RANS; (c) com modelagem LES. . . . | 45 |
| Figura 4.4 – Influência do modelo de turbulência na vorticidade (a)Re=10000, (b)Re=20000, (c)Re=25000, (d)Re=30000 para malha de 160 x 160 volumes. | 45 |
| Figura 4.5 – Campo da componente y da velocidade para escoamento com Re=10000 sem modelo de turbulência (a) simulação malha 20x20; (b) simulação malha 160x160. | 46 |
| Figura 4.6 – Vorticidade para escoamento com Re=10000 sem modelo de turbulência (a) simulação malha 20x20; (b) simulação malha 160x160. | 46 |
| Figura 4.7 – Impacto do refinamento de malha na componente y da velocidade (y=0,5) para Re=10000 sem modelo de turbulência. | 47 |
| Figura 4.8 – Impacto do refinamento de malha na componente x da velocidade (x=0,5) para Re=10000 sem modelo de turbulência. | 47 |
| Figura 4.9 – Impacto do refinamento de malha na vorticidade para Re=10000 sem modelo de turbulência. | 48 |
| Figura 4.10–Perfil de temperatura para diferentes casos de temperatura de insuflamento em X/L=0,5. | 48 |
| Figura 4.11–Perfil da componente x da velocidade para diferentes casos de temperatura de insuflamento em X/L=0,5. | 49 |
| Figura 4.12–Perfil da magnitude de velocidade próximo ao teto (Y/L=0,99) para diferentes casos de velocidade de insuflamento. | 49 |
| Figura 4.13–Estudo do refinamento de malha para o perfil de temperatura no caso 1, em X/L=0,5. | 50 |
| Figura 4.14–Estudo do refinamento de malha para o perfil da componente x da velocidade no caso 1 (X/L=0,5). | 50 |
| Figura 4.15–Estudo das funções de interpolação para o perfil de temperatura no caso 1 (X/L=0,5). | 51 |
| Figura 4.16–Estudo das funções de interpolação para o perfil da componente x da velocidade no caso 1 (X/L=0,5). | 51 |
| Figura 4.17–Perfil de temperatura para diferentes casos de temperatura de insuflamento (X/L=0,5). | 52 |
| Figura 4.18–Perfil da componente x da velocidade para diferentes casos de temperatura de insuflamento (X/L=0,5). | 53 |
| Figura 4.19–Perfil da magnitude de velocidade próximo ao teto (Y/L=0,99) para diferentes casos de velocidade de insuflamento. | 53 |

| | |
|--|----|
| Figura 4.20–Contornos de velocidade (a) Caso 1; (b) Caso 2; (c) Caso 2a; (d) Caso 2b; (e) Caso 2c; (f) Caso 3. | 54 |
| Figura 4.21–Linhas de corrente (a) Caso 1; (b) Caso 2; (c) Caso 2a; (d) Caso 2b; (e) Caso 2c; (f) Caso 3. | 55 |
| Figura 4.22–Campos de temperatura no intervalo de 295,15 K e 299,15 K (22°C e 26°C) para (a) temperatura de insuflamento de 14°C; (b) temperatura de insuflamento de 10°C; (c) temperatura de insuflamento de 6°C. . . . | 56 |
| Figura 4.23–EDT (a) Caso 1; (b) Caso 2; (c) Caso 2a; (d) Caso 2b; (e) Caso 2c; (f) Caso 3. | 57 |
| Figura 4.24–Campo de temperatura para a configuração 1. | 59 |
| Figura 4.25–Campo de temperatura para a configuração: (a) 7; (b) 8; (c) 9. | 59 |
| Figura 4.26–Campo de temperatura para a configuração 10. | 60 |
| Figura 4.27–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 10. | 61 |
| Figura 4.28–Contorno de temperatura para a configuração 11. | 61 |
| Figura 4.29–Contorno de velocidade para a configuração 11. | 62 |
| Figura 4.30–Linhas de corrente para a configuração 11. | 62 |
| Figura 4.31–Contorno de temperatura para a configuração 21. | 63 |
| Figura 4.32–Contorno de velocidade para a configuração 21. | 63 |
| Figura 4.33–Gráfico do EDT para a configuração 21. | 64 |
| Figura 4.34–Contorno do EDT para a configuração 19. | 64 |
| Figura 4.35–Contorno do EDT para a configuração 20. | 65 |
| Figura 4.36–Distribuição da temperatura para a configuração 23. | 65 |
| Figura 4.37–Linhas de corrente para a configuração 23. | 66 |
| Figura 4.38–Gráfico do EDT para a configuração 23. | 66 |
| Figura 4.39–Contorno de temperatura para a configuração 25. | 67 |
| Figura 4.40–Perfis de temperatura para a configuração 25: (a) vertical em $X=1,22$ m; (b) horizontal em $Y=1,8$ m. | 68 |
| Figura 4.41–Contorno de velocidade para a configuração 25. | 68 |
| Figura 4.42–Perfil vertical de velocidade horizontal para a configuração 25 em $X=1,22$ m. | 69 |
| Figura 4.43–Linhas de corrente para a configuração 25. | 69 |
| Figura 4.44–EDT para a configuração 25. | 70 |
| Figura 4.45–Gráfico do EDT para a configuração 25 em $Y=1,8$ m. | 70 |
| Figura 4.46–Linhas de corrente simulação do cenário 1, (a)0,5 m/s; (b)0,8 m/s; (c)1,2 m/s. | 71 |
| Figura 4.47–Linhas de corrente simulação do cenário 2, (a)0,5 m/s; (b)0,8 m/s; (c)1,2 m/s. | 72 |
| Figura 4.48–Perfil de Temperatura <i>Split Hi Wall</i> com exaustor ($X/L=0,5$). | 72 |
| Figura 4.49–Perfil de Velocidade <i>Split Hi Wall</i> com exaustor ($X/L=0,5$). | 73 |
| Figura 4.50–Perfil de Temperatura <i>Split Hi Wall</i> sem exaustor ($X/L=0,5$). | 73 |

| | |
|---|----|
| Figura 4.51–Perfil de Velocidade <i>Split Hi Wall</i> sem exaustor ($X/L=0,5$). | 74 |
| Figura A.1–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 1. | 83 |
| Figura A.2–Campo de temperatura para a configuração 2. | 83 |
| Figura A.3–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 2. | 84 |
| Figura A.4–Campo de temperatura para a configuração 3. | 84 |
| Figura A.5–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 3. | 84 |
| Figura A.6–Campo de temperatura para a configuração 4. | 85 |
| Figura A.7–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 4. | 85 |
| Figura A.8–Campo de temperatura para a configuração 5. | 85 |
| Figura A.9–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 5. | 86 |
| Figura A.10–Campo de temperatura para a configuração 6. | 86 |
| Figura A.11–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 6. | 86 |
| Figura A.12–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 7. | 87 |
| Figura A.13–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 8. | 87 |
| Figura A.14–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 9. | 87 |
| Figura A.15–Campo de temperatura para a configuração 12. | 88 |
| Figura A.16–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 12. | 88 |
| Figura A.17–Campo de temperatura para a configuração 13. | 88 |
| Figura A.18–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 13. | 89 |
| Figura A.19–Campo de temperatura para a configuração 14. | 89 |
| Figura A.20–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 14. | 89 |
| Figura A.21–Campo de temperatura para a configuração 15. | 90 |
| Figura A.22–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 15. | 90 |
| Figura A.23–Campo de temperatura para a configuração 16. | 90 |
| Figura A.24–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 16. | 91 |
| Figura A.25–Campo de temperatura para a configuração 17. | 91 |
| Figura A.26–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 17. | 91 |
| Figura A.27–Campo de temperatura para a configuração 18. | 92 |
| Figura A.28–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 18. | 92 |
| Figura A.29–Campo de temperatura para a configuração 19. | 92 |
| Figura A.30–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 19. | 93 |
| Figura A.31–Campo de temperatura para a configuração 20. | 93 |
| Figura A.32–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 20. | 93 |
| Figura A.33–Campo de temperatura para a configuração 22. | 94 |
| Figura A.34–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 22. | 94 |
| Figura A.35–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 23. | 94 |
| Figura A.36–Campo de temperatura para a configuração 24. | 95 |
| Figura A.37–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 24. | 95 |
| Figura A.38–Campo de temperatura para a configuração 26. | 95 |

| | |
|--|-----|
| Figura A.39–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 26. | 96 |
| Figura A.40–Campo de temperatura para a configuração 27. | 96 |
| Figura A.41–Campo de magnitude de velocidade para a configuração 27. | 96 |
| Figura B.1–Árvore de diretórios do <i>buoyantSimpleFoam</i> | 97 |
| Figura B.2–Funções de Interpolação. | 99 |
| Figura B.3–Definição dos <i>solvers</i> , dos algoritmos, das tolerâncias e dos fatores de relaxação. | 100 |
| Figura B.4–Modelo de turbulência. | 101 |
| Figura B.5–Propriedades termofísicas. | 101 |
| Figura B.6–Velocidade do ar insuflado para o caso 1 da validação. | 102 |
| Figura B.7–Temperatura para o caso 1 da validação. | 103 |
| Figura B.8– <i>Arquivo controlDict</i> | 104 |
| Figura C.1–Vértices da simulação ar-condicionado split- cenário 1. | 105 |
| Figura C.2–Vértices da simulação ar-condicionado split- cenário 2. | 105 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 2.1 – Escala PMV. | 9 |
| Tabela 2.2 – Parâmetros de ajuste e resultados para diferentes casos de temperatura e velocidade de insuflamento. | 26 |
| Tabela 3.1 – Coeficientes do código OpenFOAM. | 33 |
| Tabela 3.2 – Parâmetros normalizados para o planejamento 3 ³ | 37 |
| Tabela 3.3 – Condições de contorno para a pressão na simulação do split. | 41 |
| Tabela 3.4 – Condições de contorno para a temperatura na simulação do split. | 41 |
| Tabela 3.5 – Condições de contorno para a velocidade na simulação do split. | 41 |
| Tabela 4.1 – Comparação entre o ADPI da referência e o simulado (y=1,8 m). | 56 |
| Tabela 4.2 – ADPI dos sistemas de ventilação. | 58 |
| Tabela 4.3 – Comparação do ADPI nas simulações do tipo <i>split</i> | 71 |

SUMÁRIO

| | | |
|-------|--|----|
| 1 | INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1 | Objetivos | 2 |
| 1.2 | Objetivos Específicos | 3 |
| 2 | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 4 |
| 2.1 | Ventilação e ar-condicionado | 4 |
| 2.1.1 | Tipo de Ventilação | 6 |
| 2.1.2 | Normas de Condição de Conforto | 6 |
| 2.2 | Modelo Matemático | 13 |
| 2.2.1 | Equação da continuidade e de transferência de quantidade de movimento linear | 13 |
| 2.2.2 | Aproximação de Boussinesq | 13 |
| 2.2.3 | Modelagem da Turbulência | 15 |
| 2.3 | Metodologia Numérica e Computacional | 18 |
| 2.3.1 | Método dos Volumes Finitos | 18 |
| 2.4 | Dinâmica dos Fluidos Computacional- CFD | 22 |
| 2.4.1 | OpenFOAM | 28 |
| 3 | METODOLOGIA | 30 |
| 3.1 | Cavidade com tampa deslizante | 30 |
| 3.2 | Sistemas de ventilação | 32 |
| 3.3 | Análise do posicionamento do sistema de ventilação | 36 |
| 3.4 | Ar-condicionado tipo Split | 39 |
| 4 | RESULTADOS | 43 |
| 4.1 | Escoamento em cavidade com tampa deslizante | 43 |
| 4.2 | Validação do uso do código OpenFOAM para problemas de ventilação e ar condicionado | 46 |
| 4.3 | Análise de sistemas de ventilação usando o código OpenFOAM | 57 |
| 4.4 | Simulação de escoamentos em ambiente com ar-condicionado split | 69 |
| 5 | CONCLUSÃO | 75 |
| 6 | SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS | 76 |
| | REFERÊNCIAS | 77 |

| | |
|--|------------|
| ANEXOS | 82 |
| ANEXO A – RESULTADOS DA ANÁLISE DE SISTEMAS DE VENTILAÇÃO | 83 |
| ANEXO B – IMPLEMENTAÇÃO DO CÓDIGO OPENFOAM | 97 |
| ANEXO C – AR-CONDICIONADO TIPO SPLIT | 105 |

1 INTRODUÇÃO

Método de ventilação pode ser definido como a disposição do fornecimento de ar e da retirada desse ar do ambiente climatizado. O método de ventilação é de suma importância para a sensação de conforto térmico, eficiência energética e qualidade do ar no recinto. A preocupação com a qualidade do ar foi intensificada após a pandemia do vírus SARS-CoV-2, sendo que uma das principais formas de transmissão é pela secreção respiratória de gotículas de saliva que são expelidas durante a fala, espirro ou tosse (WHO, 2021).

Em ambientes fechados, essas secreções respiratórias ficam suspensas no ar por mais tempo, aumentando a probabilidade de contaminação de outras pessoas que dividem o recinto com uma pessoa infectada. Portanto, a circulação de ar também é um fator necessário para evitar que doenças respiratórias prejudiquem o bem estar social. Desta forma, conclui-se a necessidade de um estudo detalhado a respeito do sistema de ventilação para alcançar medidas sanitárias adequadas, conforto térmico e economia de energia, tornando o sistema sustentável.

Portanto, é preciso projetar e posicionar adequadamente os aparelhos de ar-condicionado, tanto no insuflamento, quanto na exaustão, pois dessa forma garante-se a qualidade do ar no ambiente, evitando a proliferação de microrganismos, como bactérias e fungos, além de manter, em níveis apropriados, as concentrações de CO_2 , vírus e outros contaminantes (ANVISA, 2006).

A modelagem matemática e computacional de fenômenos físicos, relacionados com escoamentos de fluidos, pode ser estudada com as técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional, do inglês, *Computational Fluid Dynamics* (CFD). Os pesquisadores dessa área buscam representar, com maior confiabilidade possível, a representação física de diversos tipos de escoamentos (FERZIGER; PERIC, 2002; FORTUNA, 2012). A partir dessas análises é possível entender os fenômenos físicos e desenvolver equipamentos otimizados.

Os exemplos de aplicações de CFD são amplos, prevendo, desde escoamentos atmosféricos, como movimentação de massas de ar, mudanças de temperatura e precipitações pluviométricas, passando por equipamentos de diversas indústrias, como a irrigação agrícola, aviação, navegação, distribuição de água, vapor, ar comprimido etc.

No âmbito da agricultura com foco no uso consciente de água, Bouhoun Ali et al. (2019) simularam a transpiração de plantas cultivadas em potes e o microclima resultante em uma estufa submetida a diferentes regimes de irrigação. Por conseguinte, os resultados permitiram avaliar o potencial hídrico do meio de cultivo e a distribuição do clima dentro da estufa e, assim, definir uma estratégia para otimizar a gestão de entrada de água. Com

o propósito da obtenção de uma solução computacional prática e confiável, Kwon e Yeon (2023) aplicaram o modelo URANS para estimar as forças que atuam em navios atracados durante a passagem de um navio em uma via navegável confinada. Flores, Garreaud e Muñoz (2014) utilizaram das ferramentas CFD para analisar o escoamento de ar em minas, de modo a representar a geometria complexa e os diferentes processos que afetam a circulação: interação do escoamento com os obstáculos, flutuabilidade, estratificação e turbulência. Jagadeesh e Mahesh (2021) avaliaram, por meio da Dinâmica dos Fluidos Computacional, como a alteração dos parâmetros em um sistema de ventilação afeta o escoamento de ar, além da temperatura de conforto, em uma sala de aula.

A princípio, o dimensionamento de sistemas de ar-condicionado é feito por meio do método integral (ÇENGEL; CIMBALA, 2011), no qual se obtém valores médios das cargas térmicas de determinados ambientes e, por vezes, superdimensiona-se os equipamentos para garantir o funcionamento em situações extremas. Entretanto, posicionando os aparelhos de ar-condicionado, ajustando e direcionando adequadamente o escoamento é possível obter equipamentos mais específicos com consumo otimizado e melhor distribuição e qualidade do ar.

A partir do momento em que se obtém a compreensão da movimentação do ar em um determinado ambiente, devem ser sugeridas mudanças estruturais e arquitetônicas para mitigar os problemas de renovação de ar e melhorar a distribuição do ar-condicionado.

Para tanto, é necessário utilizar uma abordagem mais acurada, especificamente o método diferencial (WHITE; CORFIELD, 2006), resolvido pelas técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional. Deste modo, espera-se obter os campos de velocidade, temperatura e pressão do escoamento provocado pelo sistema de ventilação e ar condicionado (VAC) em um determinado ambiente. Em uma segunda etapa, trabalha-se com um método de otimização do sistema VAC.

O correto dimensionamento dos sistemas de ventilação e ar-condicionado (VAC) justifica-se do ponto de vista energético, pois garante um ambiente climatizado, tanto para o conforto, quanto em ambientes especializados para o correto funcionamento de diversos equipamentos, por exemplo, equipamentos médicos, hospitalares, odontológicos, computadores de alto desempenho, “data centers” etc, e mantém o gasto de energia elétrica em níveis compatíveis com a carga térmica exigida nesses ambientes.

1.1 Objetivos

Na execução do presente projeto foi aplicada a Dinâmica dos Fluidos Computacional, usando o código OpenFOAM, para simular e analisar escoamentos provindos de diferentes aparelhos de ar-condicionado e sistemas de ventilação e exaustão. A principal ideia é analisar a distribuição do ar-condicionado na questão de conforto térmico, no qual deseja-

se investigar se a disposição e configuração do sistema de refrigeração atendem as demandas. Portanto, ao compreender o comportamento do escoamento, identificar as regiões com recirculações, as quais são potencialmente prejudiciais à saúde, pois mantêm a mesma massa de ar recirculando no ambiente, não promovendo a adequada troca de ar (ANVISA, 2006; ABNT, 2008). Por meio do Índice de Desempenho de Difusão de Ar (*Air Diffusion Performance Index*, ADPI), objetiva-se avaliar o nível de conforto térmico na sala, em comparação com os valores de referência na norma ASHRAE (2013), e determinar as combinações que atenderam os requisitos de conforto térmico.

1.2 Objetivos Específicos

Como objetivos específicos, seguem:

- avaliar a capacidade do código OpenFOAM na simulação de escoamentos turbulentos com transferência de energia;
- determinar a distribuição de temperatura e da velocidade do ar em diferentes ambientes climatizados;
- avaliar o processo de VAC sob diferentes condições operacionais e de posicionamento do aparelho de ar-condicionado;
- obter o melhor posicionamento do sistema de ventilação com relação à renovação de ar e conforto térmico;
- aplicar o algoritmo *buoyantSimpleFoam* para a simulação de um ar-condicionado do tipo *split Hi Wall* comparando ambientes com e sem sistema de exaustão.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo aborda os conteúdos teóricos e o estado da arte relacionados ao desenvolvimento do presente trabalho de pesquisa, sendo os tópicos principais: Ventilação, Dinâmica dos Fluidos Computacional e o código OpenFOAM.

2.1 Ventilação e ar-condicionado

Sistemas de ventilação são responsáveis por garantir a qualidade do ar em um ambiente e atender as demandas de conforto, tendo em vista que a circulação do ar retira partículas e outros poluentes presentes na parte interna de um ambiente climatizado (SORNES, 2011).

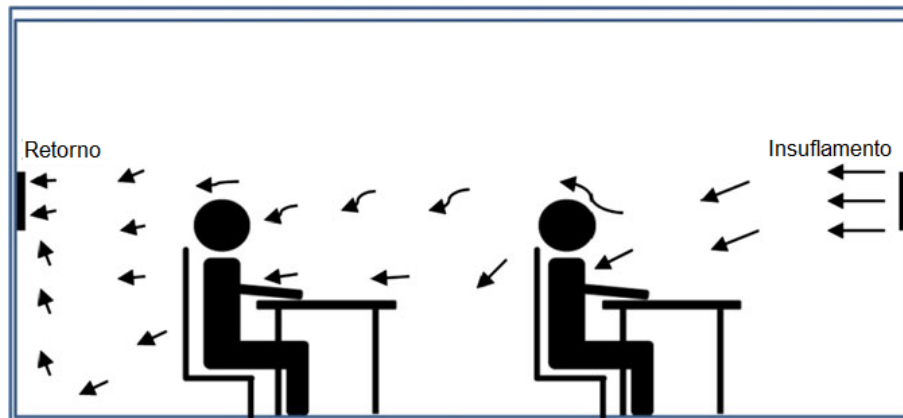
Creder (2004) define que os ventiladores promovem a circulação do ar no recinto, portanto, os ventiladores podem ser considerados como uma bomba de ar funcionando de modo a vencer as pressões de resistência impostas pelo sistema de dutos e demais equipamentos, de tal forma que a energia mecânica do ventilador é fornecida pelo motor elétrico, que deve ser dimensionado para imprimir a rotação e potência suficientes para atingir a vazão de ar necessária.

A estratégia usada para ventilar um ambiente determina a qualidade da climatização interna e a quantidade de gasto energético para atingir os requisitos da ventilação. Logo, existe a busca constante por projetos sustentáveis e isso está sendo aplicado em sistemas de ventilação de modo a implementar estratégias personalizadas que visam atingir uma demanda energética satisfatória e ao mesmo tempo fornecer conforto térmico interno (KABANSHI et al., 2016).

Investigando diferentes cenários de ventilação, Cheng e Lin (2015) apresentaram um estudo experimental da qualidade do ar para três tipos diferentes de distribuição de ar que modificam o posicionamento, o insuflamento e a exaustão do ar em uma sala. O primeiro método de distribuição é a ventilação por estratificação (*Stratum Ventilation*, SV), o segundo método é a ventilação mista (*Mixing Ventilation*, MV) e por fim o método de ventilação por deslocamento (*Displacement Ventilation*, DV) apresentados nas Figuras 2.1, 2.2 e 2.3 respectivamente.

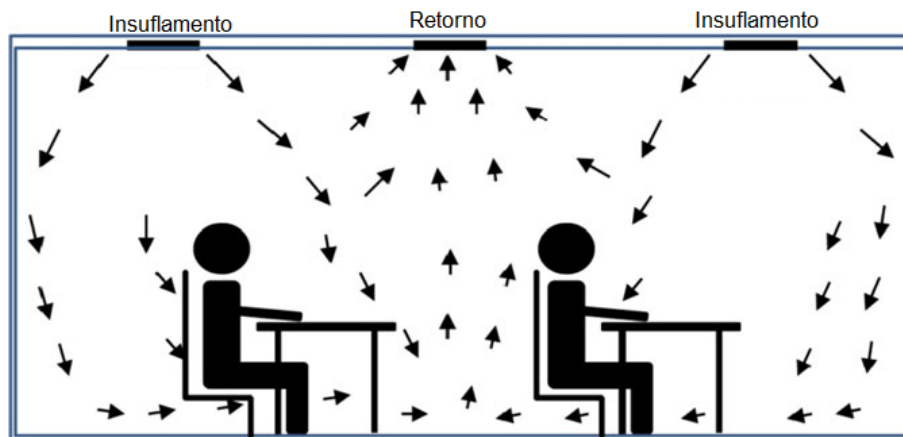
A intensidade da turbulência e a velocidade de flutuação foram calculadas com os dados medidos e também foi realizada a comparação do conforto térmico com a eficiência de refrigeração. Os resultados mostraram que as características dos três métodos variam entre elas. Em termos de conforto térmico, o método SV necessita de maior temperatura no fornecimento de ar para obter o conforto térmico geral. As análises visando a temperatura

Figura 2.1 – Ventilação por estratificação com insuflamento frontal e retorno traseiro; ambos ao nível médio.



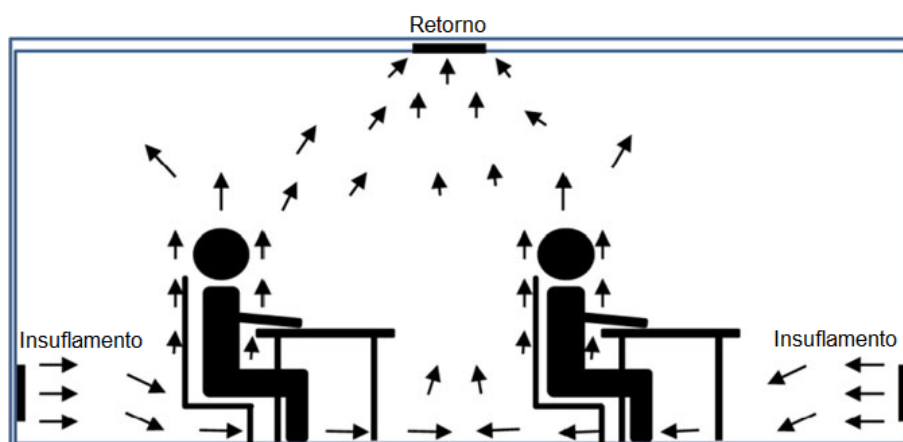
Fonte: (CHENG; LIN, 2015)

Figura 2.2 – Ventilação mista com insuflamento e retorno no teto.



Fonte: (CHENG; LIN, 2015)

Figura 2.3 – Ventilação por deslocamento com insuflamento antipodal ao nível baixo e retorno no teto.



Fonte: (CHENG; LIN, 2015)

média na sala ocupada revela que o método SV apresenta melhor eficiência de refrigeração, seguido pelo método DV e por fim pelo método MV (CHENG; LIN, 2015).

Che et al. (2019) aplicaram os conceitos apresentados sobre ventilação de modo a modernizar um sistema de aquecimento, ventilação e ar condicionado de um escritório comercial. As medidas de modernização incluem um sensor de gerenciamento, de desumidificação do ar de exaustão e um sistema de filtração das partículas de dois estágios. Os dados de energia foram coletados antes e depois dos ajustes. Os resultados demonstraram uma redução de 50% do gasto energético enquanto mantém a temperatura de conforto interna em níveis aceitáveis. O nível das partículas, em maior parte do tempo, atendeu as exigências da Organização Mundial da Saúde (OMS).

2.1.1 Tipo de Ventilação

Uma instalação de ventilação pode ser classificada em natural ou forçada. Se a ventilação ocorre sem a presença de um meio mecânico para a retirada do ar, então essa ventilação é dita natural, pois a circulação acontece devido à diferença de temperatura. A desvantagem nessa situação é causada pela dependência de condições atmosféricas externas. O caso no qual a ventilação possui a presença de um meio mecânico (ventiladores ou exaustores) para a retirada do ar viciado é denominado ventilação forçada. Existe a possibilidade da utilização de sistemas de dutos e filtros que melhoram a distribuição e a qualidade do ar, respectivamente (CREDER, 2004).

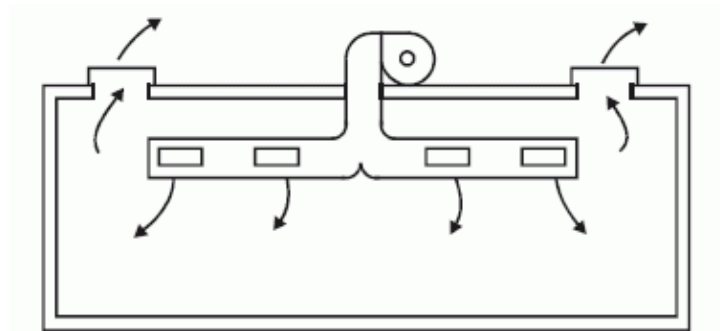
Ventilação Geral é um processo de recirculação de ar utilizado em casos em que não é possível captar partículas contaminadas antes que elas se espalhem em recintos. A forma de lidar com essa situação, a fim de manter a qualidade do ar, é com a inserção de ar puro que é misturado com o ar impuro e descartado para o exterior. Portanto, existem três formas de ventilação: por insuflamento, por exaustão e misto (CREDER, 2004). Entende-se ar viciado como o ar contaminado, ou seja, com a presença de CO_2 maior que a recomendada.

A ventilação por insuflamento acontece com o princípio de inserir ar no ambiente interno de forma que fica com a pressão maior que do exterior, sendo assim, o ar viciado é retirado do ambiente por alguma abertura, conforme a Figura 2.4. Já no caso por exaustão, o ventilador retira o ar que entra por aberturas e gera uma pressão negativa no recinto em relação ao exterior, portanto, o ar é retirado, vide Figura 2.5. A ventilação mista é a combinação destes dois tipos de ventilação, sendo que a grande vantagem é ter controle da pressão do recinto.

2.1.2 Normas de Condição de Conforto

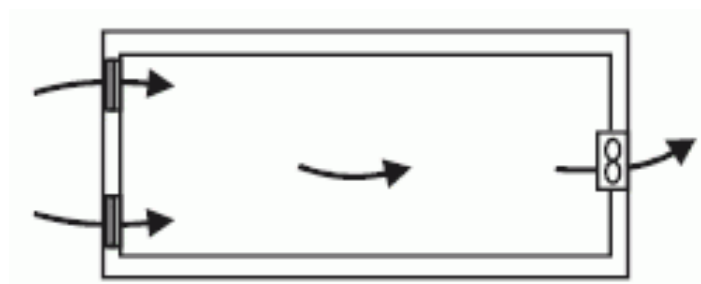
Os edifícios são construídos de forma a proporcionar um ambiente interno agradável e confortável para aqueles que possam usufruir das instalações, independente das condições

Figura 2.4 – Ventilação por insuflamento.



Fonte:(CREDER, 2004), adaptado

Figura 2.5 – Ventilação por exaustão.



Fonte: (CREDER, 2004), adaptado

externas. O corpo humano tem a característica de rápida adaptação. Entretanto, as condições externas de temperatura e umidade podem variar entre limites que ultrapassam a capacidade de adaptação do corpo, exigindo um controle das condições internas de modo a propiciar um ambiente sadio e confortável (STOECKER; JONES, 1985).

O sistema de aquecimento, ventilação e ar condicionado é o responsável por fornecer condições de conforto térmico para as pessoas. Sendo assim, é necessário conhecer os fatores que influenciam e regem as normas para determinar se o local atende as demandas de conforto térmico.

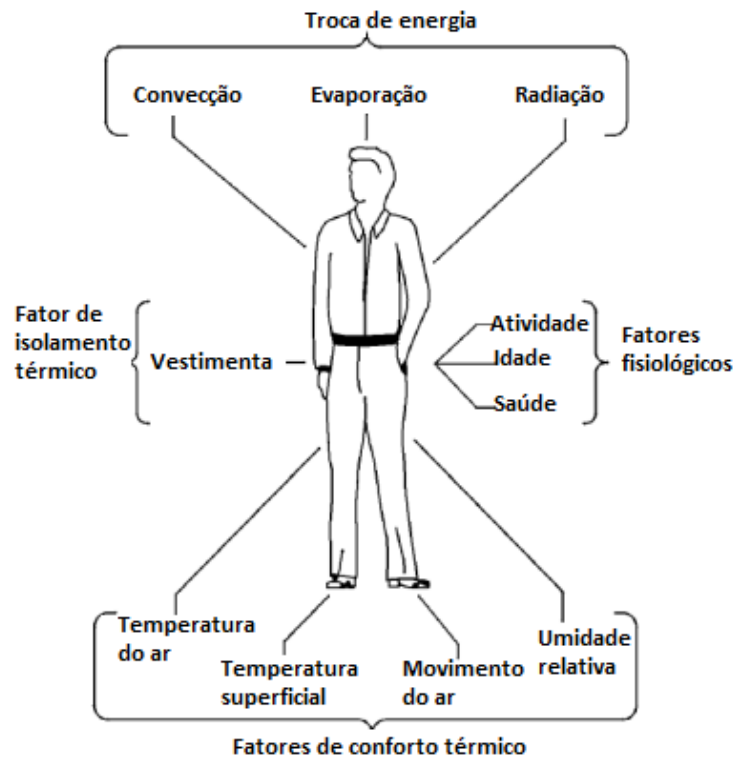
Na Figura 2.6 são ilustrados os fatores que afetam o conforto térmico, no qual o calor é transformado por um processo metabólico de modo a manter a temperatura do corpo. Os fatores metabólicos são influenciados pela fisiologia da pessoa, sendo assim, as condições aceitáveis por uma pessoa podem não ser satisfatórias para outra pessoa. O fator de isolamento térmico é determinado de acordo com a vestimenta, fator afetado pelas mudanças climáticas (STOECKER; JONES, 1985).

A energia térmica gerada continuamente pelo corpo humano deve ser eliminada na forma de calor, a fim de manter a temperatura interna constante. Uma pessoa realizando um trabalho leve em um ambiente condicionado, elimina energia térmica, gerada internamente pelo corpo, principalmente por convecção e por radiação. Assim, por exemplo, o mecanismo principal de liberação de energia térmica para uma pessoa realizando um trabalho vigoroso

deverá ser também por evaporação do suor (STOECKER; JONES, 1985).

Os parâmetros ambientais que afetam a liberação de energia térmica são: a temperatura do ar, a temperatura das superfícies circundantes, a umidade e a velocidade do ar. A quantidade, o tipo de vestimenta do ocupante do recinto e o seu nível de atividade interagem com os parâmetros acima, vide Figura 2.6.

Figura 2.6 – Fatores que afetam o conforto térmico.



Fonte: (STOECKER; JONES, 1985)

A ABNT (1980) estabelece as condições mínimas exigíveis para resultados satisfatórios tendo em vista a instalação de um sistema de condicionamento de ar para conforto. Vale ressaltar que a norma é para situações gerais; em casos especiais como hospitais, consultórios odontológicos, laboratórios entre outros, deve-se buscar as normas específicas. Independente da finalidade do condicionamento de ar, os valores da temperatura do ar no termômetro de bulbo seco, umidade relativa do ar, movimentação do ar, grau de pureza do ar, nível de ruído admissível e a porcentagem ou volume de renovação de ar devem estar preliminarmente limitados entre os valores estabelecidos das grandezas discriminadas.

De acordo com a ABNT (1980), as temperaturas dos bulbos seco e úmido do ar devem ser escolhidas; também são indicadas quais as aplicações típicas de filtros, conforme sua eficiência, servindo como recomendação para a sua seleção. São apresentados valores recomendados para a renovação de ar em aplicações normais em que não sejam utilizados processos especiais de purificação do ar. Os níveis de ruído permissíveis são indicados e são fornecidas condições recomendadas para várias cidades sob condições do ar exterior.

O correto dimensionamento do sistema de ventilação é fundamental para se obter condições de conforto térmico. Com essa finalidade, a norma NBR 6401 também determina os valores para os cálculos de carga térmica que define a capacidade mínima exigida para atender a demanda energética do recinto.

O termo temperatura de conforto é definido pela norma ASHRAE (2013) como uma condição mental que expressa satisfação com o ambiente térmico e é avaliado de modo subjetivo. Portanto, enquanto para alguns o ambiente está confortável, para outros existe um certo desconforto. Isso se dá porque a sensação térmica depende de parâmetros físicos, fisiológicos, assim como as respostas fisiológicas do corpo humano ao ambiente. Em busca de padronizar o conforto térmico, Fanger (1970) apresenta dois índices que interpretam o conforto do ambiente de forma global e de forma local, sendo que posteriormente foram adotados nas normas como a ISO:7730 (2005).

O índice PMV (*Predicted Mean Vote*) prediz a média da satisfação em relação à sensação térmica de um grupo de ocupantes em uma escala de 7 níveis, conforme a Tabela 2.1. O equacionamento consiste na inclusão de 6 fatores: temperatura do ar, média da temperatura de radiação, velocidade do ar, umidade do ar, isolamento térmico promovido pela roupa e também a taxa de metabolismo dos ocupantes. O valor obtido terá variação entre -3 e +3 e determinará qual é a sensação térmica média global.

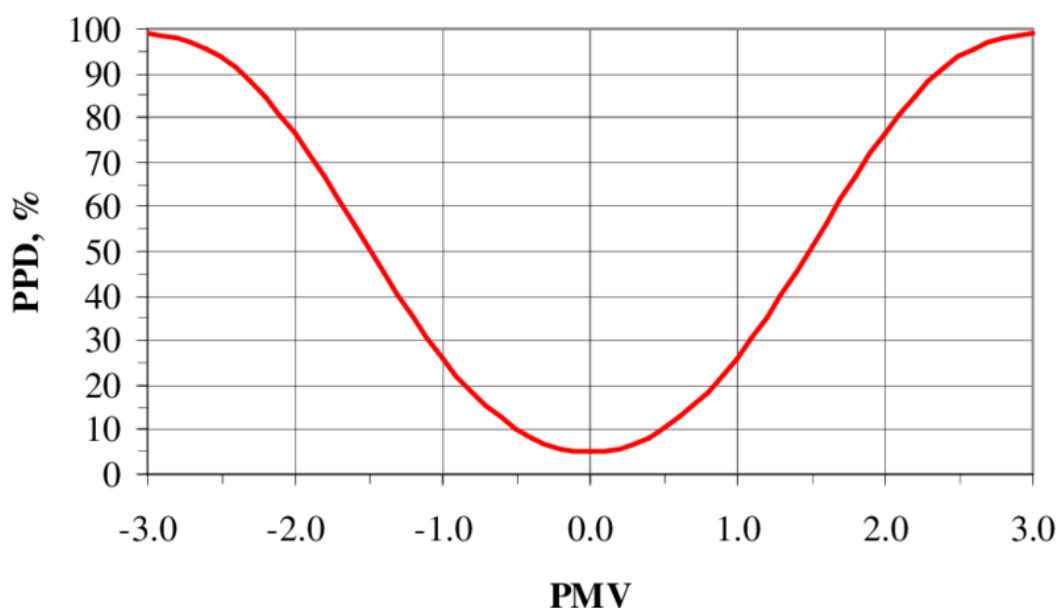
Tabela 2.1 – Escala PMV.

| PMV | Sensação Térmica |
|-----|------------------|
| +3 | Muito Quente |
| +2 | Quente |
| +1 | Morno |
| 0 | Neutro |
| -1 | Levemente Frio |
| -2 | Frio |
| -3 | Muito Frio |

Já o índice PPD (*Predicted Percentage of Dissatisfied*) prediz quantitativamente o percentual de insatisfação térmica dos ocupantes e é utilizado para investigar experiências de desconforto local. Os fatores de desconforto local seriam resfriamento ou aquecimento indesejáveis em alguma parte do corpo, como diferença de temperatura entre o tornozelo e a cabeça. Na Figura 2.7, é apresentada a relação entre os índices PMV e PPD, determinados conforme a norma ASHRAE (2013).

O conforto térmico pode ser alcançado com satisfação de 80% da população, de forma que a porcentagem remanescente é dividida em 10% relacionado à insatisfação baseada no desconforto térmico do corpo como um todo e os outros 10% no desconforto parcial. O limite térmico na escala PMV deve estar entre -0,5 e +0,5. Portanto, o valor

Figura 2.7 – Relação PPD e PMV.



Fonte: (MARKOV, 2002)

aceitável na norma é que, em áreas ocupadas, deve-se possuir um valor menor que 20% na escala PPD (ASHRAE, 2013).

Semprini et al. (2019) utilizaram dos conceitos apresentados por Fanger (1970) para avaliar, via Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), a temperatura de conforto em um escritório equipado com um sistema AVAC de *fan coil*, ou seja, é um sistema de refrigeração composto por duas principais estruturas: um ventilador e uma serpentina. O projeto foi motivado pela busca de sustentabilidade em construções. O escritório foi dividido em quatro estações de trabalho e o ponto central da sala. Para validar as simulações numéricas CFD, um teste experimental foi realizado com medições em 32 posições aleatórias pela sala.

Para cada posição, o valor da temperatura no teste experimental foi comparado com o obtido pelos resultados numéricos. O erro médio da temperatura foi de 3,6% para os dados experimentais, com uma variação de 0,1% a 9,5%. Portanto, pode-se dizer que a validação do modelo foi satisfatória. Os dados de velocidade do ar também foram comparados e foi obtido um desvio médio quadrático do resultado numérico com o experimental de 0,038 m/s. Sendo assim, houve concordância entre os resultados experimentais e numéricos (SEMPRINI et al., 2019).

Com os índices de PMV e PPD, Semprini et al. (2019) determinaram quais posições do escritório eram termicamente confortáveis e quais precisavam de alteração. Foi notado que o desconforto ocorreu nas duas posições próximas às janelas, pois possuíam maior diferença entre o valor da temperatura do ar e da temperatura de radiação. Sendo assim, os valores de PMV e PPD são ferramentas úteis no processo de avaliação do conforto

térmico.

Limane et al. (2018) avaliaram a temperatura de conforto, qualidade do ar interna e troca de energia por meio de simulações CFD utilizando o código livre OpenFOAM para os ocupantes em um ginásio de piscina coberta. Para este propósito, um algoritmo foi desenvolvido e adaptado para um domínio HVAC (aquecimento, ventilação e ar-condicionado) com a intenção de prever vários parâmetros como a velocidade, temperatura e umidade relativa do ar. Além disso, o algoritmo foi utilizado para quantificar a qualidade do ar e o conforto térmico utilizando o conceito de “idade do ar” por meio do índice de conforto EDT (*Effective Draft Temperature*), vide Equação 2.1.

$$EDT = (T_i - T_r) - k \cdot (U_i - U_r), \quad (2.1)$$

no qual EDT é o índice de conforto térmico, em Kelvin (K), T_i é a temperatura local em um determinado ponto, em Kelvin (K), T_r é a temperatura de controle da sala, em Kelvin (K), k é o coeficiente de transferência da velocidade do ar para temperatura do ar, em Kelvin segundo por metro ($K \cdot s/m$), U_i é a magnitude da velocidade em certo ponto, em metros por segundo (m/s) e U_r é a magnitude de velocidade no estado de referência.

Zhang, Niu e Lin (2021) indicaram que os parâmetros k e U_r são duas constantes que devem ser quantificadas. O coeficiente de transferência (k) é quantificado com base no efeito de movimentação do ar, devido a equivalência entre o aumento da velocidade do ar e a redução da temperatura em termos do conforto térmico. Esse efeito de movimentação do ar é calculado conforme a ASHRAE (2013), cujo equacionamento leva em consideração o isolamento térmico devido a vestimenta, a taxa de metabolismo, a umidade relativa, temperatura efetiva e a temperatura de radiação.

Apesar de existir um equacionamento que determine o coeficiente de transferência da velocidade do ar para temperatura do ar, é usual utilizar o valor padrão de $7,66 K \cdot s/m$ para esse coeficiente e o valor de $0,15 m/s$ para a magnitude de velocidade de referência (ZHANG; NIU; LIN, 2021). Portanto, a Equação 2.1 é alterada para:

$$EDT = (T_i - T_r) - 7,66 \cdot (U_i - 0,15). \quad (2.2)$$

A temperatura efetiva de projeto é um fator importante para avaliar a temperatura de conforto interno considerando simultaneamente a velocidade e a temperatura (KONG et al., 2019). O índice EDT fornece uma indicação quantificável do conforto em um ponto discreto no espaço pela combinação de efeitos fisiológicos, da temperatura do ar e o movimento do ar sobre o corpo humano (SIMSCALE, 2016). O ponto é considerado confortável se os resultados da equação de EDT estiverem no intervalo entre $-1,7 K$ e $+1,1 K$ e a velocidade medida no ponto for menor do que $0,35 m/s$.

O índice EDT é comumente aplicado na avaliação da temperatura de conforto em espaços condicionados com ventilação. Entretanto, medir a distribuição de velocidade local do fluxo de ar exigida pelo EDT é considerada complexa, mesmo com a obtenção através da Dinâmica dos Fluidos Computacional, pois essa distribuição de velocidade é altamente influenciada pelo ângulo de descarga (LIU et al., 2017).

No estudo realizado por Limane et al. (2018), foi concluído que o código utilizado, de forma geral, teve boa concordância com os dados experimentais. Portanto, o algoritmo foi capaz de prever a velocidade, a temperatura e a umidade, assim como quantificar a qualidade do ar interna e a temperatura de conforto para os ocupantes conforme a idade do ar e o índice de conforto EDT, respectivamente.

O ADPI (*Air Diffusion Performance Index*) é um índice numérico, utilizado em conjunto ao EDT, para avaliar o sistema de distribuição de ar em um ambiente, sendo definido como o número de pontos que satisfazem o critério em uma zona ocupada, conforme estipulado pela ASHRAE (2013), vide Equação 2.3.

$$ADPI = \frac{N\theta}{N} \cdot 100, \quad (2.3)$$

sendo $ADPI$ é o índice de performance da difusão de ar, $N\theta$ é o número de localizações onde EDT está de acordo com a norma e N é o número total de localizações onde foram realizadas medições.

Além disso, o ADPI foi planejado como um índice de performance para uniformidade térmica, quantificando o desempenho do sistema HVAC enquanto recebe ou distribui o ar condicionado em diferentes posições (SAMIUDDIN; BUDAIWI, 2018). Sendo assim, o índice de performance de difusão do ar apresenta a porcentagem das localizações onde os valores obtidos estão de acordo com a referência para o EDT ($-1,7 \text{ K} < EDT < +1,1 \text{ K}$) e velocidade do ar ($V < 0,35 \text{ m/s}$). O valor do índice igual a 100% indica que a situação mais desejada ocorreu, pois todo o ambiente estará uniforme termicamente de acordo com a norma.

De acordo com ASHRAE (2013), a análise de conforto térmico em um local sujeito a correntes de ar frio deve indicar o valor de ADPI maior do que 80%, ou seja, quanto maior o ADPI, maior a sensação termicamente confortável dos indivíduos.

Ng et al. (2008) demonstraram o desenvolvimento de modelos de primeira e de segunda ordem para o índice ADPI em um escritório ventilado por deslocamento. Com a utilização de técnicas de CFD, o novo modelo ADPI foi utilizado para apurar os efeitos simultâneos de três variáveis em ventilação por deslocamento: localização dos difusores de deslocamento, temperatura do ar fornecido e posição da exaustão. Os resultados indicaram que a temperatura do ar fornecida foi o fator mais significativo para determinar a resposta de ADPI. O modelo de segunda ordem indicou que o fator de temperatura do ar não

possui relação com os demais.

2.2 Modelo Matemático

2.2.1 Equação da continuidade e de transferência de quantidade de movimento linear

A conservação da massa pode ser escrita como:

$$\nabla \cdot \rho \vec{V} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0. \quad (2.4)$$

Para um escoamento incompressível, a massa específica não varia em função das coordenadas espaciais e nem do tempo. Assim, a equação da continuidade, em coordenadas cartesianas, é simplificada para:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = \nabla \cdot \vec{V} = 0. \quad (2.5)$$

A forma diferencial da equação de balanço de quantidade de movimento linear é deduzida pela aplicação da segunda lei de Newton a uma partícula fluida infinitesimal newtoniana de massa dm :

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right], \end{aligned} \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dv}{Dt} = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right], \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dw}{Dt} = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right]. \end{aligned} \quad (2.8)$$

2.2.2 Aproximação de Boussinesq

Quando o balanço de energia é aplicado em um volume de controle diferencial em um fluido em movimento sob condições de regime estacionário, o equacionamento expressa

que a taxa líquida na qual a energia entra no volume de controle em adição ao calor, menos a taxa na qual o trabalho é realizado pelo fluido no volume de controle é nulo. Para escoamentos compressíveis, a equação diferencial resultante é:

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} + \frac{\partial T}{\partial t} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \Phi + \dot{q}, \quad (2.9)$$

sendo T a temperatura, c_p é o calor específico a pressão constante, k é a condutividade térmica, \dot{q} é a taxa volumétrica de geração de energia térmica e Φ é a transformação viscosa.

As equações que descrevem as transferências de energia na convecção natural são originadas nos princípios de balanço energético correspondentes. São as forças de empuxo que sustentam o escoamento. O gradiente de pressão na corrente livre para o movimento na direção vertical (y) é dado por:

$$\frac{dp_\infty}{dy} = -\rho_\infty g. \quad (2.10)$$

Substituindo a Equação 2.10 na Equação 2.7, resulta em:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \Delta \rho g + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right], \quad (2.11)$$

sendo $\Delta \rho = \rho_\infty - \rho$. Essa expressão é válida em todo ponto na camada limite de convecção natural sendo que nas outras direções (x, z) $\Delta \rho$ é nula.

A força de empuxo é caracterizada pela primeira parcela do lado direito da Equação 2.11. O escoamento é produzido em função da variação da massa específica. No caso da aproximação de Boussinesq, a variação da massa específica é resultado da variação da temperatura. Logo, essa parcela pode ser relacionada ao coeficiente de expansão volumétrica térmica:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p. \quad (2.12)$$

Essa propriedade termodinâmica do fluido fornece uma parcela da variação da massa específica em resultado da modificação na temperatura estando com a pressão constante. A Equação 2.12 pode ser aproximada por:

$$\beta \cong -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \cong -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_\infty - \rho}{T_\infty - T}, \quad (2.13)$$

reorganizando a Equação 2.13:

$$(\rho_\infty - \rho) \simeq \rho\beta(T - T_\infty). \quad (2.14)$$

A Equação 2.14 é uma relação termodinâmica aplicada pela aproximação de Boussinesq. É uma simplificação das equações que modelam escoamentos submetidos a pequenas diferenças de temperatura baseados na suposição de que a variação da massa específica é indiferente para a dinâmica, exceto quando a massa específica está associada aos termos gravitacionais. Em outras palavras, a massa específica é considerada constante nos termos das equações de balanço, menos no termo de empuxo das parcelas do fluido.

Aplicando a aproximação na Equação 2.11, a equação resultante, para a componente vertical de velocidade, fica:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = g\rho\beta(T - T_\infty) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2\frac{\partial u}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right]. \quad (2.15)$$

Sendo assim, a força de empuxo que movimenta o escoamento está relacionada à diferença de temperaturas.

2.2.3 Modelagem da Turbulência

As equações obtidas por meio da Média de Boussinesq-Reynolds (*Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations*, RANS) são modelos para regime permanente, caracterizados por serem modelos abertos que possuem seis incógnitas que compõem o Tensor de Boussinesq-Reynolds e três incógnitas que compõem o fluxo turbulento de energia térmica. Com a utilização do limite do tempo tendendo ao tempo total de amostragem das informações, as equações podem ser tratadas como Equação Média de Boussinesq-Reynolds para o regime transiente (*Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations*, URANS), vide Equações 2.16, 2.17 e 2.18 (NETO, 2020).

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[v \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \tau_{ij} \right) \right] + \frac{\bar{f}_i}{\rho_o}, \quad (2.17)$$

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_j \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - q_j \right) + \frac{\bar{\phi}}{\rho_o C_{po}}, \quad (2.18)$$

sendo \bar{u}_i a componente i da velocidade média, \bar{p} é a pressão média, \bar{f}_i representa um campo de forças externo médio, τ_{ij} é o tensor global, ρ a massa específica e ν a viscosidade do fluido.

O objetivo da utilização do modelo URANS é a simulação do comportamento transiente de baixas frequências dos escoamentos turbulentos, tendo em vista que o comportamento só pode ser determinado se os efeitos da turbulência forem incorporados aos resultados.

O Tensor de Boussinesq-Reynolds é dado por:

$$-\tau_{ij} = \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij}, \quad (2.19)$$

sendo

$$k \equiv \frac{1}{2} \tau_{ii} = \frac{1}{2} (\tau_{11} + \tau_{22} + \tau_{33}), \quad (2.20)$$

é a energia cinética específica turbulenta.

Por meio da modelagem das tensões turbulentas e com o Modelo de Fourier para o transporte difusivo molecular de energia térmica, obtêm-se a forma para modelar o fluxo térmico turbulento, dado por:

$$-q_j = \alpha_t \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j}, \quad (2.21)$$

sendo α_t a difusividade térmica turbulenta.

Substituindo as Equações 2.19 e 2.21 nas Equações 2.17 e 2.18, tem-se as equações de Navier-Stokes e da energia, já com o fechamento:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \nu_t) \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right], \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_j \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha + \alpha_t) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right] + \frac{\bar{\phi}}{\rho_o C_{po}}. \quad (2.23)$$

O modelo $k - \epsilon$ é um modelo de fechamento com duas equações de balanço com viscosidade. O modelo padrão é baseado nos conceitos apresentados por Launder e Spalding (1974).

A equação da energia cinética turbulenta é dada por:

$$\frac{D}{Dt}(\rho k) = \nabla \cdot (\rho D_k \nabla k) + P - \rho \epsilon, \quad (2.24)$$

sendo k a energia cinética turbulenta, D_k é a difusividade efetiva para k , P é a taxa de transformação de energia cinética turbulenta média para a turbulência (vice-versa) e ϵ é a taxa de transformação de energia cinética turbulenta em energia térmica.

A taxa de transformação de energia cinética turbulenta é:

$$\frac{D}{Dt}(\rho \epsilon) = \nabla \cdot (\rho D_\epsilon \nabla \epsilon) + \frac{C_1 \epsilon}{k} \left(P + C_3 \frac{2}{3} k \nabla \cdot u \right) - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}, \quad (2.25)$$

de modo que D_ϵ é a difusividade efetiva para ϵ , C_1 e C_2 são coeficientes do modelo.

Por fim, a equação da viscosidade turbulenta é:

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}, \quad (2.26)$$

no qual ν_t é a viscosidade turbulenta e C_μ é o coeficiente para a viscosidade turbulenta.

O Modelo de Fechamento $k - \epsilon$ possui outras versões de modelos propostas. As variantes entre eles se caracterizam por diferentes valores das constantes e pela adição de funções de amortecimento ou leis de parede para regiões vizinhas.

O Modelo de Fechamento $k - \epsilon - RNG$ é uma variação do modelo $k - \epsilon$ com a implementação da Teoria de Grupo de Renormalização (RNG) e, para fins de comparação com outras referências, esse foi o modelo de turbulência escolhido para ser utilizado no presente trabalho. A modificação está relacionada ao termo da viscosidade da equação de balanço de ϵ . Sendo assim, o termo C_2 deixa de ser trabalhado como uma constante e é adotado como uma função. Portanto, nessa versão do modelo é inserida uma natureza dinâmica. O modelo para a função é:

$$c_{\epsilon 2}(\vec{x}, t) = \tilde{c}_{\epsilon 2} + \frac{c_\mu \lambda^3 \left(1 - \frac{\lambda}{\lambda_o}\right)}{1 + \beta \lambda^3}, \quad (2.27)$$

$$\lambda = \frac{k}{\epsilon} \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}, \quad (2.28)$$

aos coeficientes do modelo de fechamento foram ajustados os seguintes valores:

$$c_\mu = 0,085; \sigma_k = 0,72; \sigma_\epsilon = 0,72; c_{\epsilon 1} = 1,44; c_{\epsilon 2} = 1,68; \beta = 0,012; \lambda_o = 4,38.$$

2.3 Metodologia Numérica e Computacional

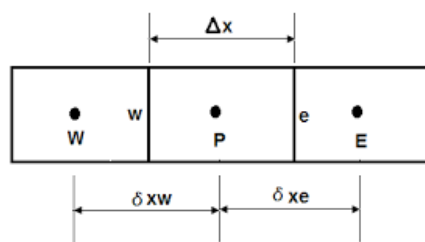
2.3.1 Método dos Volumes Finitos

O método dos volumes finitos (MVF) é desenvolvido na premissa de solucionar numericamente as equações da Dinâmica dos Fluidos para escoamentos em geometrias complexas, tendo em vista que outros métodos apresentam limitações quanto a geometria utilizada. Neste método existem duas etapas fundamentais para se obter as equações aproximadas. A primeira é obtida pelo balanço da propriedade envolvida (massa, quantidade de movimento, energia entre outras) no volume elementar. A segunda etapa consiste em integrar a equação diferencial na forma divergente sobre o volume elementar no espaço e no tempo (MALISKA, 1995).

A ideia central do método de volumes finitos é a decomposição do domínio em pequenos volumes de controle, onde as variáveis são alojadas no centro do volume finito, ou seja, a propriedade no interior do volume infinitesimal em relação ao volume principal. Os volumes de controle são definidos como uma grade numérica, também denominada por malha. Após a determinação dos volumes de controle, as equações de balanço são descritas em forma integral para cada volume. Dentre os métodos numéricos, o MVF é considerado o que melhor fecha o balanço. Além disso, todos os termos que requerem aproximação possuem um modelo físico.

Na Figura 2.8 é representado o esboço do domínio numérico unidimensional para o método dos volumes finitos em uma malha regular estruturada, sendo que P refere-se ao volume principal. W e E são volumes a oeste e a leste do volume principal, respectivamente. As letras em minúsculo simbolizam as faces do volume principal. As distâncias dos centros dos volumes, à esquerda e à direita, em relação ao volume principal são dadas por δx_w e δx_e , respectivamente. A distância entre as faces é denominada por Δx . Essas dimensões estão relacionadas ao refinamento da malha. Vale ressaltar que as letras maiúsculas se referem aos pontos centrais do volume.

Figura 2.8 – Domínio numérico unidimensional.



Fonte: (DOBRICA; FILLON, 2013)

Como exemplo será integrada uma equação unidimensional para uma variável genérica ϕ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(c \frac{\partial \phi}{\partial x} \right). \quad (2.29)$$

Aplicando a integração no tempo e espaço:

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) dx dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial}{\partial x} \left(c \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) dx dt, \quad (2.30)$$

resulta em:

$$\int_w^e (\rho\phi - \rho_o\phi_o) dx = \int_t^{t+\Delta t} \left(c \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_e - c \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_w \right) dt. \quad (2.31)$$

O subscrito “o” indica tempo anterior. A Eq. 2.31 representa a média dentro do volume, tem-se:

$$M_P\phi_P - M_{P_o}\phi_{P_o} = \int_t^{t+\Delta t} \left(c \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_e - c \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_w \right) dt, \quad (2.32)$$

sendo que M e M_o simbolizam a massa.

Para avaliar o fluxo em uma posição no tempo entre um determinado intervalo, deve-se especificar uma função que indique a variação da propriedade dentro do intervalo de tempo (função de interpolação no tempo). A Equação 2.32 assume a seguinte forma:

$$M_P\phi_P - M_{P_o}\phi_{P_o} = \left[c \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_e^\theta - c \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_w^\theta \Delta t \right]. \quad (2.33)$$

As derivadas nas faces são expressas por:

$$\frac{\partial \phi^\theta}{\partial x} \Big|_e = \frac{\phi_E^\theta - \phi_P^\theta}{\Delta x_e}, \quad (2.34)$$

$$\frac{\partial \phi^\theta}{\partial x} \Big|_w = \frac{\phi_P^\theta - \phi_W^\theta}{\Delta x_w}. \quad (2.35)$$

Para uma análise térmica, a constante c aplicada na Eq. 2.29 é substituída por:

$$c = \frac{k}{c_p}. \quad (2.36)$$

A partir dessas definições, a Equação 2.32 resultante é:

$$\frac{M_P\phi_P}{\Delta t} = \frac{k}{c_p} \Big|_e \frac{\phi_E^\theta}{\Delta x_e} + \frac{k}{c_p} \Big|_w \frac{\phi_W^\theta}{\Delta x_w} + \left[-\frac{k}{c_p \Delta x} \Big|_e - \frac{k}{c_p \Delta x} \Big|_w \right] \phi_P^\theta + \frac{M_{P_o}\phi_{P_o}}{\Delta t}. \quad (2.37)$$

Para a interpolação no tempo, Maliska (1995) apresenta três das formulações explícitas, implícitas ou semi-implícitas. Para a formulação explícita, o valor de θ é equivalente a zero. Para a implícita, o valor de θ é igual à unidade. Por fim, para a semi-implícita o valor estará no intervalo entre zero e um.

A equação em função de θ é dada por:

$$\phi^\theta = \theta\phi + (1 - \theta)\phi_o. \quad (2.38)$$

Devido ao algoritmo *buoyantSimpleFoam* utilizar modelagem implícita, neste presente trabalho será apresentado somente a formulação implícita, cujo valor de θ é 1 indicando que as temperaturas da célula a esquerda e a direita estão sendo calculadas no mesmo nível da célula principal, o que caracteriza o acoplamento do sistema de equações. Sendo assim, a Equação 2.37 tem a forma:

$$A_P\phi_P = A_e\phi_E + A_w\phi_W + A_{Po}\phi_{Po}, \quad (2.39)$$

de modo que:

$$A_e = \frac{k}{c_p\Delta x} \Big|_e, \quad (2.40)$$

$$A_w = \frac{k}{c_p\Delta x} \Big|_w, \quad (2.41)$$

$$A_P = \frac{M_P}{\Delta t} + A_e + A_w. \quad (2.42)$$

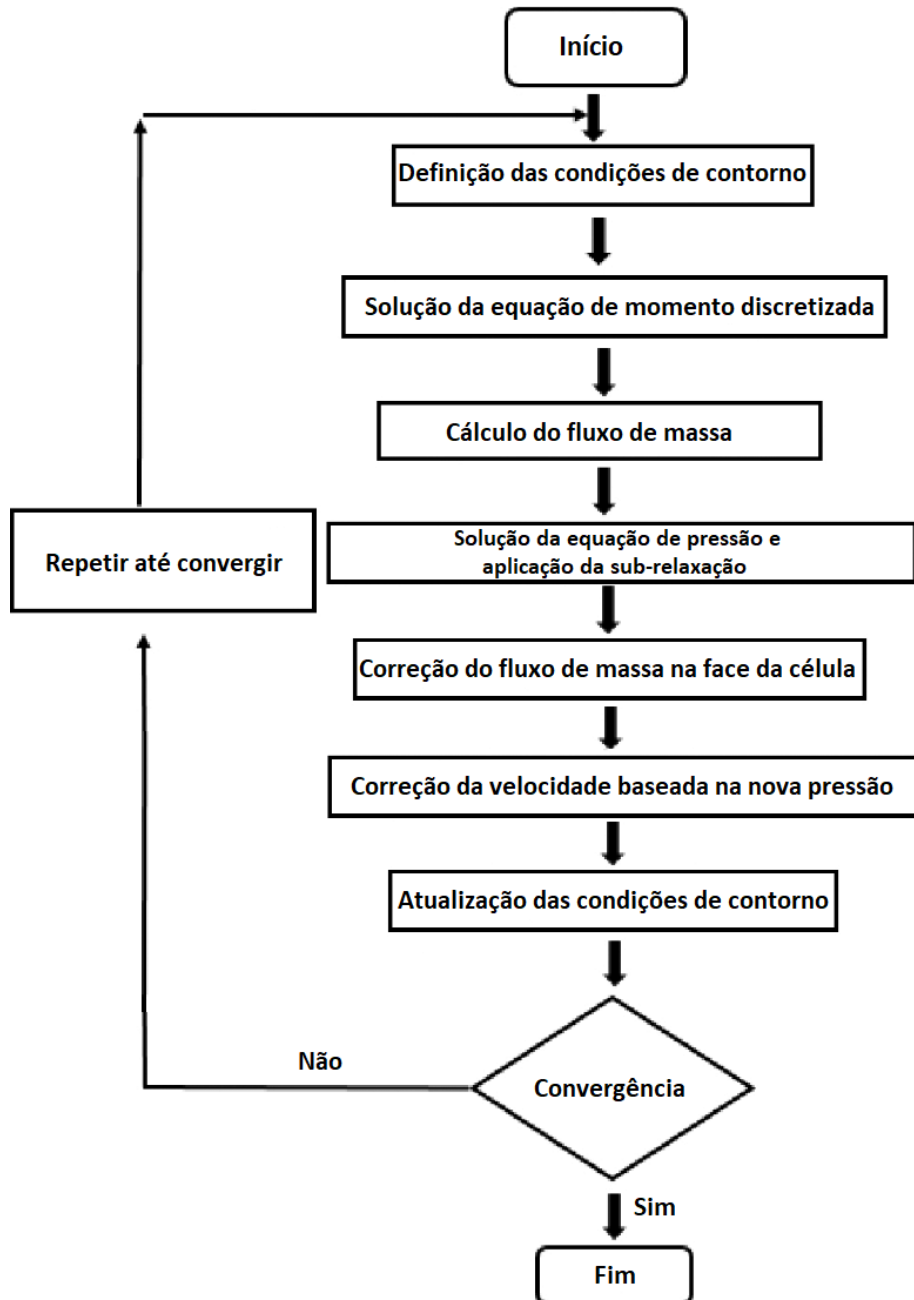
Portanto, a discretização em volumes finitos é aplicada em cada termo das Equações 2.40, 2.41 e 2.42.

O algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) é um algoritmo numérico utilizado para auxiliar o método numérico a solucionar as Equações 2.16, 2.22, 2.23, 2.24, 2.25 e 2.26. Este método iterativo é aplicado para o acoplamento pressão-velocidade. Sendo assim, com as condições de contorno definidas, os valores de velocidade e pressão são estimados. As Equações 2.22 e 2.23, discretizadas de acordo com o método dos volumes finitos, são resolvidas para a obtenção dos campos de velocidade intermediário. Portanto, os valores de fluxo de massa provenientes do equacionamento são estimados.

Por meio da equação de Poisson, encontra-se o termo de correção para o campo de pressão. A soma deste termo com a pressão estimada resulta na pressão corrigida. Com a finalidade de garantir a convergência do método, um fator de sub-relaxação é aplicado

à expressão da pressão. O procedimento é repetido iterativamente até que os campos de pressão e velocidade satisfaçam a conservação da massa. Na Figura 2.9 é apresentada o fluxograma do algoritmo SIMPLE.

Figura 2.9 – Fluxograma do algoritmo SIMPLE.



Fonte: Próprio autor

Para a implementação do modelo de turbulência no OpenFOAM, a equação da taxa de dissipação de energia cinética utilizada é:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\alpha\rho\epsilon) + \nabla \cdot (\alpha\rho u\epsilon) - \nabla^2(\alpha\rho D_\epsilon\epsilon) = C_1\alpha\rho G \frac{\epsilon}{k} \\ - \left[\left(\frac{2}{3}C_1 - C_{3,RDT} \right) \alpha\rho \nabla \cdot u\epsilon \right] - \left(C_2\alpha\rho \frac{\epsilon}{k} \right) + S_\epsilon + S_{fvOptions}, \end{aligned} \quad (2.43)$$

sendo que α é a fração da fase (para escoamentos multifásicos), ρ é a densidade do fluido, G é a taxa de produção de energia cinética turbulenta devido a anisotropia do tensor de Reynolds, $C_{3,RDT}$ é o coeficiente da teoria de distorção, S_ϵ é o termo fonte interno e $S_{fvOptions}$ é o termo fonte introduzido pela biblioteca do OpenFOAM.

Já a equação da energia cinética para o OpenFOAM é dada por:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\alpha\rho k) + \nabla \cdot (\alpha\rho uk) - \nabla^2(\alpha\rho D_k k) = \alpha\rho G \\ - \left(\frac{2}{3}\alpha\rho \nabla \cdot uk \right) - \left(\alpha\rho \frac{\epsilon}{k} k \right) + S_k + S_{fvOptions}. \end{aligned} \quad (2.44)$$

Os coeficientes adotados no código são:

$$C_\mu = 0,0845; C_1 = 1,42; C_2 = 1,68; C_{3,RDT} = 0,0; \sigma_k = 0,71942; \sigma_\epsilon = 0,71942.$$

O OpenFOAM possui *solvers* que variam de acordo com a área de estudo desejada. Dentro da linha de pesquisa da transferência de calor tem-se o código *buoyantSimpleFoam* que é aplicado para escoamentos em regime permanente, com massa específica variável, podendo inserir modelos de turbulência e utiliza o método dos volumes finitos para a discretização do domínio espacial das equações. Portanto, o *buoyantSimpleFoam* possibilita a solução numérica para a avaliação térmica de sistemas de refrigeração e foi o algoritmo escolhido no presente trabalho.

2.4 Dinâmica dos Fluidos Computacional- CFD

Segundo Maliska (1995), os avanços tecnológicos e computacionais proporcionaram a solução de problemas complexos de engenharia e física que antes demandavam grande atenção dos analistas numéricos. Com a simulação computacional, torna-se possível a aplicação do estudo de caso com diversas condições de contorno, definindo geometrias arbitrárias e com a obtenção de resultados de maneira rápida e eficaz. Isso se destaca quando comparado com a experimentação física que, apesar de tratar o problema em configurações reais, muitas vezes fica inviável devido ao alto custo de investimento para representar o problema ou por questões de segurança, que inviabiliza a reprodução das condições reais.

Desta forma, a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) destaca-se como uma ferramenta para atender as necessidades de grande parte dos problemas de engenharia na

área térmica e da mecânica dos fluidos. De acordo com Hjermmann (2017), define-se CFD como uma técnica de solucionar numericamente as equações de balanço que modelam matematicamente um escoamento.

No trabalho de Hayashi et al. (2002) foram realizadas análises para verificar as características da ventilação de ar contaminado em um ambiente fechado com um modelo simplificado bidimensional e, assim, avaliar a eficiência de saídas de exaustão por meio de uma relação do produto da concentração de contaminantes no ar e da porção de ar ventilado para a saída de exaustão. A partir deste conceito, foi simulado tridimensionalmente um ambiente fechado ocupado por pessoas cuja boca, no momento da inalação, é considerada como se fosse uma abertura de exaustão. Nessa pesquisa vale ressaltar a preocupação com o sistema de ventilação de forma a eliminar a parcela de ar contaminado presente nesse ambiente fechado.

Problemas relacionados com a eficiência energética também são focos de pesquisa com aplicação de CFD. Nessa linha de pesquisa, Amble (2008) utilizou desta ferramenta computacional para confirmar os comportamentos esperados da “ventilação Sueca” e o resultados térmicos de conforto e qualidade do ar para diferentes cenários climáticos, como as estações do ano. No mesmo seguimento, no trabalho de Golbazi e Aktas (2018), foram investigadas a variação de temperatura e de velocidade do ar para condições de conforto em ambientes residenciais. Os resultados reportados pelos autores indicaram uma economia média anual de 114 kWh/m² para uma casa simples. Esse valor corresponde à redução de 39% do consumo total residencial requerido em 2012 pelo Código Internacional de Conservação de Energia (IECC).

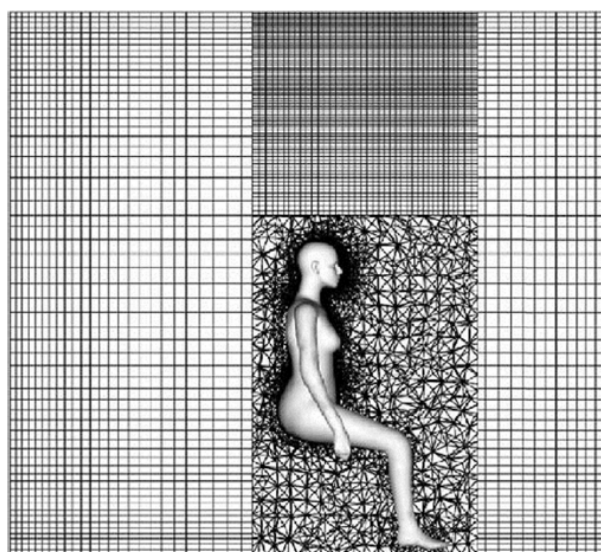
A definição da malha computacional é um fator importante para a obtenção de resultados coerentes com a região estudada, pois impacta na precisão das simulações, assim como a convergência da mesma. É necessário atenção, em outras palavras, melhor refinamento nas áreas com maiores gradientes. Entretanto, não é uma tarefa fácil determinar exatamente o quão refinada deve ser uma malha computacional, a quantidade de células computacionais e nós para o espaço a ser analisado. Portanto, o estudo de refinamento da malha precisa ser realizado com a finalidade de minimizar o erro e, desta forma, determinar qual a melhor configuração que respeite a capacidade computacional e, ao mesmo tempo, forneça valores aceitáveis ao padrão esperado em níveis de engenharia.

Para constatar a influência do número de células computacionais e do seu tamanho, Nielsen (2015) comparou a relação da distância do piso com a velocidade do ar para três quantidades distintas de células. Nielsen (2015) referenciou o conceito de “falsa difusão” para caracterizar o erro presente nas predições, que pode possuir intensidade maiores do que a real difusão física. Em sua análise, notou-se que existe alta relação da falsa difusão quando as células são maiores. Ao diminuir o tamanho da célula e, conseqüentemente, aumentando o número de células da malha, a falsa difusão reduziu. Desta forma, a resposta

aproximou-se da solução analítica das equações aplicadas.

Para minimizar a falsa difusão e realizar a divisão de espaços com maiores gradientes, Nielsen (2015) adotou a metodologia de otimizar a malha de forma que o ambiente seja dividido em subáreas com diferentes tamanhos de células de acordo com a necessidade de detalhamento para cada subárea, conforme pode ser visualizado na Figura 2.10. É possível observar que o domínio foi dividido em quatro blocos distintos. Três deles com malha cartesiana estruturada e um, o bloco que contorna a pessoa, com malha tetraédrica não estruturada.

Figura 2.10 – Divisão da malha.



Fonte: (NIELSEN, 2015), adaptado

As condições iniciais e as condições de contorno são parâmetros fundamentais para respostas coerentes nas simulações computacionais. As suas variações representam diversos cenários e possibilidades para um mesmo experimento. Kim et al. (2001) modificaram as condições de contorno das equações matemáticas da dinâmica dos fluidos para o sistema HVAC de modo que as mudanças foram determinadas visando manter o valor de PMV nas simulações. Desta forma, as informações coletadas reportam sobre o aquecimento ou resfriamento para a mesma sensação térmica humana em diferentes sistemas HVAC. Com os resultados pode-se escolher o sistema mais otimizado, assim como as condições do ambiente térmico interno.

Zhou et al. (2001) propuseram uma estratégia de controle localizado para otimizar a divisão de uma sala climatizada em diferentes zonas. Zhuang et al. (2014) estudaram os efeitos da disposição dos móveis na qualidade do ar em um escritório ventilado. No quesito de avaliação visando a saúde, Borro et al. (2021) aplicaram um modelo baseado na maternidade no Vaticano para investigar o papel do ar condicionado na difusão do vírus Sars-CoV-2 em ambientes fechados.

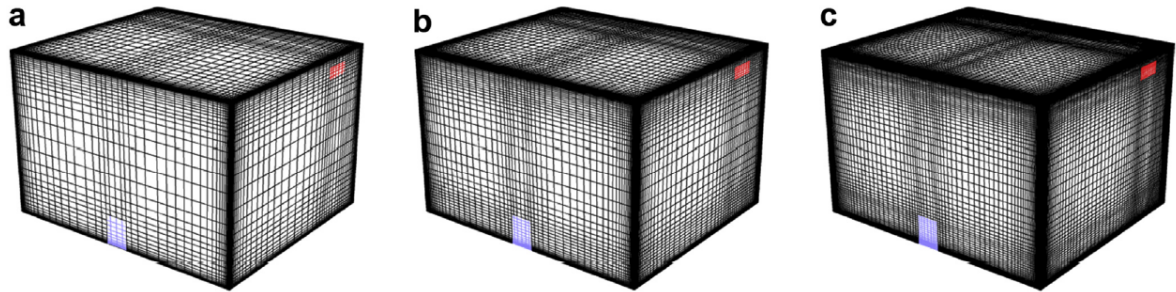
Sadeghi et al. (2020) concluíram que torres de vento promovem uma redução média da temperatura efetiva em até 3,2 °C comparado à ventilação natural durante os meses mais quentes em Sidney, Austrália. Para realizar essa constatação, Sadeghi et al. (2020) simularam um modelo de apartamento em escala de 1:100 e realizaram testes em um túnel de vento para obter a distribuição de pressão da saída da torre de vento e das janelas do prédio, a taxa de mudança do fluxo interno e a velocidade média do ar dentro do prédio.

O estudo computacional tem se tornado comum para análises de ventilação, conforto térmico e comportamento do fluxo de ar. Normalmente, a aplicação dos métodos computacionais são seguidos por métodos experimentais buscando, assim, a comprovação da eficiência desse modelo e apresentando as diferenças encontradas por ambos os métodos. Stavrakakis et al. (2012) compararam dois métodos de análise computacional para a predição da ventilação natural em três configurações diferentes de ventilação. Para comprovar a acurácia dos modelos de turbulência aplicados para a verificação computacional, os resultados obtidos foram comparados com valores disponíveis na literatura com experimentos em túneis de vento. Desta forma, tornou-se possível verificar que a metodologia sugerida pelos autores aproxima do experimental para a predição das três configurações avaliadas, portanto, atendendo às demandas de engenharia.

As roupas caracterizam uma das parcelas na definição de conforto térmico. Com a finalidade de avaliar essa influência, Choudhary et al. (2020) validaram o modelo numérico 3D comparando os dados obtidos com experimentos térmicos em manequins e em humanos. No segmento de conforto térmico, Gilani et al. (2016) avaliou a estratificação de temperatura em ambientes internos. A simulação foi realizada aplicando um modelo de turbulência para prever a temperatura de estratificação dentro de uma sala com fonte de calor e duas aberturas para ventilação. A validação foi realizada em escala real para a medição da temperatura do ar. Uma análise sensitiva foi aplicada para investigar o impacto da resolução da malha computacional, modelo de turbulência, equações de discretização e convergência iterativa para prever a qualidade do ar e a temperatura. A Figura 2.11 apresenta a variação dos tipos de malha aplicados com a finalidade de investigar o impacto da resolução.

No trabalho de Kwong et al. (2021) foram analisados, por meio de simulações numéricas (CFD), os ambientes térmicos de dois centros de engenharia refrigerados focando na temperatura interna e no movimento de ar. Foram realizados, também, experimentos utilizando sensores eletrônicos para a determinação dos resultados. A apuração do teste indicou boa concordância entre os dados simulados e os experimentais para a temperatura do ar, pois o percentual de diferença foi baixo. Entretanto, a simulação não indicou coerência nos resultados relacionados à predição da velocidade do ar. A dedução inferida foi que a configuração das condições de contorno foram insuficientes para medir a velocidade de escoamento no curto período de tempo estabelecido. Desta forma, destaca-se a

Figura 2.11 – Análise de sensibilidade da malha computacional: (a) malha grossa (155,382 células), (b) malha de referência (451,248 células) e (c) malha fina (1,268,736 células).



Fonte:(GILANI et al., 2016)

importância do ajuste correto das condições de contorno e a validação experimental do modelo matemático.

Com o intuito de avaliar a performance de um sistema de refrigeração dentro de um espaço bidimensional, Youssef et al. (2018) utilizam da dinâmica dos fluidos computacional por meio do *software* FLUENT ANSYS. O fluxo de ar frio foi estudado variando a temperatura do ar insuflado, a velocidade de insuflamento e a carga térmica da sala. Portanto, o nível de conforto térmico foi analisado com base no índice de performance de distribuição de ar (ADPI).

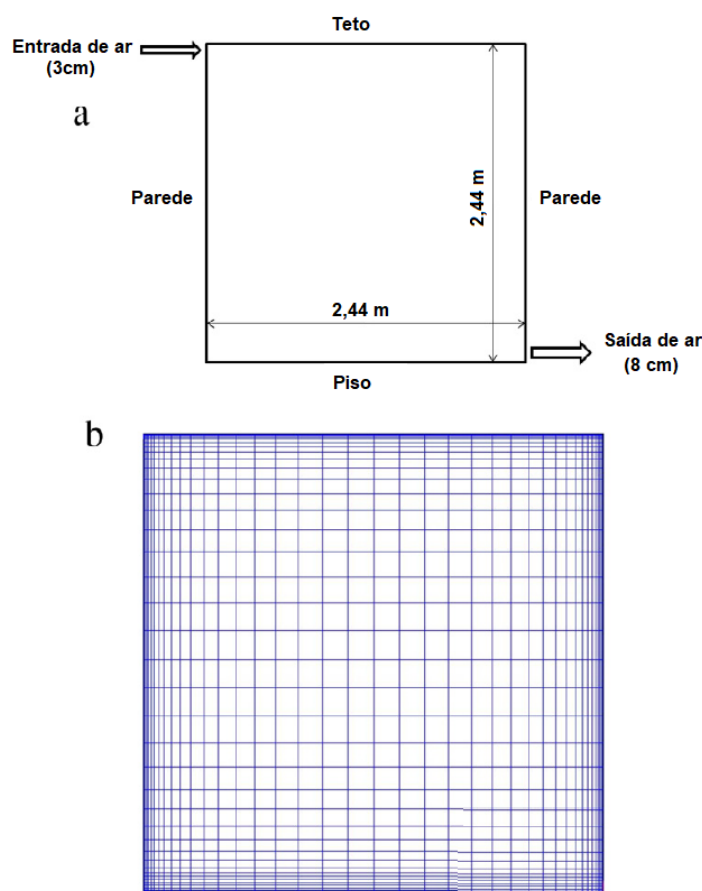
Youssef et al. (2018) dividiram a investigação em seis casos variando os parâmetros de entrada de ar no ambiente, conforme apresentado na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Parâmetros de ajuste e resultados para diferentes casos de temperatura e velocidade de insuflamento.

| | Caso 1 | Caso 2 | Caso 2a | Caso 2b | Caso 2c | Caso 3 |
|---|--------|--------|---------|---------|---------|--------|
| Temperatura do ar de insuflamento (°C) | 14 | 10 | 10 | 10 | 10 | 6 |
| Velocidade do ar de insuflamento (m/s) | 0,8 | 0,8 | 0,6 | 0,4 | 0,2 | 0,8 |
| Dimensão da entrada de ar (cm) | 3 | 2,1 | 2,8 | 4,2 | 8,4 | 1,6 |
| Fluxo volumétrico de insuflamento (L/s) | 24,0 | 16,8 | 16,8 | 16,8 | 16,8 | 12,8 |
| Troca de ar por hora | 14,5 | 10,2 | 10,2 | 10,2 | 10,2 | 7,8 |
| Temperatura de ajuste (°C) | 23,84 | 23,79 | 23,76 | 23,74 | 23,73 | 23,82 |
| Velocidade média na sala (m/s) | 0,369 | 0,354 | 0,347 | 0,338 | 0,323 | 0,341 |
| ADPI (%) | 64,7 | 65,1 | 65,8 | 67,9 | 71,8 | 70,2 |

O ambiente analisado possuía altura e comprimento de dois metros e quarenta e quatro centímetros. Deve-se lembrar que o modelo analisado foi bidimensional, portanto, a coordenada de profundidade foi considerada unitária para a análise. A dimensão da abertura de entrada de ar variou conforme o caso analisado e situava-se no canto superior da parede, enquanto a saída de ar possuía dimensão de 8,0 cm e localizava-se na parede oposta à entrada, na parte inferior da parede, Figura 2.12. O estudo da dependência da malha indicou que a densidade de malha de 44x44 era satisfatória para a simulação (YOUSSEF et al., 2018).

Figura 2.12 – Modelo de sala bidimensional utilizado no estudo numérico (a) geometria da sala (b) malha com 44 x 44 volumes não uniformes.



Fonte: (YOUSSEF et al., 2018), adaptado

Os resultados da simulação para os três casos que variam a temperatura de insuflamento indicaram que o padrão de fluxo de ar consiste na presença de uma grande recirculação localizada no centro da sala e pequenas recirculações nos cantos do ambiente, destacando que o canto referente à exaustão apresentou um contra fluxo maior do que os demais. O contorno de velocidade indicou similaridade nos valores em praticamente todo domínio, apresentando uma diminuição na velocidade de acordo com a redução de temperatura. Portanto, reduzir a temperatura de insuflamento não impactou na uniformidade térmica da zona ocupada.

Entretanto, os resultados indicaram que a velocidade do ar afetou o valor do EDT e, como consequência, ocasionou em um valor do ADPI abaixo de 80%. Além disso, foi observado que a velocidade do jato não possuía o efeito dominante na movimentação de ar na sala. O fluxo de ar foi afetado principalmente pelo efeito de flutuabilidade térmica. Em outras palavras, a diminuição da velocidade do ar insuflado promoveu melhor difusão térmica no ambiente e impactou positivamente no valor do EDT, apesar de ainda existirem pontos muito frios que resultaram no ADPI menor do que a exigência da norma. Desta forma, Youssef et al. (2018) concluíram que a redução da temperatura e da velocidade de

insuflamento de ar melhoraram o ADPI, porém foram insuficientes no critério de conforto térmico.

2.4.1 OpenFOAM

O OpenFOAM é um código computacional livre, aberto e gratuito desenvolvido para se tornar um dos principais no ramo de CFD. Suas funções e ferramentas englobam grandes áreas da engenharia e da ciência, tanto no âmbito comercial, quanto no acadêmico, possibilitando a resolução de problemas complexos de escoamentos envolvendo reações químicas, turbulência, transferência de calor, acústica, mecânica dos sólidos e eletromagnetismo, além dos escoamentos multifásicos (OPENFOAM, 2021).

Novas versões do código são lançadas a cada seis meses para incluir desenvolvimentos indicados por usuários e por contribuições da comunidade. A qualidade de garantia é baseada em rigorosos testes com processos de avaliação do código, verificação e validação por meio de centenas de testes diários, baterias de testes de média escala mensalmente e baterias de testes em larga escala para lançamentos de novas atualizações (OPENFOAM, 2021).

Lysenko et al. (2013) utilizaram o código para analisar a separação de um escoamento turbulento sobre um corpo de prova utilizando a modelagem URANS (*Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations*). Visando a validação dos modelos selecionados, experimentos com fluxo laminar e turbulento foram realizados sobre um corpo de prova cilíndrico e outro com geometria prismática triangular. Os resultados foram comparados com a mesma aplicação no *software* ANSYS FLUENT e foi constatado que os desvios foram mínimos e ambos os códigos concordam com dados experimentais e outras soluções numéricas existentes na literatura. Portanto, neste caso foi realizada tanta uma validação numérica quanto física. Com princípios similares, D'Alessandro et al. (2016) aplicaram a modelagem de turbulência do tipo DES (*Detached-Eddy Simulation*) em escoamento subcrítico com número de Reynolds equivalente a 3900 passando sobre um cilindro.

Por ser um código relativamente novo, muitos testes e experimentos têm sido realizados para comprovar a eficiência do OpenFOAM. No trabalho de Iturrioz et al. (2015) a validação foi realizada por meio da modelagem tridimensional, $k - \omega SST$, para uma coluna de água oscilante. A Dinâmica dos Fluidos Computacional aplica as equações de Navier-Stokes para duas fases imiscíveis, água e ar. Experimentos físicos laboratoriais foram realizados em escalas menores para validar os resultados numéricos. O modelo apresentou melhoria no entendimento dos processos relevantes e demonstrou potencial para o uso de análises detalhadas.

Com a finalidade de averiguar, de forma numérica, o padrão de fluxo de ar, Córdova-Suárez et al. (2020) utilizaram um *solver* computacional no OpenFOAM. O cálculo foi utilizado para o caso de um sistema de ventilação natural com abordagem laminar e

turbulenta em um laboratório de química. No experimento foram englobadas as condições de trabalho, tanto no verão, quanto no inverno. A configuração do sistema HVAC no código seguiram cinco passos: características climatológicas (temperatura, umidade relativa e velocidade do ar), dados da sala (projeto, material, zonas térmicas e carregamentos internos), definição dos parâmetros HVAC (tipo de sistema, potência, fluxo, eficiência, temperatura de operação e horário de operação), simulação com OpenFOAM (desenvolvimento da simulação do modelo HVAC) e documentação da configuração (definição do melhor ajuste para o modelo da sala). A validação da simulação foi dada de acordo com a ISO 171330-2 padrão UNE (Normalização Espanhola). A região interna foi capaz de atingir a temperatura de conforto melhor do que a região intermediária, confirmando que o material proposto mantém a temperatura constante de acordo com a ISO 171330-2 (CÓRDOVA-SUÁREZ et al., 2020).

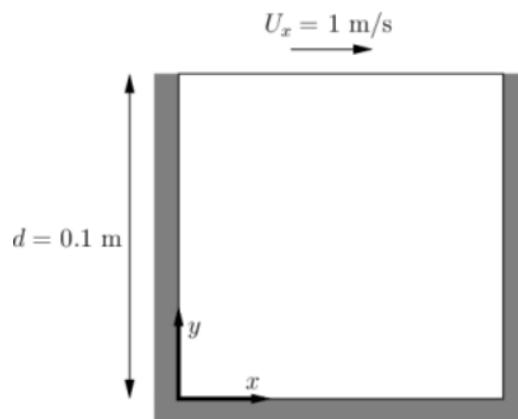
3 METODOLOGIA

3.1 Caverna com tampa deslizante

O escoamento em caverna de tampa deslizante é um dos casos mais comuns que são simulados na Dinâmica dos Fluidos Computacional devido aos parâmetros que caracterizam esse tipo de escoamento serem menos complexos. O escoamento do fluido no interior da caverna é resultante da movimentação da face superior da caverna, denominada tampa, na qual é imposta uma velocidade constante e uniforme diferente de zero. As demais faces possuem velocidade relativa nula entre a partícula de fluido adjacente à parede e a própria parede, ou seja, não são deslizantes. E em todas as faces são impostos gradientes de pressão nulos.

Com o intuito de verificar os escoamentos no código OpenFOAM, simulações que representam um escoamento em caverna deslizante foram realizadas, similares ao tutorial fornecido pelo próprio OpenFOAM. A primeira etapa é conhecida como pré processamento, na qual são ajustadas as configurações, como a geração da malha, a determinação das condições iniciais e das condições de contorno, a implementação de propriedades físicas entre outros. O tutorial descreve um caso que envolve um fluxo laminar, bidimensional, isotérmico e incompressível em um domínio quadrado. As fronteiras laterais e inferior são consideradas como paredes imóveis, enquanto a parede do topo se move na direção horizontal (eixo x) a uma velocidade de 1 m/s, vide Figura 3.1.

Figura 3.1 – Geometria da caverna com tampa deslizante.

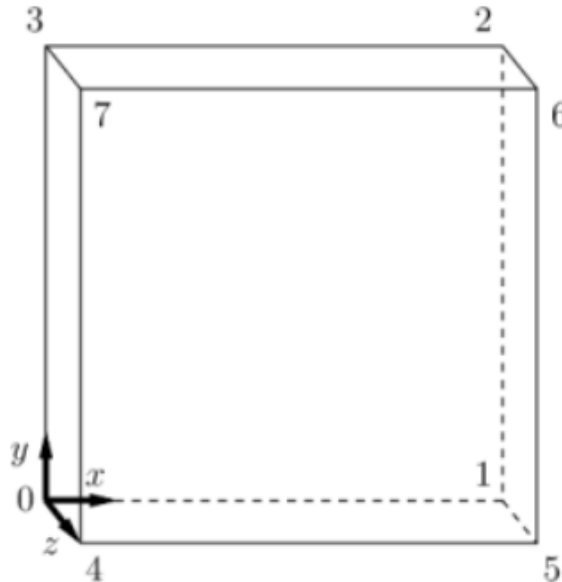


Fonte: (OPENFOAM, 2021)

A geração de malha no OpenFOAM opera com um sistema de coordenadas cartesianas tridimensionais por meio do *blockMesh*. Entretanto, é possível simular escoamentos bidimensionais por meio da especificação de condições de contornos vazias (*empty*) no

algoritmo. Na Figura 3.2 é indicada a estrutura do bloco para a implementação da malha para a cavidade.

Figura 3.2 – Geometria da cavidade com tampa deslizante.



Fonte: (OPENFOAM, 2021)

Deste modo, cada vértice possui uma enumeração que corresponde a um conjunto composto pelas posições espaciais no eixo x , y e z , respectivamente, vide Figura 3.3. Portanto, é possível definir o comprimento, largura e altura da cavidade e variar esses valores se for do interesse do usuário. Para a simulação foram utilizadas as dimensões fornecidas na Figura 3.1, conforme o OpenFOAM. O bloco é gerado com a finalidade de permitir que em suas faces sejam aplicadas as condições de contorno da simulação. Em outras palavras, as faces laterais e inferior são definidas como não deslizantes (velocidade nula) e a face superior é caracterizada como deslizante (velocidade de 1 m/s na direção vertical).

Figura 3.3 – Vértices e bloco da cavidade com tampa deslizante no *blockMesh*.

```

19 vertices
20 (
21     (0 0 0) //Vértice 0
22     (1 0 0) //Vértice 1
23     (1 1 0) //Vértice 2
24     (0 1 0) //Vértice 3
25     (0 0 0.1) //Vértice 4
26     (1 0 0.1) //Vértice 5
27     (1 1 0.1) //Vértice 6
28     (0 1 0.1) //Vértice 7
29 );
30
31 blocks
32 (
33     hex (0 1 2 3 4 5 6 7) (160 160 1) simpleGrading (1 1 1)
34 );

```

Fonte: Próprio autor

O solver utilizado pelo OpenFOAM para simular escoamentos em cavidades com tampa deslizantes é o *pisoFoam*, pois trata-se de um *solver* para fluidos incompressíveis e newtonianos. Nesse algoritmo, a única propriedade que deve ser definida é a viscosidade cinemática. A viscosidade cinemática pode ser determinada com base no número de Reynolds, a velocidade de deslizamento e a dimensão da cavidade, de acordo com a Equação 3.1. A função de interpolação utilizada foi o método linear para todos os parâmetros.

$$\nu = \frac{d|U|}{Re}, \quad (3.1)$$

Para comparar os resultados obtidos pela simulação, foi utilizado o banco de dados fornecido por Yiannis (2015). Deste modo, foram realizadas simulações no OpenFOAM variando o número de Reynolds de cada escoamento. Após essa etapa, adotou-se o escoamento com número de Reynolds igual a dez mil como referência para a análise do impacto do refinamento de malha nos resultados. Sendo assim, foram definidas malhas estruturadas e uniformes com refinamento de 20x20, 40x40, 80x80 e 160x160, conforme a Figura 3.4. Os resultados apresentados no banco de dados, fornecidos por Yiannis (2015), foram obtidos por meio da aplicação de uma malha 1201x1201.

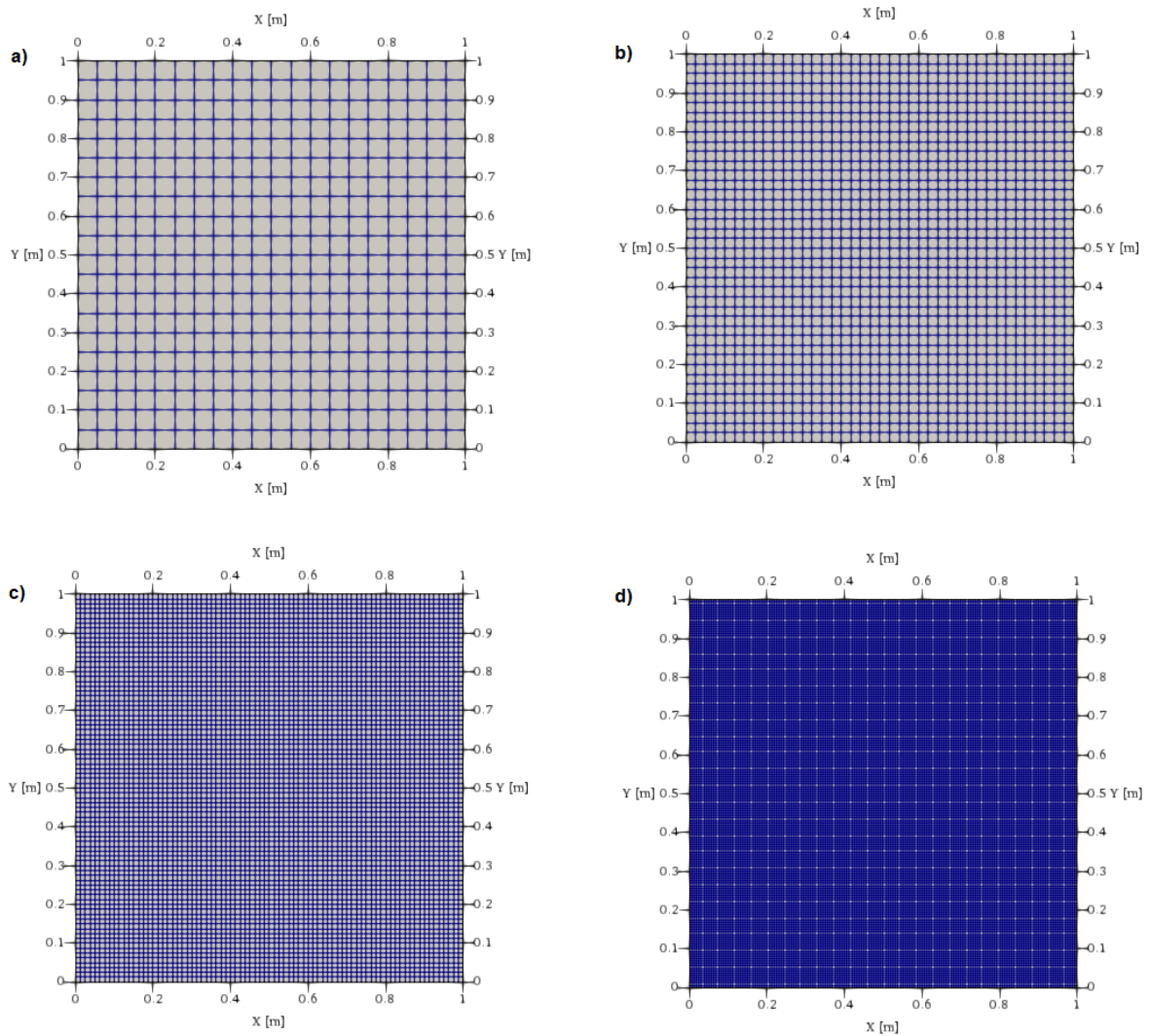
Além do refinamento de malha, também se investigou a aplicação de modelos de turbulência. Foi implementado um modelo de turbulência RANS (Simulação Numérica de Escoamentos Turbulentos) e um modelo LES (Simulação de Grandes Escadas) comparados com a simulação sem modelagem. Para essa comparação, variou-se o Número de Reynolds para cada teste, enquanto a malha aplicada foi de 160x160. Para o modelo RANS foi utilizado o método $k - \epsilon$, enquanto para o modelo LES foi efetuado o método da Equação Dinâmica de k .

3.2 Sistemas de ventilação

A validação do sistema de análise de conforto térmico consistiu na comparação dos resultados obtidos entre uma simulação consolidada pela literatura com as respostas provenientes da aplicação do código no OpenFOAM, configurado de acordo com Youssef et al. (2018).

Os coeficientes de turbulência adotados no trabalho de referência não foram explicitados, portanto foram utilizados, na simulação, os coeficientes fornecidos pela biblioteca do OpenFOAM, segundo a Tabela 3.1. O mesmo se repetiu para as demais informações que não puderam ser obtidas pelo artigo de Youssef et al. (2018), como as funções de interpolação e modelo do tratamento de paredes. Para a aplicação das funções de interpolação do método dos volumes finitos, foram necessários vários testes em busca do modo de interpolação que permitisse a convergência das simulações, assim como a exatidão e precisão dos resultados.

Figura 3.4 – Malha regular (a) 20x20; (b) 40x40; (c) 80x80; (d) 160x160.



Fonte: Próprio autor

Tabela 3.1 – Coeficientes do código OpenFOAM.

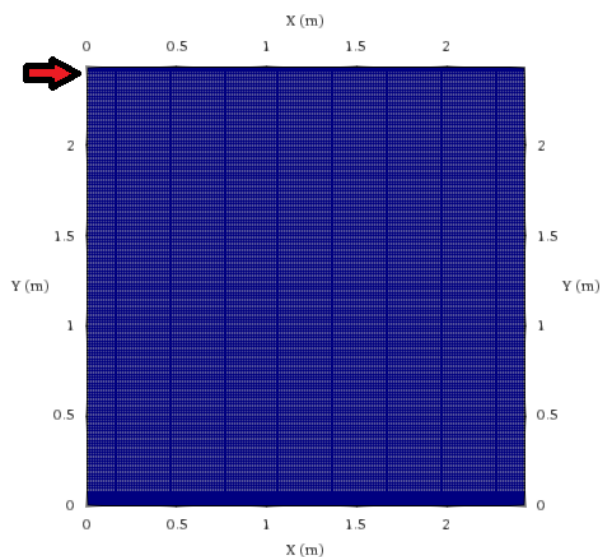
| Propriedade | Tipo | Valor |
|-------------|----------------------------------|-------|
| alphat | compressible::alphatWallFunction | 0,707 |
| epsilon | epsilonWallFunction | 4e-06 |
| k | kqRWallFunction | 0 |
| nut | nutWallFunction | 0 |

Os dados do artigo de referência foram obtidos com a utilização do programa *GetData Graph Digitizer* que converte em valores numéricos, no formato de planilha, as imagens dos gráficos. Desta forma, os dados obtidos nas simulações via OpenFOAM foram comparados com os dados numéricos de Yiannis (2015).

Na Figura 3.5 foi indicada a divisão da malha adotada para as simulações referentes à Tabela 2.2. Na parte superior esquerda é posicionada a abertura, que representa a seção

de entrada de ar, enquanto na região inferior direita, é situada a exaustão. A malha final adotada é estruturada e irregular com divisão de 176x176 unidades.

Figura 3.5 – Divisão da malha para as simulações de validação do código.



Fonte: Próprio autor

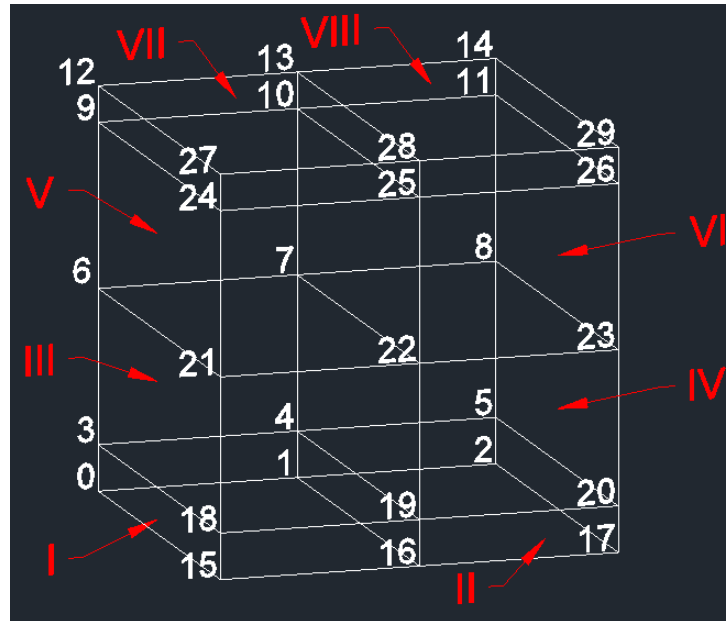
Inicialmente, a malha havia sido implementada nos mesmos padrões do trabalho de Youssef et al. (2018), porém foi observado que ocorreu disparidade nos primeiros resultados obtidos (como será apresentado na seção 4.2). Portanto, após a realização do estudo de malha, adotou-se uma malha não uniforme e com maior refinamento, principalmente nas superfícies de entrada e saída de ar, prezando pela solução mais adequada.

O valor da velocidade de insuflamento é um dos parâmetros adotados para a análise de conforto térmico no trabalho de Youssef et al. (2018). Na tabela 2.2 são indicados as variações na velocidade do ar para cada caso analisado.

Para a reprodução do escoamento condicionado termicamente na sala proposta na Figura 2.12 usando o código OpenFOAM, é necessária a configuração do arquivo *blockMeshDict* de modo a definir os pontos que representam os vértices da geometria, Figura 3.6. As faces formadas pelos vértices da geometria podem ser nomeadas e, assim, implementar particularidades de cada região de acordo com a simulação.

A geometria é dividida por meio de blocos que representam sub-áreas, como apresentado na Figura 3.7. Desta forma, torna-se possível determinar qual bloco representa a entrada e saída de ar, além de ajustar o refinamento de malha ao longo deste bloco. Posto isso, as faces externas dos blocos foram denominadas e implementadas as condições de contorno referente a cada posição. Na face superior esquerda foi configurada a entrada de ar com velocidade e temperatura de insuflamento, para cada caso, de acordo com a Tabela 2.2. Na face inferior direita foi configurada a saída de ar. Mais detalhes sobre os

Figura 3.6 – Geometria da malha.



Fonte: Próprio autor

Figura 3.7 – Configuração blocos no arquivo *blockMeshDict*

```

53 blocks
54 (
55   hex (0 1 4 3 15 16 19 18) (88 20 1) simpleGrading (1 1 1) //bloco I
56   hex (1 2 5 4 16 17 20 19) (88 20 1) simpleGrading (1 1 1) // bloco II
57   hex (3 4 7 6 18 19 22 21) (88 68 1) simpleGrading (1 1 1) //bloco III
58   hex (4 5 8 7 19 20 23 22) (88 68 1) simpleGrading (1 1 1) //bloco IV
59   hex (6 7 10 9 21 22 25 24) (88 68 1) simpleGrading (1 1 1) //bloco V
60   hex (7 8 11 10 22 23 26 25) (88 68 1) simpleGrading (1 1 1) //bloco VI
61   hex (9 10 13 12 24 25 28 27) (88 20 1) simpleGrading (1 1 1) //bloco VII
62   hex (10 11 14 13 25 26 29 28) (88 20 1) simpleGrading (1 1 1) //bloco VIII
63 );

```

Fonte: Próprio autor

ajustes no código OpenFOAM foram apresentados no Anexo B.

O modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ foi aplicado devido ao seu bom desempenho comprovado em termos de convergência e custo computacional quando aplicado para escoamentos em ambientes fechados e estáveis, com os valores das constantes de acordo com a Equação ?? (YOUSSEF et al., 2018).

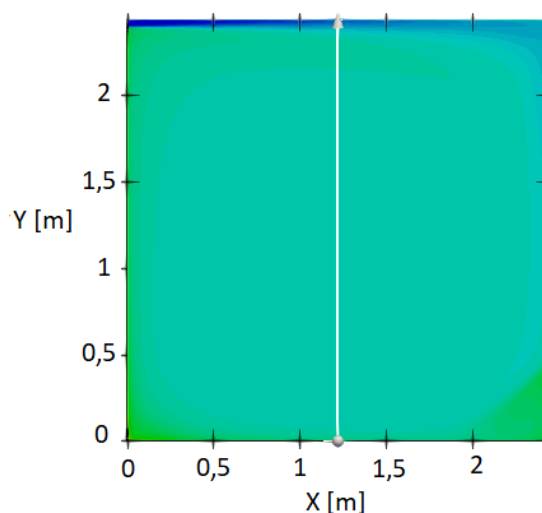
Para a função de interpolação, foi utilizada uma combinação entre o método linear e o método *upwind*, visando corrigir a ausência de informações fornecidas no trabalho de referência. Essa escolha foi realizada após um estudo a respeito do impacto da função de interpolação nos resultados das simulações. Foi observado que a implementação do método *upwind* para o termo da energia cinética turbulenta tinha melhor aproximação aos resultados da referência.

O fluxo térmico nas paredes e no teto foi configurado como 25 W/m^2 que representa

o carregamento térmico externo na sala. Já o fluxo térmico no piso foi adotado com o valor de 60 W/m^2 representando a carga térmica interna da sala (YOUSSEF et al., 2018). O solver utilizado para as simulações foi o *buoyantSimpleFoam* por se tratar de um escoamento em regime permanente envolvendo transferência de calor.

Portanto, foram realizadas seis simulações com parâmetros diferentes com a finalidade de comparar os resultados obtidos pelo código OpenFOAM com os dados apresentados por Youssef et al. (2018). Para a análise dos perfis de temperatura e velocidade, foi necessário plotar o gráfico com os pontos localizados no centro da sala, no sentido vertical, ou seja, em $x=1,22 \text{ m}$ e $0,00 < y < 2,44$, conforme a Figura 3.8.

Figura 3.8 – Comando *Plot Over Line* para os perfis de velocidade e temperatura.



Fonte: Próprio autor

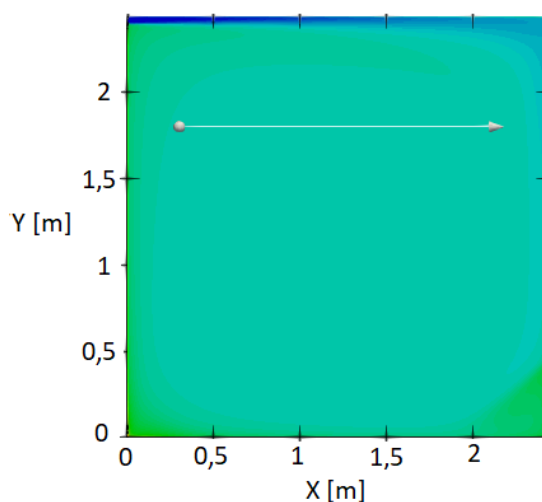
Os valores do EDT são calculados considerando o espaço ocupado, vide Figura 3.9. Sendo assim, foram considerados os pontos na altura de 1,8 metros do piso e com a retirada de 0,3 metros das paredes, isto é, $y=1,80 \text{ m}$ e $0,30 \text{ m} < x < 2,14 \text{ m}$, de acordo com a ASHRAE (2013).

Com os valores de EDT, torna-se possível verificar o ADPI, que indica o quão termicamente confortável está aquele ambiente para a região ocupada. Além da temperatura, a magnitude da velocidade impacta nos valores de critério, condizentes com as normas da ASHRAE (2013).

3.3 Análise do posicionamento do sistema de ventilação

Após a validação do *solver* no OpenFOAM, deu-se início ao processo de comparação da influência dos parâmetros de insuflamento e exaustão para sistemas de ventilação. Neste

Figura 3.9 – Altura de referência para o cálculo do EDT.



Fonte: Próprio autor

caso, deseja-se encontrar uma combinação de fatores na qual o processo de refrigeração cumpra sua função de promover conforto térmico de forma eficiente. Em outras palavras, almeja-se determinar qual das configurações analisadas possui maior valor do índice ADPI.

As configurações foram determinadas por meio de um planejamento fatorial 3^3 no qual são combinados os fatores de posição da entrada, posicionamento da exaustão e a velocidade de insuflamento do ar, conforme indicado na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Parâmetros normalizados para o planejamento 3^3 .

| Posição Entrada de Ar | Posição Saída de Ar | Velocidade Insuflamento do ar (m/s) | Nível |
|-----------------------|---------------------|-------------------------------------|-------|
| Embaixo | Embaixo | 0,5 | -1 |
| Meio | Meio | 0,8 | 0 |
| Em cima | Em cima | 1,2 | 1 |

O ambiente simulado possui extensão de 2,44 metros de comprimento e de altura, seguindo o padrão utilizado no trabalho do Youssef et al. (2018). A abertura para a entrada de ar possui altura de 4,0 cm, enquanto a abertura para a saída tem 8,0 cm de altura. Os tamanhos da entrada e saída de ar foram mantidos em todos os casos simulados. Na Figura 3.10 são indicadas as posições definidas como “embaixo”, “meio” e “em cima”, assim como as posições de entrada e de saída. As setas vermelhas indicam entrada e as setas verdes representam a saída.

A Figura 3.10 não representa a divisão da malha, apenas é um esquemático para compreensão do posicionamento das aberturas de ar. A divisão da malha é realizada conforme a exigência de cada caso. A seção “embaixo” é limitada entre 0 m até 0,08 m. Já o setor definido como “meio” é delimitado entre 1,18 m até 1,26 m, enquanto a posição

Figura 3.10 – Posições de entrada e saída de ar.



Fonte: Próprio autor

“em cima” engloba a faixa de 2,36 m até 2,44 m do eixo vertical.

O escoamento é proposto como bidimensional e com função de interpolação linear para todos os termos, exceto para os termos referentes à turbulência, nos quais foram implementados a função de interpolação do tipo *upwind*. O modelo de turbulência utilizado foi o RNG $k-\epsilon$ com os coeficientes apresentados na Figura B.4. A malha é estruturada e não uniforme com dimensão de 300x300 unidades aplicadas em uma simulação com um milhão de iterações. O algoritmo utilizado nas simulações é o *buoyantSimpleFoam*.

A aplicação do domínio bidimensional é justificada pela questão do custo computacional e o tempo necessário para a obtenção dos resultados, tendo em vista que são realizadas 27 simulações na análise de otimização de sistemas de ventilação e ar-condicionado. A malha foi implementada na configuração não uniforme, pois são 9 geometrias diferentes para representar as entradas e saídas de ar.

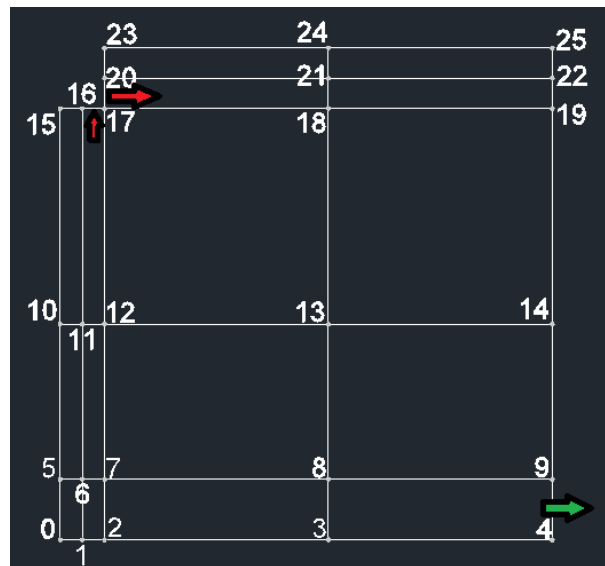
A temperatura do ar de entrada foi considerada fixa com valor de 14 °C e a temperatura média no interior da sala como 27 °C. Mantendo as condições térmicas da validação, as paredes e o teto foram configuradas com valor de fluxo térmico de 25 W/m², enquanto para o piso foi admitido o valor de 60 W/m². No OpenFOAM trabalha-se com o gradiente de temperatura fixo, portanto a Equação B.1 é utilizada para determinar o gradiente para cada fluxo de calor. As propriedades termo físicas foram mantidas constantes para as 27 simulações, pois o foco de análise do conforto térmico está na variação das posições de entrada e saída de ar para diferentes velocidades de insuflamento.

A análise do EDT é realizada para cada um dos casos. Os dados são exportados em uma planilha de dados, de modo a verificar o ADPI do recinto. Por fim, os resultados foram comparados entre si com o objetivo de averiguar as melhores combinações de entrada, saída e velocidade de insuflamento de ar em relação ao conforto térmico.

3.4 Ar-condicionado tipo Split

Para a simulação de um ambiente refrigerado por meio de um ar-condicionado do tipo *Split*, é necessário alterar a geometria da sala, além das propriedades termo-físicas das superfícies que modelam o respectivo equipamento. Sendo assim, é inserido na geometria um espaço que representa o ar-condicionado, conforme apresentado na Figura 3.11.

Figura 3.11 – Divisão dos vértices para a simulação do ar-condicionado *split* com sistema de exaustão.



Fonte: Próprio autor

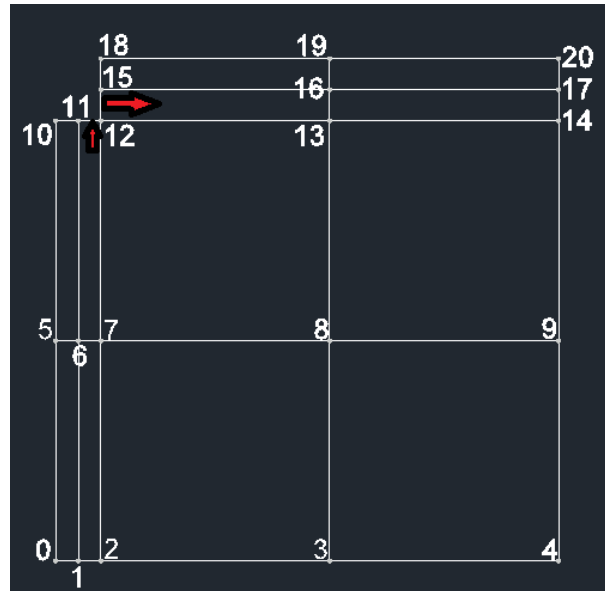
Com a finalidade de comparar os resultados de distribuição de temperatura e de velocidade, as dimensões do ambiente foram mantidas iguais às simulações apresentadas na seção 3.2 . O tamanho do aparelho foi determinado conforme dimensões reais de um ar-condicionado *split Hi Wall* de capacidade de 9.000 BTUs. Para a simulação, a altura da face de insuflamento do ar foi de 8,0 cm; a mesma dimensão adotada para a face que representa a região de baixa pressão em um ciclo de operação de um ar-condicionado. Para a saída de ar, foi admitida uma secção, representando as frestas da sala, com abertura de 30,0 cm.

Para a simulação do escoamento proveniente de um ar-condicionado do tipo *split Hi Wall* foi necessário acrescentar uma superfície que caracterizasse a região de retirada de calor do ambiente, respeitando os conceitos de funcionamento de um ar-condicionado. Sendo assim, os parâmetros de pressão, de velocidade e da temperatura referentes a essa superfície foram ajustados para retratar esse fenômeno físico de troca de calor.

Para o estudo de conforto térmico aplicado ao *split*, foram considerados dois cenários de análise. O primeiro cenário seria com a entrada de ar na parte superior e uma exaustão de 30 cm na parte inferior (oposta à parede de entrada) que caracteriza todas as possíveis saídas de ar para o ambiente, como por exemplo as frestas de portas, janelas ou até mesmo

uma abertura para saída de ar, conforme a Figura 3.11. A segunda opção teria entrada similar ao primeiro caso, porém sem uma abertura no canto inferior da sala, ou seja, seria um estudo visando a redução de saídas de ar para o ambiente, vide Figura 3.12.

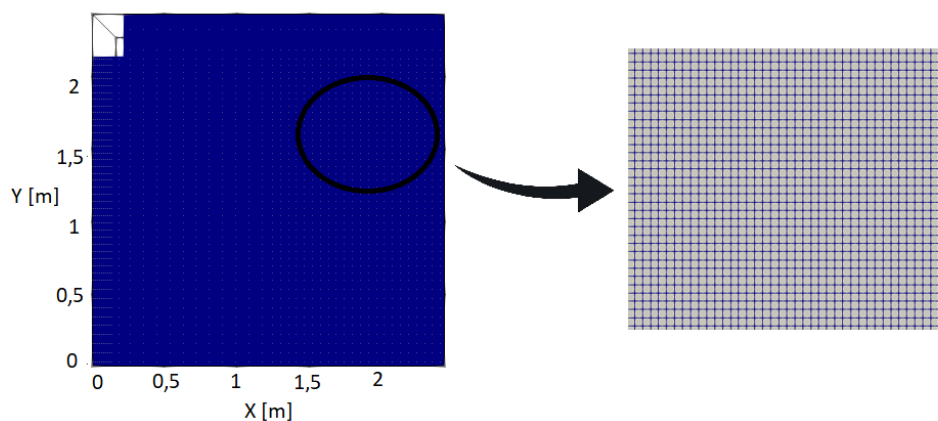
Figura 3.12 – Divisão dos vértices para a simulação do ar-condicionado *split* sem sistema de exaustão.



Fonte: Próprio autor

A malha utilizada para a simulação foi de 300x300 células computacionais, estruturada e não uniforme com maior refinamento nos blocos com faces referentes à entrada e saída de ar. Na Figura 3.13 é demonstrada a divisão da malha para a simulação de ar-condicionado do tipo *split*, ao passo que nas Figuras C.1 e C.2 são destacados os pontos que compõem os vértices da geometria do cenário 1 e 2, respectivamente.

Figura 3.13 – Divisão da malha para a simulação ar-condicionado split.



Fonte: Próprio autor

Assim como no estudo dos sistemas de ventilação, foi admitido a entrada de ar com

temperatura constante de $14\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a temperatura média no interior da sala como $27\text{ }^{\circ}\text{C}$. As paredes e o teto foram configuradas com valor de fluxo térmico de 25 W/m^2 e o piso com o valor de 60 W/m^2 . Os coeficientes de turbulência também foram mantidos padrões ao OpenFOAM, como indicado na Tabela 3.1. O modelo de turbulência implementado foi o k- ϵ no qual os valores das constantes foram:

$$C_{\mu} = 0,0845; C_1 = 1,42; C_2 = 1,68; C_{3,RDT} = 0,0; \sigma_k = 0,71942; \sigma_{\epsilon} = 0,71942.$$

A velocidade de insuflamento de ar é um dos fatores que afetam na sensação de conforto térmico. Portanto, ambos os estudos foram realizados variando a velocidade de entrada de ar entre $0,5\text{ m/s}$, $0,8\text{ m/s}$ e $1,2\text{ m/s}$. O *solver* para a simulação foi o *buoyantSimpleFoam* com função de interpolação do tipo *upwind* aplicadas em uma simulação de 500000 iterações.

A troca de calor que ocorre na evaporadora de um sistema de ar-condicionado do tipo *split Hi Wall* é induzida por um ventilador que promove a movimentação do ar em direção à serpentina com fluido refrigerante. Sendo assim, na simulação foi incrementada essa região que representa o funcionamento do ventilador, como comentado anteriormente. Nas Tabelas 3.3, 3.4 e 3.5 são indicadas, respectivamente, as condições de contorno da pressão, temperatura e velocidade para a simulação.

Tabela 3.3 – Condições de contorno para a pressão na simulação do split.

| Superfície | Tipo | Valor |
|---------------|-------------------|-----------------|
| Teto | fixedFluxPressure | \$internalField |
| Piso | fixedFluxPressure | \$internalField |
| Laterais | fixedFluxPressure | \$internalField |
| Entrada de ar | fixedFluxPressure | \$internalField |
| Saída de ar | fixedValue | uniform 0 |
| Ventilador | fixedValue | uniform 0 |

Tabela 3.4 – Condições de contorno para a temperatura na simulação do split.

| Superfície | Tipo | Valor |
|---------------|--------------------------|---------------|
| Teto | Gradiente de Temperatura | 950.5703 K/m |
| Piso | Gradiente de Temperatura | 2281.3688 K/m |
| Laterais | Gradiente de Temperatura | 950.5703 K/m |
| Entrada de ar | Temperatura | 287.15 K |

Tabela 3.5 – Condições de contorno para a velocidade na simulação do split.

| Superfície | Tipo | Valor |
|---------------|-----------------|----------------------|
| Teto | Velocidade nula | - |
| Piso | Velocidade nula | - |
| Laterais | Velocidade nula | - |
| Entrada de ar | Velocidade | (U 0 0) ¹ |

¹ O valor de U depende de cada simulação, podendo ser: $0,50\text{ m/s}$, $0,80\text{ m/s}$ ou $1,2\text{ m/s}$.

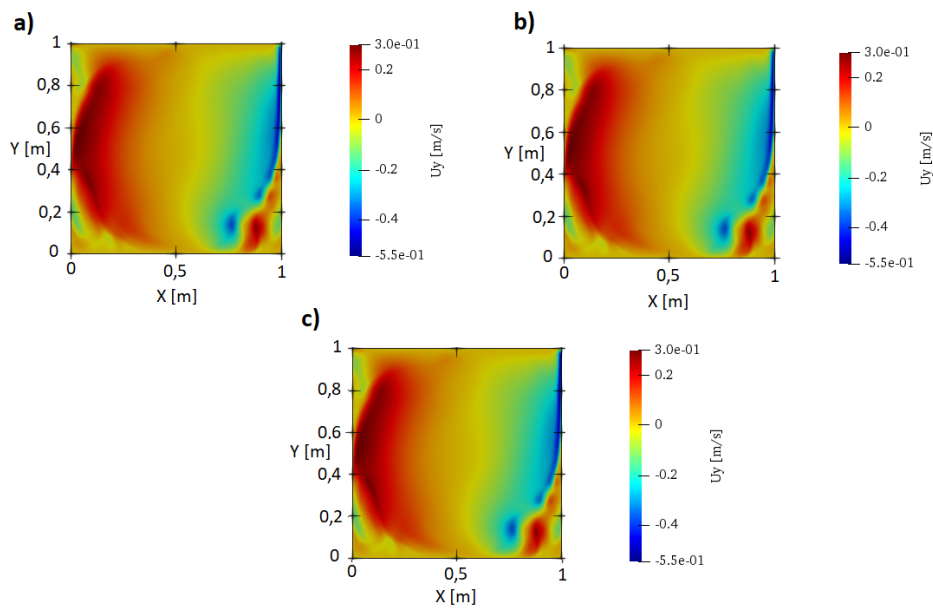
A partir das simulações foram plotados os gráficos do contorno de temperatura, velocidade, EDT e das linhas de corrente. A análise do conforto térmico é realizada de acordo com o ADPI, de modo a determinar qual cenário, combinado com velocidade de entrada de ar, forneceram melhores índices para um ambiente termicamente confortável.

4 RESULTADOS

4.1 Escoamento em cavidade com tampa deslizante

A primeira etapa foi de comparar os resultados da velocidade vertical na metade da altura da cavidade para quatro variações de Número de Reynolds do escoamento, em relação aos modelos de turbulência adotados. Deste modo, analisa-se como os modelos de turbulência afetam a componente de velocidade. Na Figura 4.1 são apresentados os campos da componente y do vetor velocidade para uma simulação com Número de Reynolds igual a 30000, na qual varia-se a utilização do modelo de turbulência.

Figura 4.1 – Campo da componente y do vetor velocidade de um escoamento com $Re=30000$ com malha 160×160 (a) laminar; (b) com modelagem RANS; (c) com modelagem LES.

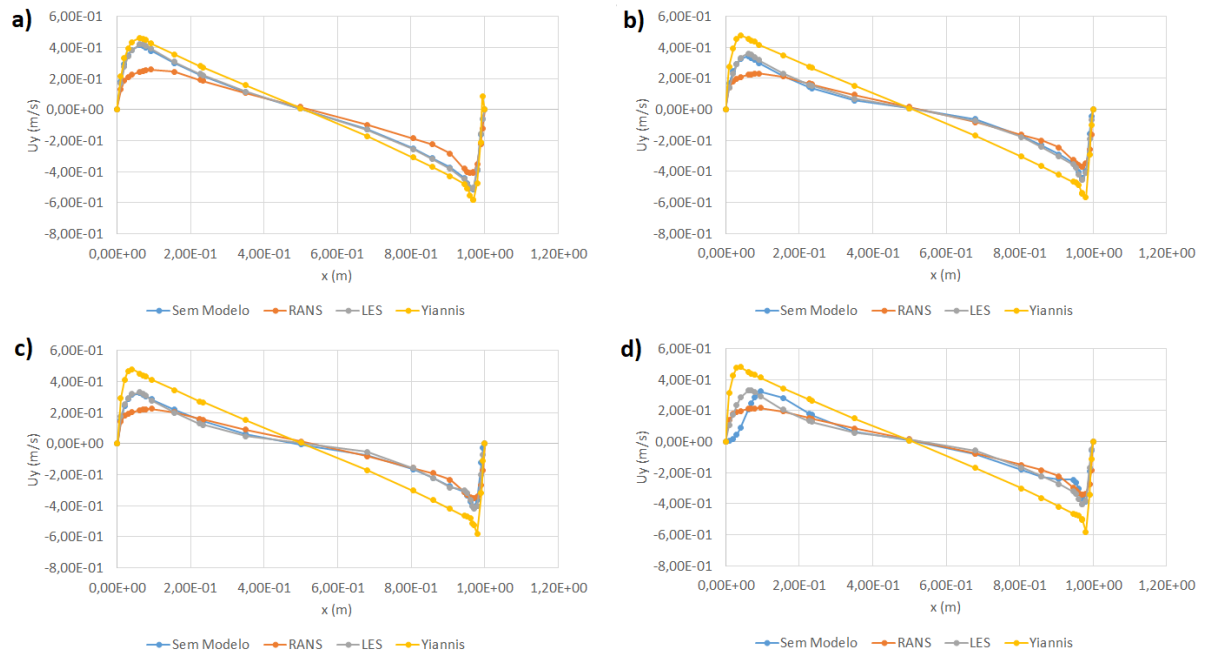


Fonte: Próprio autor

Nas Figuras 4.2 (a), (b) e (c), os escoamentos laminares e com modelagem LES aproximaram do resultado de referência, enquanto a modelagem RANS distanciou nas regiões próximas às paredes da cavidade. Já na Figura 4.2 (d), a curva de velocidade para o escoamento sem modelo de turbulência apresentou diferenças significativas em relação aos demais resultados, demonstrando a necessidade da modelagem de turbulência para escoamentos com elevados valores no Número de Reynolds.

A vorticidade é uma variável vetorial perpendicular ao plano Z. A vorticidade foi desenvolvida para facilitar a visualização do escoamento. Ela auxilia na melhor identificação de onde têm estruturas turbilhonares no escoamento e os locais que possuem maiores deformações provocadas pelo cisalhamento em um escoamento. Fisicamente é uma variável

Figura 4.2 – Influência do modelo de turbulência na componente y do vetor velocidade ($y=0,5$) para (a) $Re=10000$, (b) $Re=20000$, (c) $Re=25000$, (d) $Re=30000$ para malha de 160×160 volumes.



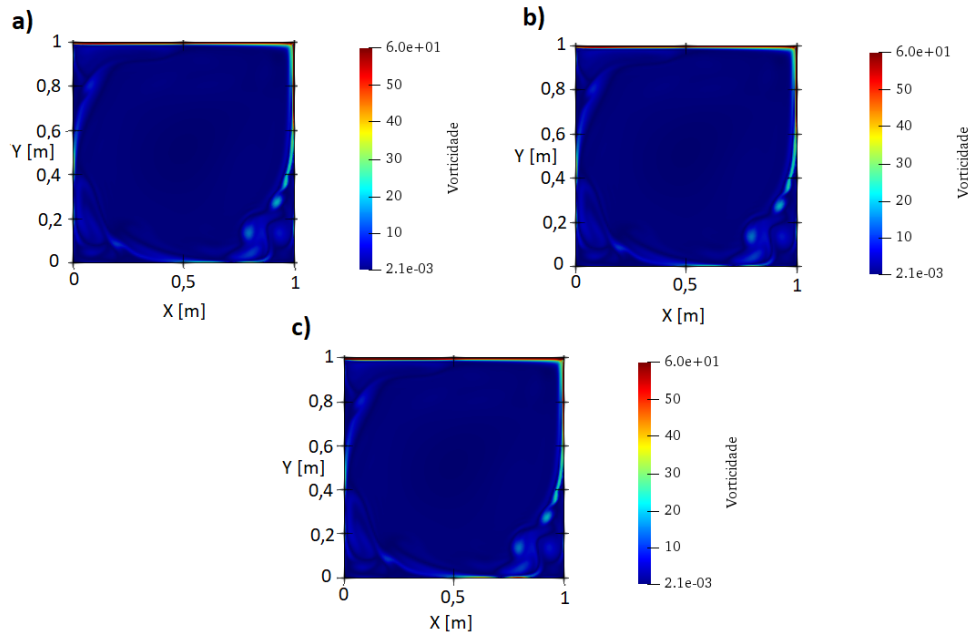
Fonte: Próprio autor

mais sensível ao cálculo numérico possuindo maiores flutuações, pois sua formulação é uma combinação de duas derivadas. Os resultados nos quais a vorticidade não muda mais com o refinamento da malha indica que a resolução numérica convergiu. Na Figura 4.3 é apresentado o comparativo entre a vorticidade para simulações laminares, com modelagem RANS e LES, em um escoamento cujo Número de Reynolds é equivalente a 30000.

A Figura 4.4 demonstra a influência dos modelos de turbulência no resultado da vorticidade para o escoamento em cavidade com tampa deslizante. É possível verificar que os modelos de turbulência RANS e LES não alteram, significativamente, os resultados da vorticidade para escoamentos com baixos Número de Reynolds em comparação com os escoamentos sem modelagem da turbulência. Já na Figura 4.4 (d), verifica-se que a ausência de um modelo de turbulência afeta os resultados em regiões próximas às paredes da cavidade. Portanto, modelos de turbulência devem ser aplicados para escoamentos com elevados Números de Reynolds.

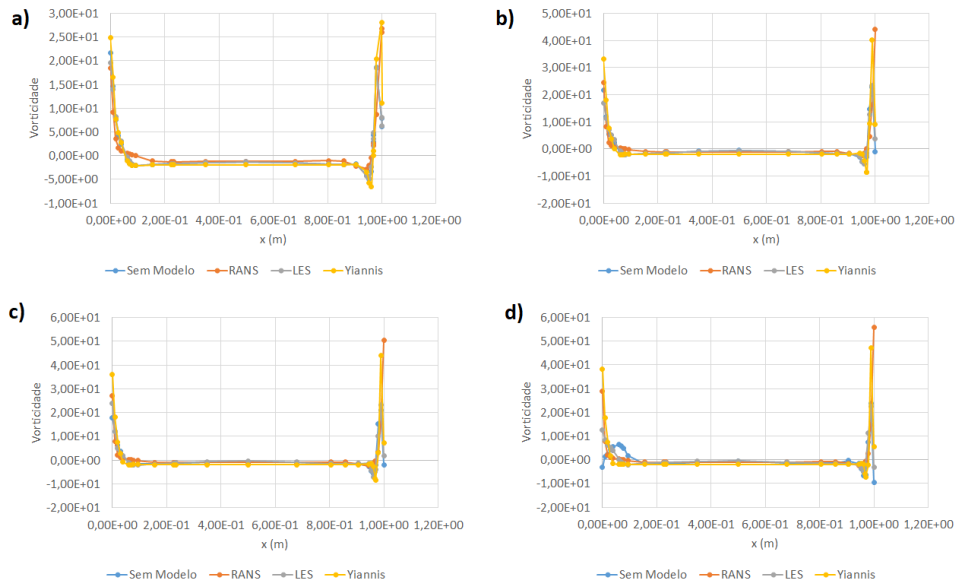
Com a simulação do escoamento em uma cavidade com tampa deslizante, obteve-se valores das componentes da velocidade vertical, das componentes da velocidade horizontal e da vorticidade. Para verificar a influência do refinamento da malha, comparou-se os resultados das quatro divisões de malha com o valor de referência. Na Figura 4.5 é comparado o campo da componente y da velocidade entre a malha mais grosseira e a malha mais refinada, enquanto na Figura 4.6 compara-se a vorticidade.

Figura 4.3 – Vorticidade para escoamento com $Re=30000$ de malha 160×160 (a) sem modelagem; (b) com modelagem RANS; (c) com modelagem LES.



Fonte: Próprio autor

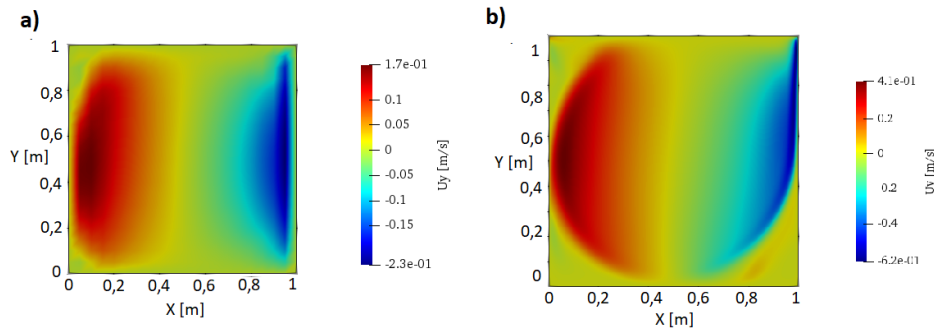
Figura 4.4 – Influência do modelo de turbulência na vorticidade (a) $Re=10000$, (b) $Re=20000$, (c) $Re=25000$, (d) $Re=30000$ para malha de 160×160 volumes.



Fonte: Próprio autor

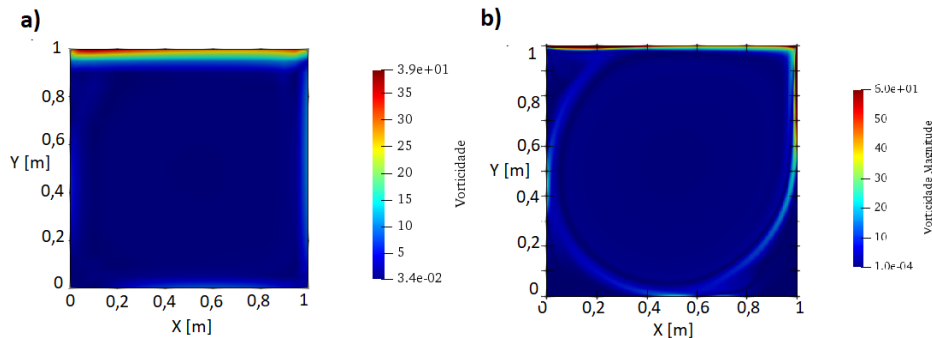
Pelos campos de velocidade e a vorticidade, é possível concluir que o refinamento da malha influencia na qualidade dos resultados, uma vez que os dados fornecidos pela malha de 160×160 unidades contêm mais informação do que os dados da malha de 20×20 . Nas Figuras 4.7 e 4.8, observa-se que quanto maior a divisão da malha, mais próximo do valor de referência chegaram os resultados. Sendo assim, para a obtenção de dados mais próximos, deve-se fazer um estudo da malha com a finalidade de encontrar o refinamento que atenda

Figura 4.5 – Campo da componente y da velocidade para escoamento com $Re=10000$ sem modelo de turbulência (a) simulação malha 20×20 ; (b) simulação malha 160×160 .



Fonte: Próprio autor

Figura 4.6 – Vorticidade para escoamento com $Re=10000$ sem modelo de turbulência (a) simulação malha 20×20 ; (b) simulação malha 160×160 .



Fonte: Próprio autor

ao erro numérico determinado e que seja viável, pensando no custo computacional para executar a simulação em tempo hábil.

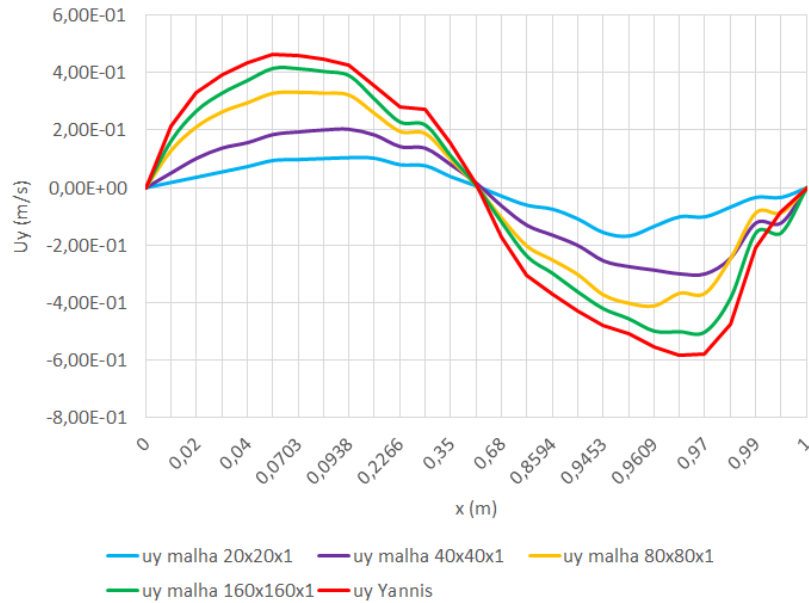
Na Figura 4.9 verifica-se que próximo às paredes da condição de contorno, o resultado não aproximou do valor de referência, tendo em vista a diferença do refinamento da malha. Para um resultado mais preciso, seria necessário melhorar o refinamento para valores próximos ao refinamento adotado por Yiannis (2015).

4.2 Validação do uso do código OpenFOAM para problemas de ventilação e ar condicionado

Na sequência, os resultados aqui simulados são comparados com os resultados numéricos de Youssef et al. (2018). A partir desta comparação torna-se possível validar numericamente a aplicação do OpenFOAM para o estudo de conforto térmico via Dinâmica dos Fluidos Computacional nas configurações do *solver buoyantSimpleFoam*.

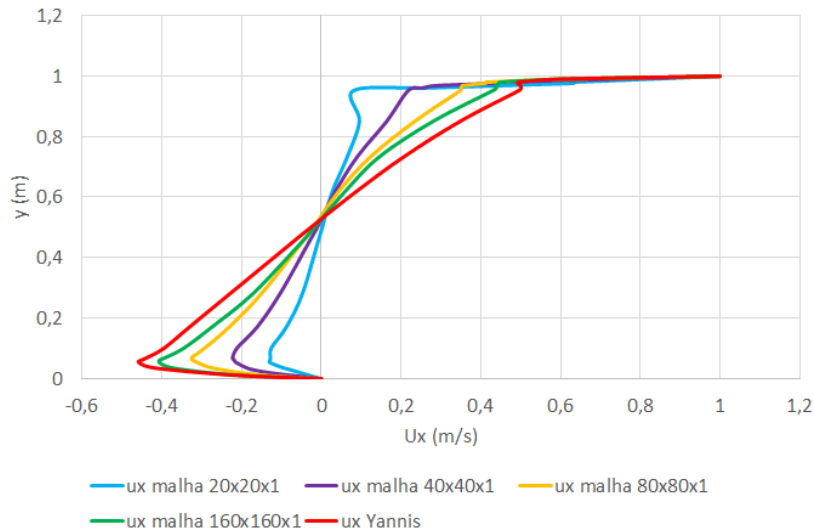
Inicialmente, o perfil de temperatura gerado pela simulação é comparado com o perfil de temperatura para os casos em que a temperatura de insuflamento varia, conforme

Figura 4.7 – Impacto do refinamento de malha na componente y da velocidade ($y=0,5$) para $Re=10000$ sem modelo de turbulência.



Fonte: Próprio autor

Figura 4.8 – Impacto do refinamento de malha na componente x da velocidade ($x=0,5$) para $Re=10000$ sem modelo de turbulência.

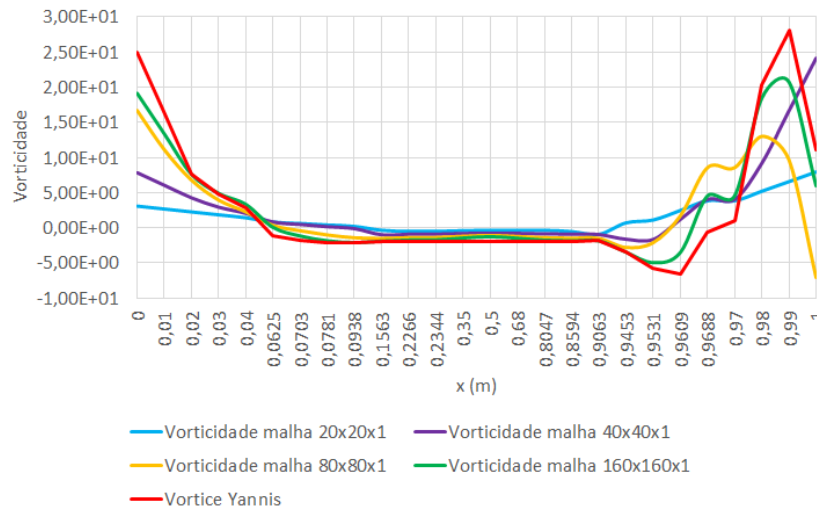


Fonte: Próprio autor

apresentados na Tabela 2.2. O perfil de temperatura é compreendido na metade do domínio espacial no eixo horizontal e observado ao longo de todo o eixo vertical, conforme a Figura 4.10.

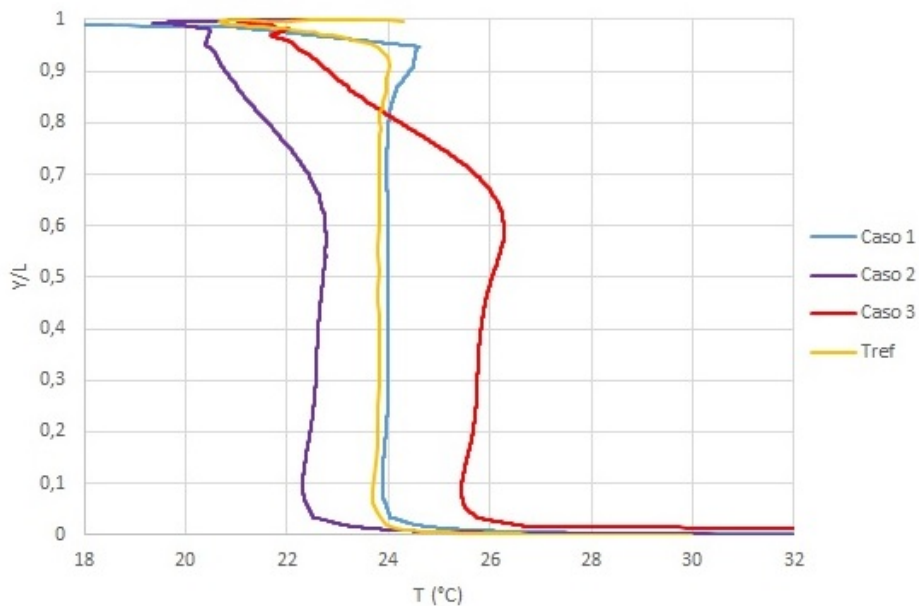
Youssef et al. (2018) apresentam os perfis de temperatura para os casos 1, 2 e 3. Apesar dos três casos possuírem condições distintas, graficamente, não existem diferenças visuais entre os três perfis. Portanto, é adotado um único perfil de referência, denominado como *Tref*, conforme utilizado na Figura 4.10. Nota-se que o perfil do caso 1, cuja

Figura 4.9 – Impacto do refinamento de malha na vorticidade para $Re=10000$ sem modelo de turbulência.



Fonte: Próprio autor

Figura 4.10 – Perfil de temperatura para diferentes casos de temperatura de insuflamento em $X/L=0,5$.

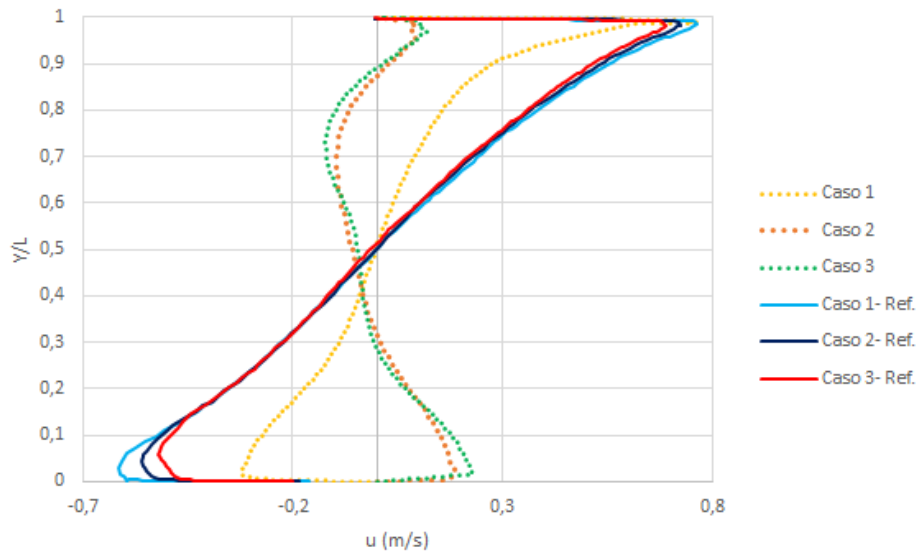


Fonte: Próprio autor

temperatura de insuflamento é de $14\text{ }^{\circ}\text{C}$, aproxima-se do perfil de referência. Entretanto, os perfis dos casos 2 e 3 divergem do resultado esperado, pois o perfil está deslocado do valor desejado, além de apresentarem curvaturas.

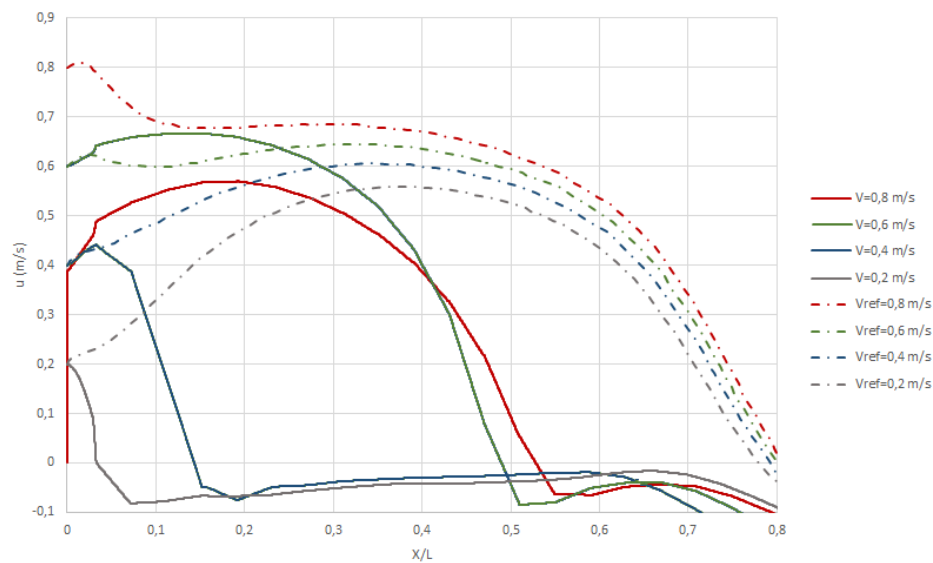
A comparação do perfil de velocidade é apresentada na Figura 4.11. Assim como a análise do perfil de temperatura, o perfil de velocidade horizontal é verificado em $X/L = 0,5$ do ambiente simulado ao longo do eixo vertical.

Figura 4.11 – Perfil da componente x da velocidade para diferentes casos de temperatura de insuflamento em $X/L=0,5$.



Fonte: Próprio autor

Figura 4.12 – Perfil da magnitude de velocidade próximo ao teto ($Y/L=0,99$) para diferentes casos de velocidade de insuflamento.



Fonte: Próprio autor

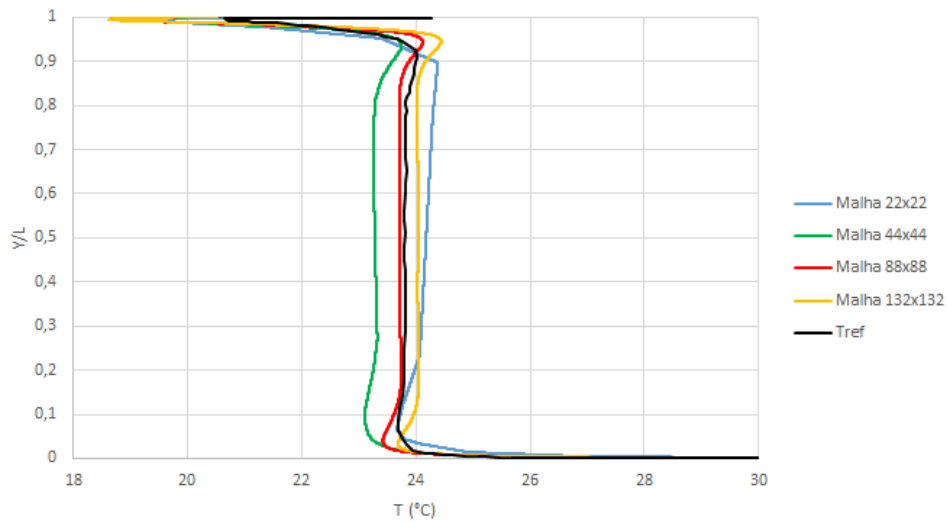
A Figura 4.12 indica a magnitude do vetor de velocidade do ar na altura $Y/L=0,99$, próxima do teto ao longo da sala. As linhas tracejadas indicam as velocidades conforme o trabalho de Youssef et al. (2018) e as linhas contínuas representam os valores das velocidades obtidas nas simulações realizadas no presente trabalho.

Os resultados dos perfis de velocidade reforçam a necessidade de melhorias na divisão da malha e da verificação das funções de interpolação aplicadas nas simulações. Portanto, a próxima etapa foi realizar um estudo do refinamento de malha para a simulação

e analisar qual a influência das funções de interpolação nos resultados.

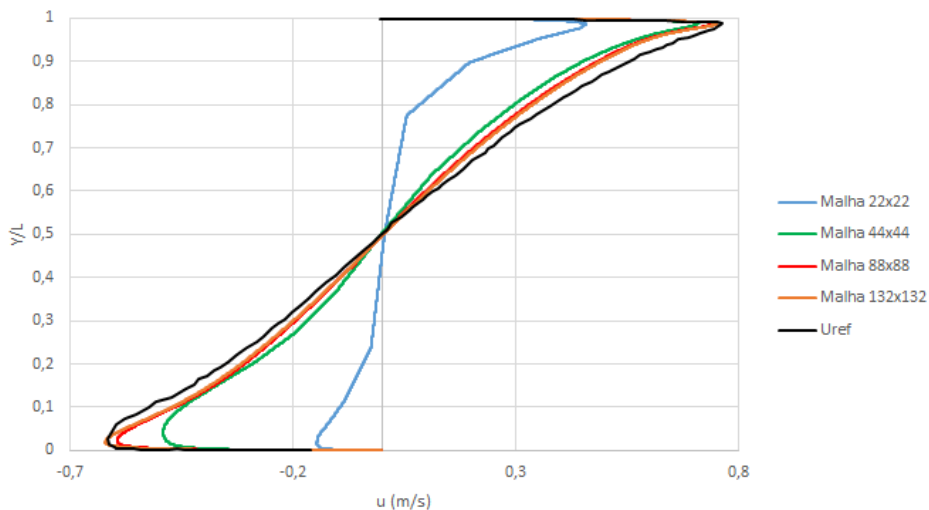
A Figura 4.13 apresenta a comparação entre diferentes dimensões de malhas para o perfil de temperatura configurado para o caso 1, enquanto na Figura 4.14 é comparada a influência da malha no perfil de velocidade horizontal mantendo as configurações do caso 1.

Figura 4.13 – Estudo do refinamento de malha para o perfil de temperatura no caso 1, em $X/L=0,5$.



Fonte: Próprio autor

Figura 4.14 – Estudo do refinamento de malha para o perfil da componente x da velocidade no caso 1 ($X/L=0,5$).



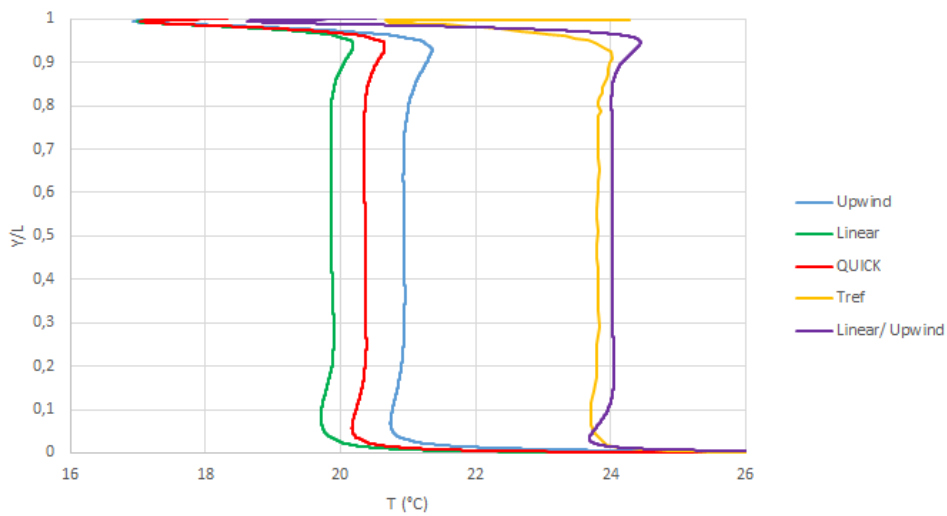
Fonte: Próprio autor

Pelos gráficos é possível concluir que quanto maior for o refinamento da malha, mais próximo os resultados ficaram da referência. Portanto, apesar da simulação de Youssef et al. (2018) terem sido realizadas com uma malha de 44x44 volumes, para o OpenFOAM é

necessário uma malha mais refinada para obtenção de resultados mais acurados comparados a Youssef et al. (2018).

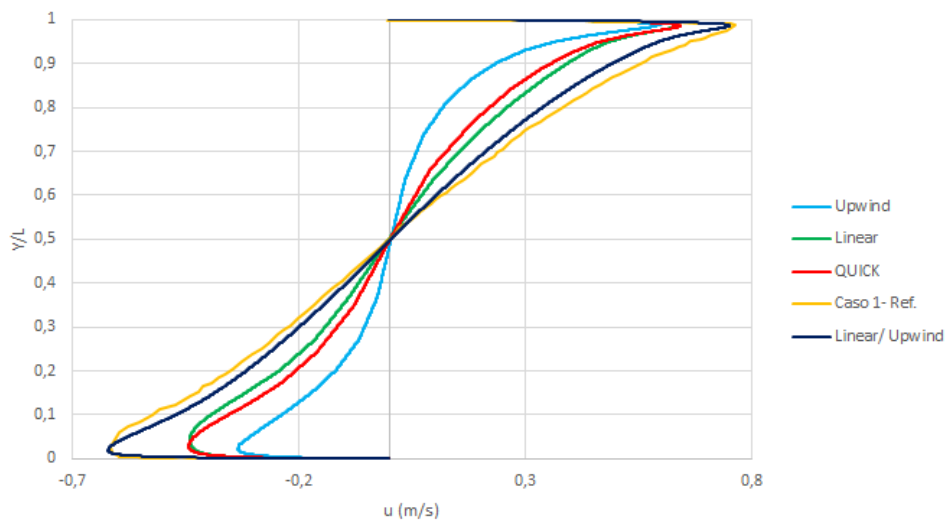
O mesmo estudo de refinamento de malha foi replicado para os demais casos. A seguir, é investigado a influência das funções de interpolação na simulação. Na Figura 4.15 é demonstrada a comparação entre diferentes funções de interpolação, aplicadas na simulação do OpenFOAM, em relação ao perfil de temperatura para o caso 1, enquanto a Figura 4.16 indica a comparação das funções de interpolação a respeito do perfil de velocidade horizontal no caso 1.

Figura 4.15 – Estudo das funções de interpolação para o perfil de temperatura no caso 1 ($X/L=0,5$).



Fonte: Próprio autor

Figura 4.16 – Estudo das funções de interpolação para o perfil da componente x da velocidade no caso 1 ($X/L=0,5$).

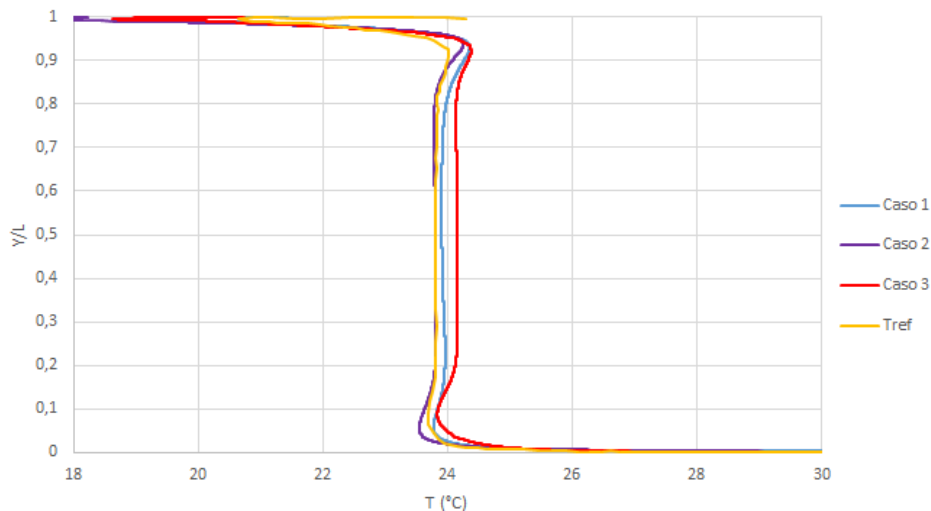


Fonte: Próprio autor

A partir dos estudos realizados, é possível concluir que a função de interpolação tem influência direta na obtenção dos resultados, enquanto o refinamento de malha melhora os resultados nas regiões próximas as paredes. Pela Figura 4.15 nota-se que trabalhar com duas funções de interpolação distintas para as diferentes propriedades é uma alternativa para prosseguir com as simulações. Posto isto, a malha foi modificada para 176x176 e a função de interpolação adotada foi uma combinação entre os métodos linear e *upwind*, no qual o termo referente a energia cinética turbulenta, vide Eq. 2.24, foi interpolado utilizando “Gauss *upwind*” e todos os demais “Gauss linear”.

O perfil de temperatura traçado pela simulação é comparado com o perfil de temperatura para os casos em que a temperatura de insuflamento varia, conforme apresentados na Tabela 2.2. O perfil de temperatura é compreendido na metade do domínio espacial no eixo horizontal e observado ao longo de todo o eixo vertical, conforme a Figura 4.17.

Figura 4.17 – Perfil de temperatura para diferentes casos de temperatura de insuflamento ($X/L=0,5$).



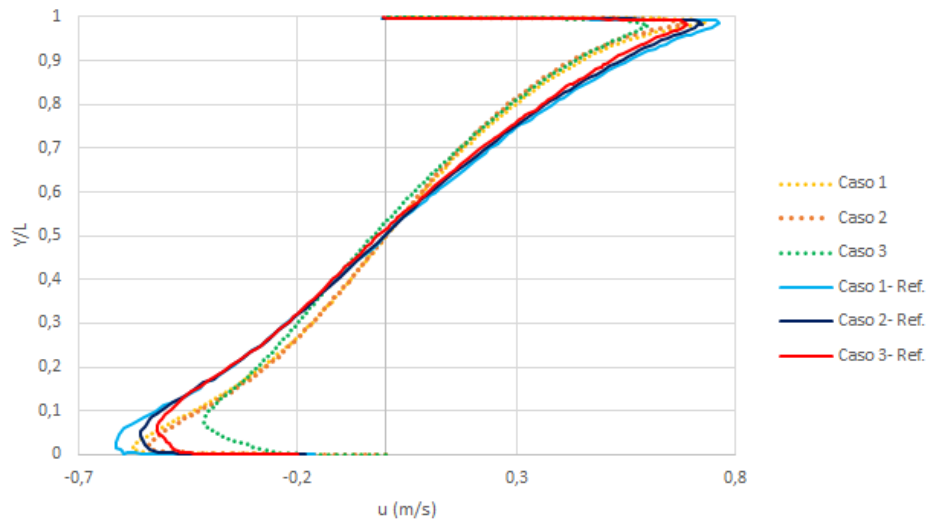
Fonte: Próprio autor

Nota-se que os perfis obtidos aproximaram do perfil de temperatura de referência, de acordo com o esperado. Desta forma, é comprovado a melhoria nos resultados quando se compara o perfil de temperatura anterior (Figura 4.10) com o perfil plotado após o estudo de refinamento de malha e de função de interpolação.

A comparação do perfil de velocidade é apresentada na Figura 4.18. Assim como a análise do perfil de temperatura, o perfil da componente x da velocidade é verificado na metade do ambiente, simulado ao longo do eixo vertical.

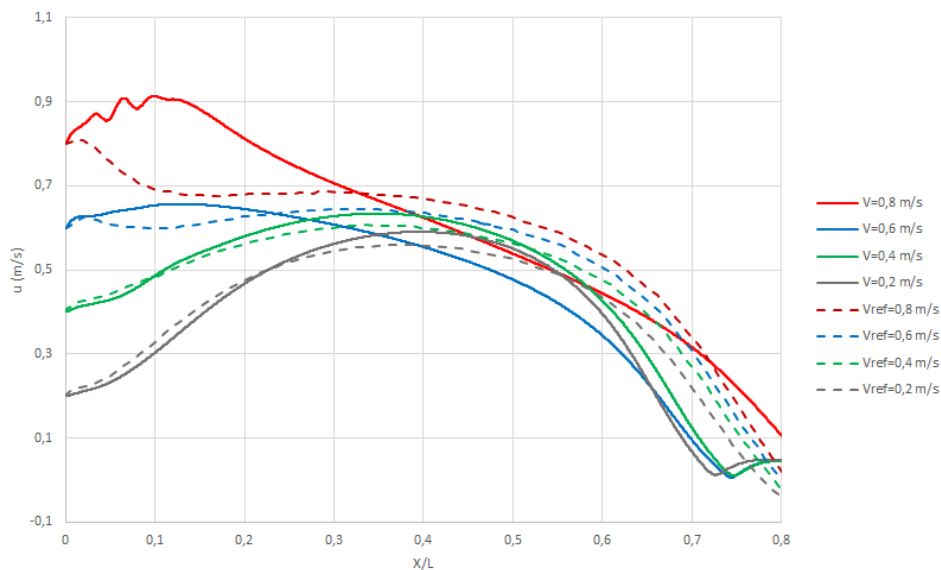
Pelos resultados, é possível observar uma diferença nos valores, em comparação com a referência, nas regiões próximas às paredes. Isso indica a necessidade de um melhor refinamento de malha nas áreas próximas as extremidades. Como o objetivo dessa seção era a reprodução do trabalho do Youssef et al. (2018) para comparar os resultados, conclui-se

Figura 4.18 – Perfil da componente x da velocidade para diferentes casos de temperatura de insuflamento ($X/L=0,5$).



Fonte: Próprio autor

Figura 4.19 – Perfil da magnitude de velocidade próximo ao teto ($Y/L=0,99$) para diferentes casos de velocidade de insuflamento.



Fonte: Próprio autor

que o *solver* foi validado para a aplicação.

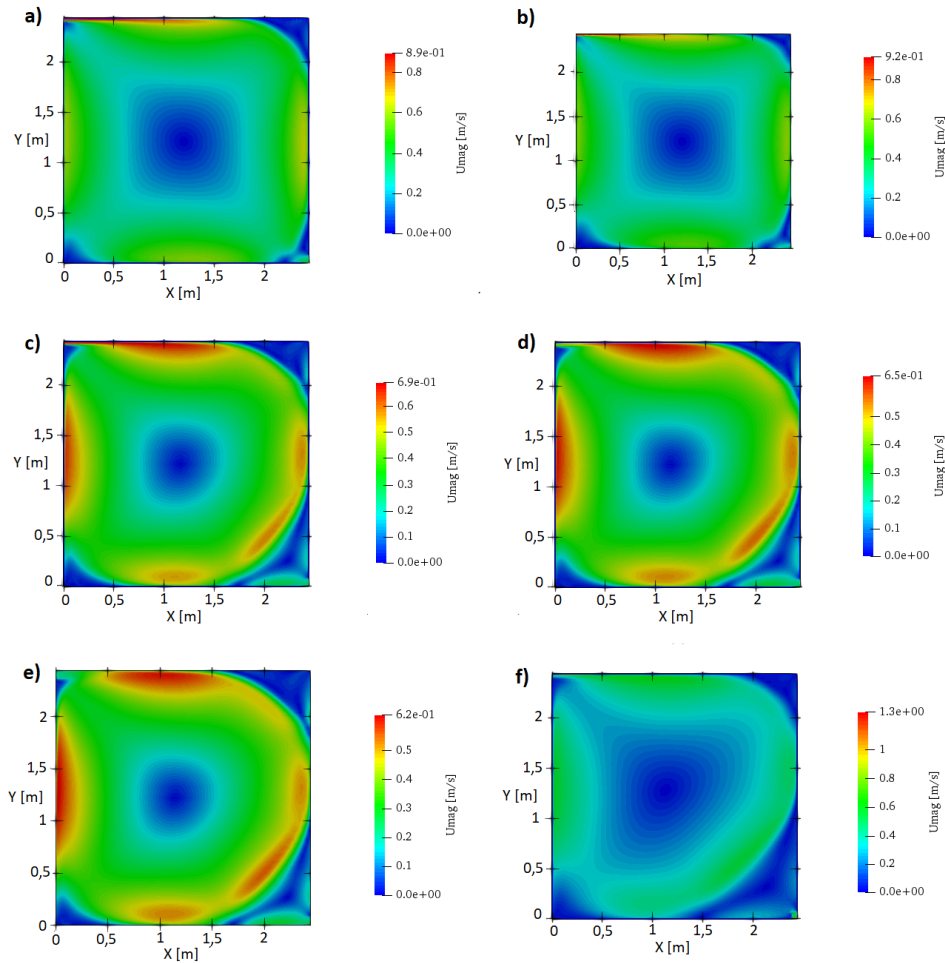
A magnitude do vetor de velocidade do ar na altura $Y/L=0,99$, próxima do teto ao longo da sala é indicada na Figura 4.19. Neste gráfico são comparadas as quatro velocidades aplicadas na simulação e o impacto delas nas regiões próximas a superfície.

Para as velocidades mais baixas, os perfis da magnitude de velocidade se aproximaram do perfil de referência, deslocando no comprimento próximo a parede lateral. Já para as velocidades mais altas, os perfis distanciaram da referência desde a região de entrada.

Dessa maneira, é sugerida uma malha fina nas zonas adjacentes às superfícies, quando se trata de escoamentos com maior magnitude de velocidade.

Os isovalores da magnitude de velocidade são apresentados conforme a Figura 4.20, assim como as linhas de corrente para cada caso simulado, demonstradas na Figura 4.21.

Figura 4.20 – Contornos de velocidade (a) Caso 1; (b) Caso 2; (c) Caso 2a; (d) Caso 2b; (e) Caso 2c; (f) Caso 3.

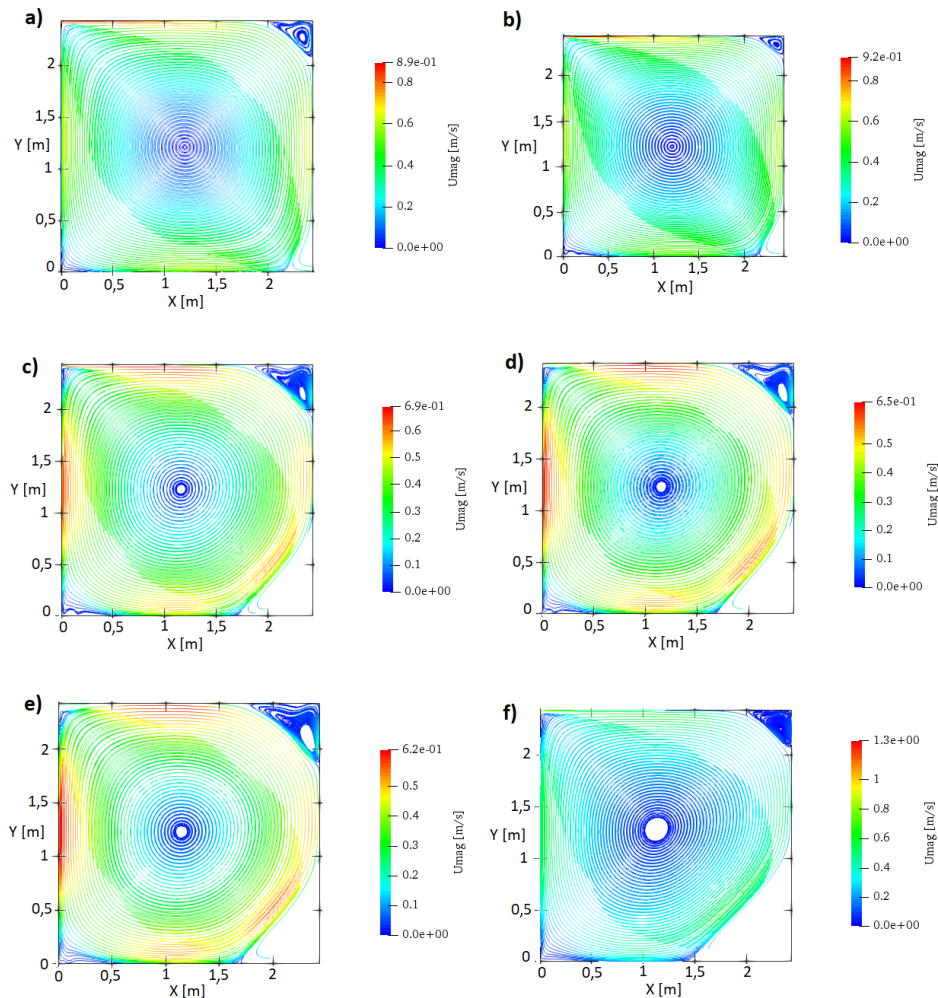


Fonte: Próprio autor

As linhas de corrente servem para apontar áreas com recirculações. Deve-se lembrar que recirculações são prejudiciais em termos de conforto térmico, tendo em vista que representa locais em que o ar viciado permanece. Pela Figura 4.21, é possível notar que o comportamento em todos os casos são bem similares: existe a presença de uma recirculação no canto superior direito da sala e outro bolsão próximo à saída de ar. Entretanto, esse bolsão de ar na saída altera de tamanho conforme as condições operacionais. Em termos de recirculação, o escoamento do Caso 1 (insuflamento à temperatura 14 °C) e Caso 2 (insuflamento à temperatura de 10 °C) apresentaram melhores resultados.

Outra comparação de resultados é em relação aos contornos de temperatura no intervalo de 22°C até 26°C (295,15 K e 299,15 K) para os casos de insuflamento de ar a

Figura 4.21 – Linhas de corrente (a) Caso 1; (b) Caso 2; (c) Caso 2a; (d) Caso 2b; (e) Caso 2c; (f) Caso 3.



Fonte: Próprio autor

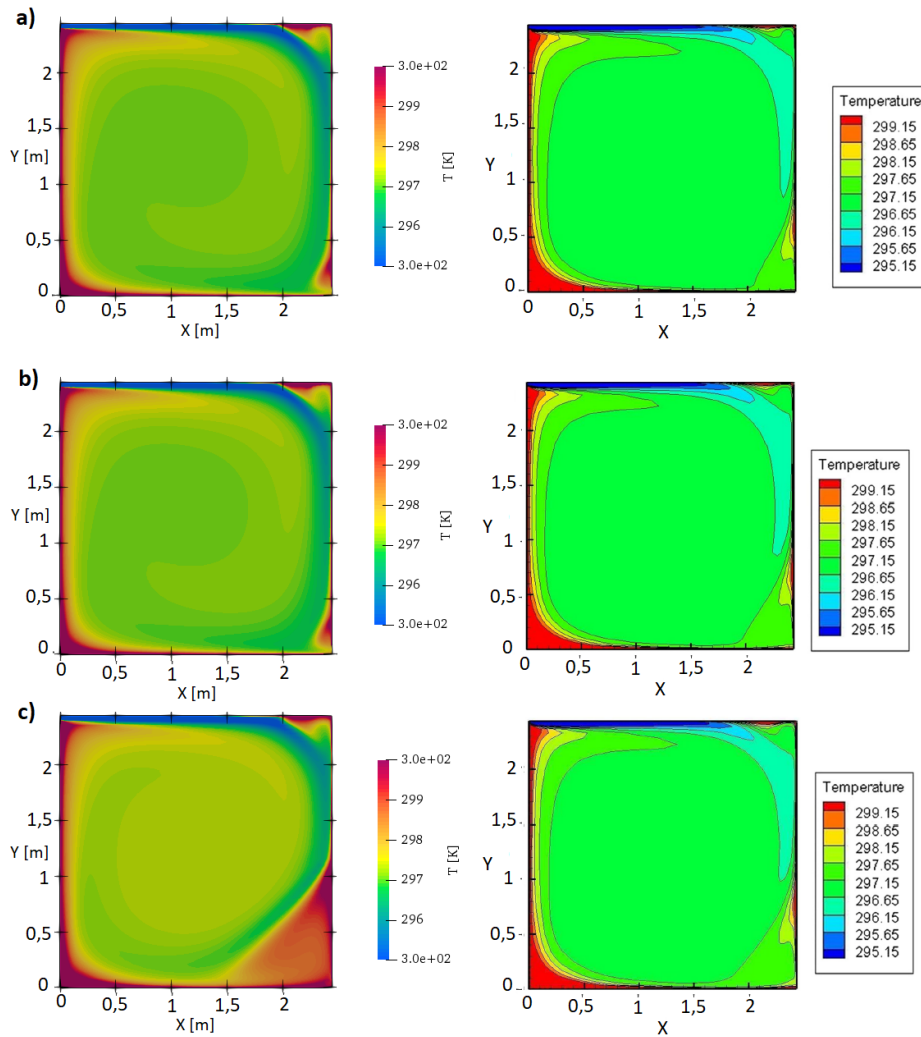
temperatura de 14°C, 10°C e 6°C, apresentados nas Figuras 4.22 (a), 4.22 (b) e 4.22 (c), respectivamente.

Os isovalores de temperatura permitem afirmar que os resultados possuem características e contornos similares em grande parte do escoamento. As maiores diferenças são visíveis nas regiões próximas a parede. No Caso 3, existe uma diferença na parte inferior direita da imagem, que foi ocasionado pela presença do bolsão de ar na saída da sala, fazendo com que o ar naquele local fique mais quente do que o esperado. Portanto, o recomendado é realizar uma análise nas condições próximas às paredes para que os resultados sejam mais precisos.

Na Figura 4.23 é indicado o EDT em todo o ambiente climatizado para cada um dos casos simulados. Desta forma, é possível verificar o critério de conforto térmico no ambiente como um todo.

Por fim, foi realizada a comparação dos valores de ADPI resultantes da simulação

Figura 4.22 – Campos de temperatura no intervalo de 295,15 K e 299,15 K (22°C e 26°C) para (a) temperatura de insuflamento de 14°C; (b) temperatura de insuflamento de 10°C; (c) temperatura de insuflamento de 6°C.



Fonte: Próprio autor do lado esquerdo e Youssef et al. (2018) do lado direito

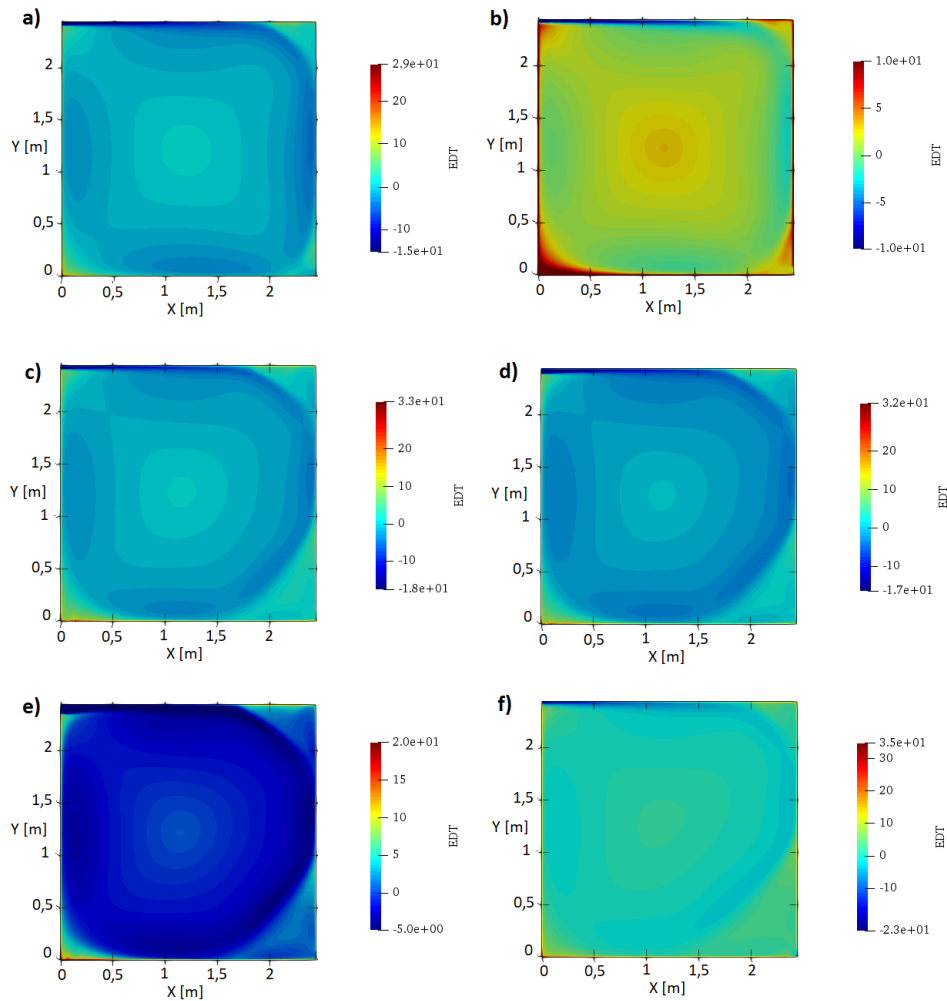
com os valores fornecidos pelo trabalho de Youssef et al. (2018). A Tabela 4.1 indica os resultados de referências e os resultados provenientes da simulação do presente trabalho para a altura de 1,8 metros.

Tabela 4.1 – Comparação entre o ADPI da referência e o simulado ($y=1,8$ m).

| ADPI | Caso 1 | Caso 2 | Caso 2a | Caso 2b | Caso 2c | Caso 3 |
|-----------------------|--------|--------|---------|---------|---------|--------|
| Youssef et al. (2018) | 64,7% | 65,1% | 65,1% | 65,8% | 67,9% | 70,2% |
| Presente trabalho | 66% | 60% | 67% | 66% | 83% | 71% |

Portanto, a etapa de validação do código é concluída considerando os resultados satisfatórios em comparação com a referência adotada, tendo em vista que foi utilizado um *software* de código aberto para desempenhar o mesmo papel de um *software* privado, além da necessidade de terem sido admitidos valores para alguns coeficientes que não

Figura 4.23 – EDT (a) Caso 1; (b) Caso 2; (c) Caso 2a; (d) Caso 2b; (e) Caso 2c; (f) Caso 3.



Fonte: Próprio autor

foram fornecidos pela literatura.

4.3 Análise de sistemas de ventilação usando o código OpenFOAM

Após a finalização das simulações com variações nos sistemas de ventilação, é calculado o índice EDT de todo domínio e, em sequência, são extraídos os valores referentes à altura de 1,8 m, com exceção dos termos com distância inferior a 0,3 m em relação às paredes. Com esses dados, o ADPI é calculado para cada simulação, onde cada linha representa uma simulação do planejamento fatorial e os resultados são apresentados na Tabela 4.2. Vale ressaltar que o ambiente é considerado termicamente confortável, de acordo com a ASHRAE (2013), quando o ADPI possui valores maiores do que 80%. Além disso, quanto maior for o ADPI, maior é a sensação de conforto térmico.

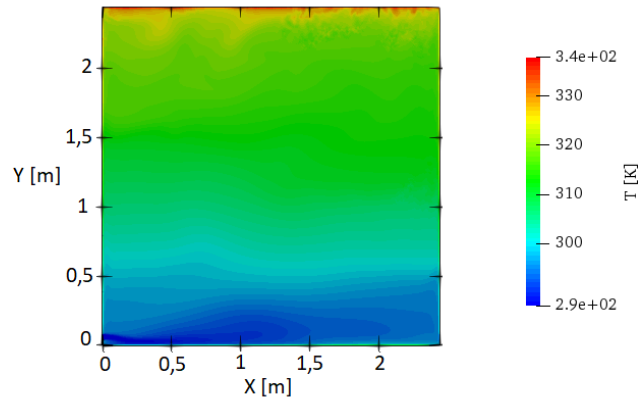
Tabela 4.2 – ADPI dos sistemas de ventilação.

| Nº | Entrada de Ar | Saída de Ar | Velocidade de Insuflamento | ADPI |
|----|---------------|-------------|----------------------------|------|
| 1 | Baixo | Baixo | 0,5 m/s | 0% |
| 2 | Baixo | Baixo | 0,8 m/s | 0% |
| 3 | Baixo | Baixo | 1,2 m/s | 0% |
| 4 | Baixo | Meio | 0,5 m/s | 0% |
| 5 | Baixo | Meio | 0,8 m/s | 0% |
| 6 | Baixo | Meio | 1,2 m/s | 0% |
| 7 | Baixo | Cima | 0,5 m/s | 0% |
| 8 | Baixo | Cima | 0,8 m/s | 45% |
| 9 | Baixo | Cima | 1,2 m/s | 0% |
| 10 | Meio | Baixo | 0,5 m/s | 0% |
| 11 | Meio | Baixo | 0,8 m/s | 20% |
| 12 | Meio | Baixo | 1,2 m/s | 12% |
| 13 | Meio | Meio | 0,5 m/s | 0% |
| 14 | Meio | Meio | 0,8 m/s | 14% |
| 15 | Meio | Meio | 1,2 m/s | 14% |
| 16 | Meio | Cima | 0,5 m/s | 0% |
| 17 | Meio | Cima | 0,8 m/s | 13% |
| 18 | Meio | Cima | 1,2 m/s | 13% |
| 19 | Cima | Baixo | 0,5 m/s | 68% |
| 20 | Cima | Baixo | 0,8 m/s | 54% |
| 21 | Cima | Baixo | 1,2 m/s | 0% |
| 22 | Cima | Meio | 0,5 m/s | 90% |
| 23 | Cima | Meio | 0,8 m/s | 88% |
| 24 | Cima | Meio | 1,2 m/s | 0% |
| 25 | Cima | Cima | 0,5 m/s | 100% |
| 26 | Cima | Cima | 0,8 m/s | 94% |
| 27 | Cima | Cima | 1,2 m/s | 0% |

De acordo com os resultados do ADPI em relação a cada configuração, pode-se afirmar que para os casos com a entrada de ar pela parte inferior do ambiente e com a retirada do ar tanto pela seção inferior quanto para a mediana, os resultados do ADPI indicaram uma situação com menor índice possível de conforto térmico. Os resultados que não foram apresentados e comentados nessa seção estão disponíveis para visualização no Anexo A. Na Figura 4.24 é apresentada a distribuição de temperatura no ambiente para a simulação número 1.

Em conformidade com a Figura 4.24, nota-se que apesar do insuflamento de ar frio no ambiente, a área que representa a sensação de conforto térmico, de acordo com a norma, está com temperatura ambiente acima dos valores exigidos na NBR 16401-2. Deste modo, quando esse valor é aplicado na Equação 2.1, o resultado do EDT extrapola o limite permitido em todos os pontos de análise. Portanto, o ADPI do ambiente é considerado como 0%.

Figura 4.24 – Campo de temperatura para a configuração 1.

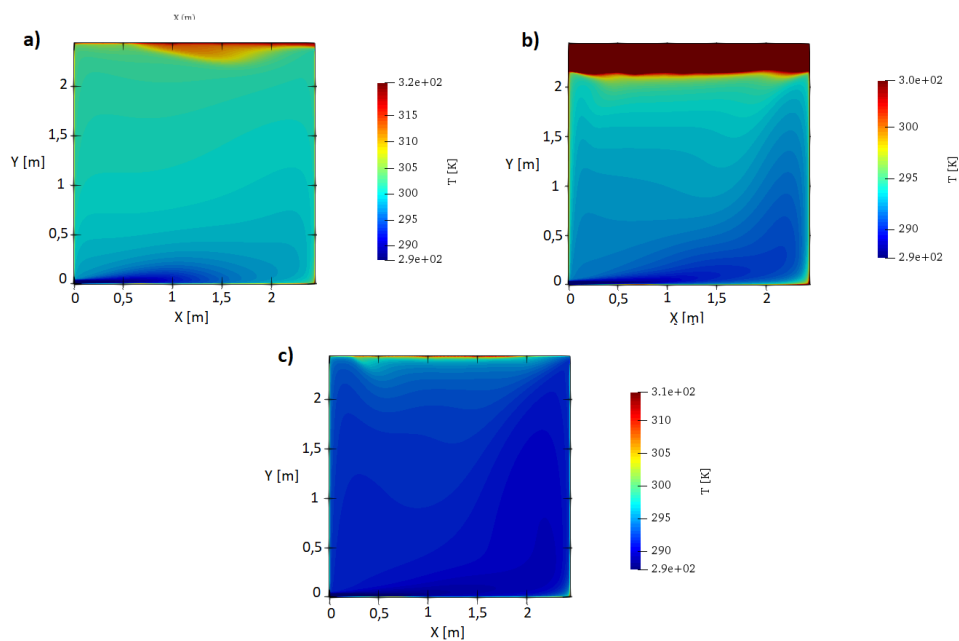


Fonte: Próprio autor

O campo de temperatura para as configurações 2 a 6 se assemelharam ao campo da simulação 1, apresentado anteriormente. Apesar da variação de velocidade, o ADPI não possuiu melhorias, evidenciando que, para esses casos, o posicionamento de insuflamento e exaustão de ar foram prejudiciais para o resultado do conforto térmico.

As simulações 7, 8 e 9 referem-se aos casos com a entrada de ar na seção inferior e a exaustão por cima. Nota-se que o caso 8 apresenta como resultado um ADPI de 45%. Apesar do valor ser inferior ao recomendado, destaca-se entre os dados obtidos para as simulações com entrada de ar por baixo. Portanto, a distribuição de temperatura no ambiente para as três configurações são comparadas na Figura 4.25.

Figura 4.25 – Campo de temperatura para a configuração: (a) 7; (b) 8; (c) 9.



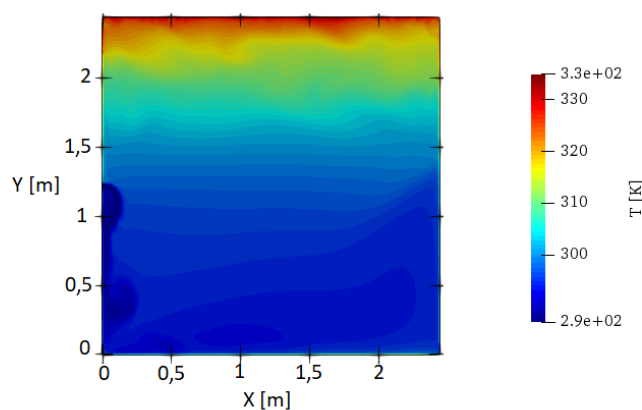
Fonte: Próprio autor

Os resultados indicam que, para sistemas de ventilação com o insuflamento por baixo e a exaustão por cima, a velocidade da entrada de ar impacta no índice de conforto térmico do ambiente. Na situação de menor velocidade, a massa de ar frio não troca calor em quantidade suficiente para refrigerar o ambiente até a temperatura de conforto. Por esse motivo o ADPI para a simulação 7 foi de 0%. Entretanto, no caso de maior velocidade de insuflamento, a temperatura interna da sala é inferior ao limite permitido pela norma, ou seja, o espaço se torna mais frio do que o desejado. Sendo assim, o ADPI resultante é similar ao caso 7.

A simulação 8 apresenta a distribuição de temperatura mais uniforme e com valores próximos à referência. A massa de ar quente permanece retida na seção superior da sala, conforme a Figura 4.25(b). A inserção de mais uma abertura para ventilação na parte inferior é uma sugestão para trabalhos futuros, tendo em vista o resultado obtido do grupo de simulação com insuflamento de ar por baixo.

Para o conjunto de simulações de 10 a 18, que compreendem os casos que a entrada de ar é realizada pelo meio da sala, o ADPI variou entre os valores de 0% a 20%. Ao analisar os casos com menor velocidade de insuflamento, conclui-se que a magnitude da velocidade foi insuficiente para promover a circulação de ar necessária para refrigerar o ambiente, segundo as Figuras 4.26 e 4.27.

Figura 4.26 – Campo de temperatura para a configuração 10.

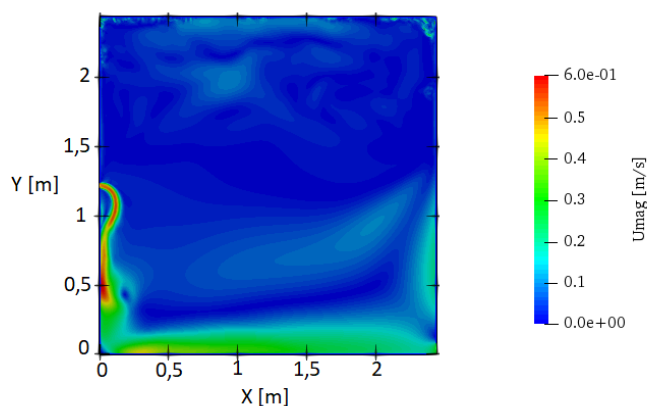


Fonte: Próprio autor

Com o aumento da velocidade de insuflamento para 0,8 m/s nas configurações com entrada de ar pelo meio, o resultado do ADPI indicou dados acima da faixa de 13%. Apesar do valor do ADPI calculado ser inferior a 80%, o aumento da velocidade indicou que, para essas condições, a velocidade tem impacto no resultado, diferentemente da variação da posição da saída de ar. Na Figura 4.28 é indicado o campo de temperatura, enquanto o contorno de velocidade é apresentado na Figura 4.29, ambos para a configuração 11.

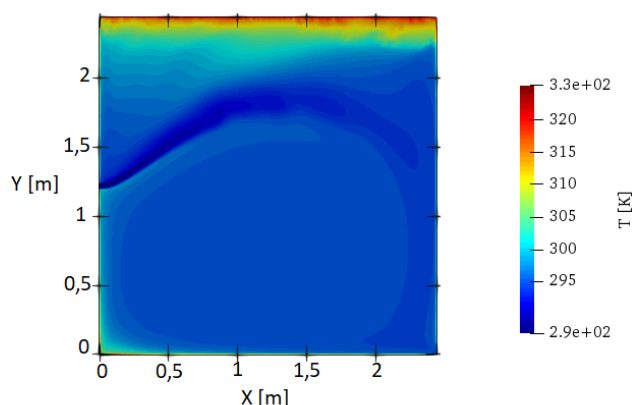
A movimentação de ar apresentada na Figura 4.29 aponta um jato de ar que sobe,

Figura 4.27 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 10.



Fonte: Próprio autor

Figura 4.28 – Contorno de temperatura para a configuração 11.



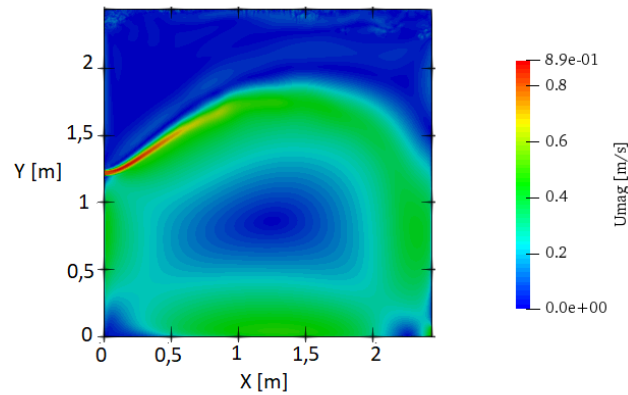
Fonte: Próprio autor

aproximadamente, até a altura de 1,75 m do ambiente e começa a descer em proximidade à parede que se encontra à saída de ar. Analisando as linhas de corrente, observa-se uma recirculação na seção inferior da sala que promove a subida do ar frio para a zona de cálculo do EDT, vide Figura 4.30. Esse fenômeno corrobora com o resultado encontrado do ADPI, tendo em vista que o insuflamento foi realizado na metade da altura do ambiente.

Efeito similar foi constatado para as simulações 12, 14, 15, 17 e 18. Portanto, o aumento da velocidade de insuflamento de ar é favorável para o conforto térmico em sistemas de ventilação com a abertura de ar em altura mediana, em relação a dimensão total do ambiente, devido às recirculações que são formadas pela movimentação do ar.

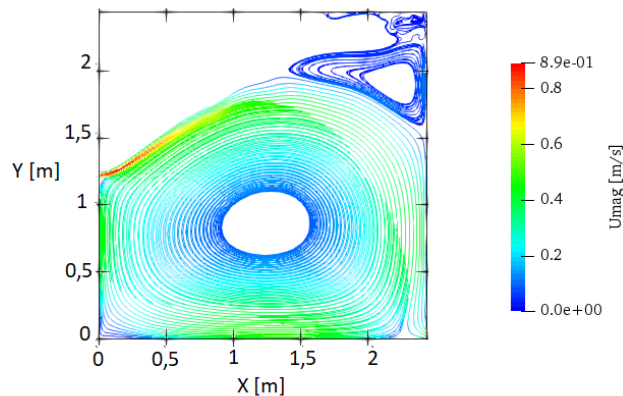
O grupo de simulações do número 19 até o 27 correspondem ao insuflamento na parte superior da sala. Em concordância com a Tabela 4.2, os melhores resultados do ADPI foram resultantes das combinações desse grupo. Em contraposição a conclusão dos sistemas

Figura 4.29 – Contorno de velocidade para a configuração 11.



Fonte: Próprio autor

Figura 4.30 – Linhas de corrente para a configuração 11.



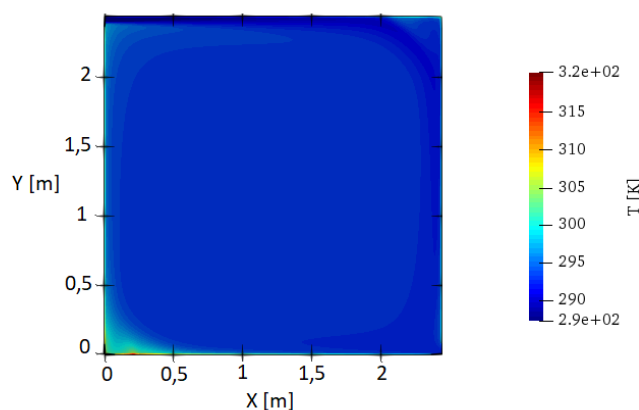
Fonte: Próprio autor

de ventilação com entrada no meio, o ADPI para os sistemas com insuflamento de ar na parte superior do ambiente são indiretamente proporcionais ao aumento da velocidade. Portanto, a medida que aumentou a velocidade da entrada de ar, o ADPI diminuiu.

As configurações 21, 24 e 27 tiveram como resultado um ADPI de 0%. Para compreender o comportamento do escoamento nessas condições, os contornos de temperatura e de velocidade da simulação 21 são exibidos nas Figuras 4.31 e 4.32, respectivamente.

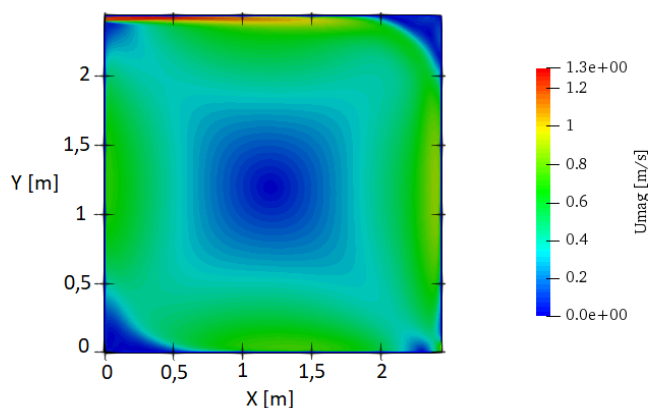
A Figura 4.31 indica um ambiente com temperatura de, aproximadamente, 21 °C. A temperatura de conforto térmico é de 24 °C, conforme a NBR 16401-2. Sendo assim, nos cálculos do EDT, a diferença entre as temperaturas resulta em um valor negativo que, adicionado à parcela da velocidade, promove valores de EDT inferiores a faixa permitida, vide Figura 4.33. Portanto, o ambiente não foi considerado termicamente confortável motivado pela baixa temperatura em relação à referência.

Figura 4.31 – Contorno de temperatura para a configuração 21.



Fonte: Próprio autor

Figura 4.32 – Contorno de velocidade para a configuração 21.



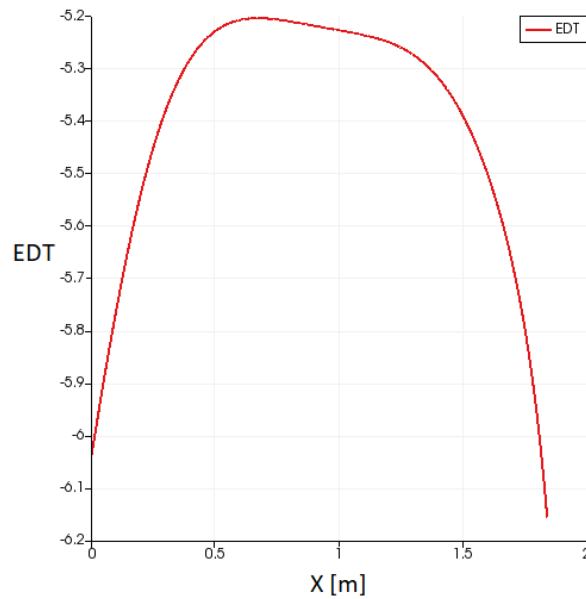
Fonte: Próprio autor

Já na Figura 4.32 é evidenciado que a alta velocidade de insuflamento de ar proporciona a troca de grandes massas de ar frio. Esse fator colabora para a diminuição da temperatura a ponto de ultrapassar os limites permissíveis no que se refere ao conceito de conforto térmico. Por esse motivo, as simulações com 0,5 m/s e 0,8 m/s registraram índices de conforto térmico melhores a respeito da porcentagem de referência da norma.

As simulações 19 e 20 representam o ambiente com a entrada de ar por cima e a saída pela seção inferior. Os valores do ADPI obtidos foram maiores do que os cenários anteriores, porém ainda menores do que o valor de referência de 80%. A sugestão para esses casos é de, em trabalhos futuros, analisar o impacto da temperatura de insuflamento no ADPI do ambiente. Os contornos do EDT da sala para os dois casos são apresentados nas Figuras 4.34 e 4.35.

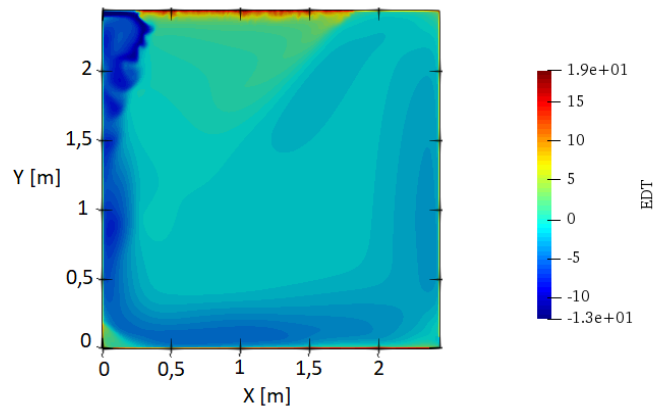
Tanto na Figura 4.34 quanto na Figura 4.35 é possível observar a variação do EDT

Figura 4.33 – Gráfico do EDT para a configuração 21.



Fonte: Próprio autor

Figura 4.34 – Contorno do EDT para a configuração 19.

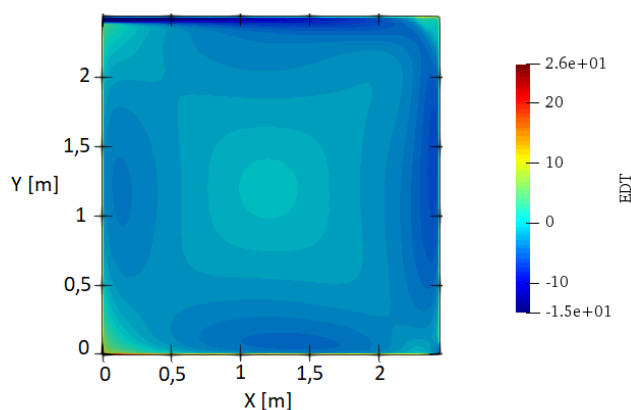


Fonte: Próprio autor

ao longo da extensão do ambiente refrigerado. Essa oscilação caracteriza o valor do ADPI abaixo do requisito, pois não teve uniformidade da temperatura nos pontos de análise. Desta forma, algumas regiões atenderam a norma, enquanto outras não.

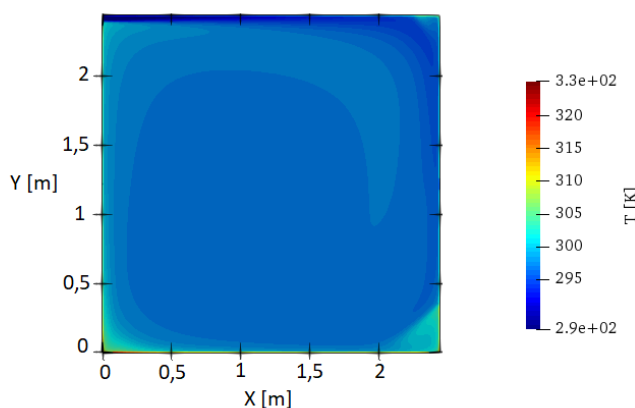
Os resultados do ADPI para as configurações de número 22 e 23 foram satisfatórios em comparação com os 80% exigidos pela literatura. O grupo representa as simulações com entrada de ar por cima e saída na metade da altura do recinto. Sendo assim, pode-se afirmar que, para as condições estabelecidas nessa simulação, o ambiente está termicamente confortável, segundo o critério do ADPI. Na Figura 4.36 é apresentada a distribuição de temperatura para a simulação 23, enquanto as linhas de corrente são exibidas na Figura 4.37.

Figura 4.35 – Contorno do EDT para a configuração 20.



Fonte: Próprio autor

Figura 4.36 – Distribuição da temperatura para a configuração 23.



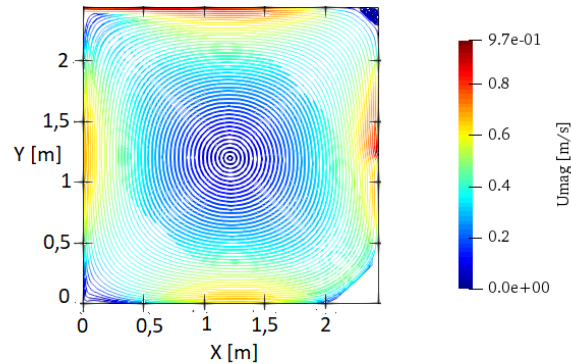
Fonte: Próprio autor

O contorno da temperatura da configuração 23 demonstra a uniformidade de refrigeração na sala simulada. Esse fator contribui para o resultado do ADPI, partindo do princípio que o valor depende de uma série de pontos que atendam os requisitos da norma. O gráfico do EDT para a altura de 1,8 m é representado na Figura 4.38.

Por meio das linhas de corrente da simulação 23, verifica-se que as recirculações de ar estão posicionadas nos cantos superiores e inferiores da sala. Portanto, essas recirculações não influenciaram nos resultados analisados para essa simulação. Os pontos de maior velocidade estão localizados na parte superior próximos a entrada de ar e na parede lateral em proximidade a exaustão.

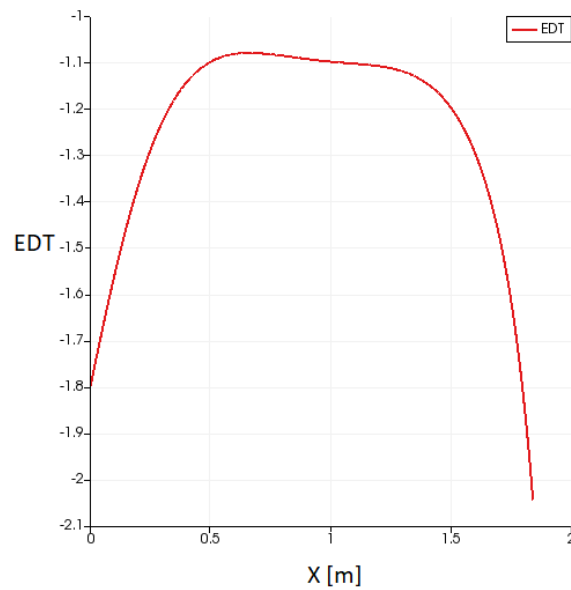
Por fim, o grupo de simulações que compreende tanto o insuflamento quanto a saída de ar na parte superior obtiveram os melhores resultados do ADPI, conforme apresentado na Tabela 4.2. A simulação 25 resultou no valor de ADPI igual a 100%, em outras palavras,

Figura 4.37 – Linhas de corrente para a configuração 23.



Fonte: Próprio autor

Figura 4.38 – Gráfico do EDT para a configuração 23.



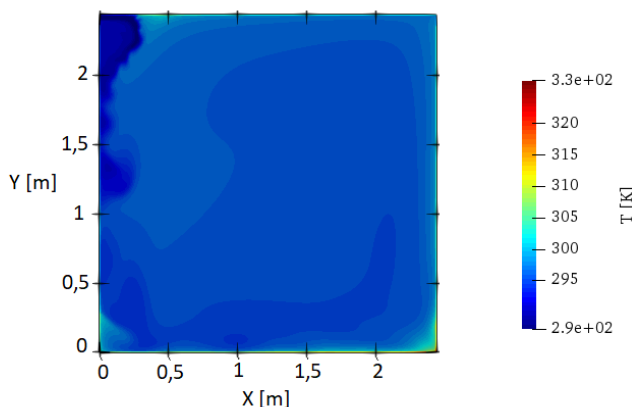
Fonte: Próprio autor

todos os pontos calculados do EDT, na altura de 1,8 metros com exceção dos 0,3 metros retirados das regiões próximas às paredes, obtiveram dados que compreendiam os limites de imposição da norma. Para a simulação 26, o ADPI foi de 94%, demonstrando que o aumento da velocidade de entrada de ar afetou negativamente o conforto térmico no local.

O campo de temperatura para a configuração 25 é exibido na Figura 4.39. Observe-se que o ambiente como um todo é refrigerado e a área com menor temperatura é a parede próxima ao insuflamento. Como a velocidade da entrada de ar é relativamente baixa, o ar mais frio não permanece na seção de cálculo do EDT, portanto não afeta diretamente o resultado. Devido às trocas térmicas, o ambiente é refrigerado até uma temperatura próxima à temperatura de conforto, favorecendo o cálculo do EDT conforme a Equação

2.1. O perfil de temperatura é apresentado na Figura 4.40.

Figura 4.39 – Contorno de temperatura para a configuração 25.



Fonte: Próprio autor

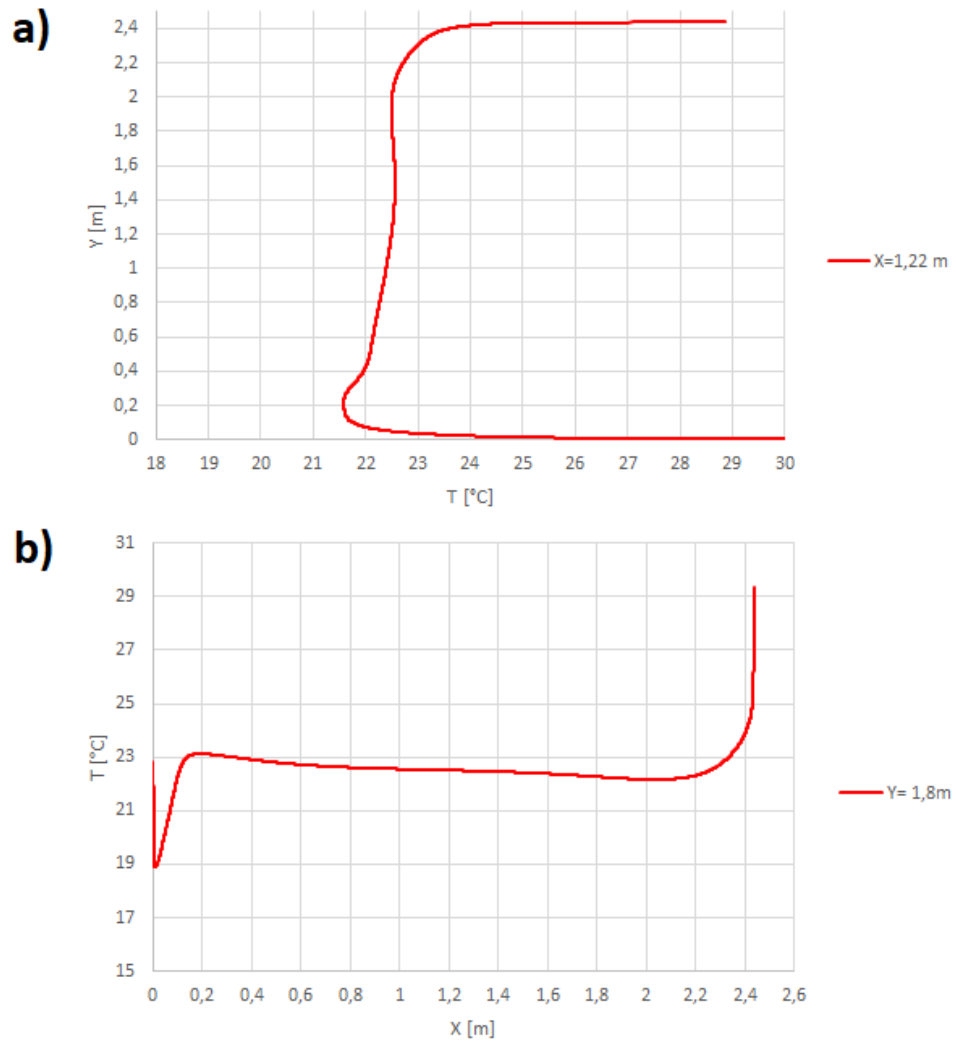
O contorno de velocidade indica que a movimentação do ar ocorreu paralela às paredes da sala até a sua exaustão no canto oposto, vide Figura 4.41. Como a velocidade de insuflamento foi de 0,5 m/s, a tendência de ar frio foi descer assim que insuflado no ambiente e movimentado até a sua retirada. O perfil de velocidade no sentido vertical para a metade do domínio é salientado na Figura 4.42.

As linhas de corrente expressam três zonas de recirculação, segundo a Figura 4.43. A recirculação mais acima do escoamento compreende a área de cálculo do índice de conforto térmico. Para impactar no resultado, a magnitude da velocidade deveria ser maior do que 0,35 m/s, o que não é o caso para essa simulação. Portanto, essas recirculações não afetam o EDT e o ADPI. Uma possibilidade de investigação, para trabalhos futuros, é a aplicação de outros coeficientes de conforto para essa mesma simulação que levem em consideração o fator de ar viciado, pois essa movimentação de ar corrobora para a difusão de ar contaminado.

A distribuição do EDT ao longo de todo ambiente é apontada na Figura 4.44, ao passo que o gráfico que explicita o EDT para o cálculo do ADPI é evidenciado na Figura 4.45. Deste modo, é possível constatar a uniformidade da distribuição de ar pela sala e como isso concerne ao fato dos melhores resultados da simulação de análise da influência dos parâmetros de contorno para sistemas de ventilação.

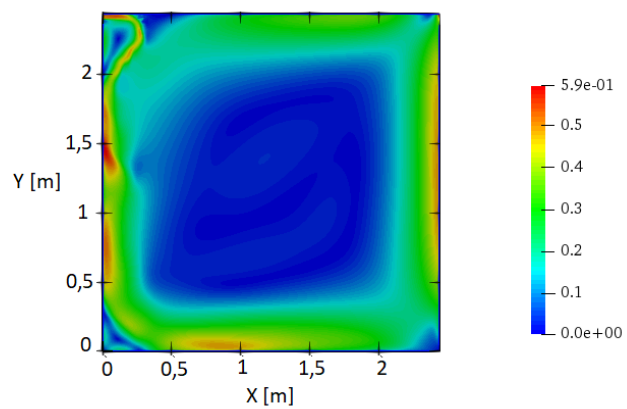
Em resumo, o estudo de sistemas de ventilação, visando o conforto térmico com o índice ADPI, indicou que os melhores resultados foram com o insuflamento de ar pela parte superior do ambiente com exaustão na parte superior e no meio para baixas velocidades de entrada de ar. A admissão de ar frio por baixo não promove troca térmica suficiente para refrigerar o ambiente, portanto o local não atende às exigências térmicas da norma. Já a

Figura 4.40 – Perfis de temperatura para a configuração 25: (a) vertical em $X=1,22$ m; (b) horizontal em $Y=1,8$ m.



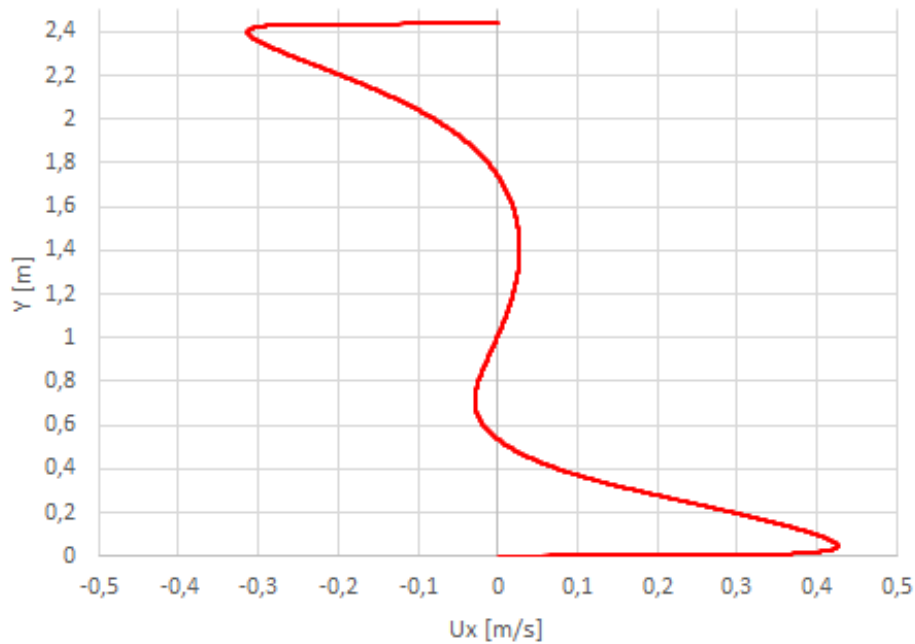
Fonte: Próprio autor

Figura 4.41 – Contorno de velocidade para a configuração 25.



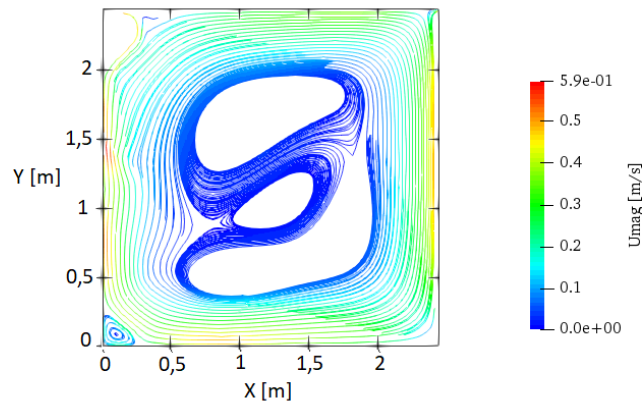
Fonte: Próprio autor

Figura 4.42 – Perfil vertical de velocidade horizontal para a configuração 25 em $X=1,22\text{m}$.



Fonte: Próprio autor

Figura 4.43 – Linhas de corrente para a configuração 25.



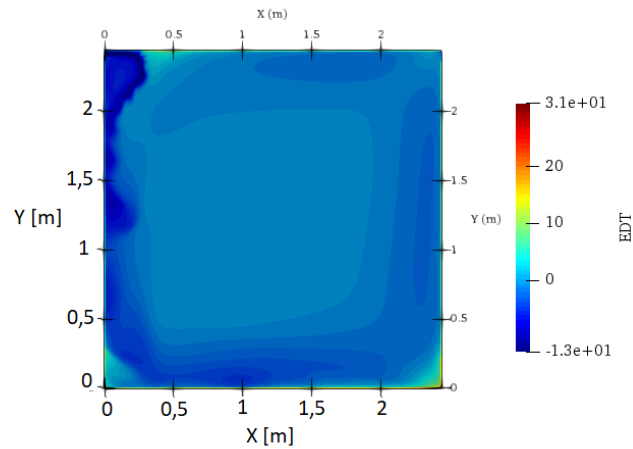
Fonte: Próprio autor

entrada pelo meio é passível de mais testes que alterem outros fatores como a temperatura de insuflamento de ar, dimensão das aberturas de entrada e saída de ar.

4.4 Simulação de escoamentos em ambiente com ar-condicionado split

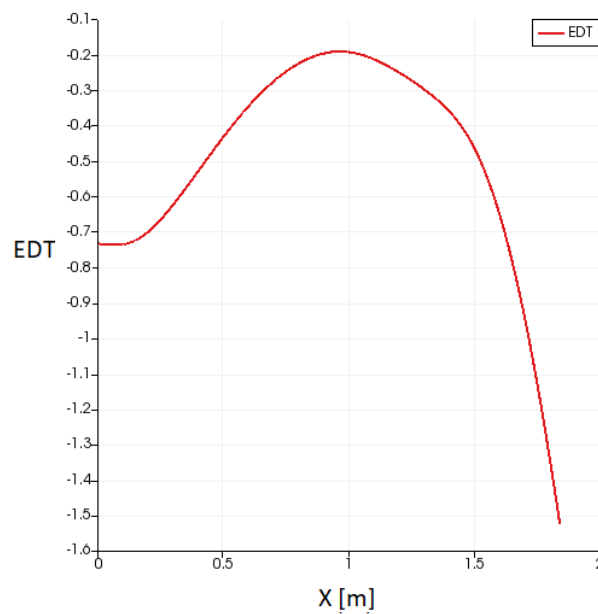
Inicialmente, comparou-se o ADPI dos dois cenários, sendo o cenário 1 com exaustão e o 2 sem exaustão, em relação a diferentes velocidades de insuflamento de ar, conforme a Tabela 4.3. Deste modo, deseja-se verificar quais configurações resultam nos melhores

Figura 4.44 – EDT para a configuração 25.



Fonte: Próprio autor

Figura 4.45 – Gráfico do EDT para a configuração 25 em Y=1,8m.



Fonte: Próprio autor

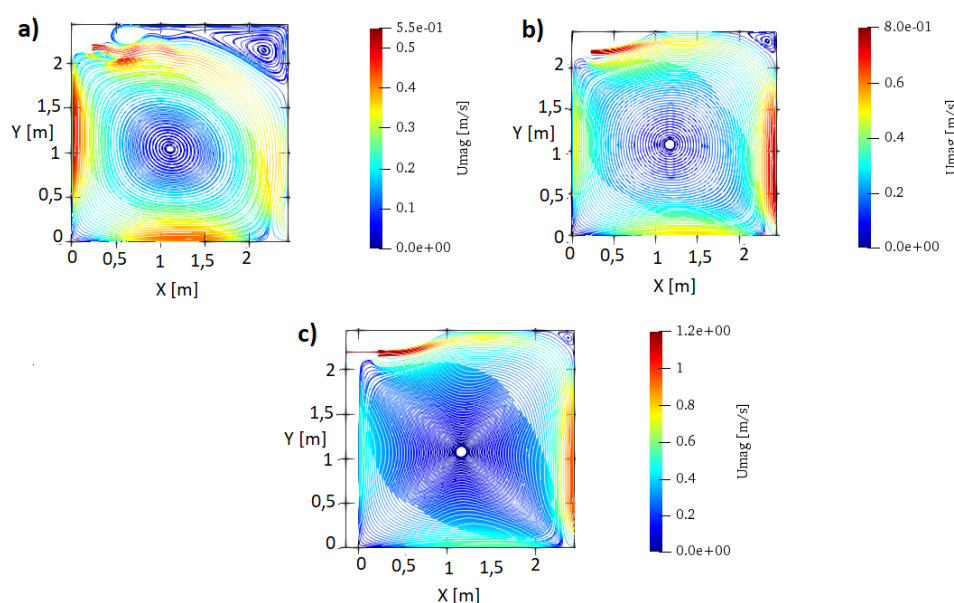
índices de conforto térmico, dadas as circunstâncias de análise da simulação de um ar-condicionado do tipo *split Hi Wall*.

Pelos resultados apresentados na Tabela 4.3, pode-se concluir que a velocidade do insuflamento de ar impacta diretamente no conforto térmico para as simulações com a presença de exaustão (cenário 1). De acordo com o aumento da velocidade, o ADPI foi diminuindo. Portanto, para esse cenário, baixas velocidades de insuflamento auxiliam no conforto térmico do ambiente. Em contraposição, para as simulações sem exaustão (cenário 2), o melhor resultado foi obtido com a maior velocidade na entrada de ar. Para auxiliar a visualização, nas Figuras 4.46 e 4.47 são indicadas as linhas de correntes.

Tabela 4.3 – Comparação do ADPI nas simulações do tipo *split*.

| Velocidade | ADPI com exaustão | ADPI sem exaustão |
|------------|-------------------|-------------------|
| 0,5 m/s | 66% | 0% |
| 0,8 m/s | 52% | 0% |
| 1,2 m/s | 45% | 78% |

Figura 4.46 – Linhas de corrente simulação do cenário 1, (a)0,5 m/s; (b)0,8 m/s; (c)1,2 m/s.



Fonte: Próprio autor

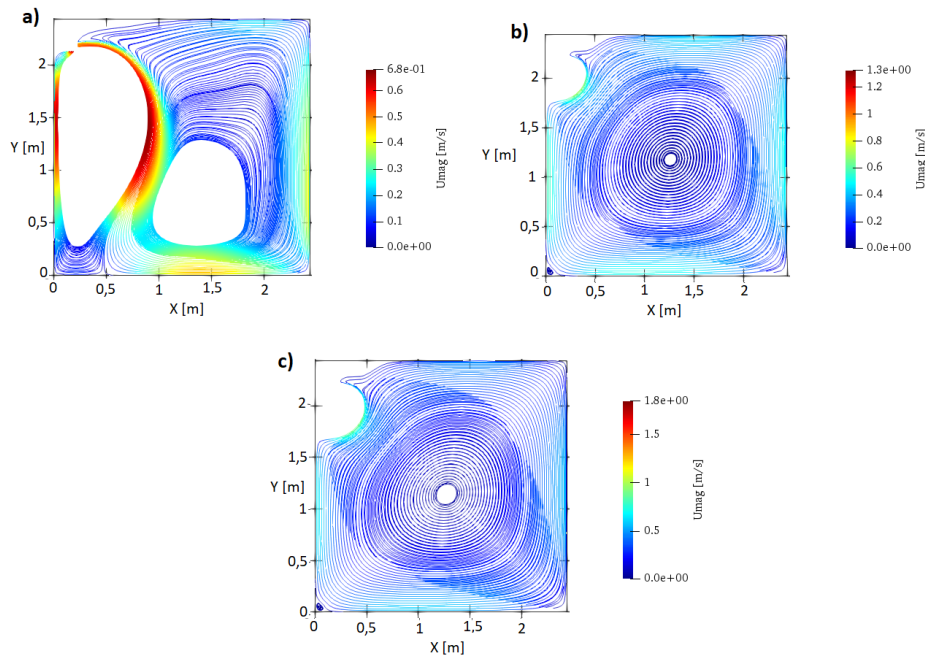
Ao observar a Figura 4.47 (a), nota-se a presença de duas recirculações no escoamento do fluido. Considerando que a análise do ADPI foi adotada para a altura de 1,8 m, conclui-se que a recirculação contribuiu para o baixo desempenho do índice de conforto térmico nessa análise. Para os demais casos, a recirculação está presente em uma região que não afeta o resultado do ADPI.

O perfil de temperatura e velocidade do cenário 1 são apresentados nas Figuras 4.48 e 4.49, respectivamente.

A partir do perfil de temperatura, é possível analisar que, para uma menor velocidade de insuflamento, ocorre um efeito de oscilação da temperatura próxima ao teto. Além disso, a temperatura no ambiente aproxima dos 25°C e, sendo assim, é maior em relação aos casos de maior velocidade de entrada de ar, fator que justifica maior porcentagem do ADPI para a velocidade de 0,5 m/s. Os perfis de velocidade indicam mudanças de direção e sentido na movimentação do ar nas posições próximas ao piso e ao teto, conforme esperado fisicamente.

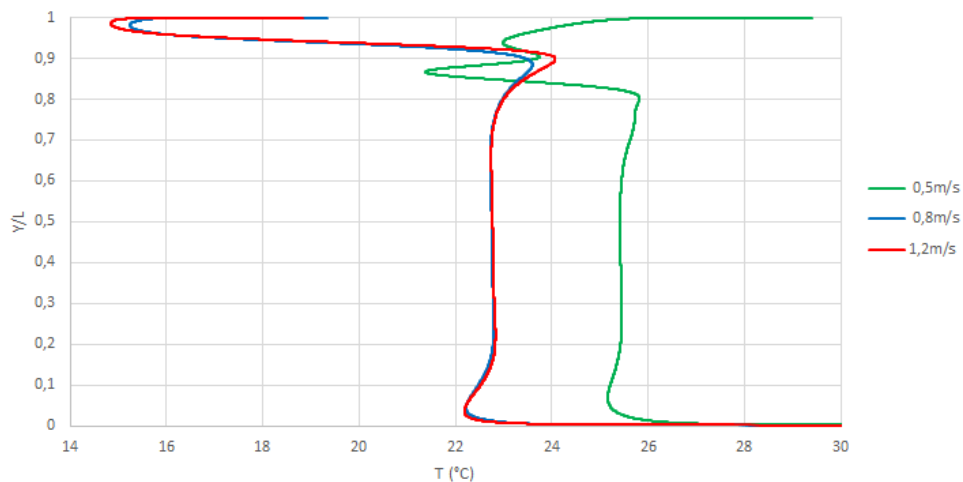
O perfil de temperatura e velocidade do cenário 2 são apresentados nas Figuras

Figura 4.47 – Linhas de corrente simulação do cenário 2, (a)0,5 m/s; (b)0,8 m/s; (c)1,2 m/s.



Fonte: Próprio autor

Figura 4.48 – Perfil de Temperatura *Split Hi Wall* com exaustor ($X/L=0,5$).



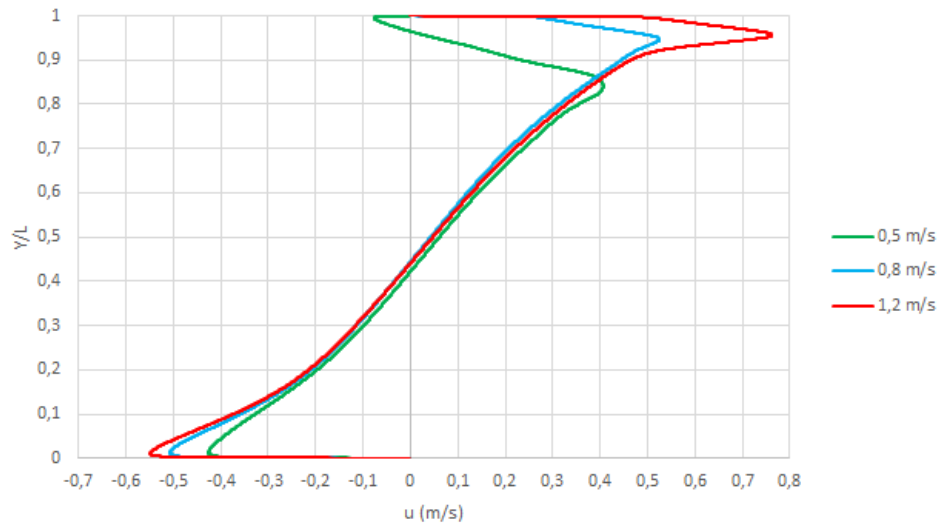
Fonte: Próprio autor

4.50 e 4.51, respectivamente.

O perfil de temperatura do cenário 2 indica um dos motivos do ADPI para o caso da velocidade de 1,2 m/s possuir o maior valor da análise, tendo em vista que o valor da temperatura no ambiente está próxima ao valor de referência de 24°C para o conforto térmico. Para os casos de menor velocidade de insuflamento de ar, a temperatura no ambiente ficou maior, afetando o índice.

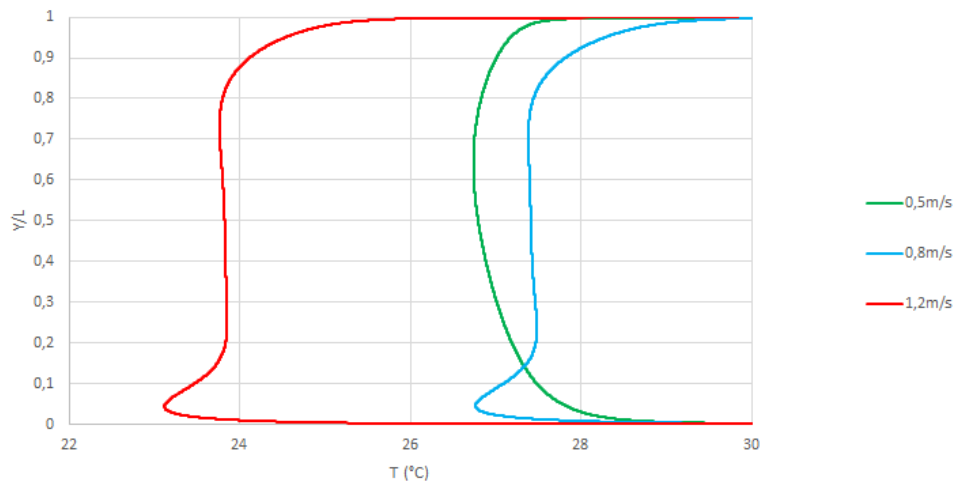
Conclui-se que, para os casos simulados, o ambiente com exaustão auxilia no conforto

Figura 4.49 – Perfil de Velocidade *Split Hi Wall* com exaustor ($X/L=0,5$).



Fonte: Próprio autor

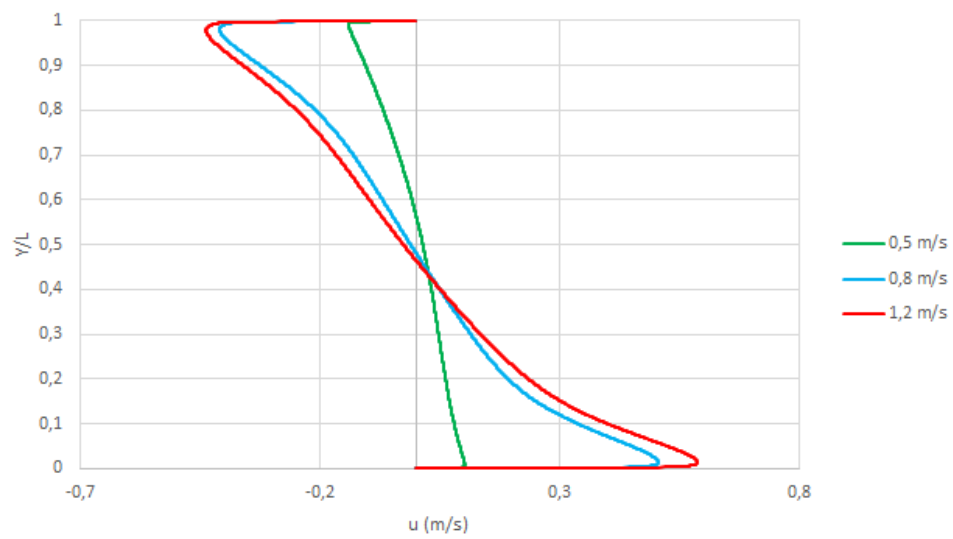
Figura 4.50 – Perfil de Temperatura *Split Hi Wall* sem exaustor ($X/L=0,5$).



Fonte: Próprio autor

térmico devido a renovação do ar. Porém, o bom desempenho depende da velocidade de insuflamento de ar, pois quanto maior for a velocidade da entrada, menor serão os resultados de conforto térmico. Já para um ambiente sem exaustão, é necessário a entrada de ar com maior velocidade, caso contrário não será suficiente para refrigerar o ambiente e atingir a temperatura de conforto.

Figura 4.51 – Perfil de Velocidade *Split Hi Wall* sem exaustor ($X/L=0,5$).



Fonte: Próprio autor

5 CONCLUSÃO

A Dinâmica dos Fluidos Computacional é uma importante ferramenta para estudar o comportamento de um fluido em escoamento. A sua aplicação auxilia na análise do escoamento para sistemas de ventilação e refrigeração, além de destacar zonas de recirculação que afetam o conforto térmico.

A partir da aplicação do *solver* no código OpenFOAM, a simulação de um ambiente refrigerado com variação dos parâmetros de entrada foi analisada. Desta forma, investigou-se o impacto da configuração do sistema de refrigeração no conforto térmico e no modo de resfriamento da sala.

Por meio da aplicação do código em um estudo de caso foi constatado que *solver* no OpenFOAM, um *software* de código aberto, é capaz de fornecer resultados similares ao algoritmo de um *software* proprietário. Entretanto, é demandado do usuário um estudo a respeito das constantes e coeficientes aplicados na simulação.

O estudo da influência das posições de insuflamento, posições de exaustão e da velocidade de insuflamento em sistemas de ventilação provou que, com um planejamento com combinação de 3 fatores em 3 níveis, é possível realizar análises comparativas em relação ao comportamento do escoamento em diversas simulações. Pelos resultados, ficou comprovada a razão dos sistemas de refrigeração serem instalados na parte superior dos ambientes, pois os casos que atenderam as exigências da norma quanto ao conforto térmico foram as simulações cuja entrada foi na porção superior da sala. Também destaca-se a importância da instalação de saídas de ar ou exaustores, que contribuem para a uma adequada renovação do ar ambiente, porém, devem ser posicionados adequadamente e as velocidades de insuflamento devem ser corrigidas, para garantir o conforto térmico.

Destaca-se a importância da Dinâmicas dos Fluidos computacional que permite a representação de um modelo físico em numérico-computacional, facilitando a análise de diversos cenários de um determinado escoamento. Nesse trabalho foram realizadas 27 análises em relação ao escoamento de ar em uma sala, visando determinar o conforto térmico nesses ambientes.

Portanto, obteve-se êxito nos objetivos estabelecidos, tendo em vista que foi aplicado um *solver*, devidamente validado o seu uso, capaz de calcular o EDT e o ADPI para escoamentos em ambientes refrigerados por sistemas de ventilação. Além disso, por meio do planejamento variando as combinações de fatores referentes ao escoamento, foram avaliadas as condições térmicas de diferentes configurações de refrigeração para um mesmo local.

6 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

A aplicação tridimensional da análise do escoamento para sistemas de ventilação é uma sugestão para trabalhos futuros, além da variação de mais posições de entrada e saída de ar, englobando o teto da sala. Outra opção é a aplicação de mais elementos nas condições de contorno, como a temperatura do ar insuflado e a angulação da velocidade de insuflamento do ar. Um estudo minucioso sobre ar condicionados do tipo *split* também é recomendado, implementando a análise da temperatura na entrada de ar, assim como as imposições no domínio computacional, inclusive estendendo para a terceira dimensão. Por fim, recomenda-se a aplicação de estudos de casos comparando medições experimentais com os resultados numérico computacionais.

REFERÊNCIAS

- ABNT. *Associação Brasileira de Normas e Técnicas. NBR 6401:Instalações centrais de ar-condicionado para conforto –Parâmetros básicos de projeto.* [S.l.], 1980. Citado na página 8.
- ABNT. *Associação Brasileira de Normas e Técnicas NBR 16401-1: Instalações de ar-condicionado –Sistemas centrais e unitários Parte 1: Projetos das Instalações.* [S.l.], 2008. Citado na página 3.
- AMBLE, A. K. *Energy Efficient Climatization for Rooms with Cooling Demand- based on a concept with displacement ventilation and low supply air temperature.* Dissertação (Mestrado) — Norwegian University of Science and Technology, NTNU, 2008. Citado na página 23.
- ANVISA. *Agência Nacional de Vigilância Sanitária. Serviços Odontológicos: Prevenção e controle de riscos.* [S.l.], 2006. Citado 2 vezes nas páginas 1 e 3.
- ASHRAE. *ASHRAE STANDARD 55. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.* [S.l.], 2013. Citado 7 vezes nas páginas 3, 9, 10, 11, 12, 36 e 57.
- BORRO, L. et al. 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*, Elsevier, n. 193, p. 110343, 2021. Citado na página 24.
- Bouhoun Ali, H. et al. Using cfd to improve the irrigation strategy for growing ornamental plants inside a greenhouse. *Biosystems Engineering*, v. 186, p. 130–145, 2019. ISSN 1537-5110. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1537511018310432>>. Citado na página 1.
- CALAUTIIT, J. K.; HUGHES, B. R. Wind tunnel and CFD study of the natural ventilation performance of a commercial multi-directional wind tower. *Building Serv. Eng. Res. Technol.*, Sage Journals, n. 80, p. 71–83, 2014. Nenhuma citação no texto.
- CHE, W. W. et al. Energy consumption, indoor thermal comfort and air quality in a commercial office with retrofitted heat, ventilation and air conditioning (HVAC) system. *Energy & Buildings*, Elsevier, n. 201, p. 202–215, 2019. Citado na página 6.
- CHENG, Y.; LIN, Z. Experimental study of airflow characteristics of stratum ventilation in a multi-occupant room with comparison to mixing ventilation and displacement ventilation. *Indoor Air*, John Wiley & Sons Ltd, n. 25, p. 662–671, 2015. Citado 3 vezes nas páginas 4, 5 e 6.
- CHOUDHARY, B. et al. Development and experimental validation of a 3D numerical model based on CFD of the human torso wearing air ventilation clothing. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier, n. 147, p. 118973, 2020. Citado na página 25.

- CÓRDOVA-SUÁREZ, M. et al. An OpenFOAM simulation of the natural ventilation system in a university chemical laboratory. *E3S Web of Conferences*, EDP Sciences, n. 167, p. 04003, 2020. Citado 2 vezes nas páginas 28 e 29.
- CREDER, H. *Instalações de Ar Condicionado*. [S.l.]: Livros Técnicos e Científicos, 2004. Citado 3 vezes nas páginas 4, 6 e 7.
- D’ALESSANDO, V. et al. Detached–eddy simulations of the flow over a cylinder at $Re=3900$ using OpenFOAM. *Computers & Fluids*, Elsevier, n. 136, p. 152–169, 2016. Citado na página 28.
- DOBRICA, M. B.; FILLON, M. Finite volume method for fluid film bearings. *Encyclopedia of Tribology*, Springer US, p. 1157–1164, 2013. Citado na página 18.
- FANGER, P. O. *Thermal comfort, analysis and application in environmental engineering*. [S.l.]: Dansih Technical Press, 1970. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 10.
- FERZIGER, J. H.; PERIC, M. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. [S.l.]: Springer, 2002. v. 3a. Ed. Citado na página 1.
- FLORES, F.; GARREAUD, R.; MUÑOZ, R. C. Openfoam applied to the cfd simulation of turbulent buoyant atmospheric flows and pollutant dispersion inside large open pit mines under intense insolation. *Computers Fluids*, v. 90, p. 72–87, 2014. ISSN 0045-7930. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0045793013004507>>. Citado na página 2.
- FORTUNA, A. d. O. *Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos: Conceitos Básicos e Aplicações*. [S.l.]: São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo, 2012. v. 2a. Ed. Citado na página 1.
- GILANI, S. et al. CFD simulation of stratified indoor environment in displacement ventilation: Validation and sensitivity analysis. *Building and Environment*, Elsevier, n. 95, p. 299–313, 2016. Citado 2 vezes nas páginas 25 e 26.
- GOLBAZI, M.; AKTAS, C. B. Energy efficiency of residual buildings in the u.s.: Improvement potential beyond IECC. *Building and Environment*, Elsevier, n. 142, p. 278–287, 2018. Citado na página 23.
- HAYASHI, T. et al. CFD analysis on characteristics of contaminated indoor air ventilation and its application in the evaluation of the effects of contaminant inhalation by a human occupant. *Building and Environment*, Pergamon, n. 37, p. 219–230, 2002. Citado na página 23.
- HJERMANN, T. *CFD simulation of active displacement ventilation*. Dissertação (Mestrado) — Norwegian University of Science and Technology, NTNU, 2017. Citado na página 23.
- ISO:7730. *ISO 7730. Moderate thermal environment- determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort*. [S.l.], 2005. Citado na página 9.
- ITURRIOZ, A. et al. Validation of OpenFOAM for oscillating water column three-dimensional modeling. *OceanEngineering*, Elsevier, n. 107, p. 222–236, 2015. Citado na página 28.

JAGADEESH, L.; MAHESH, L. Experimental and numerical analysis of temperature and air flow in the classroom using cfd. *Materials Today: Proceedings*, v. 45, p. 385–388, 2021. ISSN 2214-7853. 4th International Conference on Advanced Research in Mechanical, Materials and Manufacturing Engineering-2020. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785320396450>>. Citado na página 2.

KABANSHI, A. et al. Experimental evaluation of an intermittent air supply system- part 1: Thermal comfort and ventilation efficiency measurements. *Building & Environment*, Elsevier, n. 95, p. 240–250, 2016. Citado na página 4.

KIM, T. et al. Indoor cooling/heating load analysis based on coupled simulation of convection, radiation and HVAC control. *Building and Environment*, Pergamon, n. 36, p. 901–908, 2001. Citado na página 24.

KONG, X. et al. A comparative experimental study on the performance of mixing ventilation and stratum ventilation for space heating. *Building & Environment*, Elsevier, n. 157, p. 34–46, 2019. Citado na página 11.

KWON, C.; YEON, S. Cfd study to predict the effect of a passing ship on moored ships in a confined waterway. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, p. 100527, 2023. ISSN 2092-6782. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S209267822300016X>>. Citado na página 2.

KWONG, Q. J. et al. Thermal comfort prediction of air-conditioned and passively cooled engineering testing centers in a higher educational institution using CFD. *Smart and Sustainable Built Environment*, Emerald Publishing Limited, n. 10, p. 18–36, 2021. Citado na página 25.

LAUNDER, B.; SPALDING, D. The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, v. 3, n. 2, p. 269–289, 1974. ISSN 0045-7825. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0045782574900292>>. Citado na página 16.

LIMANE, A. et al. Three-dimensional OpenFOAM simulation to evaluate the thermal comfort of occupants, indoor air quality and heat losses inside an indoor swimming pool. *Energy & Buildings*, Elsevier, n. 167, p. 49–68, 2018. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 12.

LIU, S. et al. Air diffusion performance index (ADPI) of overhead-air-distribution at low cooling loads. *Energy & Buildings*, Elsevier, n. 134, p. 271–284, 2017. Citado na página 12.

LYSENKO, D. A. et al. Modeling of turbulent separated flows using OpenFOAM. *Computers & Fluids*, Elsevier, n. 80, p. 408–422, 2013. Citado na página 28.

MALISKA, C. R. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. [S.l.]: Ed. LTC, 1995. Citado 4 vezes nas páginas 18, 20, 22 e 98.

MARKOV, D. Practical evaluation of the thermal comfort parameters. *Annual International Course: Ventilation and Indoor climate, Avangard, Sofia, ISBN 954-9782-27-1*, P. Stankov (Ed), p. 158–170, 2002. Citado na página 10.

- NETO, A. da S. *Escoamentos Turbulentos Análise Física e Modelagem Teórica*. [S.l.]: Composer Arte e Editora, 2020. Citado na página 15.
- NG, K. C. et al. Response surface models for CFD predictions of air diffusion performance index in a displacement ventilated office. *Energy & Building*, Elsevier, n. 40, p. 774–781, 2008. Citado na página 12.
- NIELSEN, P. V. Fifty years of CFD for room air distribution. *Building and Environment*, Elsevier, n. 91, p. 78–90, 2015. Citado 2 vezes nas páginas 23 e 24.
- OPENFOAM. *About OpenFOAM*. 2021. Disponível em: <<https://www.openfoam.com/>>. Citado 4 vezes nas páginas 28, 30, 31 e 97.
- SADEGHI, M. et al. Comfort cooling by wind towers in the Australian residential context—experimental wind tunnel study of comfort. *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*, Elsevier, n. 196, 2020. Citado na página 25.
- SAMIUDDIN, S.; BUDAIWI, I. M. Assessment of thermal comfort in high-occupancy spaces with relevance to air distribution schemes: A case study of mosques. *Building Services Engineering Research & Technology*, SAGE, n. 39, p. 572–589, 2018. Citado na página 12.
- SEMPRINI, G. et al. Evaluation of thermal comfort inside an office equipped with a fan coil hvac system: A cfd approach. *Future Cities and Environment*, WSSET, n. 14, p. 1–10, 2019. Citado na página 10.
- SIMSCALE. *Tutorial: Thermal Comfort Parameters for HVAC Simulations*. 2016. Disponível em: <<https://www.simscale.com/>>. Citado na página 11.
- SORNES, K. *Heating and Ventilation of Highly Energy Efficient Residential Buildings: Environmental Assessment of Technology Alternatives*. Dissertação (Mestrado) — Norwegian University of Science and Technology, NTNU, 2011. Citado na página 4.
- STAVRAKAKIS, G. M. et al. Modified 'closure' constants of the standard k- ϵ turbulence model for the prediction of wind-induced natural ventilation. *Building & Environment*, Elsevier, n. 33,3, p. 241–261, 2012. Citado na página 25.
- STOECKER, W. F.; JONES, J. W. *Refrigeração e ar condicionado*. [S.l.]: McGraw-Hill do Brasil, 1985. Citado 2 vezes nas páginas 7 e 8.
- WHITE, F. M.; CORFIELD, I. *Viscous Fluid Flow*. [S.l.]: McGraw-Hill Companies, 2006. v.3. Citado na página 2.
- WHO. *World Health Organization: Roadmap to improve and ensure good indoor ventilation in the context of COVID-19*. 2021. Citado na página 1.
- YIANNIS, P. *2-D Lid-Driven Cavity Flow Benchmark Solutions*. 2015. Disponível em: <<https://www.acenumerics.com/the-benchmarks.html>>. Citado 3 vezes nas páginas 32, 33 e 46.
- YOUSSEF, A. A. et al. Studying comfort in a room with cold air system using computational fluid dynamics. *Ain Shams Engineering Journal*, ASEJ, n. 9, p. 1753–1762, 2018. Citado 16 vezes nas páginas 26, 27, 32, 34, 35, 36, 37, 46, 47, 49, 50, 51, 52, 56, 99 e 100.

ZHANG, S.; NIU, D.; LIN, Z. Extending effective draft temperature to cover full range of air velocity. *Building and Environment*, v. 210, p. 108738, 12 2021. Citado na página 11.

ZHOU, H. et al. Integrated analysis of CFD data with k-means clustering algorithm and extreme learning machine for localized HVAC control. *Building and Environment*, Pergamon, n. 36, p. 901–908, 2001. Citado na página 24.

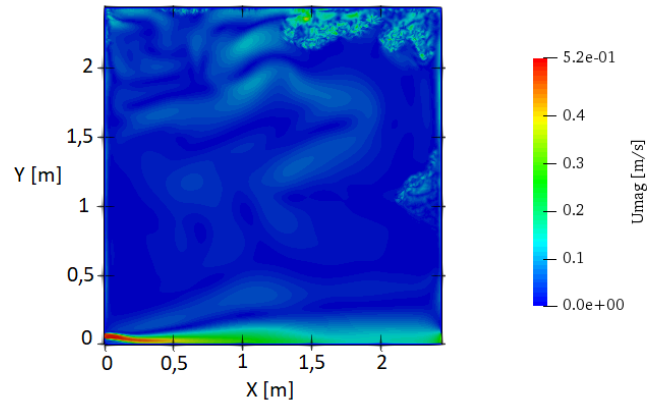
ZHUANG, R. et al. CFD study of the effects of furniture layout on indoor air quality under typical office ventilations schemes. *Build Simul*, Tsinghua University Press and Springer-Verlag Berlin Heidelberg, n. 7, p. 263–275, 2014. Citado na página 24.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. *Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações*. [S.l.]: McGraw-Hill Companies, 2011. v. 6a. Ed. Citado na página 2.

Anexos

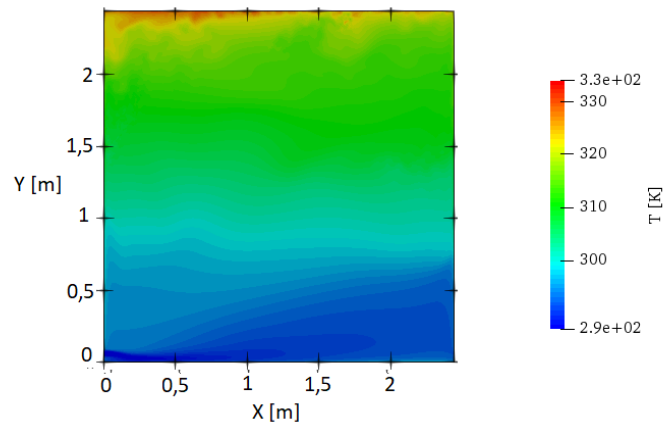
ANEXO A – RESULTADOS DA ANÁLISE DE SISTEMAS DE VENTILAÇÃO

Figura A.1 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 1.



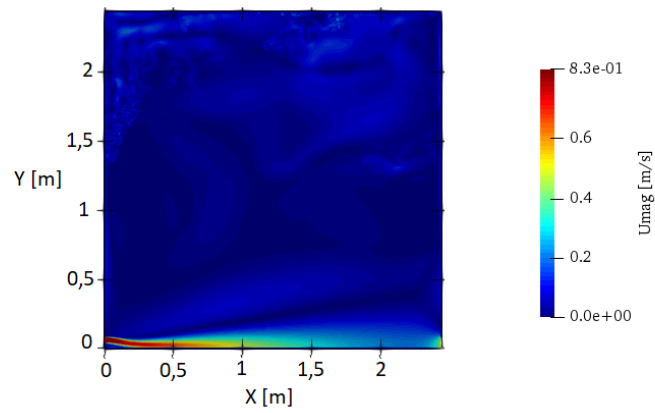
Fonte: Próprio autor

Figura A.2 – Campo de temperatura para a configuração 2.



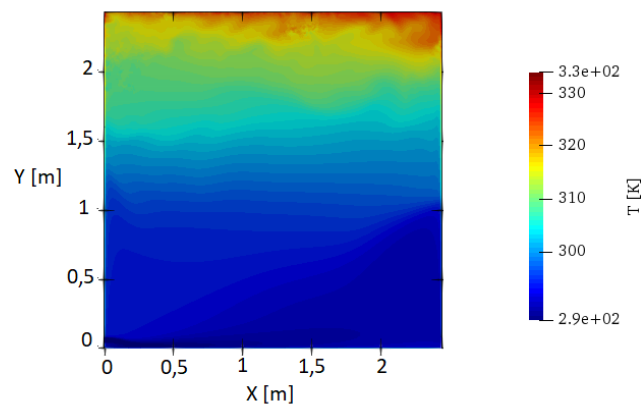
Fonte: Próprio autor

Figura A.3 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 2.



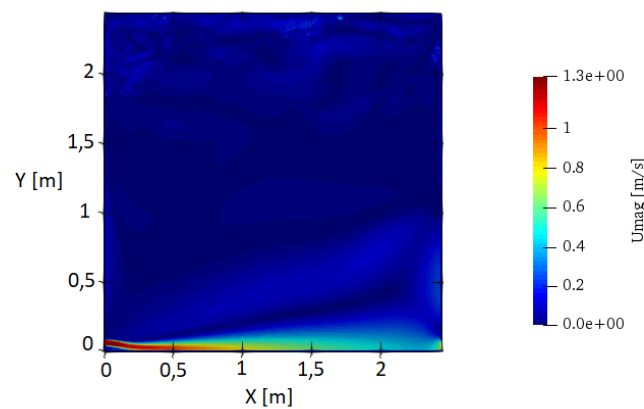
Fonte: Próprio autor

Figura A.4 – Campo de temperatura para a configuração 3.



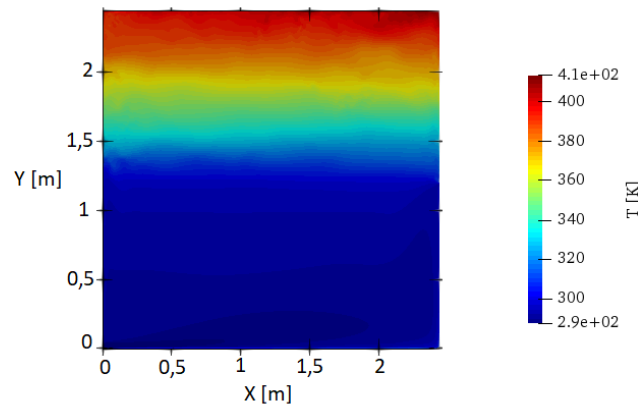
Fonte: Próprio autor

Figura A.5 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 3.



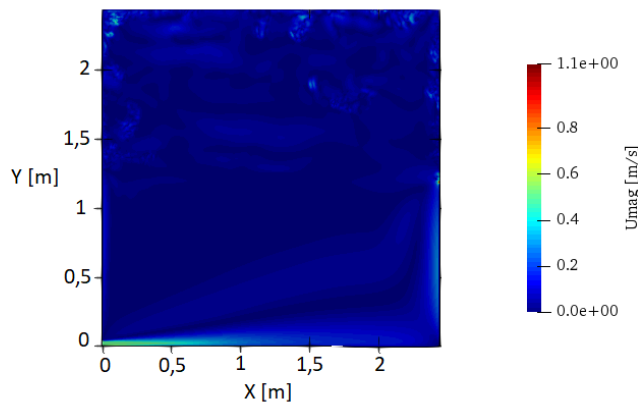
Fonte: Próprio autor

Figura A.6 – Campo de temperatura para a configuração 4.



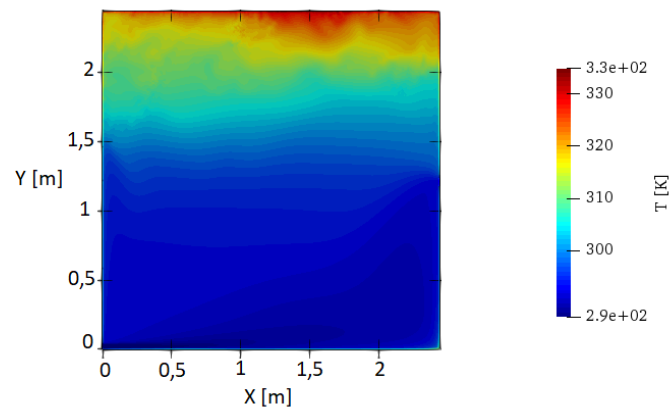
Fonte: Próprio autor

Figura A.7 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 4.



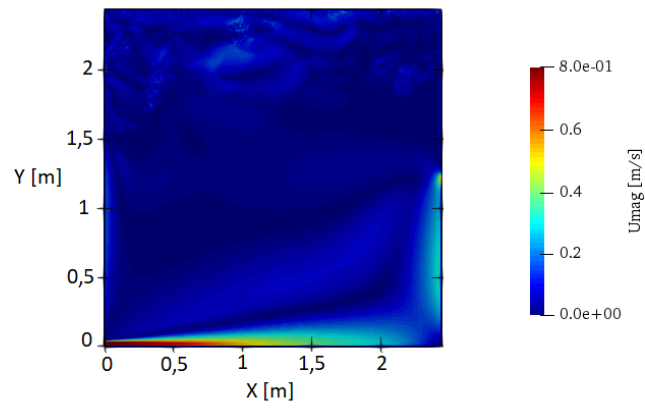
Fonte: Próprio autor

Figura A.8 – Campo de temperatura para a configuração 5.



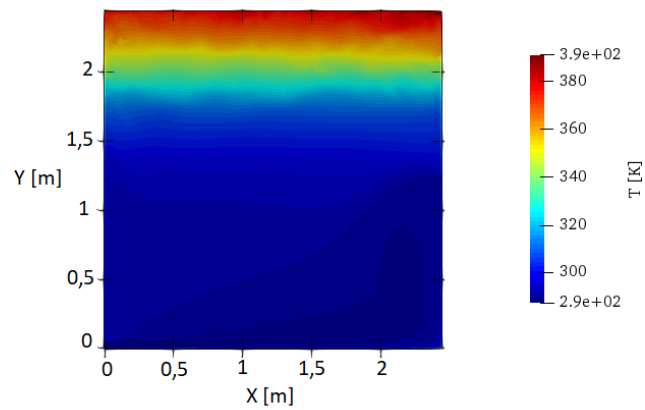
Fonte: Próprio autor

Figura A.9 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 5.



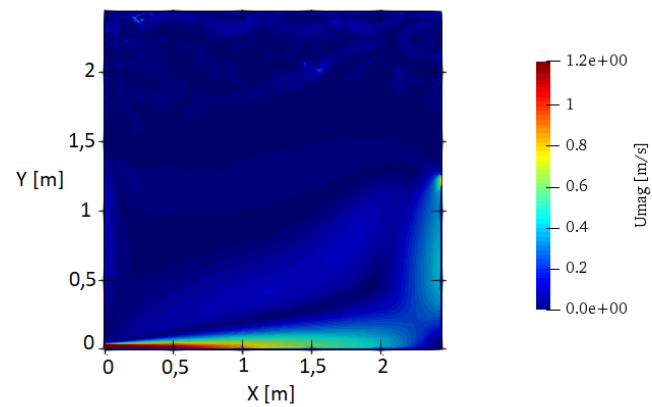
Fonte: Próprio autor

Figura A.10 – Campo de temperatura para a configuração 6.



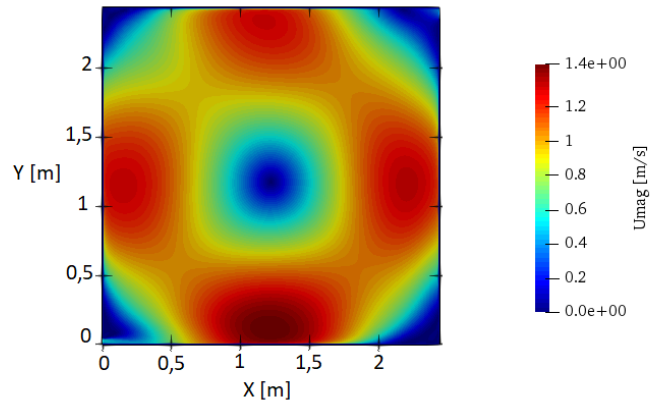
Fonte: Próprio autor

Figura A.11 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 6.



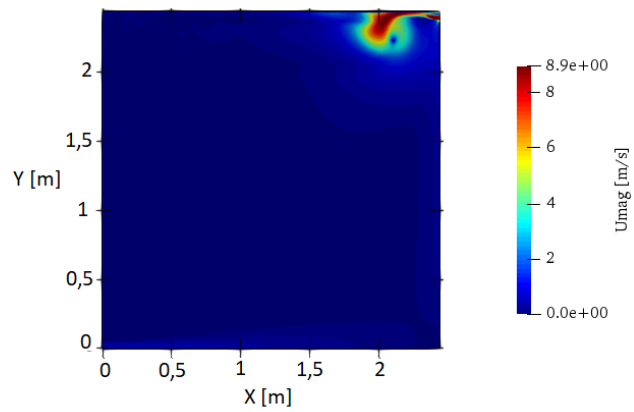
Fonte: Próprio autor

Figura A.12 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 7.



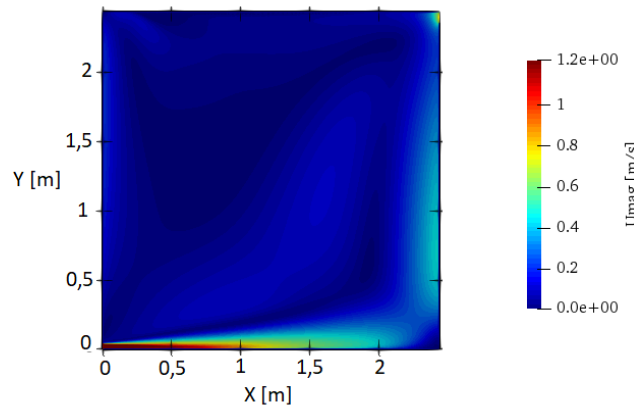
Fonte: Próprio autor

Figura A.13 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 8.



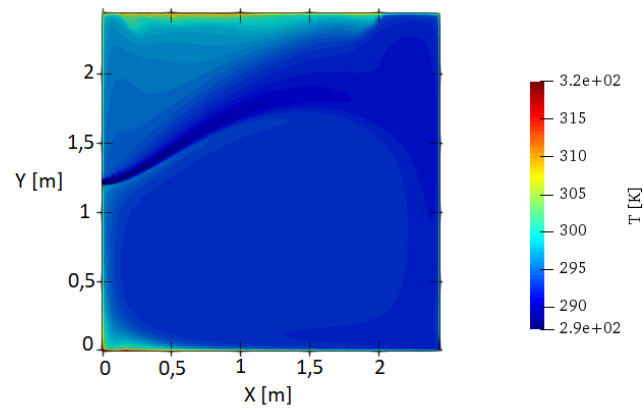
Fonte: Próprio autor

Figura A.14 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 9.



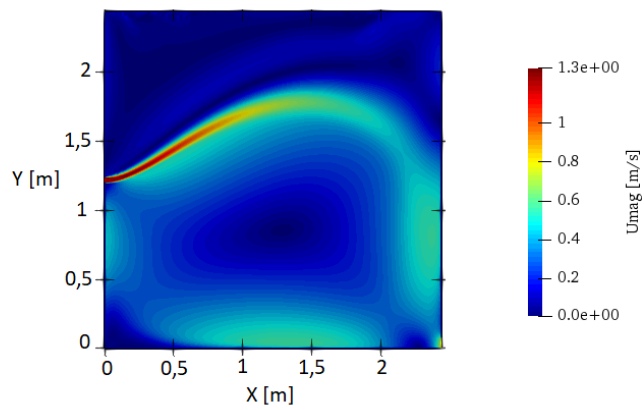
Fonte: Próprio autor

Figura A.15 – Campo de temperatura para a configuração 12.



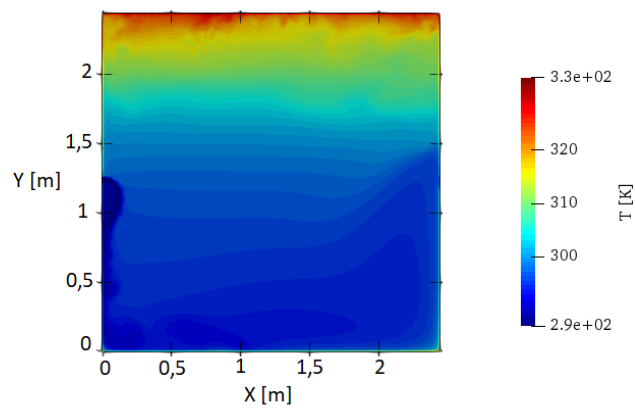
Fonte: Próprio autor

Figura A.16 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 12.



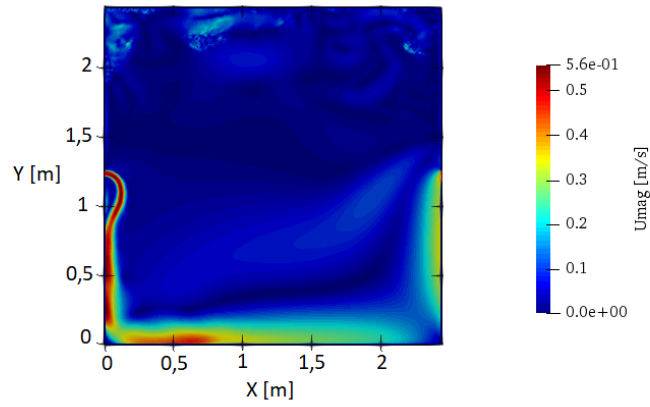
Fonte: Próprio autor

Figura A.17 – Campo de temperatura para a configuração 13.



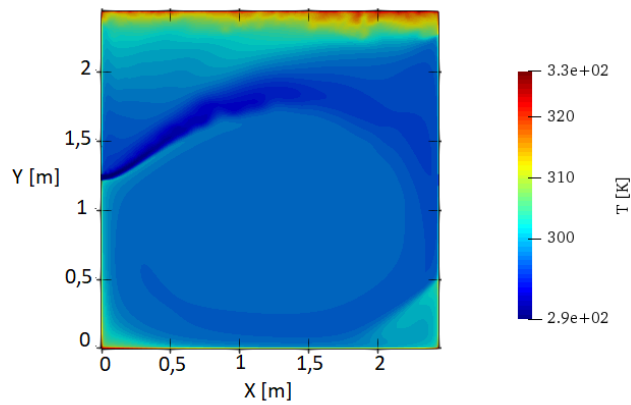
Fonte: Próprio autor

Figura A.18 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 13.



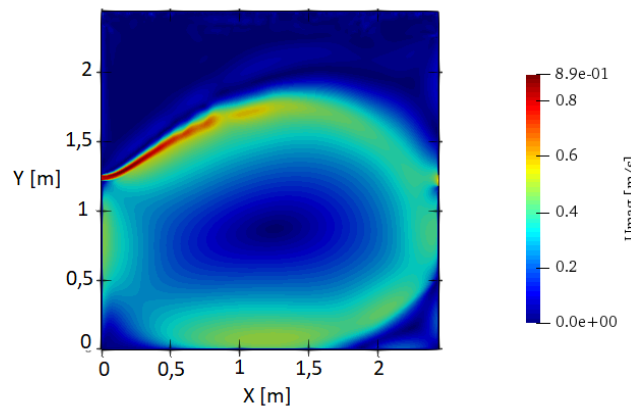
Fonte: Próprio autor

Figura A.19 – Campo de temperatura para a configuração 14.



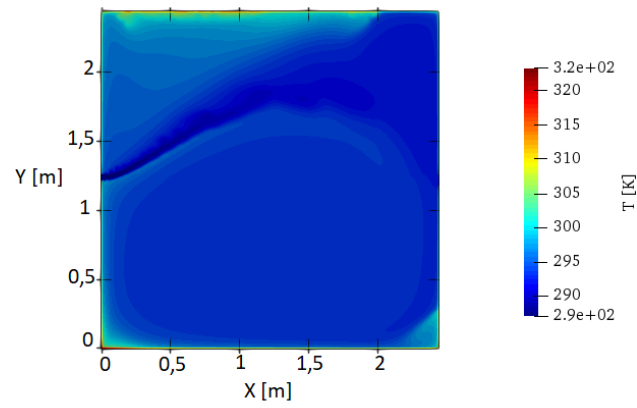
Fonte: Próprio autor

Figura A.20 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 14.



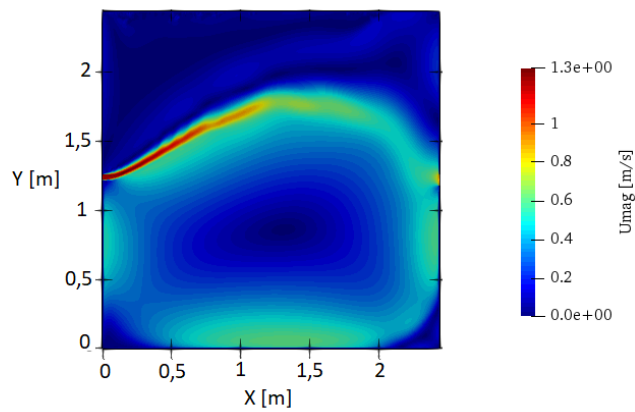
Fonte: Próprio autor

Figura A.21 – Campo de temperatura para a configuração 15.



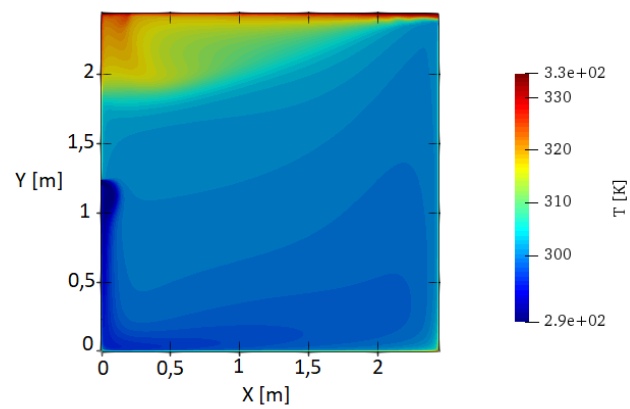
Fonte: Próprio autor

Figura A.22 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 15.



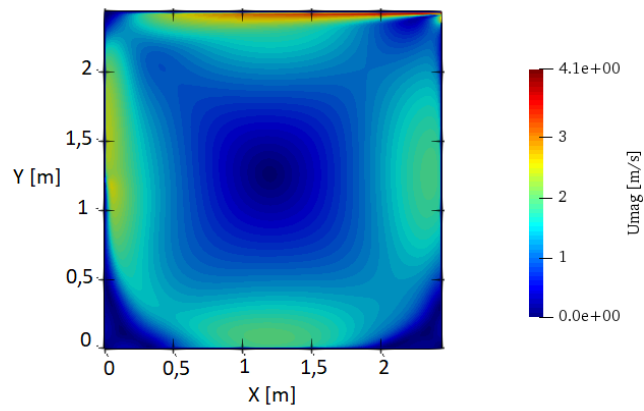
Fonte: Próprio autor

Figura A.23 – Campo de temperatura para a configuração 16.



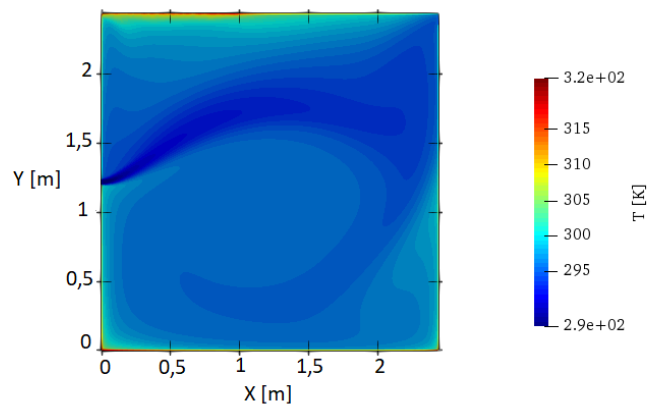
Fonte: Próprio autor

Figura A.24 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 16.



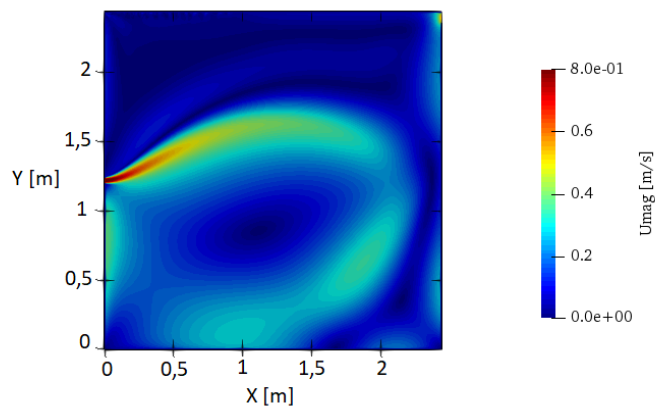
Fonte: Próprio autor

Figura A.25 – Campo de temperatura para a configuração 17.



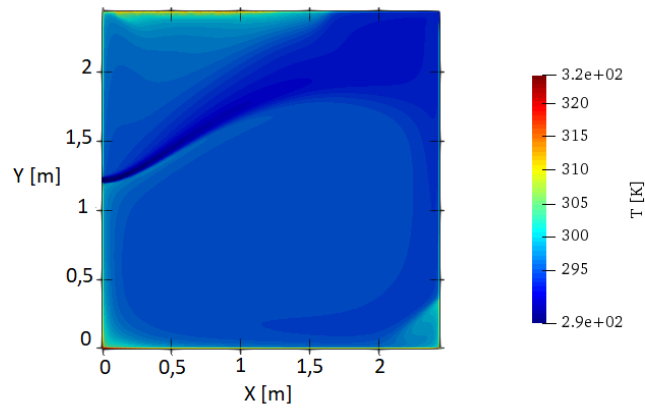
Fonte: Próprio autor

Figura A.26 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 17.



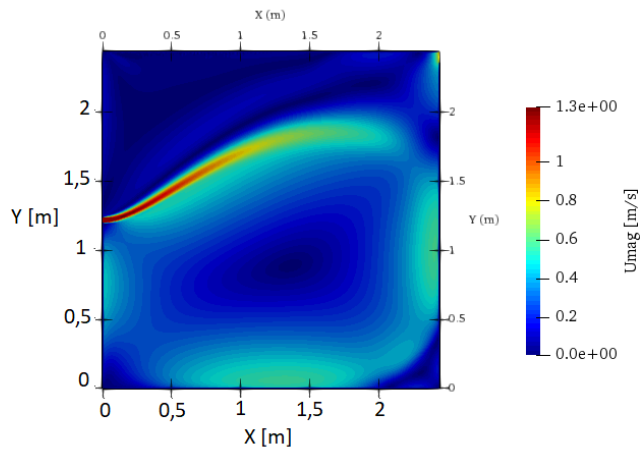
Fonte: Próprio autor

Figura A.27 – Campo de temperatura para a configuração 18.



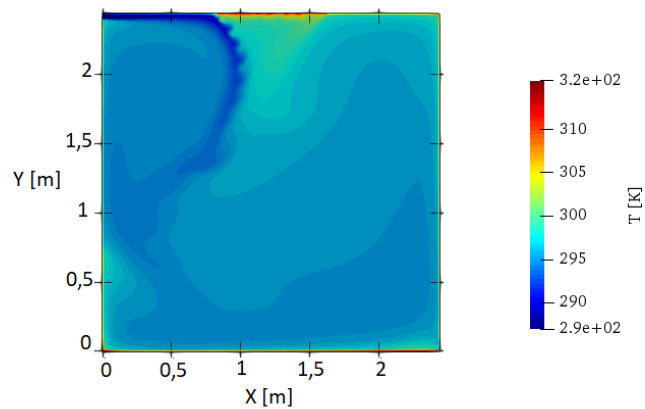
Fonte: Próprio autor

Figura A.28 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 18.



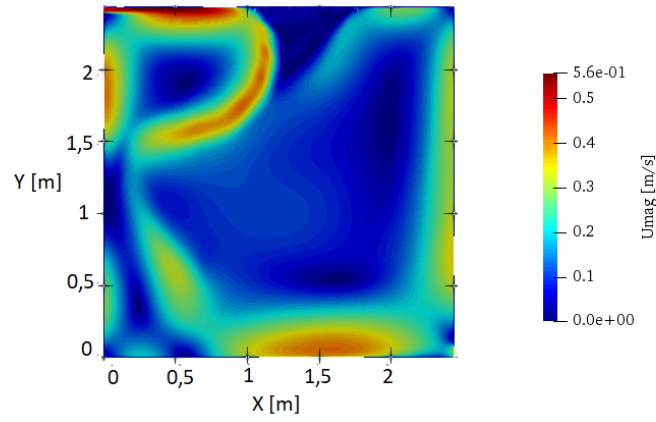
Fonte: Próprio autor

Figura A.29 – Campo de temperatura para a configuração 19.



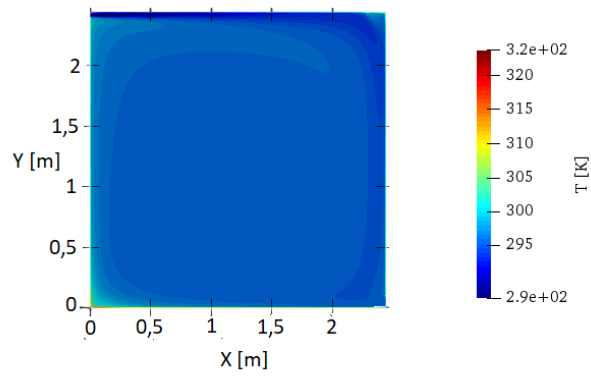
Fonte: Próprio autor

Figura A.30 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 19.



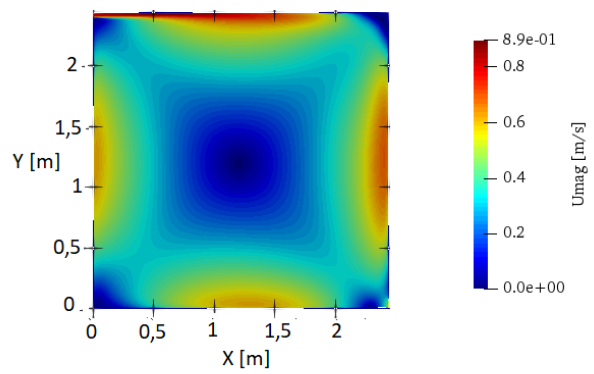
Fonte: Próprio autor

Figura A.31 – Campo de temperatura para a configuração 20.



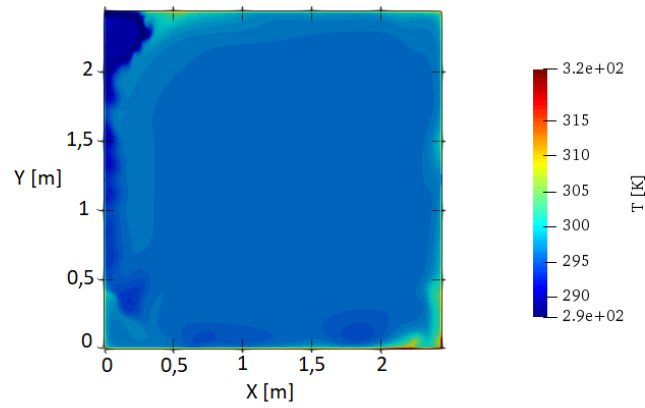
Fonte: Próprio autor

Figura A.32 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 20.



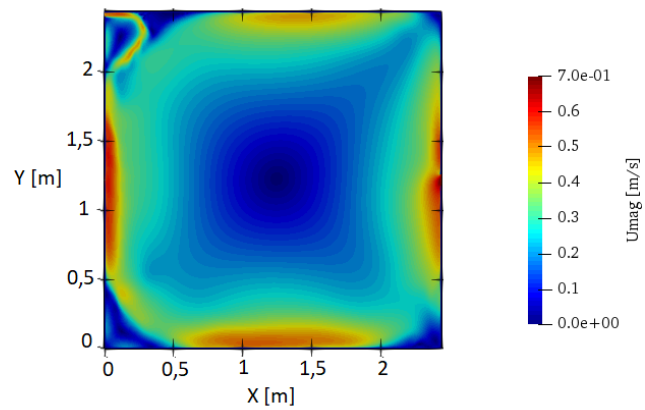
Fonte: Próprio autor

Figura A.33 – Campo de temperatura para a configuração 22.



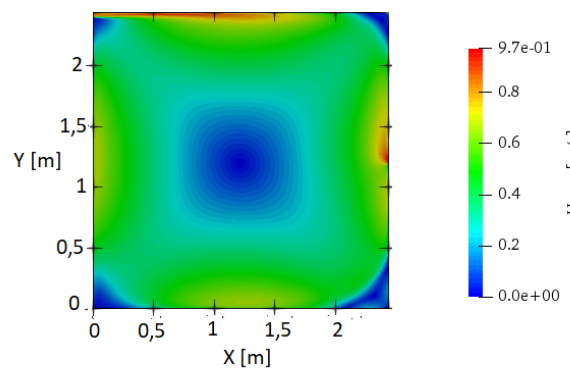
Fonte: Próprio autor

Figura A.34 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 22.



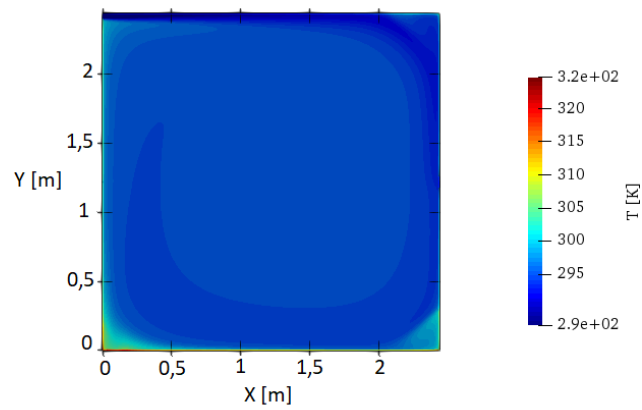
Fonte: Próprio autor

Figura A.35 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 23.



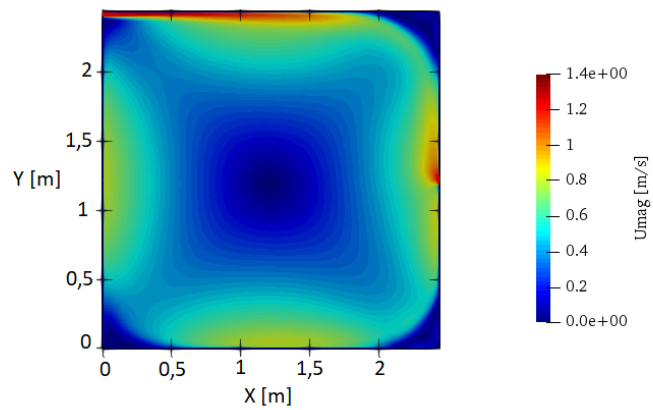
Fonte: Próprio autor

Figura A.36 – Campo de temperatura para a configuração 24.



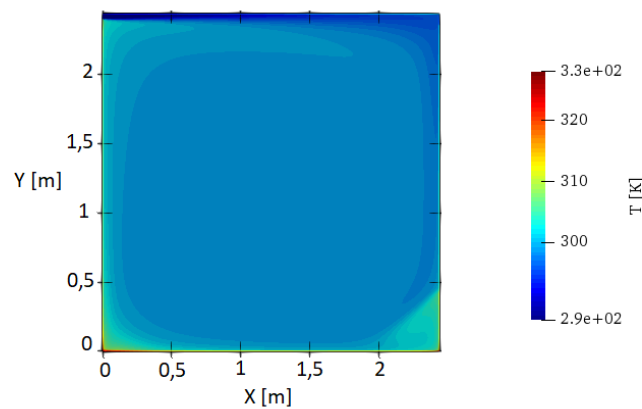
Fonte: Próprio autor

Figura A.37 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 24.



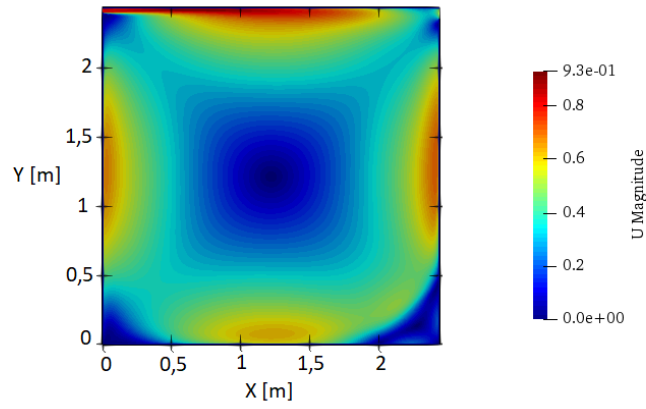
Fonte: Próprio autor

Figura A.38 – Campo de temperatura para a configuração 26.



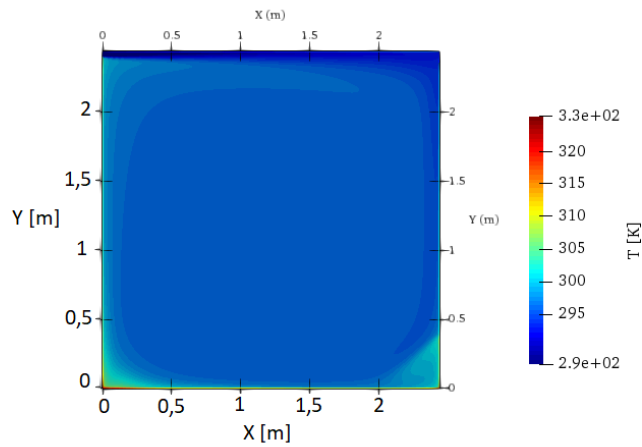
Fonte: Próprio autor

Figura A.39 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 26.



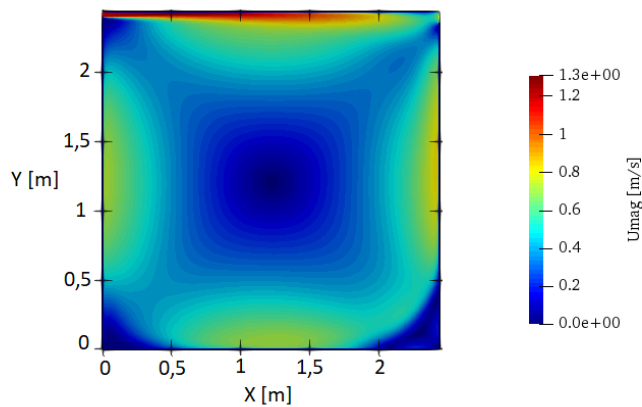
Fonte: Próprio autor

Figura A.40 – Campo de temperatura para a configuração 27.



Fonte: Próprio autor

Figura A.41 – Campo de magnitude de velocidade para a configuração 27.



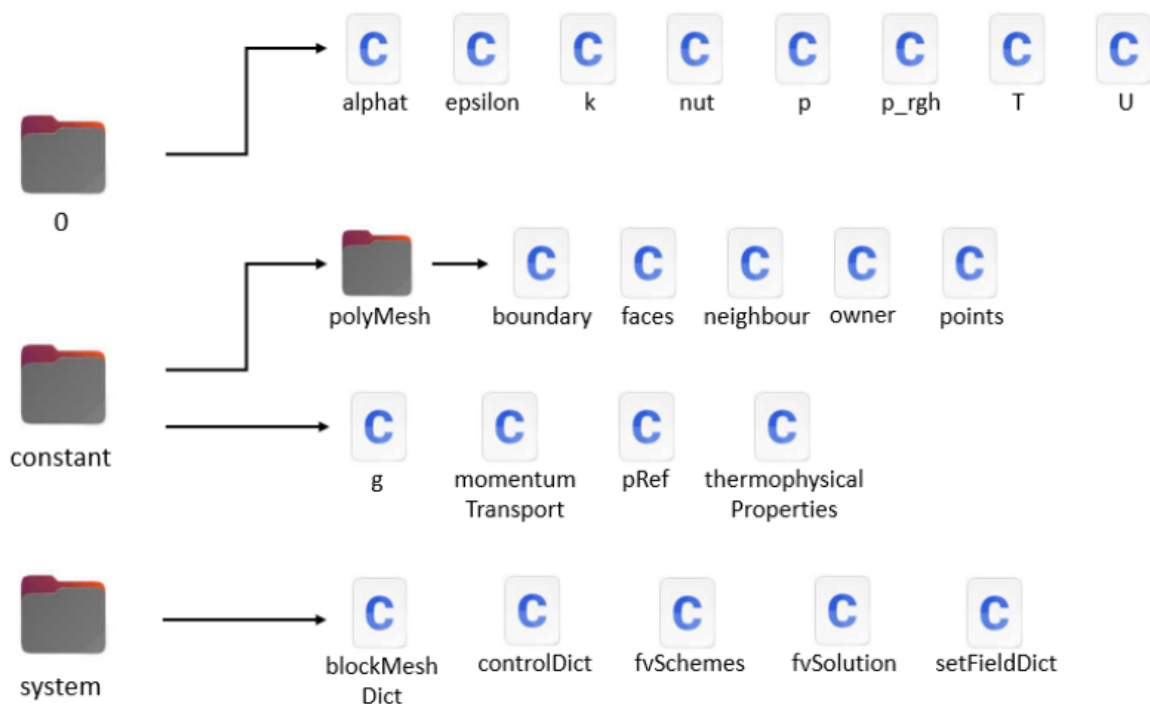
Fonte: Próprio autor

ANEXO B – IMPLEMENTAÇÃO DO CÓDIGO OPENFOAM

No presente trabalho, utilizou-se o OpenFOAM, na versão 8.1, aplicado ao código *buoyantSimpleFoam* para resolver problemas de escoamentos em regime permanente. Como já descrito, o *solver* SIMPLE é baseado na avaliação estimada da solução e posteriormente com sua correção, como principal observação, realiza apenas uma correção de velocidade e pressão (OPENFOAM, 2021).

De forma geral, os *solvers* do OpenFOAM funcionam com diferentes pastas que dividem as condições iniciais e de contorno da simulação. Os parâmetros são ajustados para caracterizar o escoamento conforme desejado pelo usuário. Na Figura B.1 é apresentada a árvore de diretórios do código.

Figura B.1 – Árvore de diretórios do *buoyantSimpleFoam*.



Fonte: Rodrigues (2022)

Com os arquivos localizados nas pastas “0”, “constant” e “system” torna-se possível alterar os parâmetros de entrada, condições de contorno, modelo de turbulência, geometria de análise, configuração e refinamento da malha e os intervalos de simulação. Essa etapa é denominada como pré-processamento.

Na pasta “0” são localizados os arquivos referentes as variáveis do problema e suas condições iniciais, além das condições de contorno. De acordo com a árvore de diretórios, nesta pasta encontram-se os dados que dizem respeito ao modelo de turbulência (*alphas*,

ϵ , k e ν), valores da pressão (p), pressão estática menos a pressão manométrica (p_{rgh}), temperatura (T) e velocidade (U).

Na pasta “constant” estão armazenados os valores considerados como constantes para a simulação, como por exemplo o valor da aceleração gravitacional (g). O modelo de turbulência e suas constantes são inseridas em *momentumTransport*. As propriedades termofísicas do fluido são ajustadas no arquivo *thermophysicalProperties*, possibilitando adaptar o Número de Prandtl e a viscosidade dinâmica para o fluido em questão.

Por fim, na pasta “system” é realizada a configuração da malha, assim como a geometria da simulação no arquivo *blockMeshDict*. O tempo de simulação e os intervalos de armazenamento de dados são editados em *controlDict*. Sendo assim, apesar do algoritmo proveniente da biblioteca do OpenFOAM possuir dados prévios, é possível manipular os valores conforme a análise requisitada, assim como acrescentar particularidades do escoamento a ser simulado.

A escolha das funções de interpolação é aplicada na sessão de *fvSchemes*. Segundo Maliska (1995), a função de interpolação tem como objetivo fornecer relações entre os pontos nodais para que seja possível calcular o valor da função e de suas derivadas nas interfaces do volume de controle. O conceito é propor uma função com menor erro possível e que não envolva muitos pontos nodais para gerar uma matriz. Na Figura B.2 é indicada a função de interpolação para cada termo da simulação.

É ressaltado que foram utilizados dois métodos de interpolação para as simulações: método linear e o *upwind*. O motivo dessa escolha foi pautado pelo estudo do impacto das funções de interpolação nos resultados do OpenFOAM em comparação com a literatura. Sendo assim, aplicar o método de interpolação *upwind* para o termo de divergência referente à energia cinética de turbulência apresentou melhora nos resultados.

No arquivo *fvSolution* são definidos os critérios de convergência da simulação, assim como os fatores de relaxação e a aplicação dos *solvers*. Na Figura B.3 são indicados os valores adotados para todos os casos simulados. A escolha do critério foi baseada nos dados fornecidos pelo artigo de referência em comparação com outras literaturas.

No OpenFOAM a implementação do modelo de turbulência é dada no arquivo *momentumTransport*, no qual escolhe-se o modelo a ser implementado, possibilitando a alteração das constantes em relação ao modelo padrão caso seja necessário, Figura B.4.

As propriedades termofísicas são alteradas no arquivo *thermophysicalProperties*. Desta forma, os dados como Número de Prandtl, viscosidade dinâmica e a equação de estado são ajustados conforme o fluido de trabalho, nesse caso o fluido é o ar. A aproximação de Boussinesq, vide a equação do balanço de energia Eq. 2.14, é adotada como equação de estado, portanto, é necessário atribuir valor à β , à temperatura e à massa específica de referência, vide Figura B.5. Os valores foram atribuídos considerando o ar como um gás

Figura B.2 – Funções de Interpolação.

```

8 FoamFile
9 {
10     version      2.0;
11     format        ascii;
12     class         dictionary;
13     location      "system";
14     object        fvSchemes;
15 }
16 // *****
17
18 ddtSchemes
19 {
20     default        steadyState;
21 }
22
23 gradSchemes
24 {
25     default        Gauss linear;
26 }
27
28 divSchemes
29 {
30     default        none;
31
32     div(phi,U)     Gauss linear;
33     div(phi,e)     Gauss linear;
34
35     div(phi,k)     Gauss upwind;
36     div(phi,epsilon) Gauss linear;
37
38     div(phi,Ekp)   Gauss linear;
39
40     div(((rho*nuEff)*dev2(T(grad(U)))) Gauss linear;
41 }
42
43 laplacianSchemes
44 {
45     default        Gauss linear corrected;
46 }
47
48 interpolationSchemes
49 {
50     default        linear;
51 }
52
53 snGradSchemes
54 {
55     default        corrected;
56 }
57 wallDist
58 {
59     method meshWave;
60 }
61
62 // *****

```

Fonte: Próprio autor

ideal na temperatura de 300 K.

No arquivo U é possível atribuir a velocidade referente à cada contorno da geometria da simulação. Os contornos que não possuem velocidade de deslizamento são denominadas de não deslizantes (*noSlip*). Já o contorno que possui a abertura para a entrada de ar (*inlet*) possui valor fixo estabelecido para a velocidade de ar. Na Figura B.6 foi apresentada a configuração no arquivo de velocidade para representar o escoamento simulado no Caso 1, conforme o trabalho do Youssef et al. (2018).

No código OpenFOAM é inserido o valor do gradiente de temperatura no arquivo T quando se trata de fluxo de calor constante. Portanto, é necessário calcular o gradiente de temperatura com base no fluxo de calor para cada superfície da sala, exceto para a entrada e a saída. Para a face de entrada é inserido o valor da temperatura de ar de insuflamento, enquanto para a face de saída, é adotada a condição de contorno com gradiente nulo de temperatura, nomenclatura utilizada para a região que o valor da temperatura é calculado

Figura B.3 – Definição dos *solvers*, dos algoritmos, das tolerâncias e dos fatores de relaxação.

```

18 solvers
19 {
20   p_rgh
21   {
22     solver          GAMG;
23     //preconditioner DIC;
24     tolerance       1e-06;
25     relTol          0.01;
26     smoother        GaussSeidel;
27   }
28
29
30
31   "(U|e|k|epsilon)"
32   {
33     //solver          PBiCGStab;
34     //preconditioner DILU;
35     //tolerance       1e-06;
36     //relTol          0.1;
37     solver           smoothSolver;
38     smoother         GaussSeidel;
39     nSweeps          2;
40     tolerance         1e-08;
41     relTol           0.01;
42   }
43 }
44
45 SIMPLE
46 {
47   nNonOrthogonalCorrectors 0;
48
49   pRefCell 0;
50   pRefValue 0;
51
52   residualControl
53   {
54     p_rgh 1e-8;
55     U 1e-5;
56     e 1e-7;
57
58     // possibly check turbulence fields
59     "(k|epsilon|omega)" 1e-5;
60   }
61 }
62
63 relaxationFactors
64 {
65   fields
66   {
67     p_rgh 0.5;
68   }
69   equations
70   {
71     U 0.3;
72     e 0.3;
73     "(k|epsilon|R)" 0.3;
74   }
75 }

```

Fonte: Próprio autor

conforme a simulação considerando a condutividade térmica do ar $k = 0,0263 \text{ W}/(m.K)$. Na Figura B.7 foram indicadas as condições de contorno referentes a temperatura para o Caso 1, conforme o trabalho do Youssef et al. (2018).

Figura B.4 – Modelo de turbulência.

```

18 simulationType RAS;
19
20 RAS
21 {
22     model            RNGkEpsilon;
23
24     turbulence       on;
25     printCoeffs     on;
26
27 // Optional model coefficients
28     cmu              0.0845;
29     C1               1.42;
30     C2               1.68;
31     C3               0.0; //-0.33;
32     beta             0.012;
33     eta0             4.38;
34     sigmaEps        0.71942;
35     sigamk           0.71942;
36     alphak           1.393;
37     alphaEps        1.393;
38
39 }
40
41
42 // ***** //

```

Fonte: Próprio autor

Figura B.5 – Propriedades termofísicas.

```

18 thermoType
19 {
20     type            heRhoThermo;
21     mixture         pureMixture;
22     transport       const;
23     thermo          eConst;
24     equationOfState Boussinesq;
25     specie          specie;
26     energy          sensibleInternalEnergy;
27 }
28
29 mixture
30 {
31     specie
32     {
33         molWeight    28.97;
34     }
35     equationOfState
36     {
37         rho0         1.178;
38         T0           296.9;
39         beta         3.368e-03;
40     }
41     thermodynamics
42     {
43         Cv           719.23;
44         Hf           0;
45     }
46     transport
47     {
48         mu           1.828e-05;
49         Pr           0.708;
50         DT [0 2 -1 0 0 0] 17.748e-6;
51     }
52 }

```

Fonte: Próprio autor

A equação do fluxo de calor é dada por:

Figura B.6 – Velocidade do ar insuflado para o caso 1 da validação.

```

8 FoamFile
9 {
10     version      2.0;
11     format       ascii;
12     class        volVectorField;
13     object       U;
14 }
15 // * * * * *
16
17 dimensions      [0 1 -1 0 0 0];
18
19 internalField   uniform (0 0 0);
20
21 boundaryField
22 {
23     frontAndBack
24     {
25         type      empty;
26     }
27
28     top
29     {
30         type      noSlip;
31     }
32
33     bottom
34     {
35         type      noSlip;
36     }
37
38     left
39     {
40         type      noSlip;
41     }
42
43     right
44     {
45         type      noSlip;
46     }
47
48     inlet
49     {
50         type      fixedValue;
51         value     uniform (0.8 0 0);
52     }
53
54     outlet
55     {
56         type      pressureInletOutletVelocity;
57         value     $internalField;
58     }
59 }

```

Fonte: Próprio autor

$$q_k'' = kx\nabla T, \quad (\text{B.1})$$

de modo que q_k'' é o fluxo de calor (W/m^2), k é a condutividade térmica ($W/(m.K)$), ∇T é o gradiente de temperatura (K/m).

O *solver* utilizado na simulação do OpenFOAM é modificado no arquivo *controlDict*. Sendo assim, no comando de aplicação é implementado o *solver buoyantSimpleFOAM*. A quantidade de iterações e o intervalo de registro de dados também são alterados nesse arquivo, Figura B.8.

A operação *checkMesh* verifica se não existem erros na malha gerada. A solução

Figura B.7 – Temperatura para o caso 1 da validação.

```

17 dimensions      [0 0 0 1 0 0 0];
18
19 internalField    uniform 300;
20
21 boundaryField
22 {
23     frontAndBack
24     {
25         type        empty;
26     }
27
28     top
29     {
30         type        fixedGradient;
31         gradient    uniform 950.5703422;
32     }
33
34     bottom
35     {
36         type        fixedGradient;
37         gradient    uniform 2281.368821;
38     }
39
40     left
41     {
42         type        fixedGradient;
43         gradient    uniform 950.5703422;
44     }
45
46     right
47     {
48         type        fixedGradient;
49         gradient    uniform 950.5703422;
50     }
51
52     inlet
53     {
54         type        fixedValue;
55         value       uniform 287.15;
56     }
57
58     outlet
59     {
60         type        zeroGradient;
61     }
62 }
63
64 }

```

Fonte: Próprio autor

numérica é obtida ao implementar o comando *buoyantSimpleFoam* que realiza os cálculos em busca da convergência do processamento de dados.

A análise visual dos resultados é realizada no programa *paraView* sob o comando *paraFoam* no terminal do Linux. Foram escolhidos esses programas por serem *opensource*, assim como o próprio OpenFOAM. Desta forma, torna-se possível visualizar e extrair dados referentes à simulação. Outra possibilidade é exportar os dados para planilhas e gerar gráficos de velocidade, temperatura ou pressão referentes ao escoamento.

Figura B.8 – *Arquivo controlDict.*

```
8 FoamFile
9 {
10  version      2.0;
11  format       ascii;
12  class        dictionary;
13  location     "system";
14  object       controlDict;
15 }
16 // ***** //
17
18 application    buoyantSimpleFoam;
19
20 startFrom      startTime;
21
22 startTime      0;
23
24 stopAt         endTime;
25
26 endTime        100000;
27
28 deltaT         1;
29
30 writeControl   timeStep;
31
32 writeInterval  1000;
33
34 purgeWrite     0;
35
36 writeFormat    ascii;
37
38 writePrecision 6;
39
40 writeCompression off;
41
42 timeFormat     general;
43
44 timePrecision  6;
45
46 runTimeModifiable true;
47
48
49 // ***** //
```

Fonte: Próprio autor

ANEXO C – AR-CONDICIONADO TIPO SPLIT

Figura C.1 – Vértices da simulação ar-condicionado split- cenário 1.

```

19 vertices
20 (
21   (0 0 0) //00
22   (0.14 0 0) //01
23   (0.22 0 0) //02
24   (1.22 0 0) //03
25   (2.44 0 0) //04
26   (0 0.6 0) //05
27   (0.14 0.6 0) //06
28   (0.22 0.6 0) //07
29   (1.22 0.6 0) //08
30   (2.44 0.6 0) //09
31   (0 1.22 0) //10
32   (0.14 1.22 0) //11
33   (0.22 1.22 0) //12
34   (1.22 1.22 0) //13
35   (2.44 1.22 0) //14
36   (0 2.14 0) //15
37   (0.14 2.14 0) //16
38   (0.22 2.14 0) //17
39   (1.22 2.14 0) //18
40   (2.44 2.14 0) //19
41   (0.22 2.22 0) //20
42   (1.22 2.22 0) //21
43   (2.44 2.22 0) //22
44   (0.22 2.44 0) //23
45   (1.22 2.44 0) //24
46   (2.44 2.44 0) //25
47   (0 0 1) //26
48   (0.14 0 1) //27
49   (0.22 0 1) //28
50   (1.22 0 1) //29
51   (2.44 0 1) //30
52   (0 0.6 1) //31
53   (0.14 0.6 1) //32
54   (0.22 0.6 1) //33
55   (1.22 0.6 1) //34
56   (2.44 0.6 1) //35
57   (0 1.22 1) //36
58   (0.14 1.22 1) //37
59   (0.22 1.22 1) //38
60   (1.22 1.22 1) //39
61   (2.44 1.22 1) //40
62   (0 2.14 1) //41
63   (0.14 2.14 1) //42
64   (0.22 2.14 1) //43
65   (1.22 2.14 1) //44
66   (2.44 2.14 1) //45
67   (0.22 2.22 1) //46
68   (1.22 2.22 1) //47
69   (2.44 2.22 1) //48
70   (0.22 2.44 1) //49
71   (1.22 2.44 1) //50
72   (2.44 2.44 1) //51
73
74 );

```

Fonte: Próprio autor

Figura C.2 – Vértices da simulação ar-condicionado split- cenário 2.

```

19 vertices
20 (
21   (0 0 0) //00
22   (0.14 0 0) //01
23   (0.22 0 0) //02
24   (1.22 0 0) //03
25   (2.44 0 0) //04
26   (0 1.22 0) //05
27   (0.14 1.22 0) //06
28   (0.22 1.22 0) //07
29   (1.22 1.22 0) //08
30   (2.44 1.22 0) //09
31   (0 2.14 0) //10
32   (0.14 2.14 0) //11
33   (0.22 2.14 0) //12
34   (1.22 2.14 0) //13
35   (2.44 2.14 0) //14
36   (0.22 2.22 0) //15
37   (1.22 2.22 0) //16
38   (2.44 2.22 0) //17
39   (0.22 2.44 0) //18
40   (1.22 2.44 0) //19
41   (2.44 2.44 0) //20
42   (0 0 1) //21
43   (0.14 0 1) //22
44   (0.22 0 1) //23
45   (1.22 0 1) //24
46   (2.44 0 1) //25
47   (0 1.22 1) //26
48   (0.14 1.22 1) //27
49   (0.22 1.22 1) //28
50   (1.22 1.22 1) //29
51   (2.44 1.22 1) //30
52   (0 2.14 1) //31
53   (0.14 2.14 1) //32
54   (0.22 2.14 1) //33
55   (1.22 2.14 1) //34
56   (2.44 2.14 1) //35
57   (0.22 2.22 1) //36
58   (1.22 2.22 1) //37
59   (2.44 2.22 1) //38
60   (0.22 2.44 1) //39
61   (1.22 2.44 1) //40
62   (2.44 2.44 1) //41
63
64 );

```

Fonte: Próprio autor