



Simão Carlos Ribeiro

Estudo numérico de escoamentos em equipamento de refrigeração vertical aberto

Universidade do Minho  
Escola de Engenharia





Universidade do Minho  
Escola de Engenharia

Simão Carlos Ribeiro

Estudo numérico de escoamentos em  
equipamento de refrigeração vertical  
aberto

Dissertação de Mestrado  
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao  
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação da  
Professora Doutora Senhorinha de Fátima Capela  
Fortunas Teixeira

e coorientação do  
Professor Doutor Pedro Alexandre Moreira Lobarinhas

## **AGRADECIMENTOS**

A todos que de uma forma direta ou indireta contribuíram para este trabalho de dissertação de mestrado deixo aqui o meu agradecimento.

Agradeço em particular aos meus orientadores, à Professora Doutora Senhorinha de Fátima Capela Fortunas Teixeira por ter acreditado no projeto, pela sua disponibilidade, e pelo seu empenho nos momentos mais críticos do trabalho, ao professor Doutor Pedro Alexandre Moreira Lobarinhas pelos seus judiciosos conhecimentos.

Um muito obrigado ao Mestre Nelson Rodrigues pela sua contribuição e disponibilidade na resolução dos problemas com o ANSYS.

Um agradecimento muito especial à minha esposa e ao meu filho pela minha ausência durante os últimos 5 anos.

## RESUMO

Os equipamentos de refrigeração verticais abertos, muito usados em superfícies comerciais na conservação de produtos alimentares, cumprem uma dupla funcionalidade manter os alimentos à temperatura de conservação, visíveis e de fácil acesso por forma a maximizar o potencial de venda.

O trabalho deste estudo centra-se na análise do escoamento de ar frio que percorre o equipamento e a sua interação com o ar ambiente. Para este efeito recorreu-se ao uso do programa de computação de dinâmica de fluidos CFD ANSYS Fluent. Este usa a técnica dos volumes finitos na solução das equações de conservação de massa, momentum e energia.

A zona crítica acontece desde a insuflação na parte superior até à aspiração na parte inferior, conhecida como cortina de ar, onde se dá a interação do ar arrefecido com o ar do meio ambiente, na qual ocorrem as infiltrações, responsáveis por 70% do consumo destes aparelhos.

Na primeira parte do trabalho fez-se um conjunto de simulações 2D de dois modelos que se designaram por modelo testes 1 e modelo testes 2. Foi usada uma malha quadrangular uniforme na qual se fez variar a dimensão da malha e na solução alternou-se a ordem da equação diferencial do termo transiente, entre primeira e segunda ordem. Conclui-se que o modelo de escoamento não seguia o padrão que seria expectável.

Na segunda parte do trabalho, foram implementados três modelos finais de estudo aos quais foram designados por modelo 1 “cortina simples”; modelo 2 “lâminas defletoras” e modelo 3 “cortinas múltiplas”. Estes modelos tiveram correções de geometria e de malha, como consequência dos resultados obtidos dos modelos de teste.

Da comparação dos resultados dos três modelos concluiu-se que modelo 1, que tem a geometria mais simples é o que obtém melhores resultados. O modelo 3, do qual se esperava os melhores resultados, apresentou os piores valores dos três modelos. Conclui-se de igual forma que a modelação a 2D tem algumas limitações que não devem ser ignoradas na avaliação final dos resultados.

**Palavras-Chave:** Refrigeração, vertical aberto, cortina ar, CFD, simulação.

## ABSTRACT

Vertical open refrigerated display cabinet, (VORDC) widely used in supermarket, mainly due contrasting purposes, ensure quality and freshness of perishable food and promote the products.

The scope of this work focus on the analysis of the cold air flow through the equipment and its interaction with the ambient air. For that was used the computational fluid dynamics (CFD) software ANSYS Fluent which use the technique of finite volumes to solve the equations of mass, momentum and energy balance.

The critical area known as air curtain, begins at the discharge air grill (DAG) at the top, and ends at return air grill (RAG) on the bottom, where the interaction with the cooled air and the warm air ambient happens. This interaction is responsible for approximately 70% of the total energy consumption.

In the first stage of this work, a setup of 2D simulations with a simplify model was implemented. The mesh used was structured quadrangular, some variations of the mesh size and different solvers of the first and second order of the transient term have tested. The conclusion is that the flow does not have the behavior expected.

In the second stage, three final study models, which were designated as Model 1 "single air curtain"; Model 2 "baffle blades" and Model 3 "multiple air curtains" were implemented. These models had geometry and mesh changes, consequence of the results obtained from test models.

Comparing the results of the three models, it was concluded that Model 1 having the simplest geometry gets better results. The Model 3 showed the worst values of the three models contrarily of the expected best results. It is concluded in the same way that 2D modeling has some limitations that should not be ignored in the final evaluation of the results.

**Keywords:** Refrigeration, Vertical Open, air Curtain, CFD, Simulation

# ÍNDICE

Agradecimentos.....	iii
Resumo.....	v
Abstract.....	vii
Índice.....	ix
Índice de Figuras.....	xi
Índice de Tabelas.....	xiv
Glossário de Abreviaturas, Siglas e Acrónimos.....	xv
Glossário de Símbolos.....	xvi
1. Introdução.....	1
1.1 Descrição e classificação.....	2
1.2 Enquadramento do problema.....	4
1.3 Estado da arte.....	6
1.4 Objetivo.....	11
2. Modelo computacional.....	12
2.1 Leis da conservação.....	12
2.1.1 Equação da continuidade.....	13
2.1.2 Equação do momentum.....	15
2.1.3 Equação da energia.....	17
2.2 Programa de simulação CFD – ANSYS Fluent.....	19
2.2.1 Pré-Processamento.....	20
2.2.2 Solver.....	20
2.2.3 Pós-Processamento.....	21
2.3 Definição de malha.....	21
2.3.1 Malha 2D.....	22
2.3.2 Malha 3D.....	24
2.3.3 Dados estatísticos relevantes.....	26
2.4 Modelos de turbulência.....	28
2.4.1 Modelo <i>Standard k-ε</i> .....	29
2.4.2 Modelo <i>RNG k-ε</i> .....	30
2.4.3 Modelo <i>Realizable k-ε</i> .....	31

2.5	Método de solução.....	32
2.6	Funções de parede .....	33
2.7	Resíduos e Convergência.....	35
3.	Resultados e discussão.....	37
3.1	Estratégia adotada.....	38
3.2	Condições de fronteira e valores iniciais.....	39
3.3	Modelo testes 1 .....	40
3.3.1	. Definição de malha.....	41
3.3.2	Análise de resultados.....	43
3.3.3	Conclusões .....	47
3.4	Modelo testes 2.....	48
3.4.1	Definição de malha.....	48
3.4.2	Análise de resultados.....	50
3.4.3	Conclusões .....	54
3.5	Modelo 1 cortina simples .....	54
3.5.1	Definição de malha.....	55
3.5.2	Análise de resultados.....	57
3.5.3	Conclusões .....	62
3.6	Modelo 2 lâminas de deflexão.....	62
3.6.1	Definição da malha.....	63
3.6.2	Análise de resultados.....	65
3.6.3	Conclusões .....	68
3.7	Modelo 3 cortinas múltiplas .....	68
3.7.1	Definição de malha.....	69
3.7.2	Análise de resultados.....	70
3.7.3	Conclusões .....	74
3.8	Comparação de resultados .....	74
4.	Conclusão final e trabalhos futuros.....	77
	Referências .....	79

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 - Armário refrigerado com bloco de gelo (Costa, 2011) .....	1
Figura 1.2 - Equipamentos refrigeração vertical aberto a) equipamento isolado b) vários equipamentos acoplados ( <a href="http://www.littleduckshowcase.com/ProductShow.asp?ID=221">http://www.littleduckshowcase.com/ProductShow.asp?ID=221</a> ) .....	3
Figura 1.3 - Secções certificadas segundo o manual de certificação de equipamentos de refrigeração vertical sem unidade de condensação (adaptado EUROVENT, 2015) .....	4
Figura 1.4 – Secção de um equipamento de refrigeração vertical aberto, onde é possível observar o fluxo de ar.....	5
Figura 1.5 - Equipamento de congelação vertical aberto com cortina tripla (D'Agaro et al, 2006) .....	7
Figura 1.6 – Distância da zona de insuflação ao topo da prateleira (Hadawey et al, 2012) .....	8
Figura 1.7 – Escoamento na grelha de insuflação: a) Favo normal, b) Favo adaptado (Hadawey et al, 2012).....	8
Figura 1.8 - Posição da furação nas diferentes zonas do painel traseiro a) superior, b) intermédia, c) inferior (Wu et al. 2014) .....	9
Figura 2.1 - Volume de controlo .....	13
Figura 2.2 – Entrada e saída de massa no volume de controlo.....	14
Figura 2.3 - Componentes de tensão viscosa nas seis faces do volume de controlo.....	16
Figura 2.4 - Componentes de tensão na direção $x$ .....	16
Figura 2.5 - Componentes do fluxo de calor .....	18
Figura 2.6 - Células 2D – a) Triangular b) Quadrilateral .....	22
Figura 2.7 – a) Malha quadrilateral estruturada b) Malha quadrilateral não estruturada (adaptado manual ANSYS Fluent).....	23
Figura 2.8 - Malha quadrilateral estruturada - a) Vários blocos b)Tipo 0 (adaptado manual ANSYS Fluent).....	23
Figura 2.9 - a) Malha quadrilateral estruturada tipo C b) Malha triangular não estruturada (adaptado manual ANSYS Fluent) .....	24
Figura 2.10 - Malha hibrida quadrilateral e triangular a) Nós suspensos b) Estator / Rotor geometria (adaptado manual ANSYS Fluent) .....	24
Figura 2.11 - Células 3D a) tetraédrica b) hexaédrica (adaptado manual ANSYS Fluent).....	25



Figura 2.12 - Células 3D a) Prisma base triangular b) Pirâmide c) Poliédrica (adaptado manual ANSYS Fluent).....	25
Figura 2.13 - Malha 3D a) hexaédrica estruturada b) tetraédrica c) poliédrica (adaptado manual ANSYS Fluent).....	26
Figura 2.14 – a) Triangular equilátero e triangular enviesado; b) quadrilátero equiangular e quadrilátero enviesado (adaptado manual ANSYS Fluent).....	27
Figura 2.15 - Representação dos vetores de cálculo da qualidade ortogonal (adaptado manual ANSYS Fluent).....	27
Figura 2.16 – Cálculo do aspect ratio numa célula (adaptado manual ANSYS Fluent) .....	28
Figura 2.17 - Divisão da região junto à parede (Adaptado manual ANSYS Fluent).....	33
Figura 2.18 - Abordagens de função de parede (adaptado manual ANSYS Fluent).....	34
Figura 3.1 - Domínio do modelo de estudo, zona verde representa a envolvente .....	38
Figura 3.2 - Identificação das condições de fronteira .....	40
Figura 3.3 – Representação da malha em todo o domínio modelo testes 1 .....	41
Figura 3.4 - Pormenor da malha da zona assinalada a vermelho na figura 3.3 a) dimensão 0.01 m b) dimensão 0.004 m.....	41
Figura 3.5 – Temperaturas observadas no modelo testes 1 .....	45
Figura 3.6 - Representação vetorial do campo de velocidades modelo testes 1 .....	46
Figura 3.7 – Pormenor de velocidades junto à grelha de insuflação modelo testes 1.....	47
Figura 3.8 – Representação da malha no domínio e em pormenor do favo modelo testes 2 .....	48
Figura 3.9 - Pormenor da malha a)zona do favo b)costas perfuradas modelo testes 2.....	50
Figura 3.10 - Temperatura modelo testes 2 .....	52
Figura 3.11 - Campo vetorial de velocidade para o modelo testes 2 .....	53
Figura 3.12 - Pormenor de velocidades junto à grelha insuflação modelo testes 2 .....	54
Figura 3.13 - Zonas do domínio com tamanho de malha diferenciada no modelo 1 .....	56
Figura 3.14 – Malha global e de pormenor no favo para o modelo 1 .....	57
Figura 3.15 - Temperatura no modelo 1 .....	58
Figura 3.16 - Temperatura na grelha de aspiração no modelo 1 .....	58
Figura 3.17 - Temperatura na grelha aspiração no modelo 1 .....	59
Figura 3.18 - Campo de velocidades no modelo 1 .....	60
Figura 3.19 - Pormenor do campo de velocidades na grelha de insuflação no modelo 1.....	61

Figura 3.20 - Perfil ideal de velocidades na grelha de insuflação.....	62
Figura 3.21 - Campo de vetores de velocidade de 5 posições de defletores no modelo 2.....	63
Figura 3.22 – Zonas do domínio com tamanho de malha diferenciada no modelo 2.....	64
Figura 3.23 - Malha global e de pormenor no modelo 2.....	64
Figura 3.24 – Temperatura no modelo 2.....	65
Figura 3.25 - Temperatura na grelha de aspiração no modelo 2.....	66
Figura 3.26 - Temperatura na grelha no modelo 2.....	66
Figura 3.27 - Campo de velocidades para o modelo 2.....	67
Figura 3.28 – Pormenor do campo de velocidades na grelha de insuflação para o modelo 2.....	67
Figura 3.29 - Zonas do domínio com tamanho de malha diferenciada modelo 3.....	69
Figura 3.30 – a) Malha global modelo 3 b) pormenor grelha insuflação c) pormenor prateleira.....	70
Figura 3.31 – Campo de temperatura para o modelo 3.....	71
Figura 3.32 - Temperatura na grelha de aspiração para o modelo 3.....	71
Figura 3.33 – Temperatura na grelha de aspiração para o modelo 3.....	72
Figura 3.34 - Campo de velocidades para o modelo 3.....	73
Figura 3.35 - Temperaturas para: a) modelo 1; b) modelo 2; c) modelo 3.....	75
Figura 3.36 - Perfil de temperatura na grelha de aspiração para os três modelos.....	75
Figura 3.37 - Campo de velocidades a) modelo 1 b) modelo 2 c) modelo 3.....	76

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 – Coeficientes do modelo turbulência <i>standard k-ε</i> .....	29
Tabela 2.2 - Coeficientes do modelo turbulência <i>RNG k-ε</i> .....	31
Tabela 2.3 - Coeficientes do modelo turbulência <i>Realizable k-ε</i> .....	32
Tabela 3.1 - Estatística da malha modelo testes 1 .....	42
Tabela 3.2 - Valores de caudais mássicos e energia nas fronteiras modelo testes 1 .....	44
Tabela 3.3 - Estatística da malha primeira modelo testes 2 .....	49
Tabela 3.4 - Valores de caudais mássicos e energia nas fronteiras modelo testes 2 .....	51
Tabela 3.5 - Resultados de caudais mássicos e potências térmicas do modelo 1 .....	61
Tabela 3.6 - Resultados de caudais mássicos e potências térmicas no modelo 2 .....	68
Tabela 3.7 - Resultados de caudais mássicos e potências térmicas no modelo 3 .....	73
Tabela 3.8 - Relatório de resultados dos três modelos .....	76

## GLOSSÁRIO DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÓNIMOS

2D	Bidimensional
3D	Tridimensional
ANN	Algoritmo Neural Network
BIO IS	<i>Bio Intelligence Service</i>
CFD	<i>Computacional Fluid Dynamics</i>
DAG	<i>Discharge Air Grill</i>
GWP	<i>Global Warming Potential</i> (Aquecimento Global)
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
JRC	<i>Joint Research Centre</i>
NIR	<i>Non Infiltration Rate</i>
ODP	<i>Ozone depletion Potential</i> (Destruição da camada de Ozono)
PRODCOM	<i>PRODUCTION COMMUNAUTAIRE (Community Production)</i>
RAG	<i>Return Air Grill</i>
VORDC	<i>Vertical Open Refrigerated Display Cabinet</i>

## GLOSSÁRIO DE SÍMBOLOS

$D_h$	Diâmetro hidráulico	[m]
$I$	Índice de turbulência	[%]
$k$	Coefficiente de condutibilidade térmica	[W/m.K]
$K$	Energia cinética turbulenta	[-]
$\dot{m}$	Caudal mássico	[kg/s]
$P$	Pressão estática	[Pa]
Re	Número de Reynolds	[-]
$\rho$	Massa volúmica	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	Viscosidade	[Pa.s]
$\tau$	Tensão viscosa	[Pa]
$\varepsilon$	Energia de dissipação	[-]

# 1. INTRODUÇÃO

A história mostra desde os tempos antigos a necessidade do homem prolongar o tempo de vida dos alimentos recorrendo a técnicas como a salga, a defumação e a dessecação, (as duas últimas ainda hoje usadas, mas por razões gastronómicas). No entanto, também se descobriu que as temperaturas baixas favorecem o prolongamento de vida dos alimentos. Assim nasce a necessidade de refrigeração e o primeiro fluido frigorigénio, muito usado para promover o arrefecimento, foi a água na forma de gelo. Os primeiros equipamentos de refrigeração consistiam num pequeno armário de madeira no qual era introduzido na parte superior um bloco de gelo, que pela sua fusão (processo endotérmico) absorvia o calor e por convecção natural arrefecia o interior do móvel. Durante o século XVIII e início do século XIX, a extração de gelo de lagos gelados foi uma importante atividade industrial e comercial, chegando a haver frotas de navios dedicadas ao transporte do gelo.



Figura 1.1 - Armário refrigerado com bloco de gelo (Costa, 2011)

A refrigeração evoluiu e a sua aplicação passou a abranger vários domínios, muito para além da conservação alimentar, com importantes aplicações no sector da saúde, na climatização de edifícios, nos processos industriais, entre outros campos de aplicação. Os equipamentos de refrigeração não ficaram imunes à evolução e as exigências no fabrico destes vão para além da sua função básica de manutenção de uma dada temperatura num volume restrito. A sociedade moderna em tempos de grande sensibilidade ambiental exige que estes sejam moderados no consumo energético e que usem materiais amigos do ambiente nomeadamente um fluido frigorigénio com nulo ODP (*Ozone Depletion Potencia*) e baixo GWP (*Global Warming Potencia*).

O tipo de equipamento visado neste trabalho cumpre ainda mais um requisito, muito apreciado pelos utilizadores destes, que é ter os produtos muito visíveis e de fácil acesso, por forma a maximizar o potencial de vendas.

## **1.1 Descrição e classificação**

Segundo BIO IS no seu relatório de 2007 denominado “*Preparatory Studies for Eco-design Requirements of EuPs, Lot 12 Commercial refrigerators and freezers*”, a definição geral para um refrigerador é: “aparelho mecânico para armazenar e conservar alimentos perecíveis, onde alimento é definido como “qualquer substância, processada, semi-processada ou crua, cuja finalidade seja o consumo humano, incluindo bebidas, pastilhas elásticas e qualquer substância usada no fabrico, preparação ou tratamento de alimentos, não inclui cosméticos, tabaco ou medicamentos”.

Na lista de produtos “PRODCOM”, a Comunidade Europeia classifica os equipamentos de refrigeração e congeladores comerciais na categoria NACE 29.23 – “Produção de equipamentos de refrigeração e ventilação não domésticos”, divididos nos seguintes grupos:

- 29.23.13** Máquinas e equipamentos de produção de frio e bombas de calor, exceto os de utilização doméstica
  
- 29.23.13.33** Expositores e balcões de refrigeração com unidade de refrigeração incorporada ou evaporador para armazenagem de produtos congelados
  
- 29.23.13.35** Expositores e balcões de refrigeração com unidade de refrigeração incorporada ou evaporador (exceto para armazenagem de produtos congelados)
  
- 29.23.13.40** Equipamentos de congelação de muito baixas temperaturas (exceto arcas com capacidade  $\leq 800$  litros e armários de capacidade  $\leq 900$  litros)
  
- 29.23.13.50** Móveis de refrigeração (exceto expositores e balcões de congelação de muito baixas temperaturas com unidade de refrigeração ou evaporador incorporado)

A classificação, segundo o critério de forma adotada por: *EUROVENT, British Market Transformation Program, Energy Star Program requirements, US Department of Energy, e California Code of Regulations*, é mais precisa e tem em consideração os seguintes itens:

- Capacidade do equipamento (Volume)
- Temperatura de funcionamento
  - Refrigeração (Temperatura  $> 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ )
  - Congelação (Temperatura  $< 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ )
- Combinado: equipamento com diferentes temperaturas (positivas e negativas).
- Orientação: vertical ou horizontal
- Com unidade de compressão/condensação ou compressor à distância
- Presença e tipo de portas: com ou sem portas, tipo de material (portas solidas ou de vidro)
- Tipo de abertura: pivotantes ou deslizantes.

Na figura 1.2 estão representados equipamentos de refrigeração vertical aberto que estão classificados segundo a lista da “PRODCOM” no grupo 29.23.13.35. A figura 1.2 a) mostra um equipamento isolado, a figura 1.2 b) mostra vários equipamentos acoplados, usuais nas superfícies comerciais, carregados com alimentos colocados no limite das prateleiras por forma a serem mais visíveis e de melhor acesso.



Figura 1.2 - Equipamentos refrigeração vertical aberto a) equipamento isolado b) vários equipamentos acoplados (<http://www.littleduckshowcase.com/ProductShow.asp?ID=221>)

A norma EN ISO 23953 classifica os equipamentos em dois grandes grupos, função de dois parâmetros: a forma, e a temperatura de funcionamento. Quanto à forma existem três opções: vertical, horizontal e combinado; quanto à temperatura de funcionamento existem igualmente três variantes: refrigeração ( $T > 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) Congelação ( $T < 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) e combinados.



Na figura 1.3 são apresentados 2 exemplos de desenhos de cortes certificados segundo o manual operacional de certificação de expositores de refrigeração sem unidade de condensação, a) expositor vertical aberto, b) expositor refrigerado com porta de vidro.

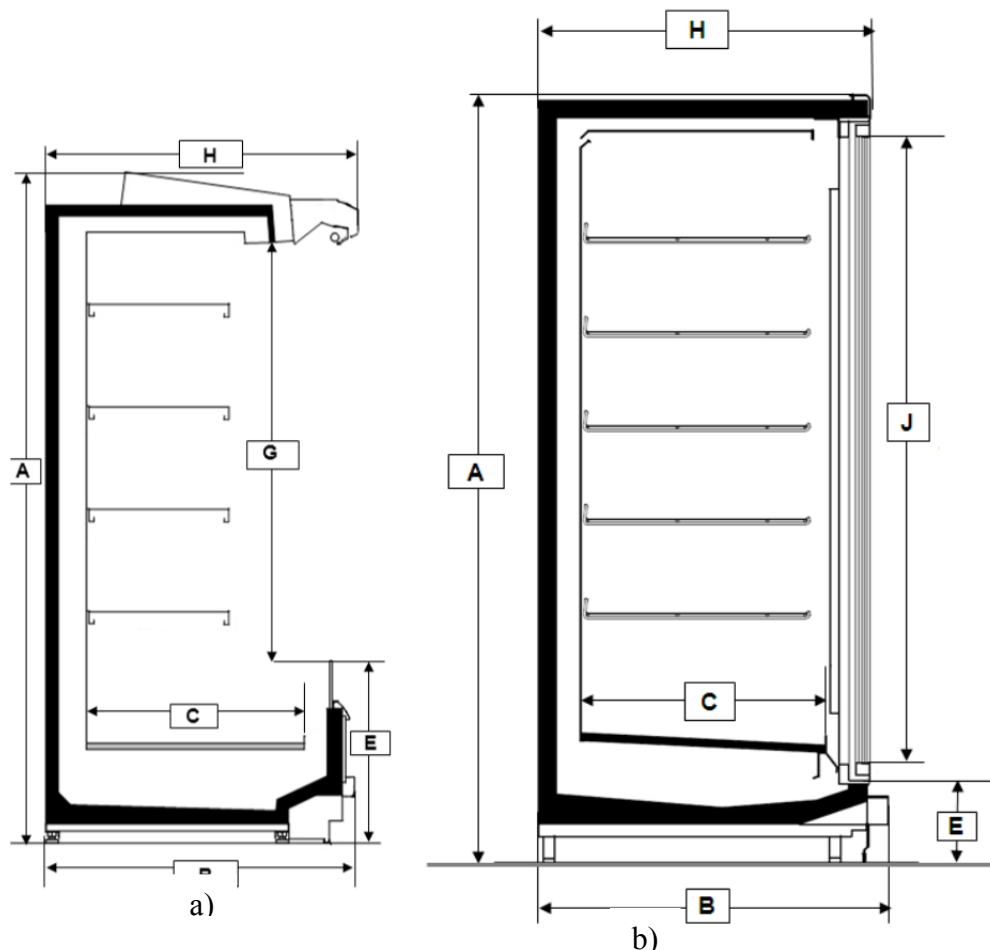


Figura 1.3 - Secções certificadas segundo o manual de certificação de equipamentos de refrigeração vertical sem unidade de condensação (adaptado EUROVENT, 2015)

## 1.2 Enquadramento do problema

As campanhas de sensibilização para o uso racional de energia elétrica e para as boas práticas nomeadamente no uso de equipamentos de refrigeração doméstica, (frigoríficos, arcas, ...), são comuns: evite abrir a porta do frigorífico desnecessariamente, retire todos os alimentos de que necessita de uma só vez, tenha a porta aberta o mínimo tempo necessário, etc. É muito perceptível que estando a porta aberta, entra ar quente (que leva consigo calor e humidade para dentro do aparelho),

obrigando o compressor a trabalho extra para retirar o calor sensível e latente resultante da entrada de ar enquanto a porta está aberta.

Transpondo o problema para um equipamento comercial como apresentado na figura 1.4, a situação complica-se pois não têm qualquer barreira sólida para impedir as infiltrações de ar quente na zona refrigerada, que deve estar a uma temperatura de conservação inferior à temperatura ambiente. O método encontrado para minimizar as infiltrações foi a criação de um fluxo vertical descendente de massa de ar frio, também designado por “cortina de ar”. Este fluxo de massa tem início na extremidade superior do equipamento, na “grelha de insuflação” e termina na parte inferior, na “grelha de aspiração”. A figura 1.4 ilustra o circuito de ar completo do equipamento, as setas indicam por onde passa o fluxo de massa de ar frio e o seu sentido, está também ilustrada a localização da cortina de ar, que se desenvolve entre a grelha de insuflação e a grelha de aspiração; o evaporador, elemento responsável pelo arrefecimento do ar, e envolvente exterior, responsável pela delimitação física deste com o meio ambiente, normalmente preenchida com material isolante.

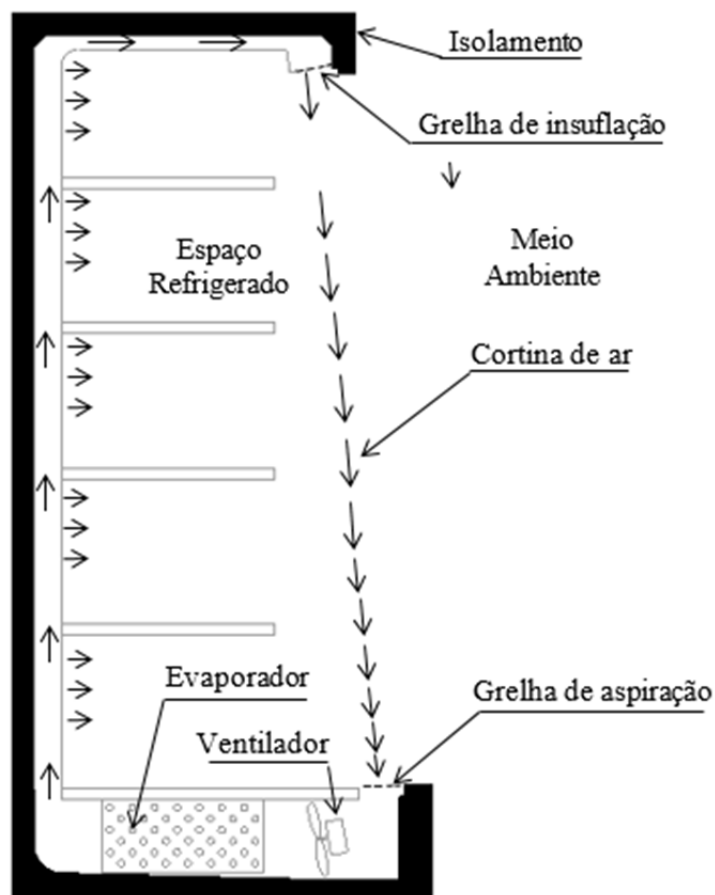


Figura 1.4 – Secção de um equipamento de refrigeração vertical aberto, onde é possível observar o fluxo de ar

Os parâmetros que definem a cortina de ar são:

- Grelha de insuflação; largura, inclinação e a existência ou não de um elemento de difusão do ar designado por favo;
- Perfil de velocidades à saída da grelha de insuflação; velocidade no início da grelha de aspiração, largura da grelha de aspiração; temperatura do ar da cortina à saída da grelha de insuflação e na entrada da grelha de aspiração;
- Distância entre a grelha de insuflação e a grelha de aspiração.

As linhas imaginárias entre os limites das grelhas de insuflação e aspiração devem estar livres de quaisquer elementos sólidos que possam obstruir o fluxo. Outro elemento importante é a velocidade de ar ambiente, resultante de diferença de pressão ou diferença de temperatura existente no espaço físico onde está o equipamento, que a partir de certo limite tem influência nefasta na eficiência da cortina. A norma de testes ISO 23953 prevê uma corrente de ar paralela ao plano frontal do equipamento com velocidade de 0.2 m/s na cabine de testes.

### **1.3 Estado da arte**

D'Agaro et al (2006) levaram a cabo um estudo numérico 2D e 3D e validaram os resultados com dados experimentais, de um equipamento de congelação vertical aberto, com cortina de ar tripla ver figura 1.5. O ar da cortina interior é arrefecido por dois evaporadores, a cortina do meio adjacente à cortina interior tem o ar ligeiramente arrefecido pela proximidade das condutas e na grelha de insuflação, na cortina exterior o ar é insuflado à temperatura ambiente e não tem recirculação. As velocidades médias destas cortinas são diferentes sendo decrescente da cortina interior para a cortina exterior. Concluíram que no modelo 2D transiente se obtém melhores resultados que no modelo 2D estacionário, mas é na simulação 3D que os resultados são mais consistentes, com melhor previsão da potência de refrigeração, o efeito dos painéis laterais nas infiltrações e a influência do movimento do ar ambiente na cortina.

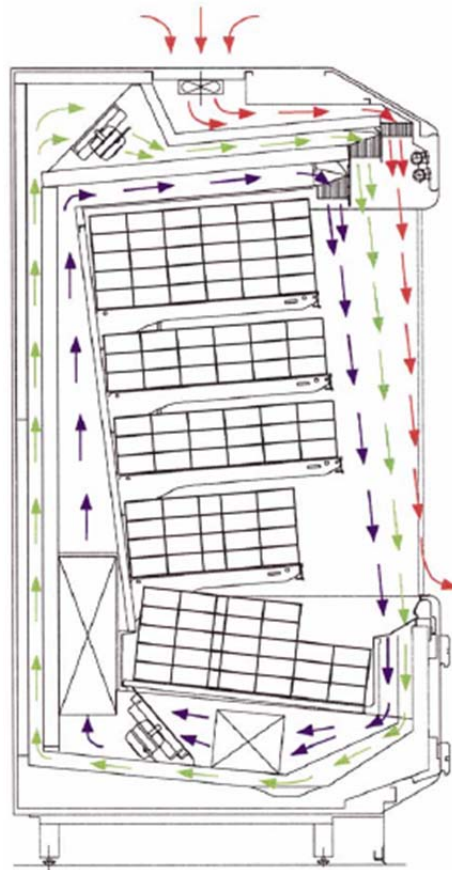


Figura 1.5 - Equipamento de congelamento vertical aberto com cortina tripla (D'Agaro et al, 2006)

Hadaway et al. (2012) elaboraram um estudo numérico de um equipamento de refrigeração vertical aberto com cortina simples, validando os resultados com dados experimentais. Grande parte do trabalho foi feita em 2D, assim como resultados apresentados. Deste trabalho concluíram que, a equação 1.1 de cálculo do módulo de deflexão, é adequada.

$$\frac{v^2}{R} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (1.1)$$

Na qual  $v$  é a velocidade;  $R$  é o raio de deflexão da cortina de ar, na qual  $r$  é a coordenada normal à linha de fluxo da cortina de ar;  $p$  a pressão e  $\rho$  a massa volúmica.

A massa volúmica de escoamento na grelha de insuflação deve ser 1/3 da massa volúmica total; a largura da cortina deve estar compreendida entre 90 e 110 mm e deve ter um ângulo de inclinação de 5 a 10° para o lado exterior; o espaçamento entre a cortina e o limite da prateleira superior deve ser o menor possível, (ver função da figura 1.6); o uso do favo melhora a eficiência da cortina, o uso de um favo adaptado, (ver figura 1.7), melhora a eficiência em 4% em relação ao favo normal; por último, referem que deve ser feito um maior esforço para obter uma maior eficiência da cortina no projeto destes equipamentos.



Figura 1.6 – Distância da zona de insuflação ao topo da prateleira (Hadawey et al, 2012)

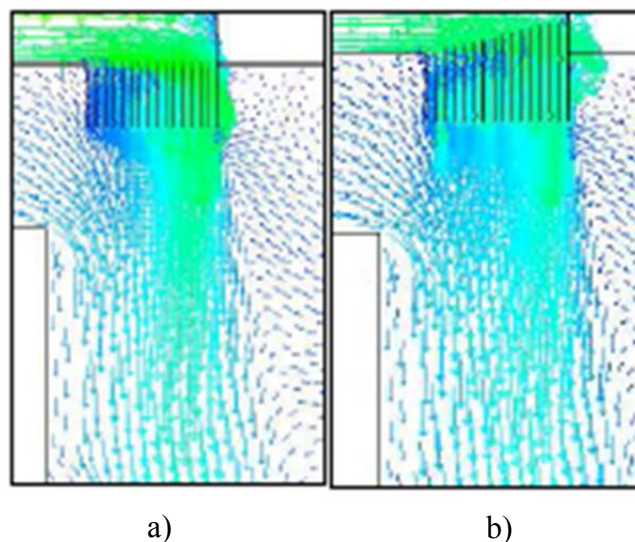


Figura 1.7 – Escoamento na grelha de insuflação: a) Favo normal, b) Favo adaptado (Hadawey et al, 2012)

Wu et al. (2014) concentraram esforços para determinar o efeito da perfuração no painel das costas de um equipamento refrigerado vertical aberto. O estudo pretendia analisar o nível de área perfurada e sua localização no painel das costas, por forma a maximizar a capacidade de refrigeração do equipamento, validando os valores obtidos numericamente numa simulação CFD (Fluent), com resultados obtidos experimentalmente. O modelo de turbulência foi o  $k-\epsilon$ , as condições de fronteira na entrada “*velocity-inlet* 0.5 m/s” e temperatura de 271.5 K; na grelha de aspiração foi assumida a fronteira “*pressureoutlet*”, com a pressão -1.1 Pa e temperatura de 280 K; foi usado o modelo

matemático SIMPLE para a resolução das equações em estado estacionário. Após este estudo concluíram que o painel das costas deve ter uma área perfurada na ordem dos 3%. Valores acima deste comprometem o funcionamento da cortina, e valores inferiores diminuem a capacidade de refrigeração. Calculado o nível de área perfurada adequado, o passo seguinte consistiu em determinar o local adequado da furação, usaram 3 linhas de furação que colocaram em 3 alturas diferentes tendo por referência a posição da prateleira, conforme figura 1.8. A divisão de caudal deve ser 30% nas costas e 70% na grelha de insuflação e a posição da furação com mais eficiência é na parte superior.

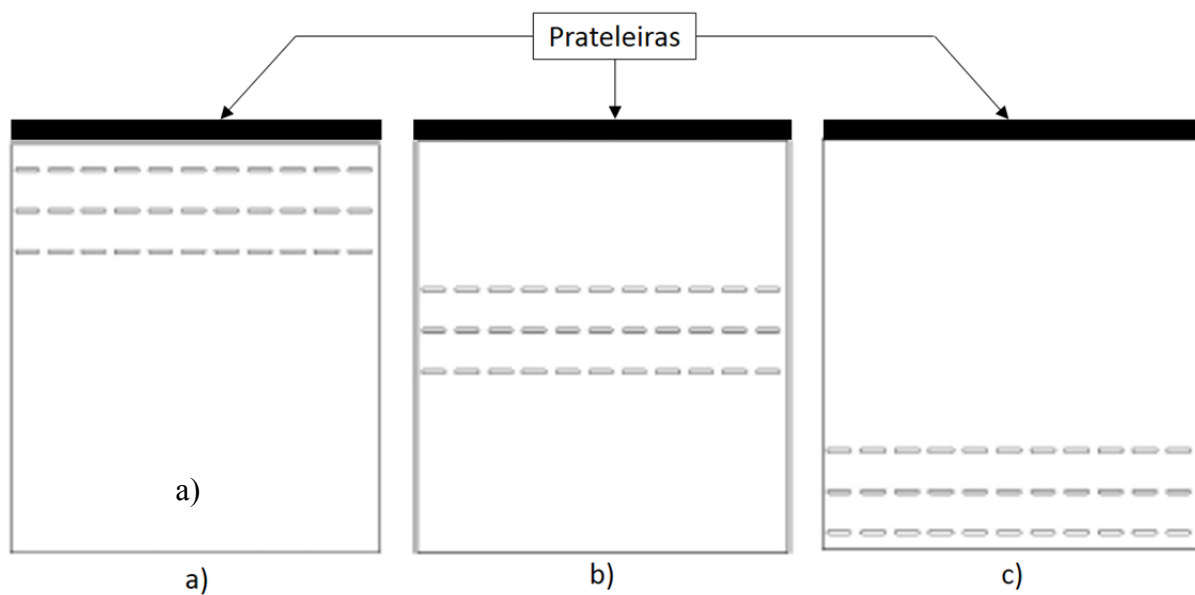


Figura 1.8 - Posição da furação nas diferentes zonas do painel traseiro a) superior, b) intermédia, c) inferior (Wu et al. 2014)

Um método convencional para medir a taxa de infiltração num expositor vertical aberto consiste na medição do volume de água condensada no evaporador. Outro método é baseado na medição da entalpia do ar no espaço ambiente da sala de ensaios, na entalpia do ar da grelha de insuflação e no excesso de ar. Amin et al. (2012) desenvolveram um trabalho a que chamaram de nova técnica de medição da taxa de infiltrações. Este método usa um gás traçador ( $\text{CO}_2$ ) que é continuamente injetado num fluxo descendente e suficientemente afastado da grelha de insuflação. Os valores de  $\text{CO}_2$  são monitorizados em 3 pontos, antes da grelha de insuflação, depois da grelha de aspiração e na sala de ensaios. Para exprimir a taxa de infiltração de forma escalável e também para ser compatível com o *algoritmo artificial neural network (ANN)* programa desenvolvido para estimar a taxa de infiltração num expositor vertical aberto, recorreram da equação (1.2).

$$NIR = \frac{\dot{m}_{inf}}{\dot{m}_{RAG}} = \left| \frac{C_{DAG} - C_{RAG}}{C_{DAG} - C_{rm}} \right| \quad (1.2)$$

Em que  $NIR$  é *Non dimensional Infiltracion Rate*,  $\dot{m}_{inf}$  é o caudal mássico de infiltração [kg/s],  $\dot{m}_{RAG}$  é o caudal mássico na grelha de aspiração [kg/s] e  $C$  é a concentração de gás traçador na grelha de insuflação  $DAG$ , na grelha de aspiração  $RAG$  e  $rm$  a sala de teste.

$NIR$  está compreendido entre 0 e 1 no qual o valor 0 equivale a uma taxa nula de infiltração e o valor 1 a uma taxa de infiltração total. Um dos principais objetivos foi a demonstração de uma abordagem híbrida (numérica/experimental). Pode ser usada para estimar a taxa de infiltração no expositor e também permitir encontrar os parâmetros que minimizam as infiltrações atendendo às restrições impostas pelos fabricantes. No final, apresentaram uma matriz de valores  $NIR$  para diferentes parâmetros (inclinação da grelha de insuflação, ângulo da cortina Reynolds, rácio entre caudal mássico nas costas e caudal mássico total; relação entre a distância medida na vertical entre a grelha de aspiração e grelha de insuflação e a largura da grelha de insuflação), no mesmo estudo também comparam os valores medidos experimentalmente com os valores obtidos pelo algoritmo *ANN*.

Mais tarde, os mesmos autores desenvolveram um trabalho para fazer uma correlação entre variáveis secundárias (temperatura, humidade relativa, índice de turbulência na grelha de insuflação e índice de carga, alimentos, nas prateleiras). Os resultados disseram que a presença de alimentos nas prateleiras favorece a diminuição de infiltrações, desde que estes não impeçam a passagem de ar através das costas perfuradas. A variação da temperatura na grelha de insuflação entre -3 °C e 2 °C tem um efeito de 0.282 e 0.287 nos valores de infiltração, ou seja tem pouca influência. A variação da humidade relativa entre 30% e 65% resulta na variação da infiltração entre 0.344 e 0.336 também com pouco significado. O índice de turbulência na grelha de insuflação tem uma relação quase linear com a taxa de infiltração.

O trabalho compara dois modelos numéricos para simulação de escoamento num expositor refrigerado, tentando obter melhor predição de desempenho da cortina de ar de um expositor vertical refrigerado. Um dos modelos com um fluido e turbulência  $k-\epsilon$  e um outro modelo considerando dois fluidos distintos, sendo o segundo com escoamento laminar. Yu et al. (2008) desenvolveram um algoritmo CFD em *FORTRAN* para determinação do campo de velocidades, temperaturas e turbulência  $k-\epsilon$ . Na validação de resultados usaram um modelo físico de dupla cortina com valores de velocidade diferenciados nas duas grelhas de insuflação. O ar da cortina interior é arrefecido passando pelo evaporador enquanto o ar da segunda cortina (lado exterior) é recirculado, mas não passa pelo evaporador. Instalaram 4 grupos de termopares no topo das prateleiras e mais 3 grupos junto à zona

exterior (contigua à grelha de aspiração) e anemómetros de fio quente para medir as velocidades. O “ar insuflado” pelas duas grelhas do equipamento é do fluido 1, enquanto o ar insuflado na sala de ensaio paralelo ao plano frontal do expositor, representa o fluido 2. Após este estudo concluíram que nos campos das velocidades os dois modelos estão próximos, no campo da temperatura obtiveram melhor estratificação no modelo matemático com 2 fluidos, as diferenças foram mais acentuadas nos valores de energia cinética turbulenta  $k$  e taxa de dissipação,  $\epsilon$ . Os resultados obtidos no modelo de 2 fluidos apresentaram melhor aproximação aos valores obtidos experimentalmente.

## **1.4      Objetivo**

Os expositores de refrigeração verticais abertos têm no seu funcionamento sérios problemas de infiltrações de ar ambiente. Estas infiltrações têm sido alvo de muitas investigações nos últimos tempos, com o propósito de as minimizar, diminuindo assim as perdas de energia. Grande parte destes trabalhos assentam em trabalhos experimentais, em modelos físicos complementados com simulações numéricas com variações ao nível dos modelos matemáticos usados, com recurso a código comercial e/ou dedicado. A validação dos resultados obtidos é feita com variação posterior de *inputs* e avaliação dos *outputs*. Neste trabalho é feita uma nova abordagem partindo de um estudo de análise numérica de um modelo comum, partindo de uma modelação simplificada, na qual se estuda o comportamento do escoamento à saída da grelha de insuflação até à grelha de aspiração e a interação deste com a zona a refrigerar, (interior do equipamento) e a zona exterior, pela qual se dão as infiltrações; posto isso segue-se para uma modelação mais próxima do modelo real, com a introdução de furação no painel traseiro e pela colocação de um elemento na grelha de insuflação, designado por favo responsável por uma difusão mais uniforme do ar, na grelha de insuflação condicionando o escoamento tornando-o laminar. A segunda só foi possível porque todas as análises numéricas foram feitas a 2D. Na fase posterior ao segundo modelo foram adicionadas cortinas parcelares em todas as prateleiras. O objetivo deste trabalho é avaliar qual o ganho de eficiência proporcionado por este sistema de cortinas, comparando com o modelo tradicional.



## 2. MODELO COMPUTACIONAL

O movimento de fluidos líquidos ou gasosos existe em toda a parte; basta pensar que  $\frac{3}{4}$  da terra é água, a massa da atmosfera são  $5 \times 10^{18}$  kg de ar seco, 70% do corpo humano é água. Sendo toda esta matéria são fluidos em movimento. As equações que governam estes escoamentos são equações diferenciais parciais que representam as leis de conservação da massa, momentum e energia. Computação Dinâmica de Fluidos (Versteeg e Malalasekera, 1995) relaciona, a análise numérica, a mecânica de fluidos e a ciência computacional, transformando as equações diferenciais parciais em sistemas de equações algébricas, com algoritmos de soluções que correm em computadores calculando o valor de variáveis como, temperatura, pressão, velocidade, etc. permitindo responder à necessidade de previsão e melhor compreensão dos fenômenos físicos dos escoamentos e transferência de calor.

### 2.1 Leis da conservação

Os aspetos físicos de qualquer escoamento de um fluido são governados por três princípios fundamentais:

- Conservação de massa
- Conservação de momentum
- Conservação da energia

O fluido é analisado como contínuo numa escala macroscópica ( $1 \mu\text{m}$  ou superior). O comportamento do escoamento é observado em termos macroscópicos das propriedades como velocidade, pressão, densidade, temperatura e suas derivadas no espaço e no tempo. A conservação de massa é traduzida pela equação da continuidade, a conservação de momentum, é dada pela equação do momentum também designada pela segunda lei de Newton, a conservação da energia é dada pela equação da energia também designada pela primeira lei da termodinâmica.

A partícula de um fluido é o elemento mais pequeno possível na escala macroscópica, no qual as suas propriedades não são influenciadas por moléculas individuais. A figura 2.1 representa o volume de controlo com as dimensões  $\delta x$ ,  $\delta y$ ,  $\delta z$ .

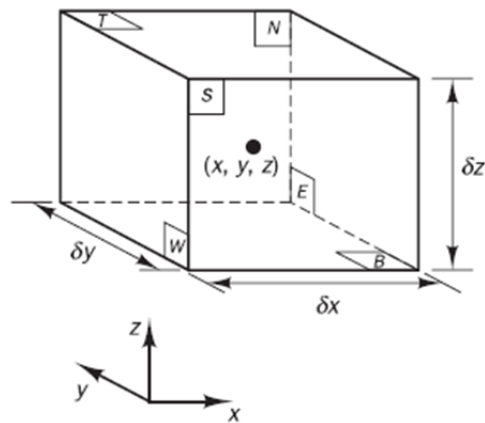


Figura 2.1 - Volume de controle

As seis faces do elemento estão referenciadas em N, S, E, W, T e B, que representam *North*, *South*, *East*, *West*, *Top* e *Bottom*, e são as fronteiras do elemento. O sistema de coordenadas define os sentidos positivos e o centro do volume de controle está na posição  $(x, y, z)$ . O cálculo sistemático da variação de massa, momentum e energia nas fronteiras do elemento do fluido são o resultado das equações do escoamento.

Todas as propriedades do fluido são em função do espaço e do tempo e devem ser escritas na forma  $\rho(x, y, z, t)$ ,  $p(x, y, z, t)$ ,  $T(x, y, z, t)$  e  $u(x, y, z, t)$ , para a massa volúmica, pressão, temperatura e velocidade, respetivamente.

O elemento em consideração é tão pequeno que as propriedades do fluido nas faces podem ser expressas em dois termos da serie de Taylor. Então por exemplo a pressão nas faces W e E que estão ambas à distancia de  $\frac{1}{2} \delta x$  do centro do elemento podem ser expressas como

$$p - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \text{ e } p + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \quad (2.1)$$

### 2.1.1 Equação da continuidade

A derivação da equação da conservação de massa é escrita tendo em conta o balanço de massa no elemento:

$$\left( \begin{array}{c} \textit{variação} \\ \textit{da massa} \\ \textit{no volume} \\ \textit{controle} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \textit{variação líquida} \\ \textit{da massa} \\ \textit{no volume} \\ \textit{controle} \end{array} \right)$$

Entenda-se como variação líquida como a diferença entre a massa que entra em cada face e a massa que sai na face oposta. A variação da massa no volume de controlo é:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \delta x \delta y \delta z) = \frac{\partial \rho}{\partial t} \delta x \delta y \delta z \quad (2.2)$$

Por sua vez a massa que atravessa as faces do volume de controlo é dado pelo produto da massa volúmica e a velocidade na componente normal à face de controlo. Sendo  $u, v, w$  as velocidades segundo os eixos  $x, y, z$  respetivamente. Na figura 2.2 pode-se ver as entradas e saídas de massa no elemento, dada pela equação (2.3).

$$\begin{aligned} & \left( \rho u - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z - \left( \rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z \\ & + \left( \rho v - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z - \left( \rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z \\ & + \left( \rho w - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y - \left( \rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y \end{aligned} \quad (2.3)$$

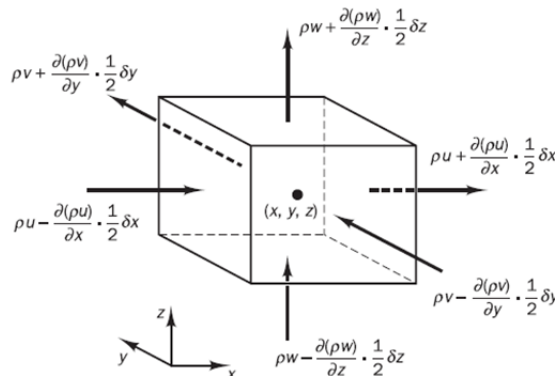


Figura 2.2 – Entrada e saída de massa no volume de controlo

Trabalhando as equações e dividindo todos os membros por  $\delta x \delta y \delta z$  obtém-se

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (2.4)$$

Numa forma mais compacta

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho u) = 0 \quad (2.5)$$

A equação (2.5) representa a conservação de massa de um escoamento transiente tridimensional de um fluido compressível. O primeiro elemento da equação (2.5) representa a variação de massa volúmica por unidade de tempo. O segundo elemento é a taxa líquida de massa que

atravessa as fronteiras do volume de controlo, conhecido por termo convectivo. No caso de um fluido incompressível a equação (2.5) fica:

$$\text{div}(u) = 0 \quad (2.6)$$

### 2.1.2 Equação do momentum

A segunda lei de Newton  $f=ma$  estabelece que a quantidade do momento na partícula do fluido no volume de controlo é igual ao somatório das forças na partícula:

$$\left( \begin{array}{c} \text{Variação da} \\ \text{quantidade de} \\ \text{movimento} \\ \text{no volume} \\ \text{controlo} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{Somatorio das} \\ \text{forças} \\ \text{no volume} \\ \text{controlo} \end{array} \right)$$

A variação da quantidade de momento nos eixos  $x, y, z$  por unidade de volume no volume de controlo é dado por:

$$\rho \frac{Du}{Dt} \text{ em } x; \quad \rho \frac{Dv}{Dt} \text{ em } y; \quad \rho \frac{Dw}{Dt} \text{ em } z \quad (2.7)$$

São distinguidas dois tipos de forças no volume de controlo:

- **Forças de superfície**
  - Forças devido à pressão
  - Forças devido à viscosidade
  
- **Forças de corpo**
  - Forças devido à gravidade
  - Forças centrífugas
  - Forças de Coriolis
  - Forças eletromagnéticas

Serão consideradas forças superficiais em termos de momento e as forças de corpo são incluídas no termo fonte.

O estado de tensões no elemento do fluido é definido em termos de pressão e nove componentes de tensões de viscosidade como mostra a figura 2.3. A pressão é identificada pela letra  $p$  e a tensão viscosa pela letra  $\tau$ . Os sufixos  $i$  e  $j$  usados na representação da tensão viscosa  $\tau_{ij}$  indicam que a tensão do componente atua na direção  $j$  numa superfície normal à direção  $i$ .

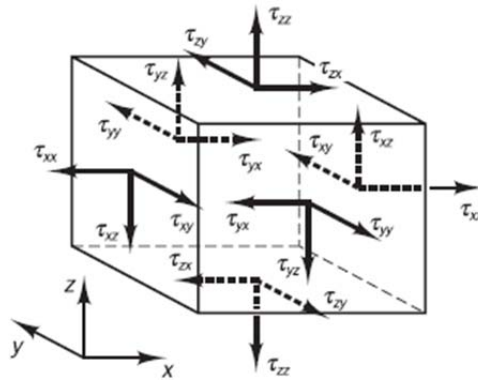


Figura 2.3 - Componentes de tensão viscosa nas seis faces do volume de controle

Considerando as forças na componente em  $x$  resultante da pressão  $p$  e das tensões superficiais  $\tau_{xx}$ ,  $\tau_{xy}$  e  $\tau_{xz}$ , ver figura 2.4. A força resultante em  $x$  é o somatório de todas as componentes que atuam nessa direção do elemento.

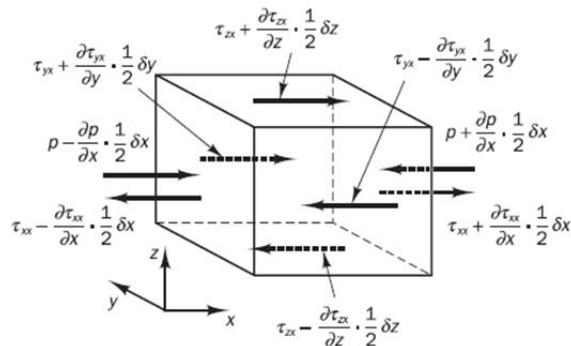


Figura 2.4 - Componentes de tensão na direção  $x$

As forças resultantes segundo o eixo  $x$  nas faces (E,W) são:

$$\left[ \left( p - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) - \left( \tau_{xx} - \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \right] \delta y \delta z + \left[ - \left( p + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) + \left( \tau_{xx} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \right] \delta y \delta z = \left( - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \right) \delta x \delta y \delta z \quad (2.8a)$$

Nas faces (N,S) segundo o eixo  $x$  vem:

$$-\left(\tau_{yx} - \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y}\frac{1}{2}\delta y\right)\delta x\delta z + \left(\tau_{yx} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y}\frac{1}{2}\delta y\right)\delta x\delta z = \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y}\delta x\delta y\delta z \quad (2.8b)$$

Por último as forças na direção x nas faces (T,B) é dado por

$$-\left(\tau_{zx} - \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z}\frac{1}{2}\delta z\right)\delta x\delta y + \left(\tau_{zx} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z}\frac{1}{2}\delta z\right)\delta x\delta y = \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z}\delta x\delta y\delta z \quad (2.8c)$$

A força total por unidade de volume do fluido resultante da soma de todas as tensões superficiais é obtida pela soma das equações (2.8a, 2.8b, 2.8c) que dividindo por  $\delta x\delta y\delta z$  resulta:

$$\frac{\partial(-p+\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} \quad (2.9)$$

sem detalhar as forças de corpo que ficam incluídas no termo fonte  $S_{Mx}$  no momentum em x por unidade de volume e por unidade de tempo.

A equação do momentum na componente em x é obtida pela igualdade da variação do momentum dada pela mesma componente da equação (2.7) com a resultante da força devido às tensões superficiais equação (2.9) mais o valor do termo fonte em x:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p+\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \quad (2.10a)$$

Da mesma forma temos segundo a componente em y:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p+\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \quad (2.10b)$$

Na componente em Z vem:

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial\tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p+\tau_{zz})}{\partial z} + S_{Mz} \quad (2.10c)$$

### 2.1.3 Equação da energia

A equação da energia deriva da primeira lei da termodinâmica que estabelece que a taxa de variação da energia interna de uma partícula de um fluido é a soma da variação do calor mais a variação do trabalho.

$$\left(\begin{array}{c} \text{Taxa de variação} \\ \text{de energia} \\ \text{numa partícula} \\ \text{fluido} \end{array}\right) = \left(\begin{array}{c} \text{Taxa de variação} \\ \text{de calor} \\ \text{numa partícula} \\ \text{fluido} \end{array}\right) + \left(\begin{array}{c} \text{Taxa de variação} \\ \text{de trabalho} \\ \text{numa partícula} \\ \text{fluido} \end{array}\right)$$

Assim a taxa de variação da energia é dada por

$$\rho \frac{DE}{Dt} \quad (2.11)$$

O trabalho resultante devido às forças na partícula do fluido é igual ao produto da força pela componente da velocidade na direção da força. Multiplicando a equação (2.9) pela velocidade na componente em  $x$  temos

$$\frac{\partial(u(-p+\tau_{xx}))}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} \quad (2.12)$$

Agora segundo as componentes em  $y$  e  $z$  obtém-se respetivamente

$$\frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v(-p+\tau_{yy}))}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w(-p+\tau_{zz}))}{\partial z} \quad (2.14)$$

Isolando os termos que contêm a pressão  $p$

$$-\frac{\partial(up)}{\partial x} - \frac{\partial(vp)}{\partial y} + \frac{\partial(wp)}{\partial z} = -div(\mathbf{pu}) \quad (2.15)$$

A variação total do trabalho resultante das forças superficiais

$$[-div(\mathbf{pu})] + \left[ \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} \right] + \left[ \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} \right] + \left[ \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] \quad (2.16)$$

A equação (2.15) representa o balanço em todas as componentes  $x, y, z$  do trabalho na partícula do fluido resultante das forças que atuam nas superfícies.

- Fluxo de energia resultante da transferência de calor por condução

O balanço de fluxo de calor através das faces do volume de controlo representado pelo vetor de fluxo de calor  $q$  nas três componentes  $q_x, q_y, q_z$  conforme a figura 2.5.

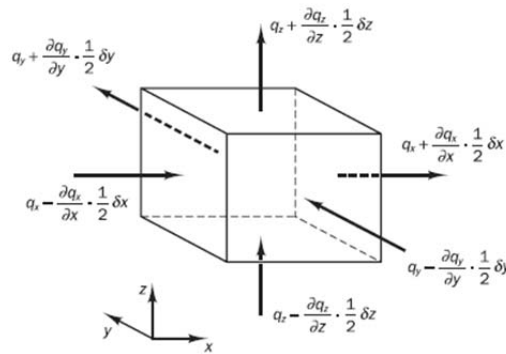


Figura 2.5 - Componentes do fluxo de calor

$$\left[ \left( q_x - \frac{\partial q_x}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) - \left( q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \right] \delta y \delta z = -\frac{\partial q_x}{\partial x} \delta x \delta y \delta z \quad (2.17a)$$

De igual forma, para as componentes em  $y$  e  $z$  respetivamente

$$-\frac{\partial q_y}{\partial y} \delta x \delta y \delta z \quad (2.17b)$$

$$-\frac{\partial q_y}{\partial z} \delta x \delta y \delta z \quad (2.17c)$$

Dividindo as equações (2.17a), (2.17b) e (2.17c) por  $\delta x \delta y \delta z$

$$-\frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} = -\text{div } \mathbf{q} \quad (2.18)$$

Pela lei de Fourier para a condução de calor

$$q_x = -K \frac{\partial T}{\partial x}; \quad q_y = -K \frac{\partial T}{\partial y}; \quad q_z = -K \frac{\partial T}{\partial z}$$

Numa forma mais compacta

$$\mathbf{q} = -k \text{ grad } T \quad (2.19)$$

Combinando as equações (2.18) e (2.19) obtemos a equação final do balanço de energia no elemento resultante da transferência de calor por condução:

$$-\text{div } \mathbf{q} = \text{div}(k \text{ grad } T) \quad (2.20)$$

- Equação da energia

Até agora ainda não foi definida a energia específica  $E$  do fluido. Que pode ser expressa como a soma da energia térmica interna  $i$ , a energia cinética  $\frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2)$  e a energia potencial. Sendo a força gravitacional uma força de corpo e considerada e já considerada anteriormente no termo fonte, de igual forma a energia potencial fica agregada ao termo fonte  $S_E$ . O balanço de energia na partícula de fluido fica definido pela equação (2.11) e a soma do balanço de trabalho, equação (2.16) o balanço de transferência de calor, equação (2.20) e a soma do termo fonte. A equação da conservação da energia fica:

$$\rho \frac{DE}{Dt} = -\text{div}(\rho \mathbf{u}) + \left[ \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} \right] + \left[ \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} \right] + \left[ \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] + \text{div}(k \text{ grad } T) + S_E \quad (2.21)$$

## 2.2 Programa de simulação CFD – ANSYS Fluent

ANSYS é um programa CFD de código comercial largamente usado na indústria e no meio acadêmico na análise de escoamentos de fluidos incompressíveis e compressíveis e transferência de calor. Por forma a tornar mais fácil a solução das equações que resolvem os problemas de fluidos, são usados interfaces de fácil para a introdução dos parâmetros, inputs, e visualização dos resultados, outputs. Os códigos de CFD têm três principais fases: pré-processamento, Solver e pós-processamento.



## 2.2.1 Pré-Processamento

A fase do pré-processamento consiste na definição do problema físico de escoamento num interface de fácil manuseamento e o adapta para tratamento no solver. Divide-se nas seguintes fases:

- Definição de geometria e do domínio do problema
- Geração de malha - divisão do domínio em pequenas partes, volumes de controlo ou células
- Especificação das condições de fronteira – células que definem ou tocam no limite do domínio
- Seleção do fenómeno físico ou químico que se pretende modular
- Definição das propriedades do fluido

A solução do problema é definida nos nós, no interior de cada célula. A precisão da solução está intimamente ligada ao número de células da malha, maior número de células resulta em melhor precisão dos resultados. O volume de controlo deve ser de menor dimensão em zonas de maior variação das propriedades do escoamento; em contrapartida nas zonas de menor variação das propriedades, os elementos da malha podem ser maiores.

## 2.2.2 Solver

O ANSYS Fluent disponibiliza dois métodos numéricos assentes na técnica dos volumes finitos: *pressure-based solver* e *density-based solver*. O primeiro adequa-se à solução de problemas de escoamentos incompressíveis de baixa velocidade, enquanto o segundo é mais indicado para escoamentos compressíveis de alta velocidade. Nos dois casos, o campo de velocidades é obtido através das equações do *momentum*. No método *density-based solver* a densidade é obtida pela equação da continuidade, na abordagem *pressure-based solver* o campo de pressões é obtido pela manipulação das equações do *momentum* e continuidade.

As duas abordagens disponíveis passam pelas seguintes fases:

- Divisão do domínio em volumes discretos de controlo usando a malha já definida
- Integração das equações de governo nos volumes individuais de controlo para construção das equações algébricas discretas de variáveis dependentes (desconhecidas) como velocidade, pressão, temperatura e escalares de conservação.
- Linearização das equações discretizadas e solução resultante do sistema de equações lineares das variáveis dependentes.

Os dois métodos empregam processos de discretização similar, mas têm abordagens diferenciadas na linearização das equações discretizadas.

### 2.2.3 Pós-Processamento

O *ANSYS Fluent* disponibiliza no seu interface de pós processamento, uma gama alargada de capacidades gráficas nomeadamente:

- Visualização da geometria e da malha
- Gráfico de vetores
- Linhas de contorno e de fluxo coloridas
- Gráficos de superfícies 2D e 3D
- Trajetórias de partículas
- Manipulação de imagens (translação, rotação escala, etc)

Além de todos os modos de visualizações estáticas, o *software* tem disponíveis ferramentas para criação de ficheiros de vídeo.

## 2.3 Definição de malha

A escolha do tipo de malha na resolução de um qualquer problema de escoamento, deve atender a três aspetos:

- Tempo na definição da malha
- Custo computacional
- Difusão numérica

A criação de blocos estruturais de malha com elementos quadriláteros para 2D ou hexaédricos para 3D pode levar muito tempo na sua execução, podendo em situações estes blocos representarem geometrias complexas em zonas de baixo gradiente e pouca importância. Nos casos de geometrias complexas usar elementos triangulares ou tetraédricos pode ser a opção de melhor utilidade.

No aspeto do custo computacional, em geometrias com largo comprimento de escala do escoamento, uma malha com elementos triangulares ou tetraédricos pode ser obtida com menos elementos que uma malha equivalente de elementos quadriláteros ou hexaédricos. Tal deve-se ao facto dos elementos triangulares e tetraédricos poderem-se agrupar em células seleccionadas do domínio. Numa forma resumida:

- Para geometrias simples usar malha estruturada quadrilateral ou hexaédrica
- Para geometrias de complexidade moderada usar malha não estruturada quadrilateral ou hexaédrica.
- Para geometrias de alguma complexidade usar malha triangular ou tetraédrica com elementos de linha nas camadas de fronteira.
- Para geometrias de complexidade extrema usar apenas malha triangular ou tetraédrica.

No ponto de vista da difusão numérica que se deve aos erros de truncatura, é minimizada quando alinhamos o escoamento com a malha, este alinhamento consegue-se melhor com malha quadrilateral ou hexaédrica. Outra característica importante desta malha é permitir maiores valores de *aspect ratio* além de menores valores de *skewness* que são desejáveis para melhor precisão de resultados e convergência.

### 2.3.1 Malha 2D

Conforme o problema em estudo for apresentado a 2D ou 3D a geração de malha segue o mesmo figurino. Existem 2 tipos de células 2D, triangular e quadrilateral conforme apresentado na Figura 2.6. As células quadrilaterais podem gerar malha estruturada ou não estruturada, a célula triangular só permite a criação de malha não estruturada, existe ainda a malha hibrida com os dois tipos de células.

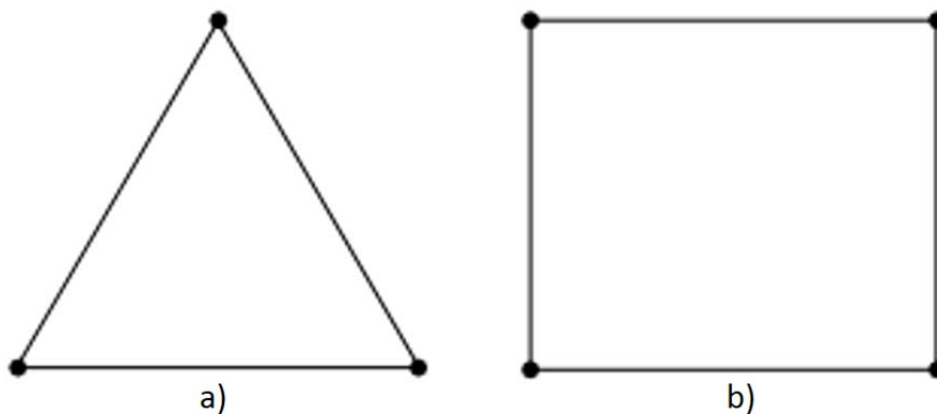


Figura 2.6 - Células 2D – a) Triangular b) Quadrilateral

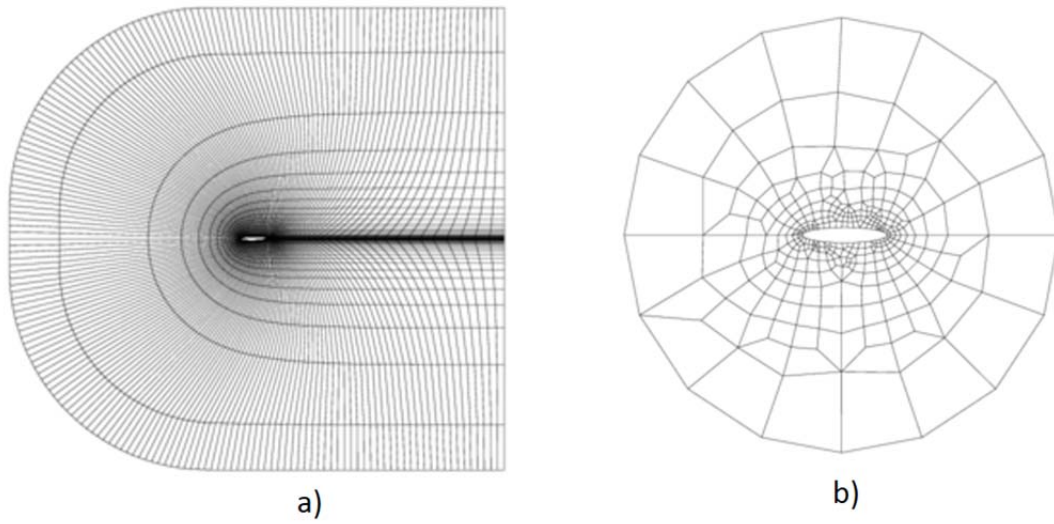


Figura 2.7 – a) Malha quadrilateral estruturada b) Malha quadrilateral não estruturada (adaptado manual ANSYS Fluent)

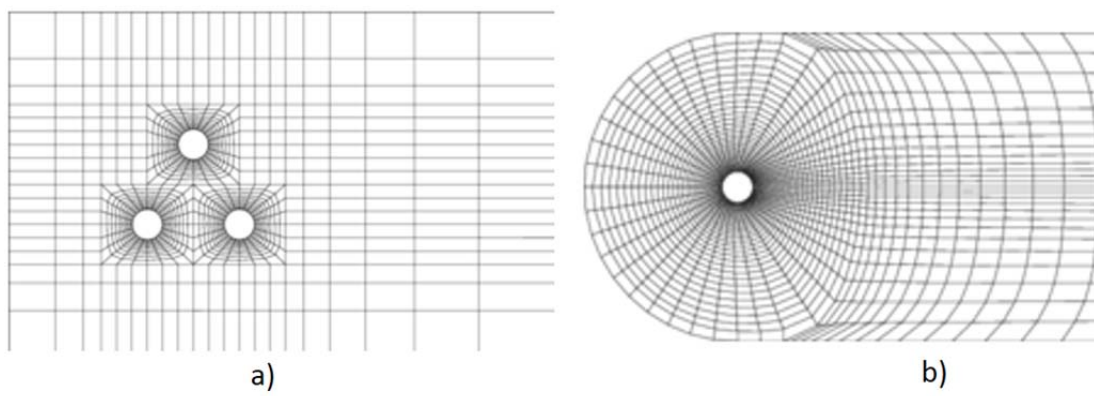


Figura 2.8 - Malha quadrilateral estruturada - a) Vários blocos b)Tipo 0 (adaptado manual ANSYS Fluent)

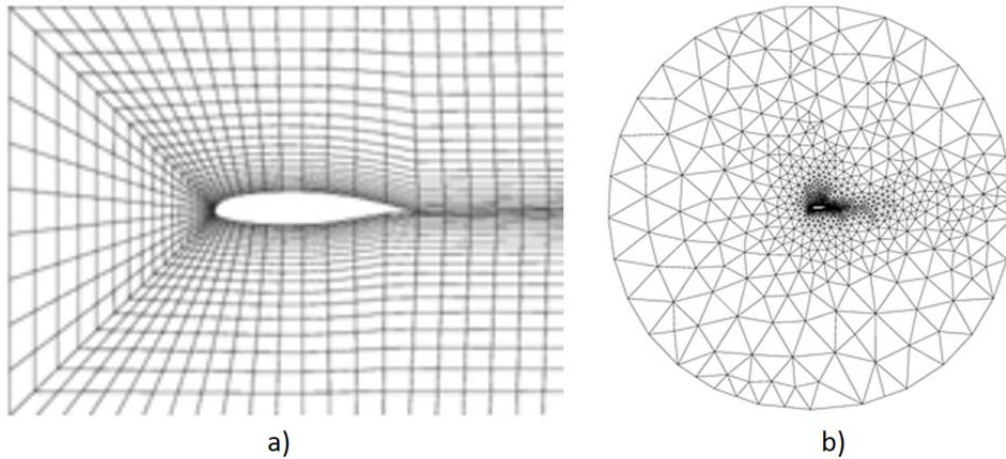


Figura 2.9 - a) Malha quadrilateral estruturada tipo C b) Malha triangular não estruturada (adaptado manual ANSYS Fluent)

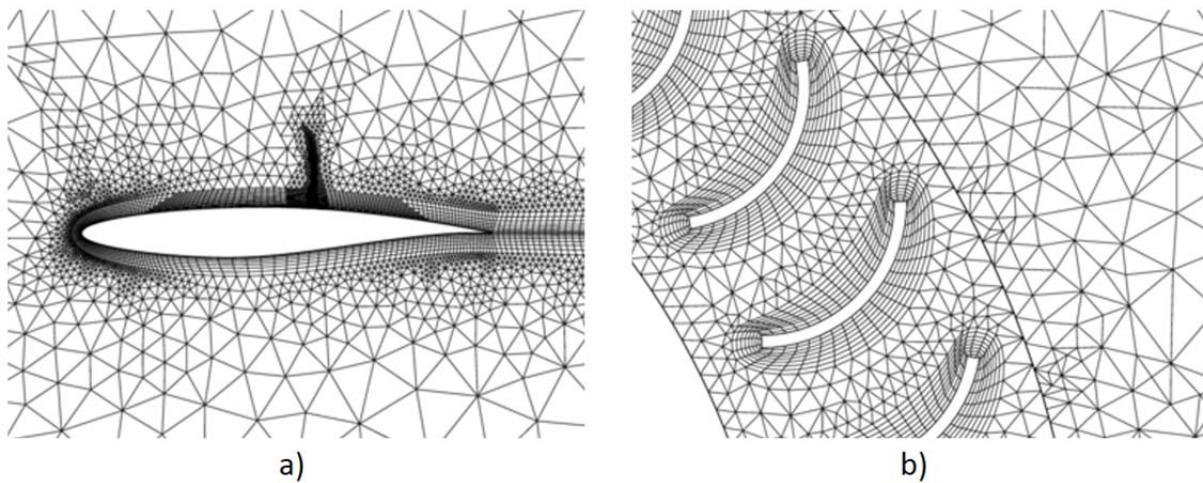


Figura 2.10 - Malha hibrida quadrilateral e triangular a) Nós suspensos b) Estator / Rotor geometria (adaptado manual ANSYS Fluent)

### 2.3.2 Malha 3D

Existem 5 tipos de células 3D, tetraédrica (4 faces), pirâmide (5 faces), prisma de base quadrangular, hexaédrica (6 faces), prisma de base triangular cunha (5 faces) e poliédrica (múltiplas faces). Uma malha de com elementos tetraédricos designa-se por malha tetraédrica, elementos hexaédricos malha hexaédrica, com mais de um tipo de elemento diz-se malha hibrida.

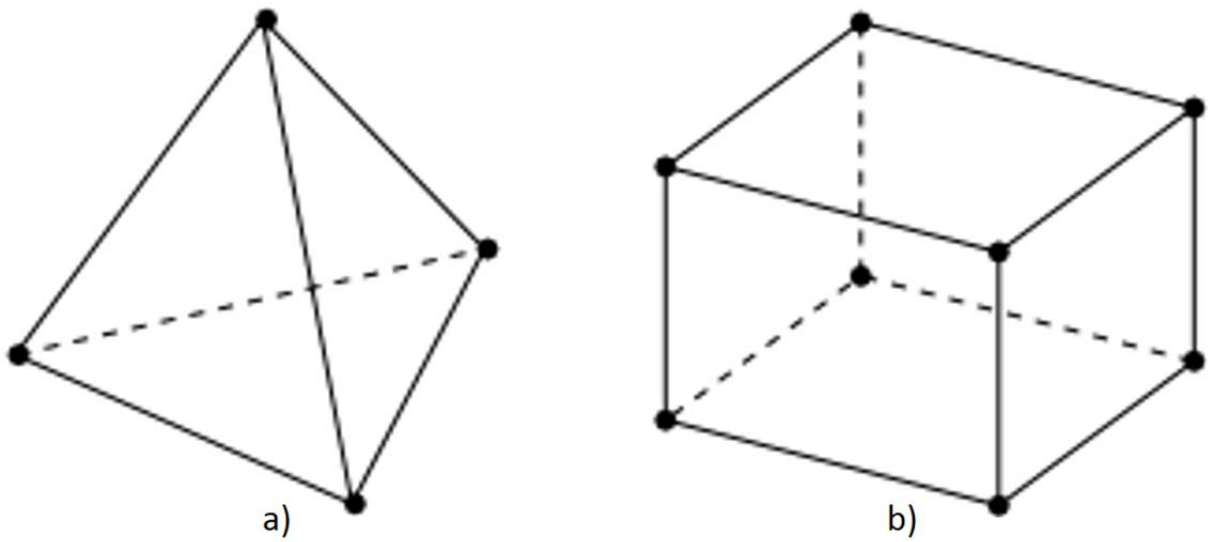


Figura 2.11 - Células 3D a) tetraédrica b) hexaédrica (adaptado manual ANSYS Fluent)

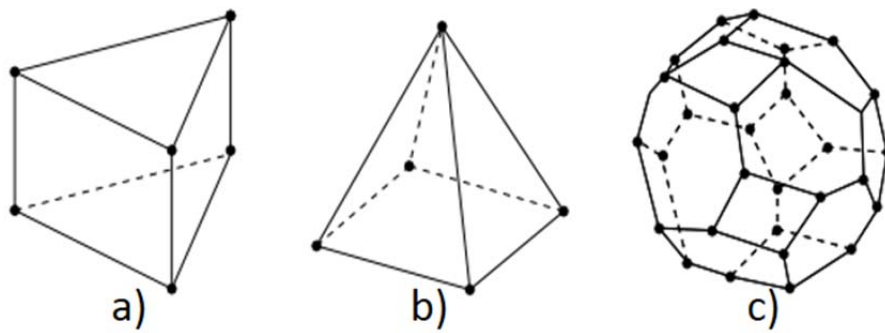


Figura 2.12 - Células 3D a) Prisma base triangular b) Pirâmide c) Poliédrica (adaptado manual ANSYS Fluent)

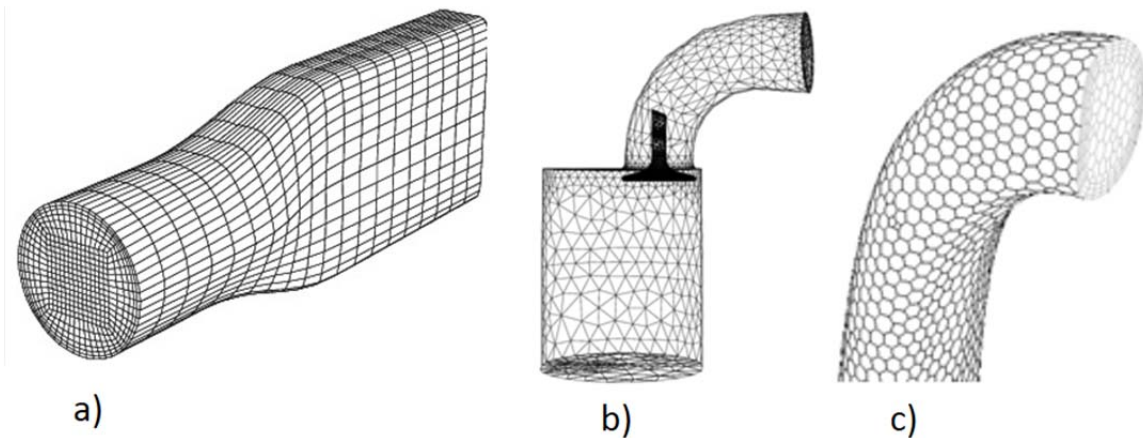


Figura 2.13 - Malha 3D a) hexaédrica estruturada b) tetraédrica c) poliédrica (adaptado manual ANSYS Fluent)

### 2.3.3 Dados estatísticos relevantes

Depois de criada a malha, o ANSYS Fluent disponibiliza ferramentas de diagnóstico, que permitem aferir possíveis erros, assim como dados estatísticos sobre os elementos que compõem a malha, tais como número de elementos, nós, faces; áreas e volumes das células, valores máximos e mínimos entre outros. Outra categoria de dados estatísticos são os que definem a qualidade da malha, que tem um importante papel na precisão e estabilidade na computação do modelo numérico. Os mais importantes são:

- *Skewness* – em português pode-se traduzir como enviesamento, determina quão perto a face ou célula está do modelo ideal, entenda-se como modelo ideal uma célula equilátera ou equiangular. O valor do *Skewness* varia entre 0 e 1 sendo 0 o valor para a melhor qualidade e 1 o valor em que a célula degenera ou é não válida. A figura 2.14 é exemplo de elementos ideais e de enviesamento elevado.

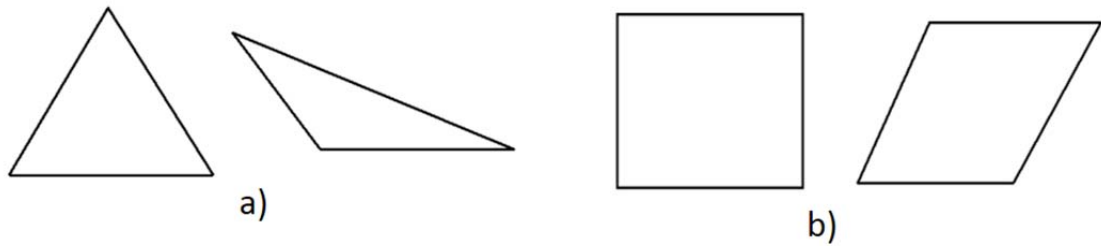


Figura 2.14 – a) Triangular equilateral e triangular enviesado; b) quadrilateral equiangular e quadrilateral enviesado (adaptado manual ANSYS Fluent)

- *Orthogonal quality* – a qualidade ortogonal é obtida pelo valor mínimo obtido a partir das equações 2.22 e 2.23, calculado em todas as células da malha. Em que,  $\vec{A}_i$  é o vetor que une os dois centros dos volumes adjacentes,  $\vec{f}_i$  o vetor perpendicular à aresta da face adjacente e  $\vec{C}_i$  é o vetor que une o centro do volume ao centro da face adjacente, conforme representado na figura 2.15 .O seu valor varia entre 0 e 1 sendo 1 o máximo de qualidade e 0 pior qualidade.

$$\frac{\vec{A}_i \cdot \vec{f}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{f}_i|} \quad (2.22)$$

$$\frac{\vec{A}_i \cdot \vec{C}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{C}_i|} \quad (2.23)$$

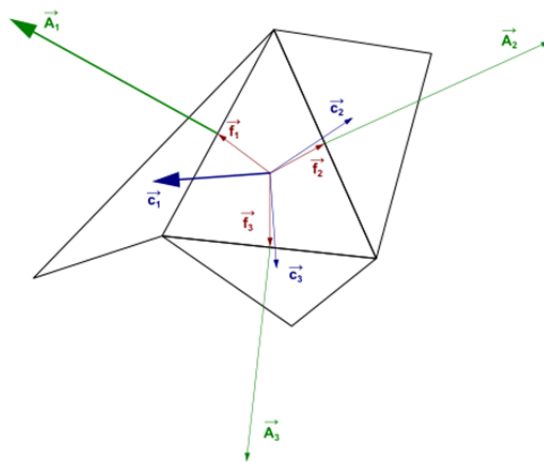


Figura 2.15 - Representação dos vetores de cálculo da qualidade ortogonal (adaptado manual ANSYS Fluent)



- *Ortho skew* é valor máximo obtido a partir das equações 2.23 e 2.24, calculado em todas as células da malha. Como mostrado nas equações *ortho skew* e *orthogonal quality* são complementares. No entanto em muitos casos os dois valores somados são ligeiramente diferentes da unidade, tal deve-se ao facto do ANSYS Fluent usar precisão diferente no cálculo das equações dos dois valores.

$$1 - \frac{\vec{A}_i \cdot \vec{f}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{f}_i|} \quad (2.23)$$

$$1 - \frac{\vec{A}_i \cdot \vec{C}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{C}_i|} \quad (2.24)$$

- *Aspect ratio* é o rácio entre o valor máximo e mínimo medido no volume conforme ilustrado na figura 2.16 o valor a apresentado é o máximo calculado em todos os volumes de controlo e sempre maior que a unidade.

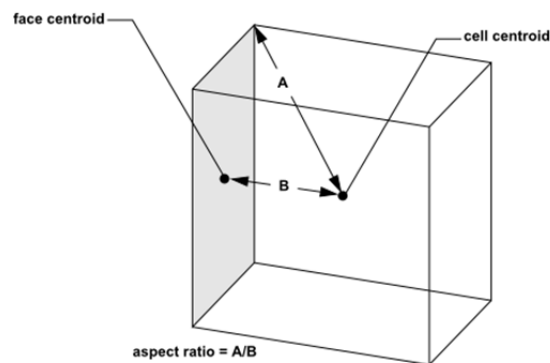


Figura 2.16 – Cálculo do aspect ratio numa célula (adaptado manual ANSYS Fluent)

Mínimo *orthogonal quality*, máximo *ortho skew* e máximo *aspect ratio* são os valores apresentados quando se verifica a qualidade da malha que representam em termos de qualidade os piores valores de todo o domínio.

## 2.4 Modelos de turbulência

A grande maioria dos escoamentos em casos práticos de engenharia são escoamentos turbulentos. A turbulência é definida pelo número de Reynolds, que nos dá o rácio entre as forças de inércia e as forças viscosas ( $UL/\mu$ ) sendo  $U$  a velocidade,  $L$  a dimensão do canal e  $\mu$ , a viscosidade cinemática. Para valores abaixo do número de *Reynolds* crítico  $Re_{cr}$ , o escoamento é laminar, cima deste valor o escoamento fica instável e torna-se turbulento.

### 2.4.1 Modelo *Standard k-ε*

Os modelos de turbulência de duas equações, definem a turbulência através de duas equações de transporte. O modelo *Standard k-ε* usado no *ANSYS Fluent* é um modelo semi-empírico, robusto, económico e com razoável precisão que varre um largo espectro de escoamentos turbulentos. A energia cinética de turbulência é dada pelo valor de  $k$  enquanto  $\epsilon$  é o valor da taxa de dissipação de energia. O modelo *Standard k-ε* só é válido para escoamentos turbulentos e a derivação das equações assumem o princípio de que o modelo de escoamento turbulento está completamente definido.

A energia cinética de turbulência  $k$  e a taxa de dissipação  $\epsilon$  são obtidas pelas seguintes equações de transporte:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (2.25)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (2.26)$$

Em que  $G_k$  representa a geração de energia cinética turbulenta resultante do gradiente de velocidade média,  $G_b$  a geração de energia cinética turbulenta resultante da flutuação,  $Y_M$  representa a contribuição da dilatação flutuante em turbulência compressível.  $C_{1\epsilon}$ ,  $C_{2\epsilon}$  e  $C_{3\epsilon}$  são constantes determinadas em escoamentos de ar e água para vários escoamentos. Na tabela 2.1 estão apresentados os coeficientes do modelo *Standard k-ε*. Os termos fonte para a energia cinética turbulenta e energia de dissipação, são  $S_k$  e  $S_\epsilon$  respetivamente.

A viscosidade turbulenta  $\mu_t$  é calculada em função de  $k$  e  $\epsilon$  e é dada pela equação

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.27)$$

Tabela 2.1 – Coeficientes do modelo turbulência *standard k-ε*

Coeficiente	Valor
$C_{i\epsilon}$	1.44
$C_{\epsilon}$	1.92
$C_{\mu}$	0.09
$\sigma_\epsilon$	1.00
$\sigma_k$	1.30

Com o objetivo de introduzir melhoramentos neste modelo de turbulência de duas equações, *ANSYS Fluent* acrescentou duas variantes ao modelo *Standard k-ε*, o modelo *RNG k-ε* e o modelo *Realizable k-ε*.

## 2.4.2 Modelo *RNG k-ε*

O modelo *RNG k-ε* é idêntico ao modelo *Standard k-ε*. O seu nome deriva do uso da técnica estatística *renormalization group theory*, introduz as seguintes as seguintes melhorias:

- Termo adicional no cálculo de  $\bar{\mu}$ , melhorando a sua precisão de calculo.
- Inclui modelo de turbulência *swirl*.
- Recorre de formulação analítica no cálculo dos números de *Prandtl*
- Enquanto o modelo *Standard k-ε* adequa-se a escoamentos com elevado numero de Reynolds a teoria *RNG* providencia um modelo analítico derivado da formulação diferencial para a viscosidade, importante para baixos valores de Reynolds.

Estes melhoramentos tornam o modelo *RNG k-ε* mais preciso e adequado para maior espetro de escoamentos de que o modelo *Standard k-ε*.

O modelo de turbulência *RNG k-ε* deriva de valores instantâneos das equações de Navier-Stokes, usa uma técnica matemática designada por “*renormalization group*”. A derivação analítica resulta num modelo com constantes diferentes.

As equações de transporte para o modelo *RNG k-ε* são:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.28)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (2.29)$$

A equação diferencial da viscosidade turbulenta é dada pela equação

$$d \left( \frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\hat{\nu}}{\sqrt{\hat{\nu}^3 - 1 + C_\nu}} d\hat{\nu} \quad (2.30)$$

onde

$$\hat{\nu} = \frac{\mu_{eff}}{\mu} \quad e \quad C_\nu = 100$$

A tabela 2.2 apresenta os valores constantes obtidos por derivação analítica.

Tabela 2.2 - Coeficientes do modelo turbulência *RNG k-ε*

Coeficiente	Valor
$C_{iε}$	1.42
$C_{ε}$	1.68

### 2.4.3 Modelo *Realizable k-ε*

O modelo *Realizable k-ε* difere do modelo *Standard k-ε* em duas importantes formas:

- Usa formulação alternativa para o cálculo da viscosidade turbulenta assente numa equação dinâmica da média do quadrado da flutuação dos vórtices.
- A equação de transporte da energia de dissipação  $\epsilon$  deriva de uma equação exata de transporte.

Ambos os modelos *Realizable* e *RNG k-ε* incrementaram melhorias substanciais relativamente ao modelo *Standard k-ε*. Sendo o modelo *Realizable* mais recente não está claro quais os casos no qual é mais consistente de que o modelo *RNG*. Alguns estudos mostraram já que, o modelo *Realizable* é mais consistente de que todos os outros modelos *k-ε* para escoamentos separados e com complexos escoamentos secundários. Tem também um comportamento superior em situações nas quais o domínio computacional tem zonas de rotação e fluido estacionário, rotação e deslizamento da malha.

As equações de transporte para o modelo *Realizable k-ε* são:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (2.31)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon \quad (2.32)$$

Como nos outros modelos *k-ε* a equação da viscosidade turbulenta é dada por

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.33)$$

A diferença do modelo *Realizable* é que  $C_\mu$  não é mais constante e é calculado pela equação

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S \frac{k u^*}{\epsilon}} \quad (2.34)$$

Na tabela 2.3 estão apresentados os coeficientes do modelo *Realizable k-ε*.

Tabela 2.3 - Coeficientes do modelo turbulência *Realizable k-ε*

Coeficiente	Valor
$C_{i\varepsilon}$	1.44
$C_2$	1.9
$\sigma_k$	1.0
$\sigma_\varepsilon$	1.2

## 2.5 Método de solução

Na opção *Pressure-Based*, escoamentos incompressíveis, existem quatro algoritmos de *Coupling Pressure-Velocity*: Simple, SimpleC, Piso e Coupled.

O algoritmo *Simple* usa as correções entre velocidade e pressão para forçar a conservação de massa (equação da continuidade) e obter o campo de pressão. A equação do momentum é resolvida com valores iniciais de pressão resultando no valor de fluxo de massa, é verificada a equação da continuidade, se não há continuidade é feita correção no fluxo de massa até obter continuidade, verificando-se a continuidade o fluxo de massa é confirmado e o valor da pressão é calculado novamente e atualizado o campo de pressões.

O algoritmo SimpleC é semelhante ao Simple com a variação na alteração da equação de correção do fluxo nas faces.

O esquema de *Pressure-Velocity Coupling PISO*, (*Pressure-Implicit with Splitting of Operators*), parte da família de algoritmos *Simple* é baseado numa aproximação de ordem superior na relação de correção de pressão e velocidade. Este modelo incrementa duas correções adicionais: correção de vizinhança e correção de enviesamento (*Skewness*). Este processo reduz significativamente as dificuldades associadas com malha muito distorcida.

Este algoritmo requer um pouco mais de tempo de cálculo por iteração, mas reduz drasticamente o número de iterações necessárias para a convergência, especialmente em problemas transientes.

A opção *Coupled* resolve as equações de correção do *momentum* e pressão separadamente. Esta solução tem uma convergência mais lenta. Adequa-se em escoamentos transientes com qualidade de malha pobre, ou valores com intervalos de tempo (*time-step*) altos.

## 2.6 Funções de parede

Escoamentos turbulentos são significativamente afetados na presença de paredes. Muito perto das paredes a viscosidade amortecida reduz a flutuação da velocidade tangencial, na direção oposta à parede a turbulência aumenta rapidamente pela produção da energia cinética de turbulenta resultando em fortes gradientes de velocidade média.

As funções de parede têm um significativo impacto na fidelização da solução numérica, na medida em que as paredes são a principal fonte de vórtices e turbulência. Afinal é na região junto às paredes que as soluções das variáveis têm grandes gradientes, onde momentum e outras equações escalares de transporte ocorrem com maior vigor. Consequentemente rigor na representação do escoamento junto às paredes determina o sucesso na previsão dos resultados.

Muitas experiências mostraram que na região junto à parede existem três zonas distintas. A zona mais próxima da parede designada por *camada viscosa* é quase laminar na qual a viscosidade (molecular) tem um papel dominante, a região mais afastada da parede designada por *camada turbulenta*, em que a turbulência tem um papel dominante, finalmente a zona intermédia que fica entre a camada viscosa e a camada turbulenta, na qual turbulência e viscosidade importância igual. A figura 2.17 mostra a divisão junto à parede (*Near-wall region*) numa escala de coordenadas logarítmica, onde

$y^+ \equiv \rho u_\tau \frac{y}{\mu}$  sendo  $u_\tau$  a velocidade de fricção definida por  $\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$

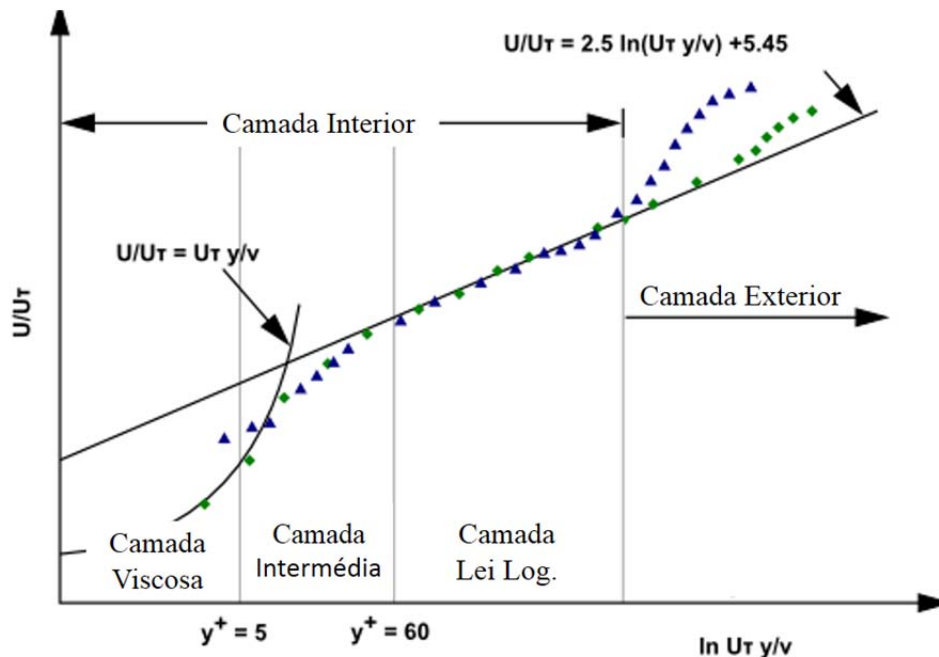


Figura 2.17 - Divisão da região junto à parede (Adaptado manual ANSYS Fluent)

Tradicionalmente existem duas abordagens na modelação da região junto à parede. Na abordagem semi-empírica *wall functions* não é determinada a viscosidade junto à camada viscosa faz uma ponte entre a zona de parede e a região de turbulência completamente definida. A outra abordagem, designada por *Near-wall modeling* a região de viscosidade afetada é resolvida com definição de malha mais refinada junto à parede. A figura 2.18 esquematiza os dois modelos de tratamento junto à parede.

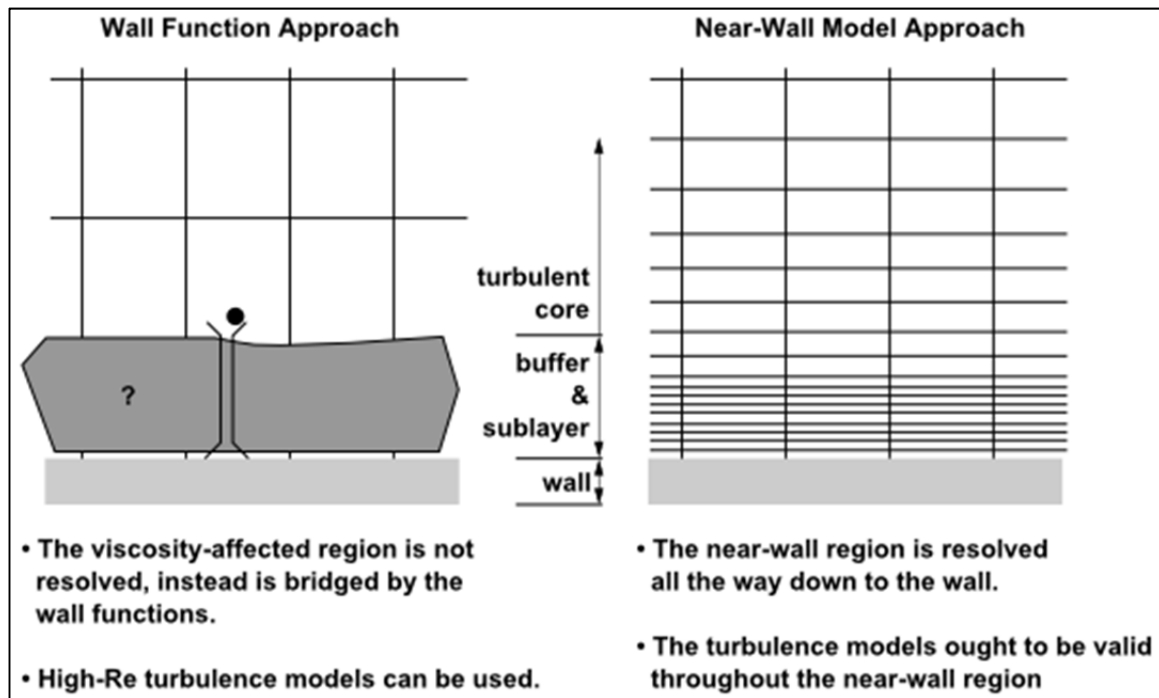


Figura 2.18 - Abordagens de função de parede (adaptado manual ANSYS Fluent)

A principal lacuna das funções de parede, exceto para (scalable wall functions), é a detioração dos resultados numéricos com o refinamento da malha na direção normal à parede. ANSYS Fluent acrescentou novos modelos de funções de parede mais evoluídos com o objetivo de mitigar o problema de refinamento da malha, que são:

- *Standard Wall Functions*
- *Scalable Wall Functions*
- *Non-Equilibrium Wall Functions*
- *Menter-Lechner*
- *User-defined Wall Functions*

No caso dos modelos de turbulência  $k-\omega$  são aconselhadas as funções de parede *Menter-Lechner* e *Enhanced Wall Treatment (EWT)* que mantêm a independência do refinamento da malha.

## 2.7 Resíduos e Convergência

No fim de cada iteração resolvida, a soma do resíduo é calculada e guardada, desta forma é feito o histórico da convergência, guardado num ficheiro de dados. Num computador de dupla precisão os resíduos podem descer até doze ordens de magnitude ( $10^{12}$ ).

Após a descritização a equação de conservação de uma qualquer propriedade genérica é dada por

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (2.35)$$

Onde  $a_p$  é o coeficiente de centro,  $a_{nb}$  a contribuição dos coeficientes das células vizinhas e  $b$  a contribuição da constante para o termo fonte  $S_c$  na equação  $S=S_c+S_e\phi$  e nas condições de fronteira.

$$a_p = \sum_{nb} a_{nb} - S_p \quad (2.36)$$

O valor do resíduo calculado pelo ANSYS Fluent segundo o modelo Pressure-based é dado pelo desequilíbrio da equação (2.35) somado em todas as células P. este é o resíduo não escalado e escreve-se

$$R^\phi = \sum_{cells P} |\sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p| \quad (2.37)$$

ANSYS Fluent recorre a dois modelos de resíduos escalados, representativos do escoamento  $\phi$  através do domínio. Os fatores de escala designados por *global scaling* e *local scaling*, opções disponíveis na caixa de diálogos do monitor de resíduos. *Global scaling* resíduos é definido por

$$R^\phi = \frac{\sum_{cells P} |\sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p|}{\sum_{cells P} |a_p \phi_p|} \quad (2.38)$$

Na opção *local scaling* temos

$$R^\phi = \frac{\sqrt{\sum_{cells}^n \left(\frac{1}{n}\right) \left(\frac{\sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p}{a_p}\right)^2}}{(\phi_{max} - \phi_{min})_{domain}} \quad (2.39)$$

Os resíduos escalados são um melhor indicador para a convergência da maior parte dos problemas. Por defeito, o ANSYS Fluent tem ativa a opção *global scaling*.

Não existe um modelo único para avaliar a convergência. A definição dos resíduos é suficiente em alguns casos, mas pode ser enganadora noutros. Consequentemente é boa prática avaliar a convergência não só pelos valores dos resíduos, mas também pela monitorização de alguns valores, como coeficiente de transferência de calor.

Para a maioria dos problemas, os valores por defeito do ANSYS Fluent para os resíduos são  $10^{-3}$  para todas as equações e  $10^{-6}$  para a equação da energia. No caso deste trabalho o critério de convergência usado na primeira parte de testes foram usados os valores por defeito do programa. Nos



modelos finais de estudo modelo 1 e modelo 2 os valores de resíduos foram de  $10^{-5}$  para as equações da continuidade, momentum e turbulência e  $10^{-6}$  para a equação da energia. O modelo 3 por algumas dificuldades na obtenção de convergência da equação da continuidade foi usado o resíduo de  $5 \times 10^{-5}$  os valores dos resíduos de todas as outras equações iguais ao modelo 1 e modelo 2.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Uma análise rápida às imagens apresentadas em capítulos anteriores, percebe-se claramente da simplicidade da geometria deste tipo de equipamentos. Sabendo-se que as análises numéricas envolvem maiores erros e dificuldades de convergência em modelos com geometrias complexas, seria expectável que o estudo do modelo em causa fosse de simples solução.

De facto, as formas dos canais por onde passa o caudal mássico têm formas simples normalmente com secção de polígonos regulares (como paralelepípedos) ou cilindros. O canal principal tem a forma paralelepipedal e os furos nos painéis das costas, de forma geral, são furos circulares. No favo, os orifícios são também circulares.

A particularidade e a dificuldade nas simulações numéricas deste tipo de modelos é a disparidade de dimensões. Atendendo à área do domínio da análise numérica, que é de aproximadamente de  $4.73 \text{ m}^2$ , o canal por onde se inicia o escoamento tem uma secção de apenas  $8.55 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ ; a área de um furo do favo é de  $7.06 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ ; a área de um furo no painel das costas é de  $13.85 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ . Entre o elemento mais pequeno e o domínio existem seis ordens de grandeza de diferença. Outra particularidade é o número de elementos de pequenas dimensões existentes num equipamento com uma dimensão média de 2 m, o número de furos no painel traseiro pode facilmente chegar aos 4600, e o número de furos no favo da grelha de insuflação ser superior a 11200.

A estratégia adotada por muitos investigadores consiste na definição de novas condições de fronteira na zona das costas e do favo, usando a condição de fronteira de parede porosa, evitando desta forma a modelação física de milhares de furos, que tornaria a execução da malha um processo extremamente pesado e moroso dado o elevado número de elementos constituintes da malha. Porém deve-se ter em conta que, segundo o manual do *ANSYS Fluent*, o uso do modelo matemático *Porous-Jump*, só é válido quando o escoamento é perpendicular à parede porosa que é atravessada. Outro aspeto não menos importante (que nem sempre é clara a forma como é obtida em alguns trabalhos apresentados), prende-se com a determinação da perda de carga. *Idel'Chik* no seu livro *Handbook of Hydraulic Resistance* (1960), sobre resistências hidráulicas apresenta um modelo de cálculo do coeficiente de perda de carga muito próximo do modelo físico do favo, no entanto, o perfil de velocidade usado por si está perfeitamente definido e é constante, o que não acontece no modelo de estudo em causa, conforme apresentado mais à frente.

Todas as simulações foram feitas no modo transiente. Esta opção deveu-se à dificuldade do cumprimento dos critérios de convergência (inicialmente foram assumidos os valores por defeito do

ANSYS Fluent de  $10^3$  em modo estacionário). Foram sempre usadas as equações da continuidade, do *momentum*, energia e de turbulência  $k$  e  $\epsilon$ .

O domínio do problema é definido pelas zonas por onde circula o fluido, mais uma zona externa do meio ambiente, que interage com o fluido interno do equipamento. Como se pode ver na figura 3.1, a parte da imagem colorida a verde representa a zona do meio ambiente que interage com a cortina. A modelação foi feita por forma a facilitar a definição das fronteiras do domínio e ao mesmo tempo promover de uma forma automática a execução da malha mais uniforme e regular. A técnica consistiu em isolar as formas mais elaboradas em partes de menor dimensão. O domínio apresentado foi utilizado para todas as simulações.

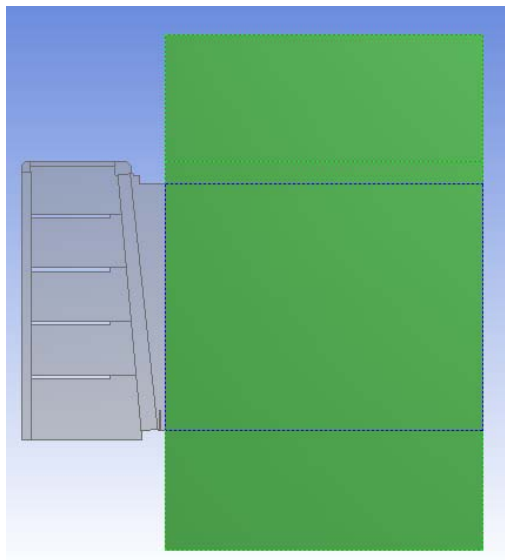


Figura 3.1 - Domínio do modelo de estudo, zona verde representa a envolvente

### 3.1 Estratégia adotada

Havendo um conhecimento prévio das particularidades destas simulações numéricas e das dificuldades que daí advirão, optou-se por iniciar as simulações com modelos de geometria simplificada, a 2D, omitindo a furação no painel das costas, assim como o favo. Ao optar-se pela simulação somente a duas dimensões, uma estratégia estava traçada: a de obter a modelação final mais próxima possível do modelo físico. Na primeira parte que se designou por testes 1 fez-se um conjunto de simulações, nas quais foi definida uma malha uniforme quadrangular sem atender ao gradiente de variação de propriedades, variando apenas a dimensão dos elementos da malha, partindo de um elemento mais grosseiro para uma malha mais apertada. Ainda nesta primeira parte fez-se outro conjunto de simulações que se designou por testes 2. Foram introduzidos novos elementos,

geometria, de forma faseada, como a modelação do favo inicialmente, seguindo-se modelação da furação nas costas e finalmente a consideração de prateleiras carregadas. Nesta fase ainda não se teve particular atenção à malha, no entanto por via dos elementos de pequena dimensão, o refinamento junto destes foi obtido de forma automática.

Como os resultados obtidos não foram satisfatórios decidiu-se executar duas novas simulações: uma com geometria simplificada e outra com geometria mais complexa (favo e furação no painel das costas). Nas duas decidiu-se executar uma malha progressiva, com forte refinamento na zona da cortina, com conseqüente aumento muito significativo do número de elementos da malha. Optou-se também por alterar o critério de paragem, para valores dos resíduos três ordens de grandeza inferiores ( $10^{-6}$ ) para todas as equações.

Na fase seguinte foram corrigidos os valores das velocidades por forma a igualar os caudais mássicos que entravam e saíam do domínio. Havendo um melhor conhecimento da ferramenta e dos métodos matemáticos optou-se por uma variação ao nível do modelo de solução e da função de parede, mais adequado ao modelo a estudar. Novas simulações foram feitas, incluindo o modelo final de cortinas múltiplas para comparação e avaliação entre os vários modelos.

### 3.2 Condições de fronteira e valores iniciais

As condições de fronteira são limites que, em alguns casos coincidem com o limite do domínio, outras situações simplesmente delimitam zonas com condições térmicas e de escoamento específicas. A sua localização no domínio e o tipo, fazem das condições de fronteira um componente crítico na obtenção da solução adequada de um qualquer caso de estudo.

Ao longo de todos os casos de estudo foram usados três tipos de condição de fronteiras: *velocity inlet*, *pressure outlet* e *wall*. A figura 3.2 identifica as condições de fronteira e a localização no domínio. *Velocity inlet* é usado para definir velocidade e outras propriedades escalares no início do escoamento, (em alguns casos também é possível fazer no final do escoamento), nesta situação os *inputs* escalares não são tidos em conta, devendo contudo ter o cuidado de assegurar o balanço da continuidade no domínio.

Os valores iniciais usados nos casos de estudo tiveram por base de um estudo já feito que e por conveniência optou-se por usar os mesmos valores para a velocidade e temperatura. Assim para a condição de fronteira *Inletin* foram utilizados os seguintes valores:

- $v=2.8\text{m/s}$

- $T=271\text{K}$
- $P=0\text{ Pa}$

Os valores iniciais para a turbulência são obtidos a partir do diâmetro hidráulico  $D_H$  e do índice de turbulência  $I$  calculado segundo a equação (3.1).

$$I = 0.16(\text{Re}_{D_H})^{-\frac{1}{8}} \quad (3.1)$$

Na condição de fronteira *inletout* os foram utilizados os seguintes valores:

- $V=1.01\text{m/s}$
- $T=300\text{ K}$
- $P=0\text{ Pa}$

Na condição de fronteira *pressure outlet* que envolve a área livre exterior ao equipamento, a temperatura inicial definida foi de 300 K.

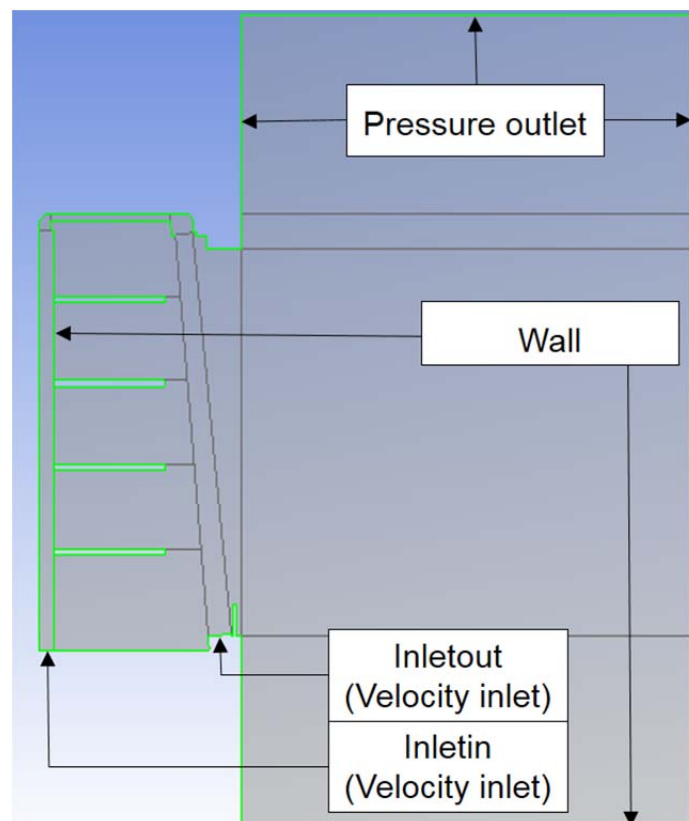


Figura 3.2 - Identificação das condições de fronteira

### 3.3 Modelo testes 1

As primeiras simulações foram um teste para avaliar o comportamento do modelo. Foram executados doze ensaios aos pares de dois com seis níveis de malha uniforme e duas opções na

formulação transiente implícita de primeira e segunda ordem. O critério de paragem utilizado foi para resíduos inferiores a  $10^{-3}$  para todas as equações exceto a equação da energia com um resíduo  $10^{-6}$ .

### 3.3.1. Definição de malha

A geração de malha consiste na divisão do domínio num número discreto de pequenos volumes. A malha escolhida é híbrida de elementos quadrangulares e triangulares, sendo que os primeiros estão em maior número por forma a alinhar com o escoamento. Estes primeiros casos de estudo tiveram uma variação do tamanho de elementos da malha entre 0.01 m e 0.004 m. A figura 3.3 mostra a malha em todo o domínio e a zona de pormenor representada na figura 3.4, permite identificar os tipos de elementos e a dimensão.

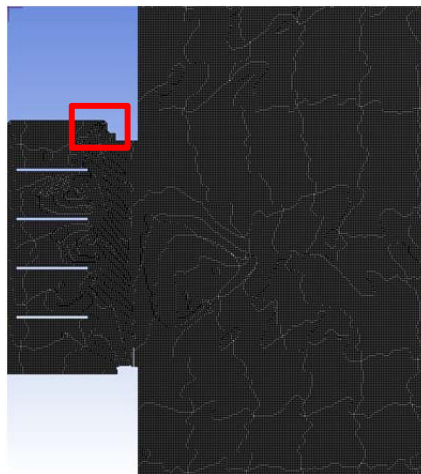


Figura 3.3 – Representação da malha em todo o domínio modelo testes 1

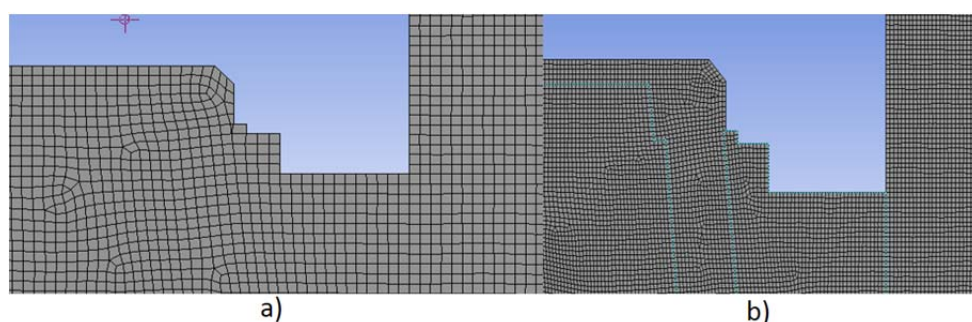


Figura 3.4 - Pormenor da malha da zona assinalada a vermelho na figura 3.3 a) dimensão 0.01 m b) dimensão 0.004 m

Na tabela 3.1 constata-se que com o refinamento da malha a qualidade estatística vai melhorando, (ver valores das colunas da qualidade). No entanto a partir dos casos 7 e 8, a qualidade estatística decai e a malha perde qualidade, sendo mais evidente nos casos 9 e 10, com os elementos

de menor dimensão (0.004 m). Tal deve-se ao aparecimento de elementos triangulares de ligação com muito baixa ortogonalidade. Os casos 11 e 12 também têm valores estatísticos de qualidade pobre, mas tal deve-se ao refinamento na zona de maior gradiente, que recorre ao uso elementos triangulares em maior quantidade.

Tabela 3.1 - Estatística da malha modelo testes 1

N.º	Simulação	Relatório de malha					
		Qualidade			Número de elementos		
		Mínimo <i>Orthogonal Quality</i> 0 - 1	Máximo <i>Ortho Skew</i> 0 - 1	Maximo <i>Aspect Ratio</i>	Número Células	Número Faces	Número <i>Nodes</i>
1	Transiente 2D M0.01 - 1	0,429254	0,476404	7,0	47745	96312	48558
2	Transiente 2D M0.01 20I - 2						
3	Transiente 2D M0.008 - 3	0,679323	0,255210	3,9	74940	150905	75956
4	Transiente 2D M0.008 20I - 4						
5	Transiente 2D M0.006 - 5	0,781122	0,218878	3,2	132312	265985	133664
6	Transiente 2D M0.006 20I - 6						
7	Transiente 2D M0.005 - 7	0,518939	0,283009	4,3	190550	382729	192170
8	Transiente 2D M0.005 20I - 8						
9	Transiente 2D M0.004 - 9	0,250975	0,467489	6,6	297189	596413	299215
10	Transiente 2D M0.004 20I - 10						
11	Transiente 2D refinado - 11	0,284085	0,715915	11,2	11766	24130	12355
12	Transiente 2D refinado 20I - 12						

### 3.3.2 Análise de resultados

Uma das formas de se averiguar da qualidade dos resultados é aferindo o balanço das principais propriedades, que neste caso são o balanço do caudal mássico e da energia, nas fronteiras. Na fronteira *inletin* não existe, como seria de esperar, qualquer variação de valores pois são entradas constantes. Já nas restantes fronteiras os valores são o resultado da solução do sistema de equações. Um valor de referência para este balanço é 0.1% ou seja os balanços mássico e da energia devem ter um valor inferior a 0.1% do valor total no domínio. A tabela 3.2 apresenta os valores nos doze casos. Pode-se concluir que em termos de caudais mássicos os valores de desequilíbrio são muito pequenos. No caso da energia não acontece o mesmo com alguns resultados a saírem muito fora do expectável, sendo os casos 7, 8, 10 e 12 a apresentarem os piores resultados.



Tabela 3.2 - Valores de caudais mássicos e energia nas fronteiras modelo testes 1

Simulação	Relatório de resultados								
	Caudal mássico (kg/s)				Potência térmica (W)				
	Fronteiras				Fronteiras				
	<i>InletIn</i>	<i>InletOut</i>	<i>Outlet Pressure</i>	Resultado Líquido	<i>InletIn</i>	<i>InletOut</i>	<i>Outlet Pressure</i>	Resultado Líquido	Varição
1	0,1715	-0,099	-0,0725	-1,6E-11	-4686,17	1550,79	3141,20	5,82	-0,12%
2	0,1715	-0,099	-0,0725	-1,1E-11	-4686,17	1550,79	3140,88	5,49	-0,12%
3	0,1715	-0,099	-0,0725	3,5E-09	-4686,17	1502,28	3188,22	4,33	-0,09%
4	0,1715	-0,099	-0,0725	-8,7E-10	-4686,17	1502,28	3187,95	4,06	-0,09%
5	0,1715	-0,099	-0,0725	-8,1E-11	-4686,17	1479,63	3209,89	3,36	-0,07%
6	0,1715	-0,099	-0,0725	-9,1E-09	-4686,17	1479,64	3210,12	3,59	-0,08%
7	0,1715	-0,099	-0,0725	-1,3E-11	-4686,17	1456,68	3232,23	816,09	-17,41%
8	0,1715	-0,099	-0,0725	2,2E-05	-4686,17	1411,41	2206,44	-1068,3	22,80%
9	0,1715	-0,099	-0,0725	-2,4E-08	-4686,17	1441,11	3247,79	2,73	-0,06%
10	0,1715	-0,099	-0,0722	2,8E-04	-4686,17	1408,09	3643,85	365,77	-7,81%
11	0,1715	-0,099	-0,0725	-4,4E-12	-4689,17	1550,97	3140,80	5,60	-0,12%
12	0,1688	-0,099	-0,0698	-5,2E-08	-4611,19	2368,37	2426,34	183,52	-3,98%

É também possível observar os resultados numa análise qualitativa em termos de velocidades e temperaturas. Nas figura 3.5 e 3.6 é possível ver o campo de temperaturas, que em qualquer dos casos, nas prateleiras inferiores não se consegue atingir os valores de temperatura desejadas, que dependendo da classe climática do equipamento pode variar entre os 273.15 K e os 278.15 K. De uma forma geral, o campo de temperaturas na zona da cortina tem um comportamento normal, com

uma inflexão da parte superior para dentro do equipamento, resultante da maior pressão do ar ambiente, que desloca o escoamento para dentro do equipamento.

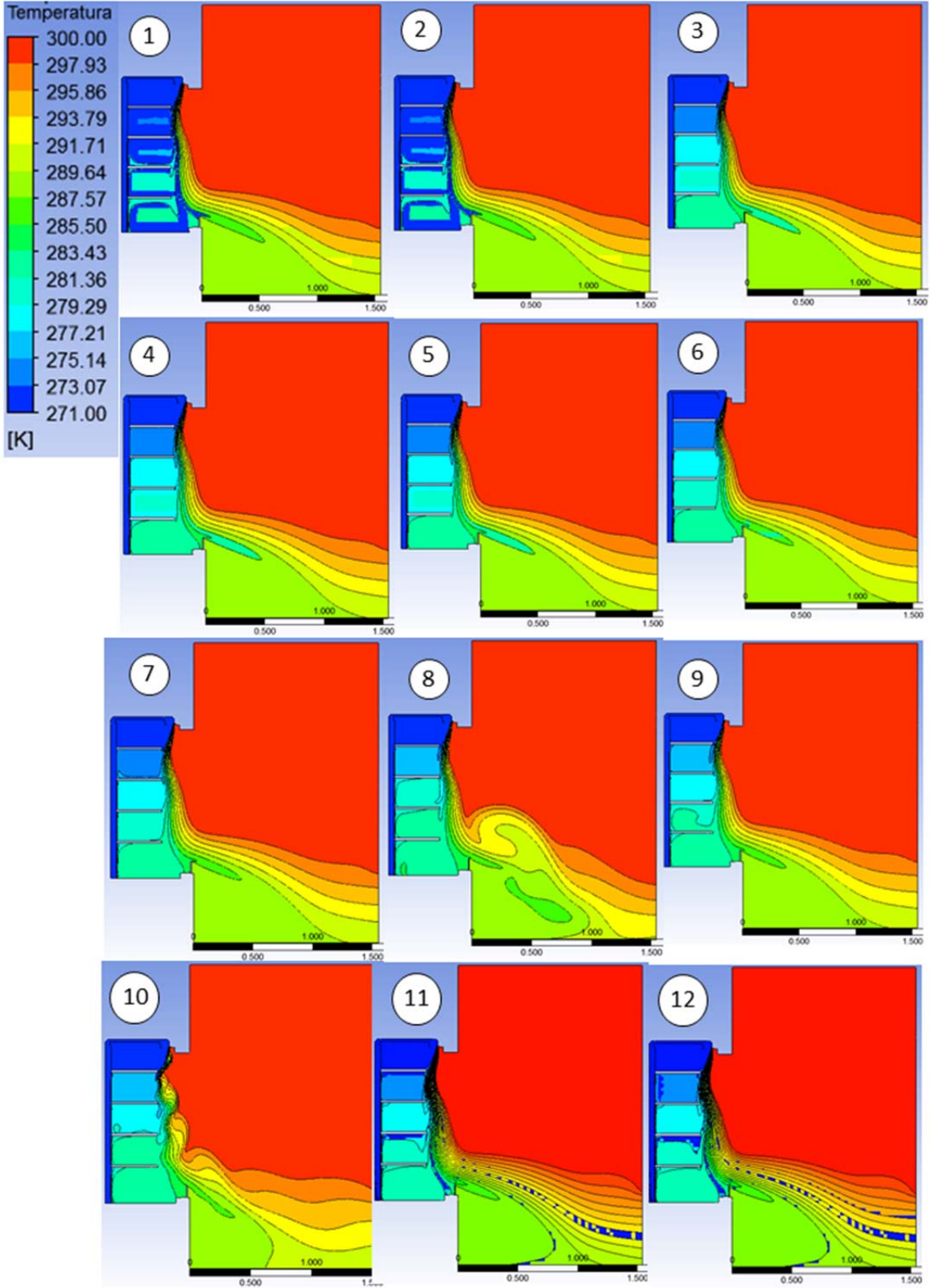


Figura 3.5 – Temperaturas observadas no modelo testes 1

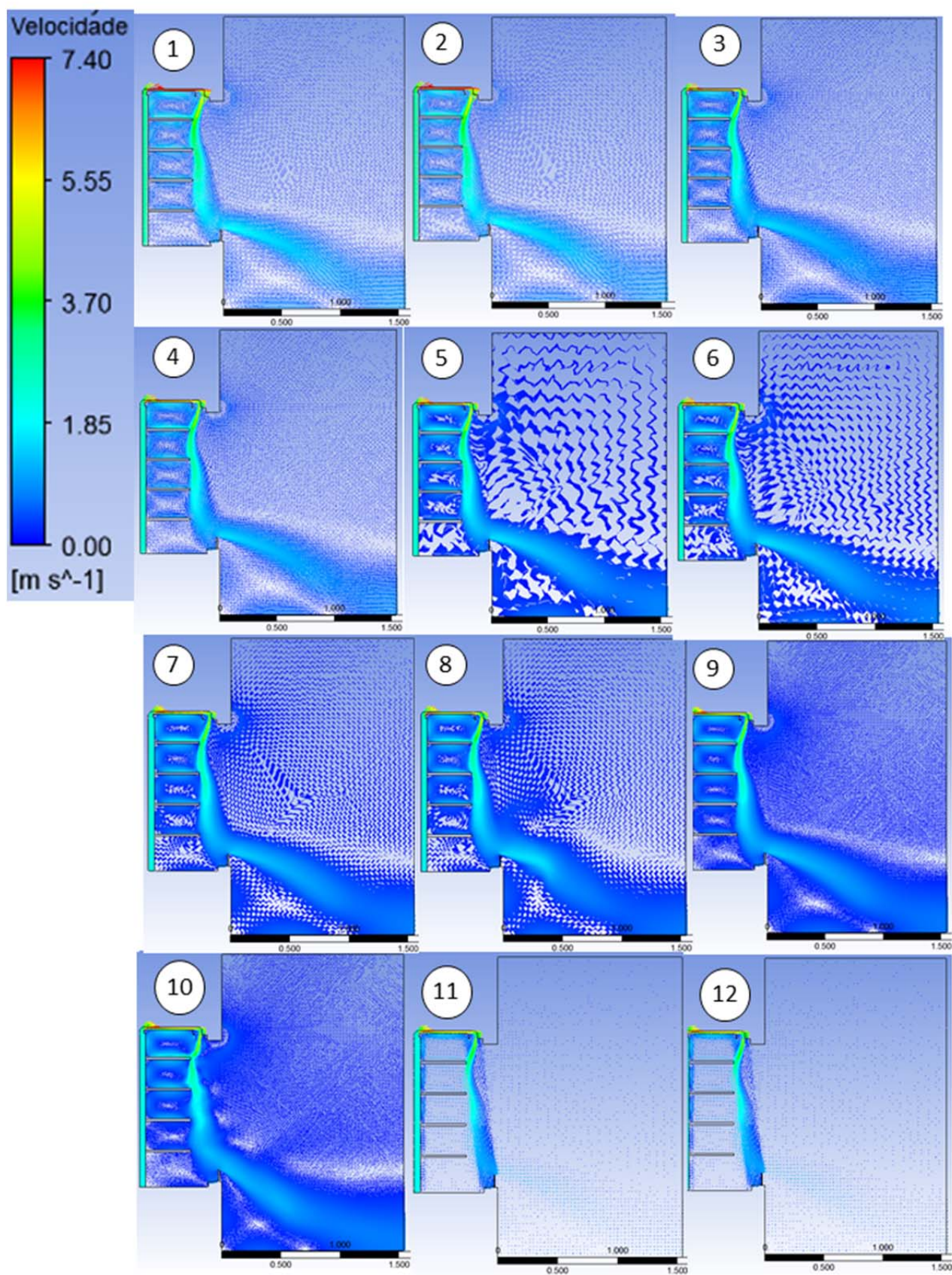


Figura 3.6 - Representação vetorial do campo de velocidades modelo testes 1

O campo vetorial de velocidades, onde se denota uma velocidade excessiva no sentido do canto inferior direito do domínio. Tal é menos perceptível nos casos 11 e 12, mas apenas por razões gráficas devido a uma malha mais grosseira naquela zona.

O perfil de velocidades desejado à saída da grelha de insuflação, deve ter um comportamento crescente do lado exterior para o interior. Como se pode ver na figura 3.7 o que se verifica é a velocidade máxima a acontecer no último terço da grelha de insuflação, com cerca de metade da grelha a ser usada para insuflação e observando refluxo na outra metade. Este é um comportamento que se verificou de forma transversal em todos os doze casos estudados.

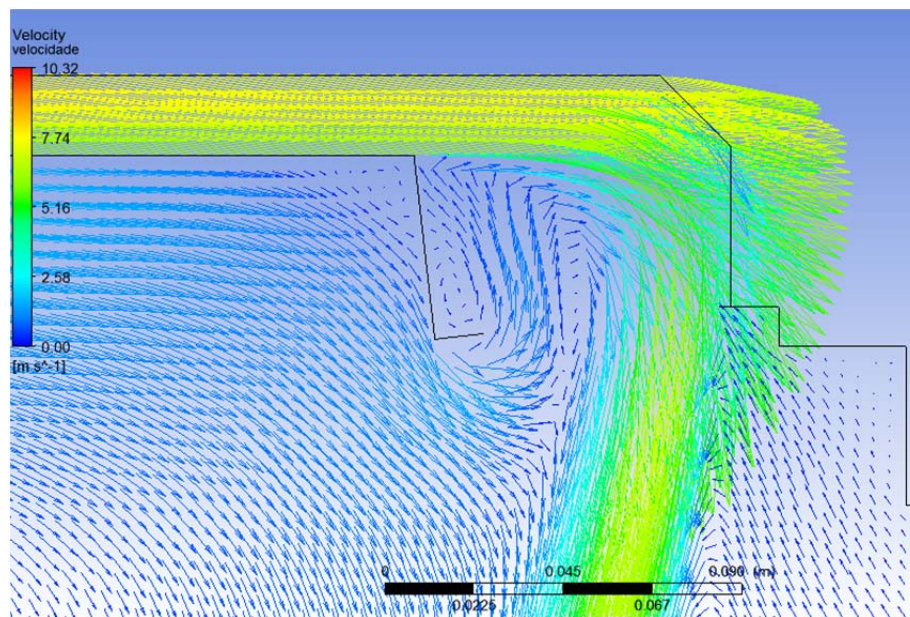


Figura 3.7 – Pormenor de velocidades junto à grelha de insuflação modelo testes 1

### 3.3.3 Conclusões

Destes doze casos é possível concluir que em termos de execução de malha, nem sempre que se faz uma malha com elementos de menor dimensão se obtém melhores resultados, em termos de qualidade estatística. A partir do caso 6 a qualidade decresceu com a diminuição de tamanho do elemento. Entre a formulação transiente implícita de primeira ordem e segunda ordem, a diferença é quase nula.

Os resultados no que diz respeito ao balanço mássico são muito bons, com o valor máximo na ordem dos  $10^4$  e o valor mínimo na ordem de  $10^{-12}$ . Os valores de balanço para a energia foram sofríveis com os casos 7 e 8 (10 e 12 a apresentarem resultados pouco aceitáveis).

Os campos de temperaturas de uma forma geral apresentam valores expectáveis, à exceção dos casos 8, 10, 11 e 12 que tem valores atípicos. No domínio do campo de velocidades, até à grelha

de insuflação, muito uniforme em todos os casos, mas à medida que o fluxo de ar desce e interage com o meio ambiente, vão se notando algumas diferenças entre os vários casos. A zona da grelha de aspiração é a zona crítica e que mais dúvida, suscitou pelo fato de o escoamento se direcionar para o canto inferior direito do domínio.

### 3.4 Modelo testes 2

Seguindo o mesmo princípio das simulações anteriores e mantendo o mesmo domínio, pretende-se analisar o comportamento do modelo agora com novos elementos. Este caso de estudo é composto por sete simulações, nas quais as três primeiras têm variação ao nível do time step e método de solução. As duas simulações seguintes a dimensão foi redesenhado o modelo representativo do favo e foi feita alternância entre a dimensão da malha. Na quarta simulação acrescentou-se um novo elemento, as costas perfuradas. O quinto estudo simulou-se o modelo com prateleiras carregadas.

#### 3.4.1 Definição de malha

As três primeiras análises foram obtidas usando a mesma malha com elementos quadrilaterais e triangulares com dimensão máxima dos elementos de 0.02 m. A figura 3.8 mostra a malha em todo o domínio e em pormenor junto ao favo.

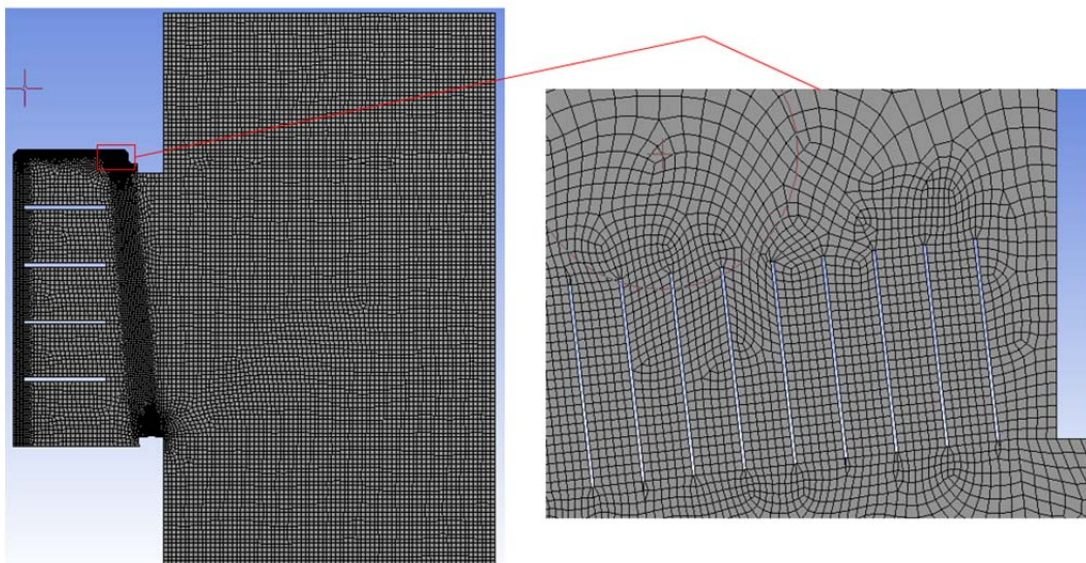


Figura 3.8 – Representação da malha no domínio e em pormenor do favo modelo testes 2

A tabela 3.3 mostra a estatística da malha que na simulação número 6 apresenta valores muito pobres pelo facto da definição de elementos a representar as costas perfuradas. Como se verifica dos três primeiros estudo para o quarto há uma melhoria de qualidade por via de uma modelação mais cuidada. Do quarto para o quinto caso verifica-se uma vez mais diminuição da qualidade por consequência da diminuição de tamanho do elemento da malha. A figura 3.9 mostra em pormenor a malha na zona do favo e costas perfuradas.

Tabela 3.3 - Estatística da malha primeira modelo testes 2

N.º	Simulação	Relatório de malha					
		Qualidade			Número de elementos		
		Mínimo <i>Orthogonal</i> <i>Quality</i>	Máximo <i>Ortho</i> <i>Skew</i>	Máximo <i>Aspect</i> <i>Ratio</i>	Número Células	Número Faces	Número <i>Nodes</i>
0 - 1	0 - 1						
1	Transiente 2D Ref Favo TS 0.02 - 1						
2	Transiente 2D Ref Favo TS 0.005 - 2	0,264393	0,665096	11,4289	22738	46657	23890
3	Transiente 2D Ref Favo TS 0.002 - 3						
4	Transiente 2D Ref Favo1 M8e-3 - 4	0,417529	0,501163	4,97694	90064	181825	91736
5	Transiente 2D Ref Favo1 M4e-3 - 5	0,313128	0,510906	5,90757	337735	678493	340733
6	Trans 2D Ref Favo1 BP Perf M1e- 2 - 6	0,0909336	0,86505	29,0862	56511	114277	57701
7	Transiente 2D Favo BPanelPerf Carried - 7	0,152204	0,799321	19,51	53195	107745	54485

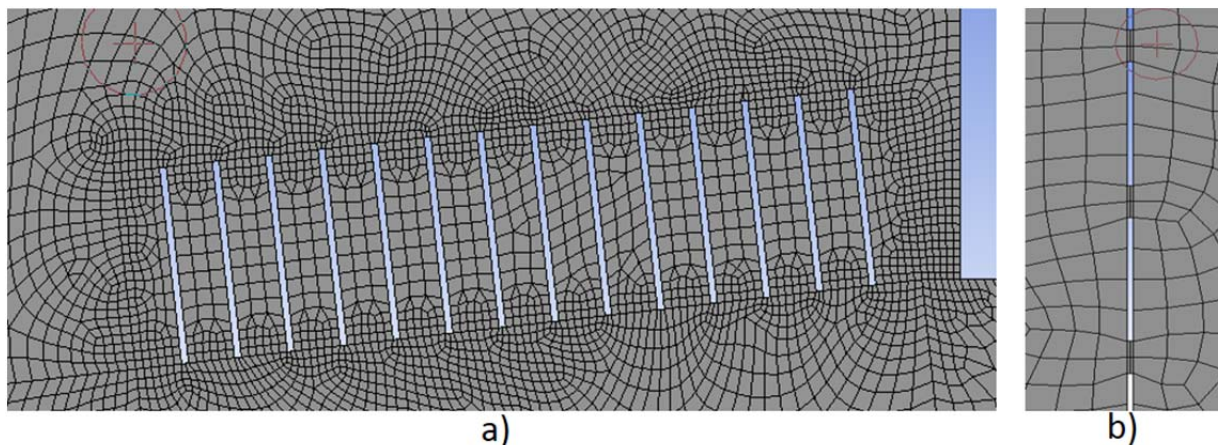


Figura 3.9 - Pormenor da malha a)zona do favo b)costas perfuradas modelo testes 2

### 3.4.2 Análise de resultados

Do relatório de fluxos de massa e energia nas fronteiras do sistema elaborou-se a tabela 3.4, na qual se destaca que os caudais mássicos, a exemplo do que se passou no primeiro caso, apresenta valores muito próximos de zero. Os valores estão compreendidos entre  $10^{-4}$  e  $10^{-12}$ , significando portanto que existe balanço mássico. O mesmo já não se pode dizer em relação ao balanço energético com alguns valores muito fora do que se considera mínimo para se considerar haver balanço.

Tabela 3.4 - Valores de caudais mássicos e energia nas fronteiras modelo testes 2

Simulação	Relatório de resultados								
	Caudal mássico (kg/s)				Potência térmica (W)				
	Fronteiras				Fronteiras				
	<i>Inletin</i>	<i>Inletout</i>	<i>Outlet Pressure</i>	Resultado Líquido	<i>Inletin</i>	<i>Inletout</i>	<i>Outlet Pressure</i>	Resultado Líquido	Variação
1	0,17150	-0,09898	-0,07252	-9,1E-09	-4686,17	1479,64	3210,12	3,59	-0,08%
2	0,17150	-0,09898	-0,07252	-1,3E-11	-4686,17	1456,68	3232,23	816,09	-17,41%
3	0,17150	-0,09898	-0,07250	2,2E-05	-4686,17	1411,41	2206,44	-1068,31	22,80%
4	0,17150	-0,09898	-0,07252	-2,4E-08	-4686,17	1441,11	3247,79	2,73	-0,06%
5	0,17150	-0,09898	-0,07224	2,8E-04	-4686,17	1408,09	3643,85	365,77	-7,81%
6	0,17150	-0,09898	-0,07252	-4,4E-12	-4689,17	1550,97	3140,80	5,60	-0,12%
7	0,16876	-0,09898	-0,06978	-5,2E-08	-4611,19	2368,37	2426,34	183,52	-3,98%

Avaliando os resultados sobre o ponto de vista qualitativo, na figura 3.10 estão representados os campos de temperaturas, das seis simulações, na qual se destacam as simulações números quatro e cinco com um comportamento parecido e aceitável. Pela primeira vez temos uma temperatura uniforme em todo o equipamento fruto da inclusão de canais de escoamento na parte de trás do equipamento na simulação seis. A simulação sete a indicar claramente que a inclusão de produtos nas prateleiras força a cortina para fora do equipamento que não é de todo desejável. As três primeiras simulações são as que apresentam o pior resultado em termos de campos de temperatura.



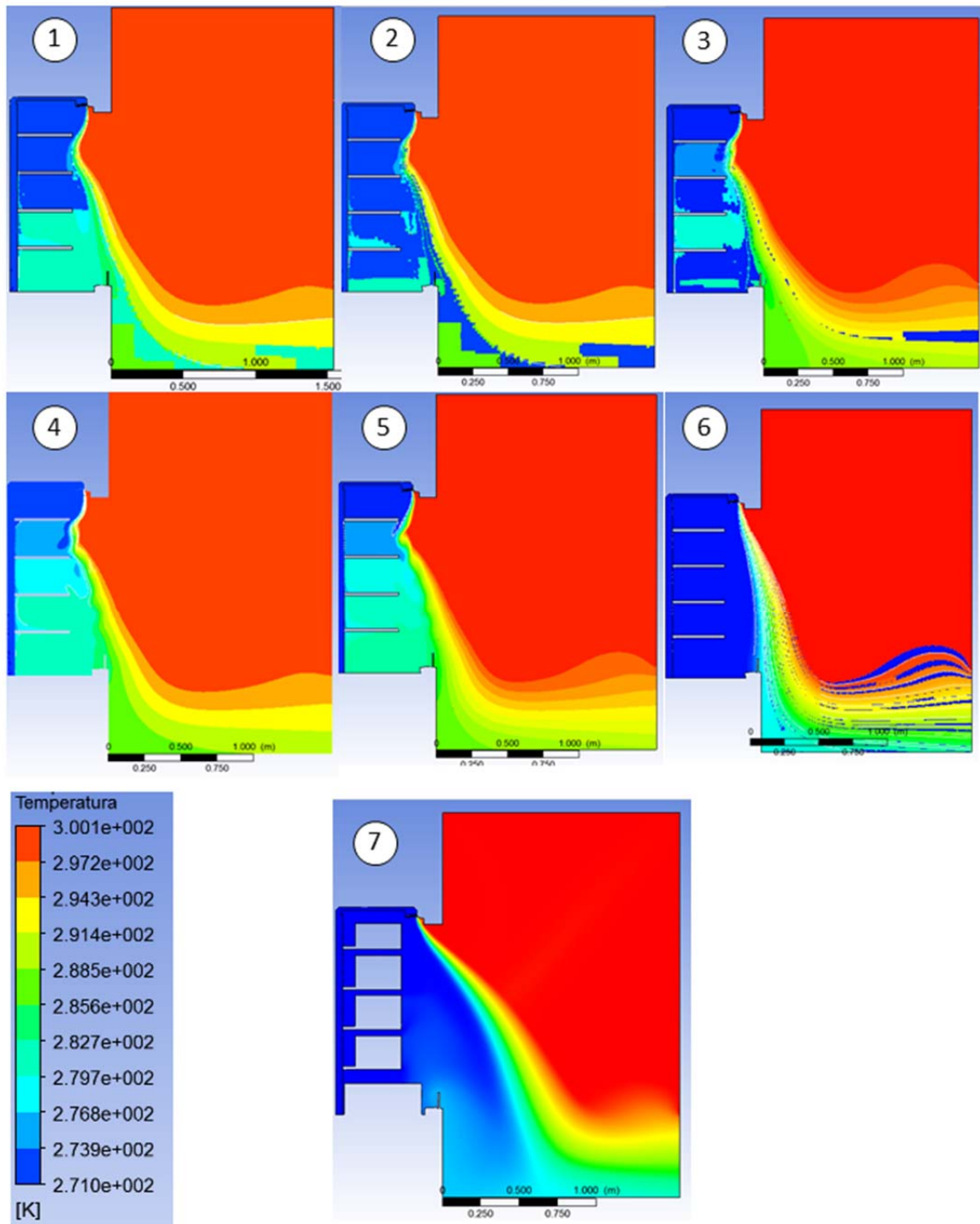


Figura 3.10 - Temperatura modelo testes 2

A figura 3.11 mostra-nos o campo vetorial de velocidades, em que nas cinco primeiras simulações verifica-se uma inflexão da curva para dentro do equipamento, característica da cortina neste tipo de equipamentos. Na simulação seis tal não acontece resultante da excessiva velocidade do fluxo de massa proveniente das costas na parte superior que força a cortina para o exterior, tendo um efeito nefasto na eficiência da cortina. A simulação sete com a colocação de carga nas prateleiras

diminui a área disponível para o escoamento pelas costas resultando no aumento de velocidade e empurrando a cortina de ar completamente para fora do equipamento.

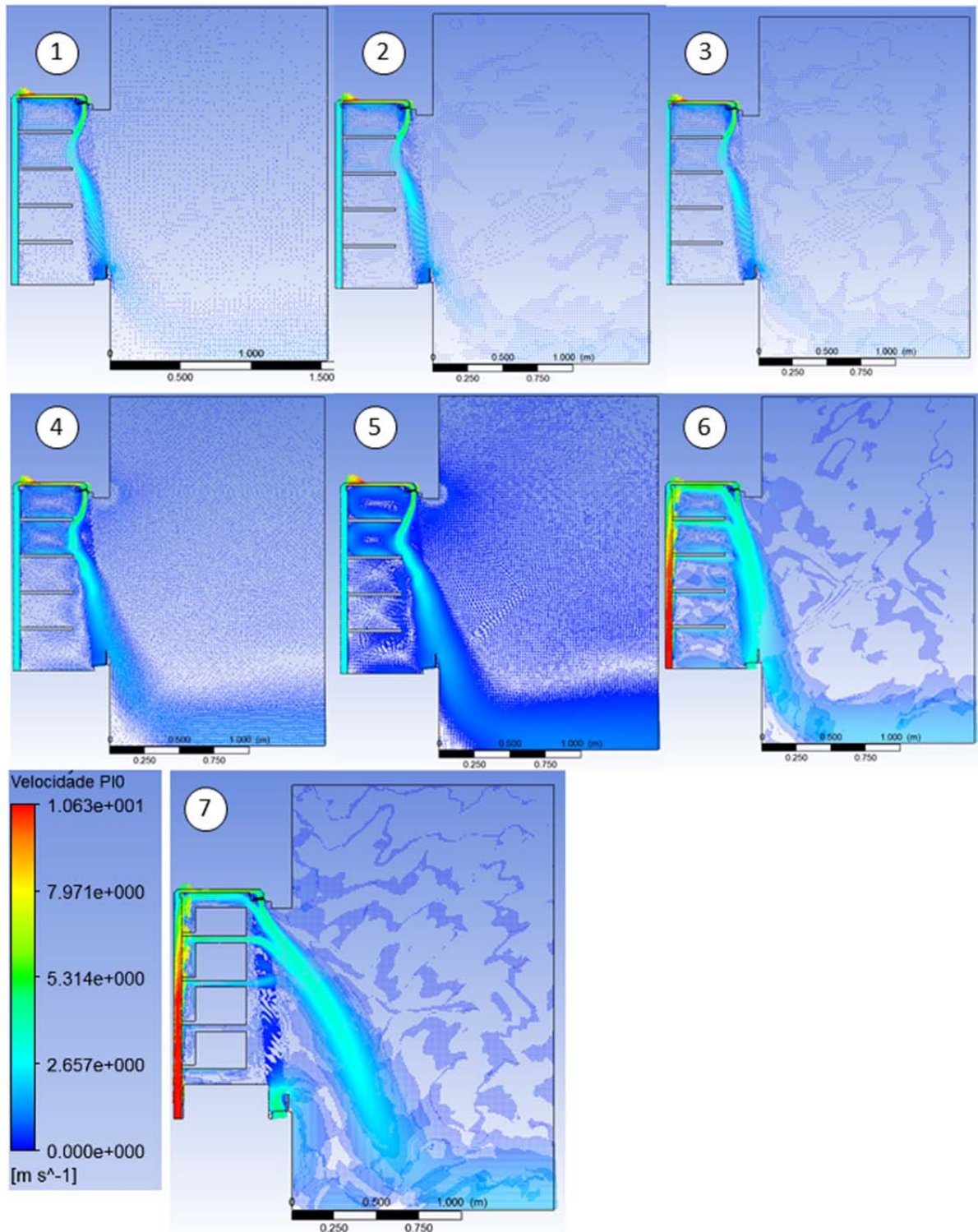


Figura 3.11 - Campo vetorial de velocidade para o modelo testes 2

Neste segundo caso de estudo confirma-se um refluxo na grelha de insuflação não desejado e um perfil de velocidades inadequado, com a velocidade maior na parte exterior da cortina de ar e menor velocidade na parte interior conforme se vê na figura 3.12.

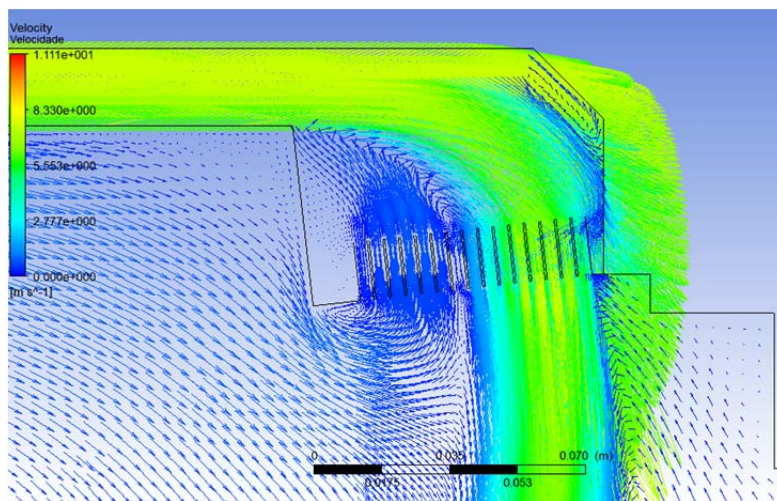


Figura 3.12 - Pormenor de velocidades junto à grelha insuflação modelo testes 2

### 3.4.3 Conclusões

A exemplo do que se passou nas simulações do primeiro caso continua-se a ter um balanço fácil em termos de caudais mássicos e algumas dificuldades em obter equilíbrio no fluxo de energia, com alguns valores muito fora do balanço esperado.

Constata-se que com a inclusão do elemento favo, a velocidade decai ligeiramente mas o refluxo na zona interior da grelha continua a verificar-se.

A inclusão de canais de escoamento nas costas tem o efeito desejado na obtenção de uniformidade de temperatura dentro do equipamento, tem contudo um efeito nefasto no perfil da cortina de ar, sendo o resultado desastroso na simulação com carga nas prateleiras.

## 3.5 Modelo 1 cortina simples

Das conclusões obtidas na primeira fase do trabalho, nasceu a necessidade de se fazer três correções, ao nível da geometria do modelo, alterações nos valores das condições de fronteira e correções na estratégia da definição da malha.

No que respeita à geometria as maiores alterações aconteceram no painel das costas no qual foi reduzida a área de furação por forma a obter-se uma porosidade na ordem dos 3%. Tendo-se verificado maior caudal mássico na parte superior das costas perfuradas, a distribuição da furação no

painel das costas deixou também de ser uniforme, fez-se um gradiente de área furada decrescente de baixo para cima por forma a compensar o maior fluxo pelas costas à medida que o escoamento perde velocidade. Das simulações já feitas verificou-se também a existência de um refluxo de ar junto à grelha de insuflação, resultando na diminuição da espessura da cortina de ar em relação à área disponível no favo. Para mitigar esta deficiência colocou-se um defletor, imediatamente antes do favo com o objetivo de dividir o escoamento em dois forçando este a passar pela zona do favo onde antes acontecia o refluxo. Outra alteração ao nível de geometria foi na grelha de aspiração que antes era considerada zona completamente aberta foi corrigida para se aproximar mais de um modelo real de grelha, na qual foram definidos quatro aberturas para o escoamento.

A segunda correção surge da necessidade de se obter um equilíbrio entre os caudais mássicos de entrada e saída no domínio. Esta alteração tem consequências nos valores de condições iniciais de velocidade, índice de turbulência assim como o diâmetro hidráulico.

A terceira correção prende-se com a definição de malha, e tem como objetivo obter melhores resultados ao nível do campo de velocidades junto à grelha de aspiração, na qual já se tinham verificado resultados não expectáveis. A estratégia para a elaboração da malha consistiu na divisão do domínio em quatro zonas, às quais foi atribuída tamanho de malha diferenciado. As duas primeiras zonas, mais afastadas da área refrigerada, foi atribuído maior tamanho aos elementos da malha, a área contígua à cortina de ar, local das prateleiras e canal principal do escoamento fazem parte da terceira zona definiu-se menor tamanho de malha, o favo foi escolhido para a quarta zona com a malha mais refinada.

### 3.5.1 Definição de malha

A estratégia para a definição da malha, privilegia o refinamento nas zonas mais sensíveis, com maior interesse de estudo e onde a variação de velocidade e temperatura são maiores. Dividiu-se o domínio em quatro zonas identificadas na figura 3.13. As zonas 1, 2 e 3 representadas pelas letras C, B, e A respetivamente, têm tamanho de elementos, pela mesma ordem de 3 mm, 9 mm e 20 mm. A área de maior refinamento é no favo e no com dimensão de 1 mm.

A malha é constituída por 208936 elementos, a qualidade ortogonal com um mínimo de 0.408619, tendo como referência o valor de 1. O enviesamento (*skewness*) com o melhor valor de 1.3E-10 e o pior com 0.896, sendo a média de 0.01977. A figura 3.14 mostra a malha global onde

estão visíveis as zonas de transição de tamanho de malha e de pormenor na zona da grelha de insuflação.

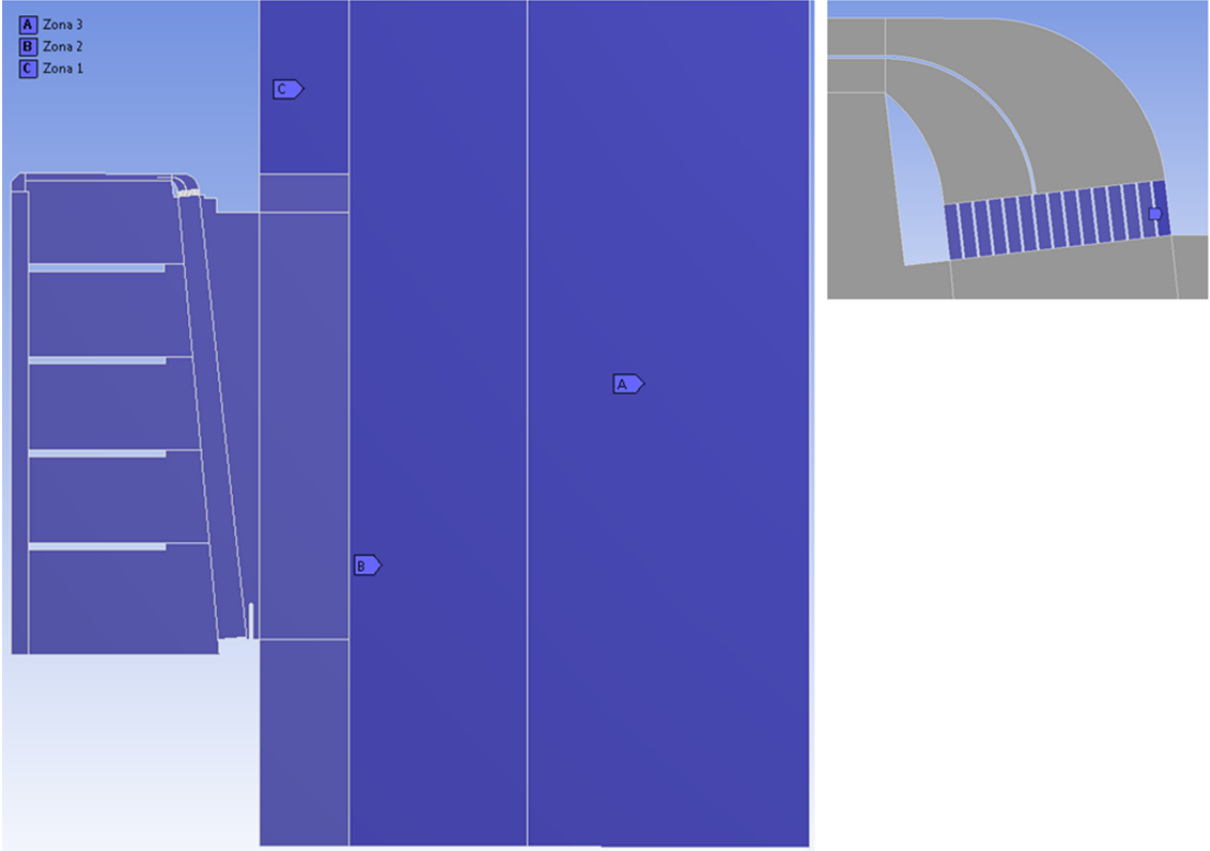


Figura 3.13 - Zonas do domínio com tamanho de malha diferenciada no modelo 1

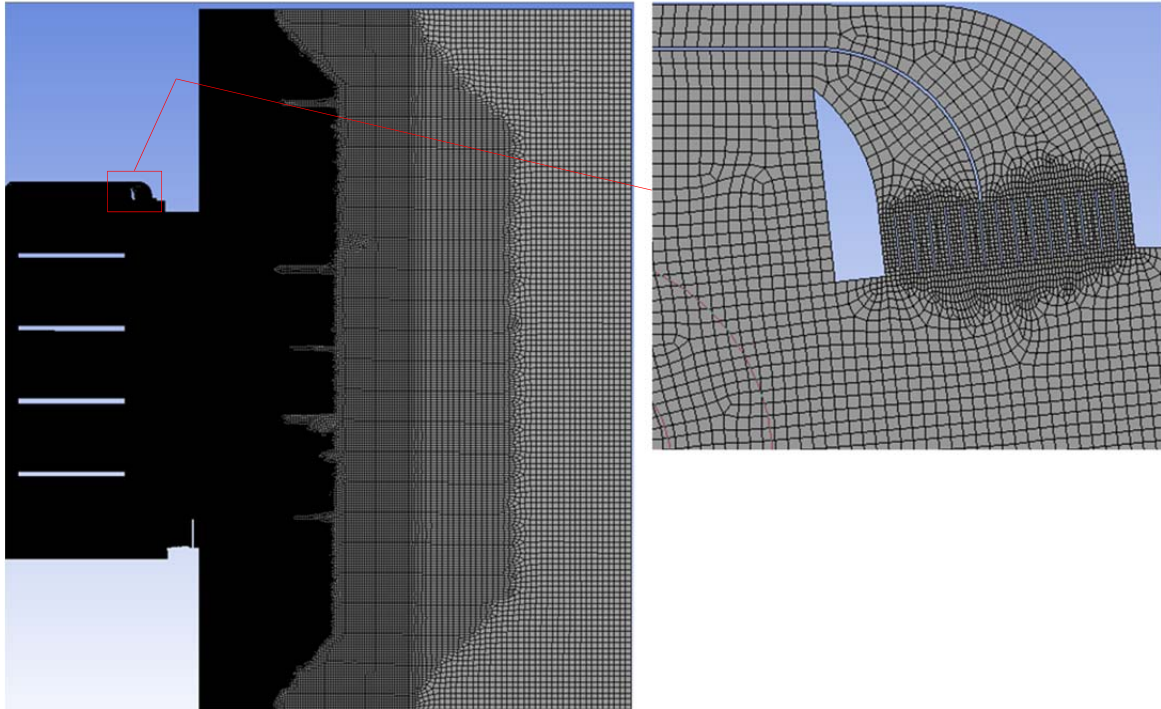


Figura 3.14 – Malha global e de pormenor no favo para o modelo 1

### 3.5.2 Análise de resultados

Os resultados obtidos foram globalmente bons. Em termos de temperatura verifica-se uma uniformidade em todo o interior do equipamento obtido ao fim de 13 segundos e um perfil bem definido na zona da cortina de ar conforme se pode verificar na figura 3.15, embora seria expectável uma ligeira deflexão para o interior, fruto da diferença de pressão entre o interior e o exterior. Os valores de temperatura do ar na zona de aspiração que está dividida em quatro zonas nas quais foram medidas as temperaturas em três pontos de cada abertura, duas medições nos extremos e uma no meio, para se identificar os valores medidos na grelha, designaram-se as aberturas de E2 e E1 no lado exterior e I1 e I2 do lado interior conforme se pode ver na figura 3.16. A variação da temperatura na grelha de aspiração tem o comportamento esperado diminuindo do exterior para o interior, embora de uma forma um pouco irregular conforme se pode ver na figura 3.17.

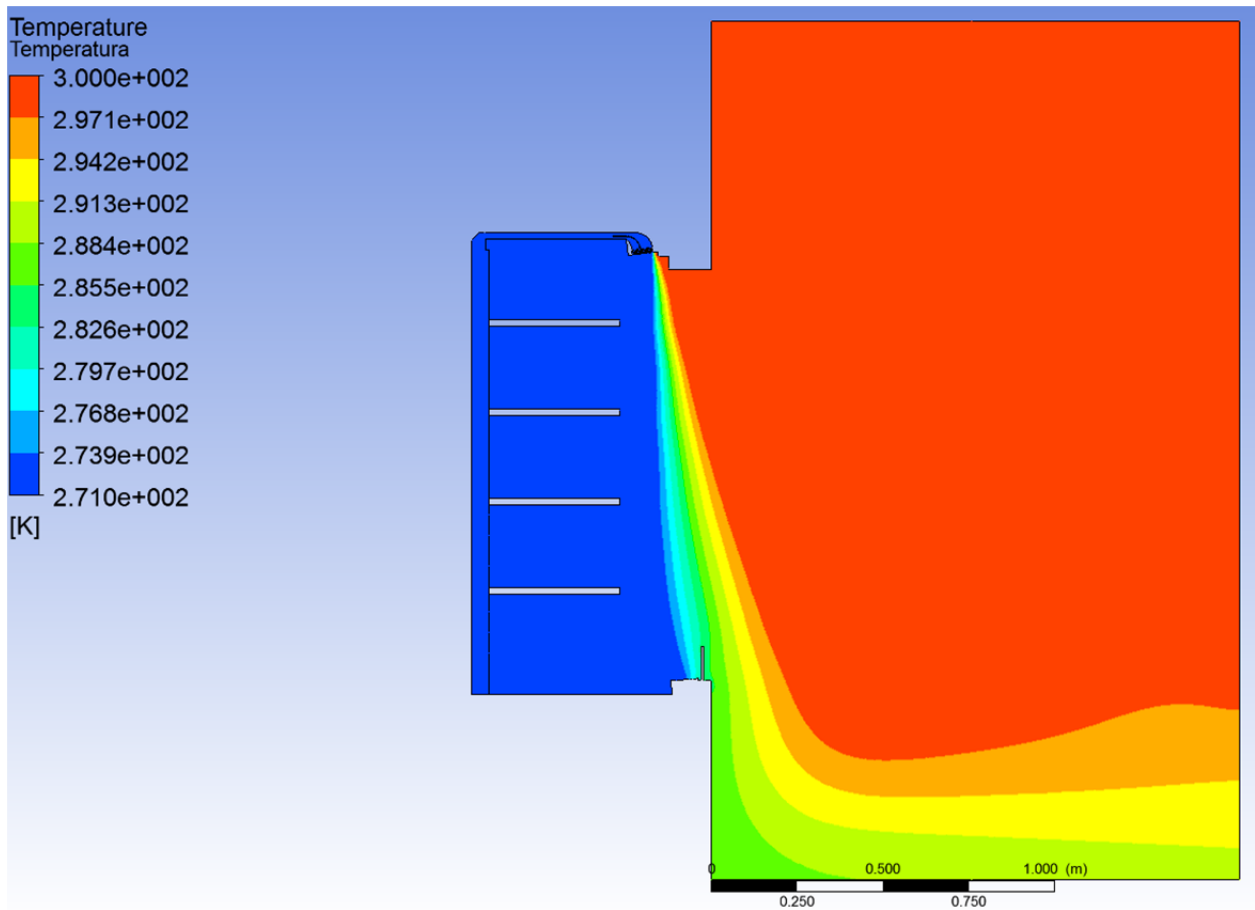


Figura 3.15 - Temperatura no modelo 1

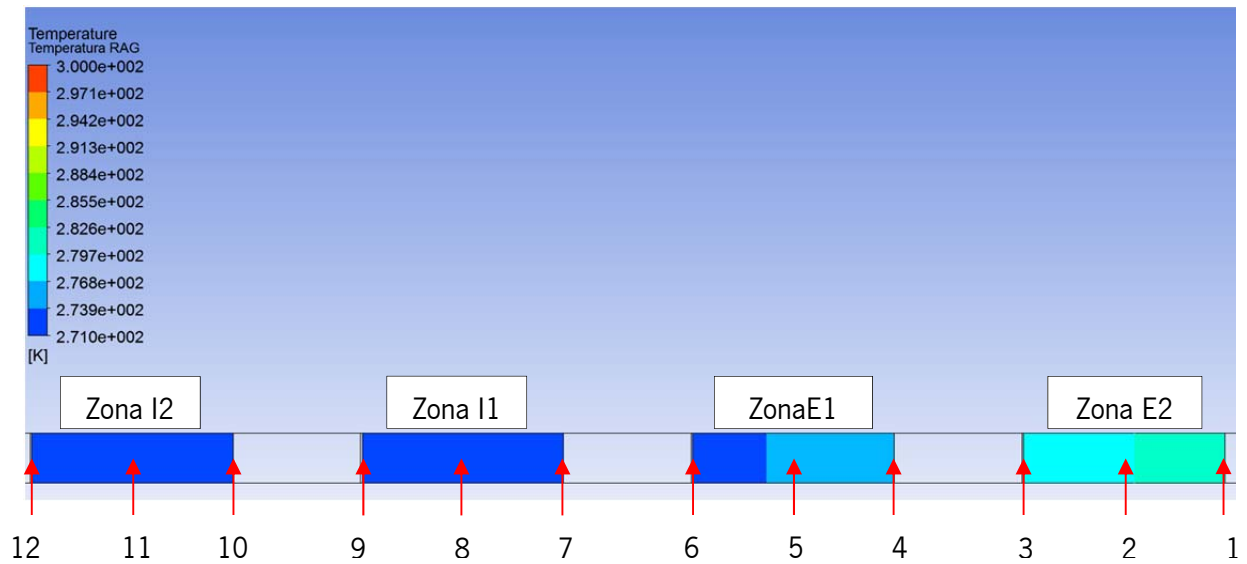


Figura 3.16 - Temperatura na grelha de aspiração no modelo 1

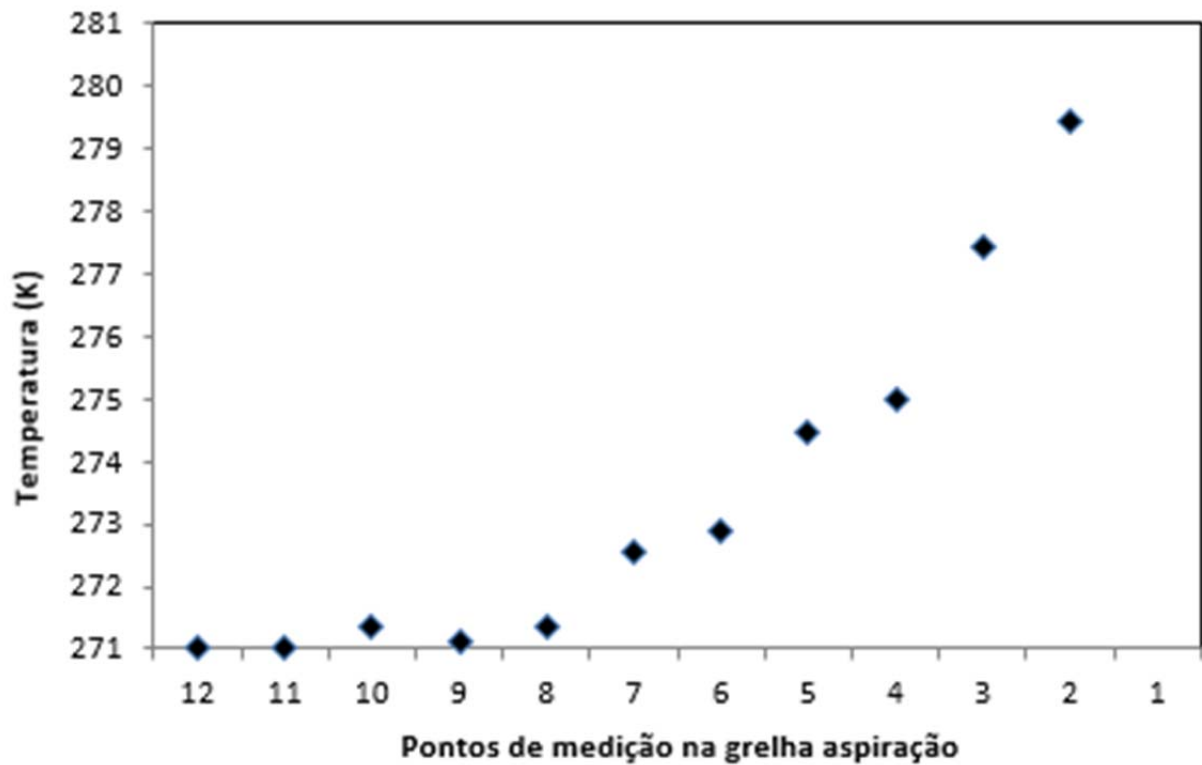


Figura 3.17 - Temperatura na grelha aspiração no modelo 1

No domínio do campo de velocidades, verifica-se que o escoamento, pelas costas perfuradas, está melhor distribuído, conforme pretendido com as alterações impostas para o modelo 1. Este fluxo de ar pelas costas tem uma direção ascendente até à parte inferior da prateleira seguindo na horizontal e mudando de direção no sentido descendente na zona da cortina tendo o efeito benéfico na melhoria da vedação, conforme se pode constatar na figura 3.18, este efeito poderá estar na origem da ausência de deflexão da cortina de ar. Na grelha de aspiração também se verifica uma fuga do escoamento para o exterior bem menor do que se tinha constatado na primeira fase.



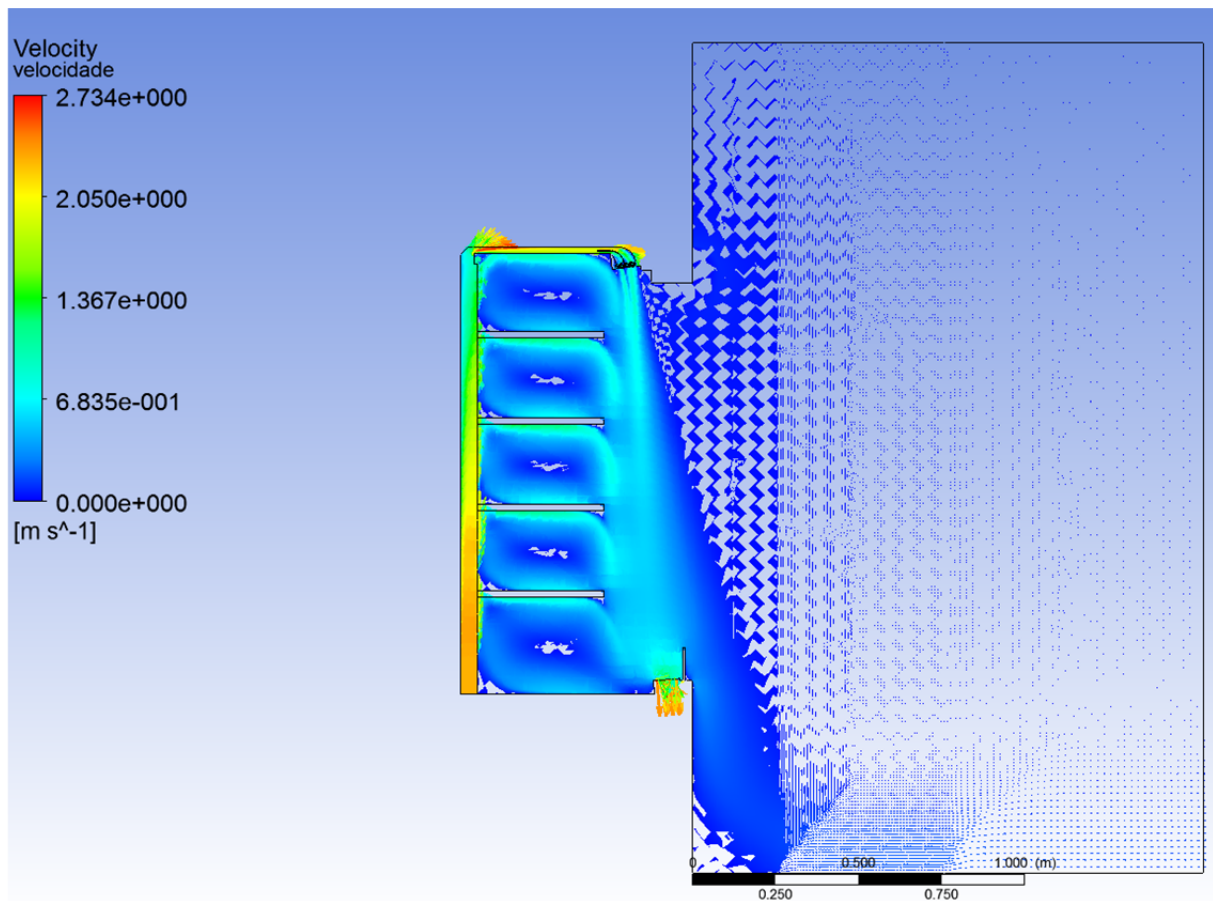


Figura 3.18 - Campo de velocidades no modelo 1

Na zona da grelha de insuflação verifica-se que foi quase eliminado o refluxo que se tinha verificado na fase 1 conforme se pretendia, ver figura 3.19, o defletor colocado cria um efeito tipo cortina dupla mas em que a diferença de velocidades é quase nula da parte exterior da cortina em relação ao interior. É bem visível uma parte do escoamento com origem nas costas perfuradas que se vai juntar à cortina de ar formando uma terceira zona tampão.

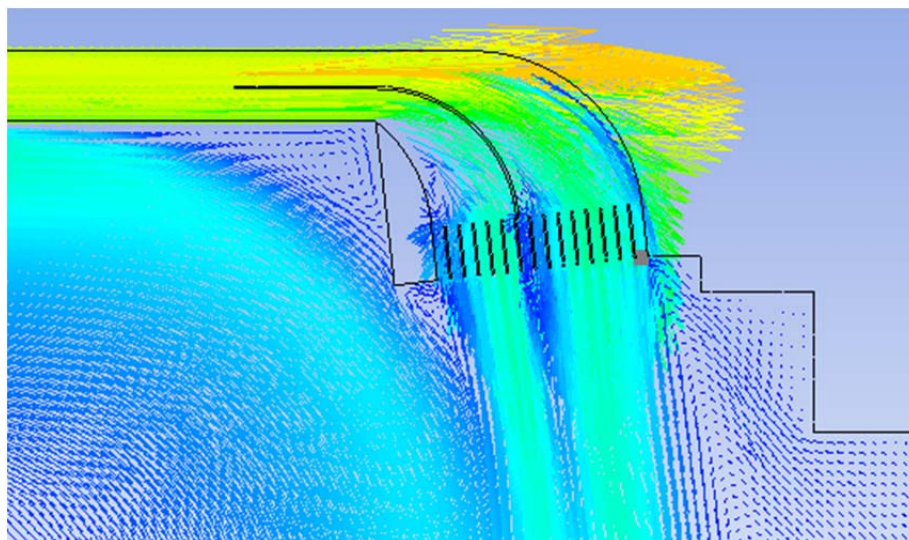


Figura 3.19 - Pormenor do campo de velocidades na grelha de insuflação no modelo 1

Para tirar algumas conclusões é apresentada a tabela 3.6 que apresenta os valores de fluxo de massa e potência térmica nas zonas de fronteira. O resultado líquido é a diferença entre o que entra e sai no domínio do estudo, através das fronteiras definidas para o efeito. Assim verifica-se que, em termos de caudais mássicos a diferença pode ser considerada nula, e que para o exterior existe um caudal mássico residual de  $14E^{-3} \text{ kg/s}$ , valor quase residual conforme verificado na imagem do campo de velocidades. Dos valores da potência térmica destaque para o valor  $440.99 \text{ W}$  na fronteira *OutletPressure*, que representa a perda de energia para o exterior e para o resultado líquido com um valor superior ao resultado líquido do caudal mássico, que de resto já se tinha verificado na fase 1. A variação apresentada na coluna da direita da potência térmica representa o rácio entre o valor do resultado líquido e o menor dos valores que passam pelas fronteiras que no caso é a fronteira *OutletPressure*. O valor da variação segundo ANSYS Fluent deve ser inferior a 1% e deve ser também um critério de convergência.

Tabela 3.5 - Resultados de caudais mássicos e potências térmicas do modelo 1

Relatório de resultados								
Caudal mássico (kg/s)				Potência térmica (W)				
Fronteiras				Fronteiras				
<i>InletIn</i>	<i>Inletout</i>	<i>Outlet Pressure</i>	Resultado líquido	<i>InletIn</i>	<i>Inletout</i>	<i>Outlet Pressure</i>	Resultado líquido	Variação
0,13862	-0,13848	-0,00014	-3,4E-12	-3787,76	3349,74	440,99	2,53	0,57%

### 3.5.3 Conclusões

A principal conclusão a retirar é que todas as correções, efetuadas com base da análise efetuada na primeira fase, resultaram numa melhoria significativa do comportamento em termos de temperatura e campo de velocidades. Deixou de se haver refluxo na zona do favo, uma distribuição mais equilibrada de escoamento pelas costas perfuradas e o fluxo para o exterior na zona da aspiração foi reduzido de forma substancial. Como nota final, o comportamento em termos de temperatura e campo de velocidades é muito bom, a apresentar valores de fuga baixos.

## 3.6 Modelo 2 lâminas de deflexão

O uso de favo na grelha de insuflação é uma técnica recorrente em praticamente todos os tipos de equipamentos que usam cortina de ar para vedação, pois é um elemento importante para se obter melhor difusão e direção do escoamento. O perfil ideal de velocidade da cortina de ar à saída da grelha de insuflação deve ser, crescente de fora para dentro (conforme figura 3.20). Alguns fabricantes usam favos com formas de trapézios retângulos, ver figura 1.5 do capítulo 1, com o objetivo de obter o gradiente de velocidade crescente de fora para dentro.



Figura 3.20 - Perfil ideal de velocidades na grelha de insuflação

Conforme exposto no parágrafo anterior está dado o mote para o estudo da terceira fase. O objetivo consiste em trabalhar a zona da grelha de insuflação por forma a obter-se o gradiente de velocidades tão próximo quanto possível do modelo ideal.

A estratégia para se obter o perfil de velocidades pretendido, assentou na modelação de lâminas defletoras por forma a criar canais separados de escoamentos, privilegiando a perda de carga nos canais que conduziam o escoamento para o lado exterior. Este foi um processo iterativo que partiu de um modelo inicial intuitivo sem qualquer referência. Pela análise qualitativa do campo de

velocidades obtido tiraram-se conclusões que resultaram em correções no modelo seguinte, repetiu-se o processo até se obter o gradiente de velocidades que se considerou satisfatório. A figura 3.21 ilustra o campo de vetores de velocidades que foram obtidos dos vários processos iterativos, onde são visíveis as posições diferenciadas das lâminas defletoras. Os modelos foram executados e correram as simulações pela ordem da numeração. Nas duas primeiras situações induziu-se a perda de carga através do incremento das lâminas superiores, os resultados não foram muito animadores com a velocidade a decrescer demasiado no lado exterior. A terceira, quarta e quinta experiências manteve-se o tamanho das laminas defletores iguais para as três situações, variando-se progressivamente apenas a área de entrada e saída para permitir maior ou menor fluxo e obter maior ou menor difusão na saída, resultando num gradiente mais aproximado do que se pretendia.

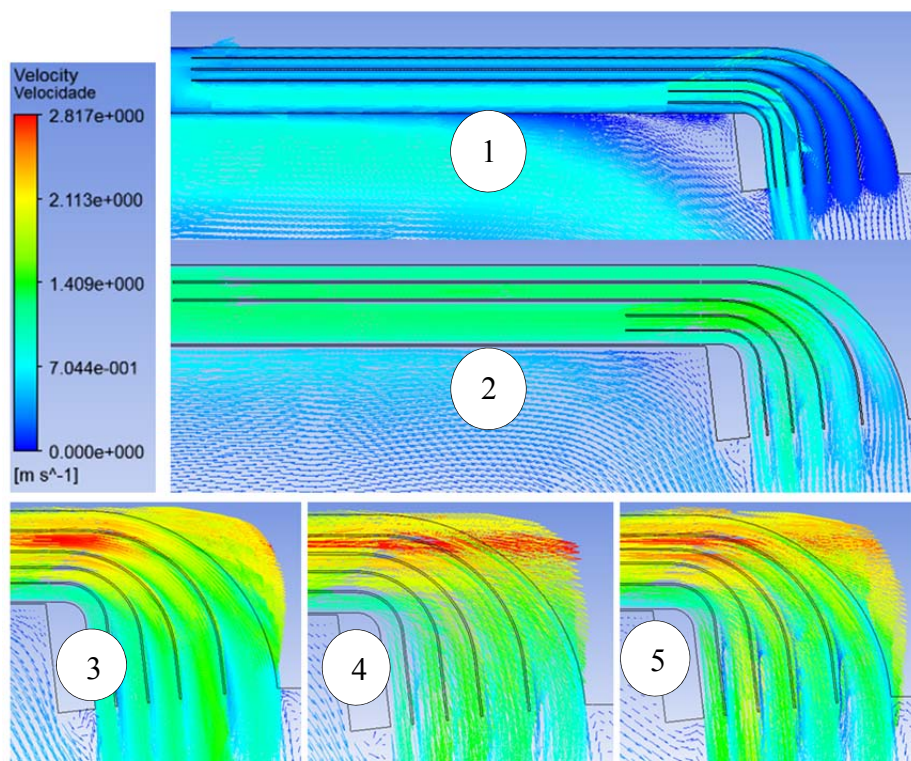


Figura 3.21 - Campo de vetores de velocidade de 5 posições de defletores no modelo 2

### 3.6.1 Definição da malha

A criação da malha para esta terceira fase teve a estratégia idêntica já definida para a fase 2, e consistiu na criação de cinco zonas com tamanhos de elementos diferenciados. A figura 3.22 mostra as zonas. O princípio é o mesmo, refinar nas zonas mais críticas e que neste caso é junto nas lâminas

de deflexão com malha de 0.8mm, o canal tem 2mm a zona 1 com 4mm, a zona 2 com 8mm e finalmente a zona 3, mais afastada com 20mm.

A malha tem 146348 elementos, A qualidade dos elementos tem o pior valor com 0.39111 e o melhor com 0.99939 a média é 0.9468 com um desvio padrão de  $7.239e^{-2}$ . A figura 3.23 mostra a malha no domínio e em detalhe na zona das lâminas e grelha de insuflação.

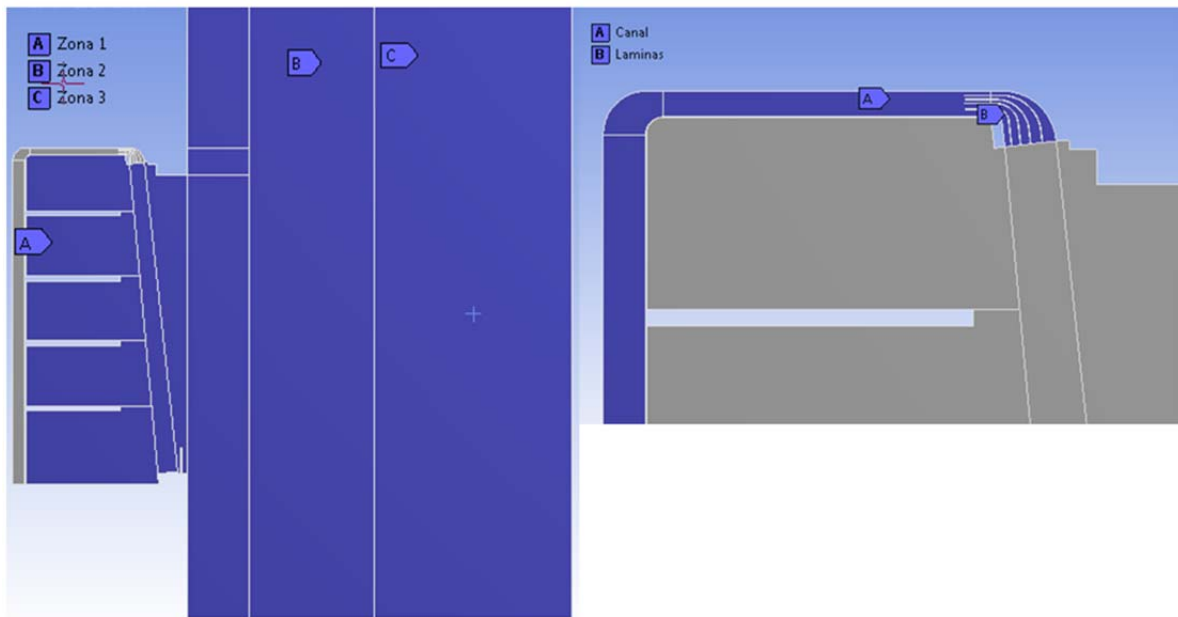


Figura 3.22 – Zonas do domínio com tamanho de malha diferenciada no modelo 2

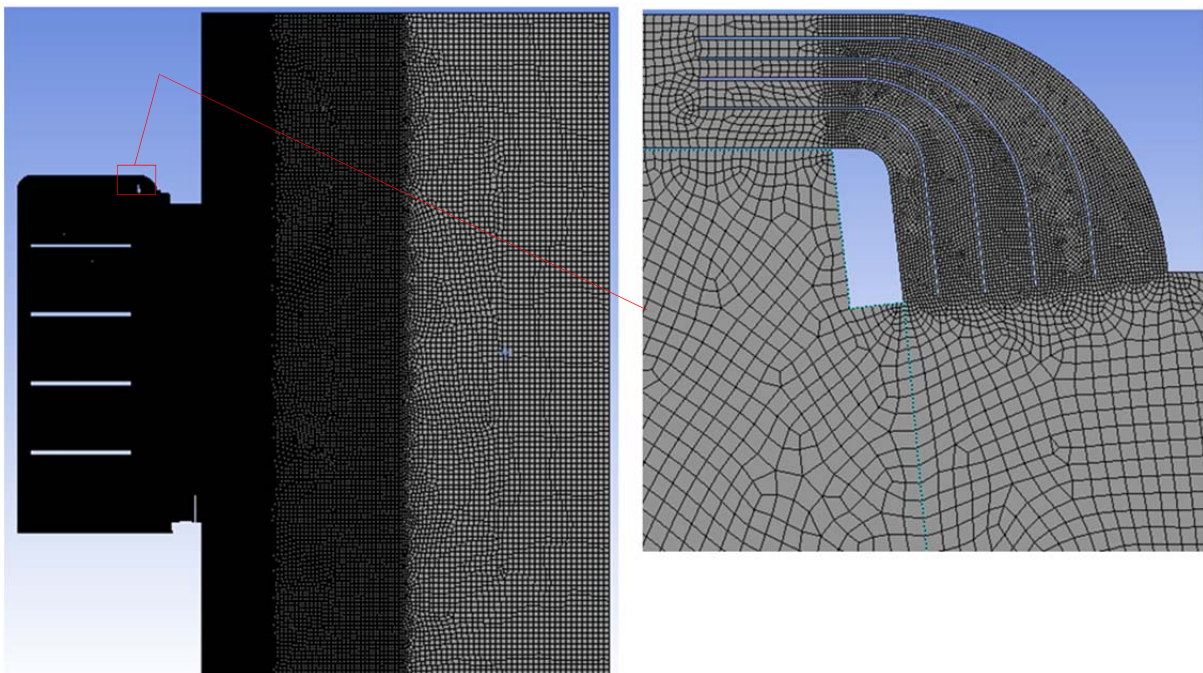


Figura 3.23 - Malha global e de pormenor no modelo 2

### 3.6.2 Análise de resultados

O modelo 2 tinha como objetivo melhorar o perfil de velocidades à saída da grelha de insuflação, logo não se esperam grandes variações em termos de temperatura conforme se pode averiguar pela figura 3.24. no que respeita ao valor de temperaturas na grelha de aspiração. Na figura 3.25 observam-se ligeiras diferenças que são mais perceptíveis na figura 3.26 onde se constata uma variação quase linear e mais uniforme da temperatura à entrada da grelha de aspiração e um aumento muito ligeiro dos valores da temperatura, em relação ao que se obteve na fase dois, o que não era de todo expectável que tal acontecesse.

Neste estudo é bem evidente uma maior consistência na formação da cortina desde o início na grelha de insuflação até à aspiração conforme se pode ver na figura 3.27. Tal resulta do melhoramento em termos de geometria na zona de variação de direção e geometria do canal com diminuição da perda de carga e pelo gradiente favorável de velocidades à saída da grelha de insuflação, como se vê em pormenor na figura 3.28.

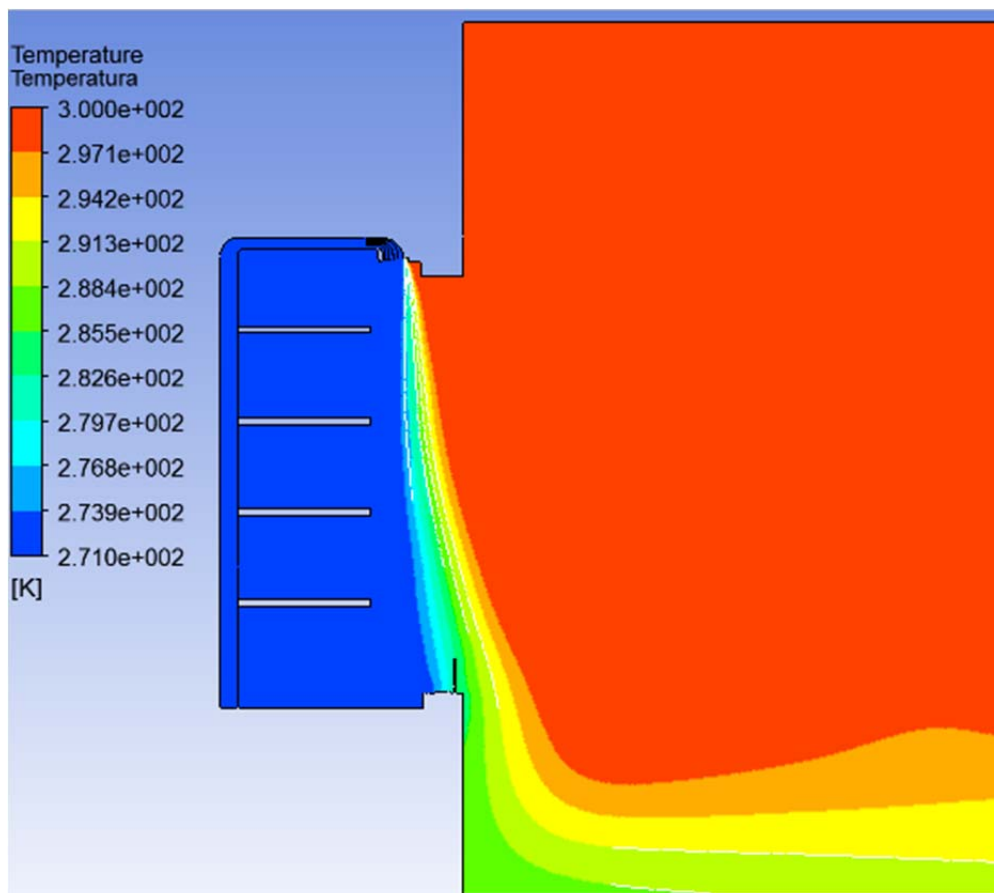


Figura 3.24 – Temperatura no modelo 2

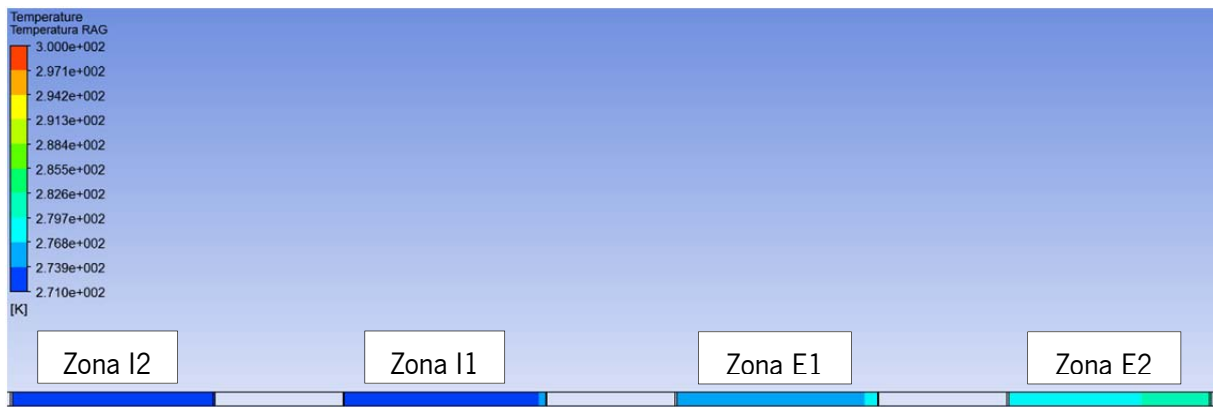


Figura 3.25 - Temperatura na grelha de aspiração no modelo 2

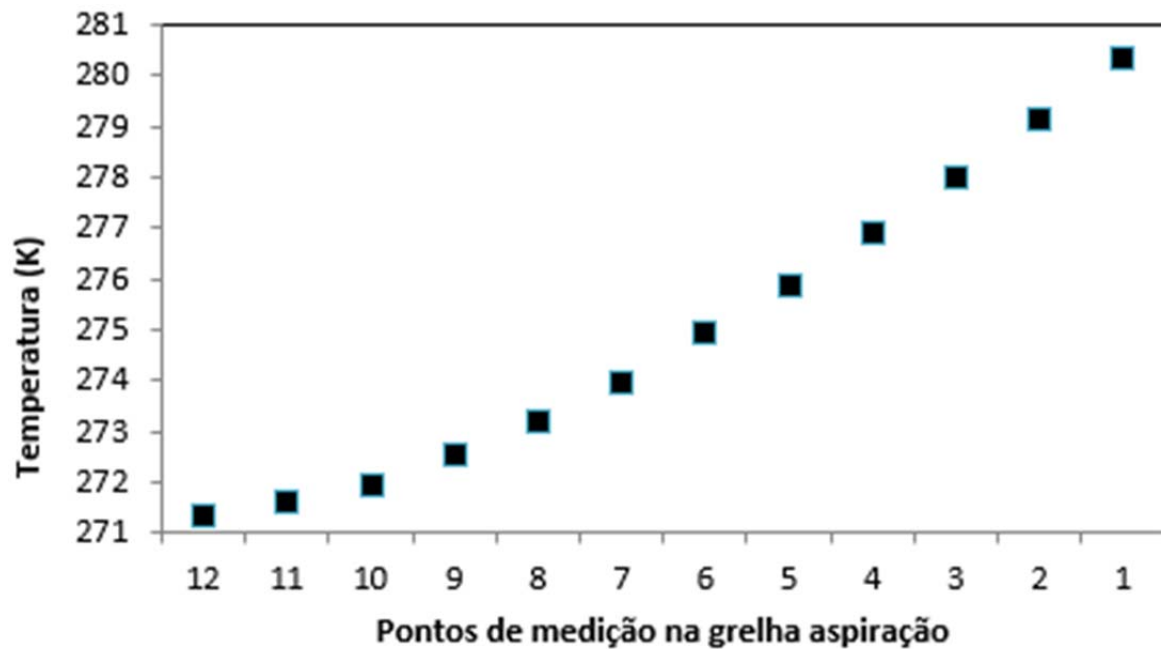


Figura 3.26 - Temperatura na grelha no modelo 2

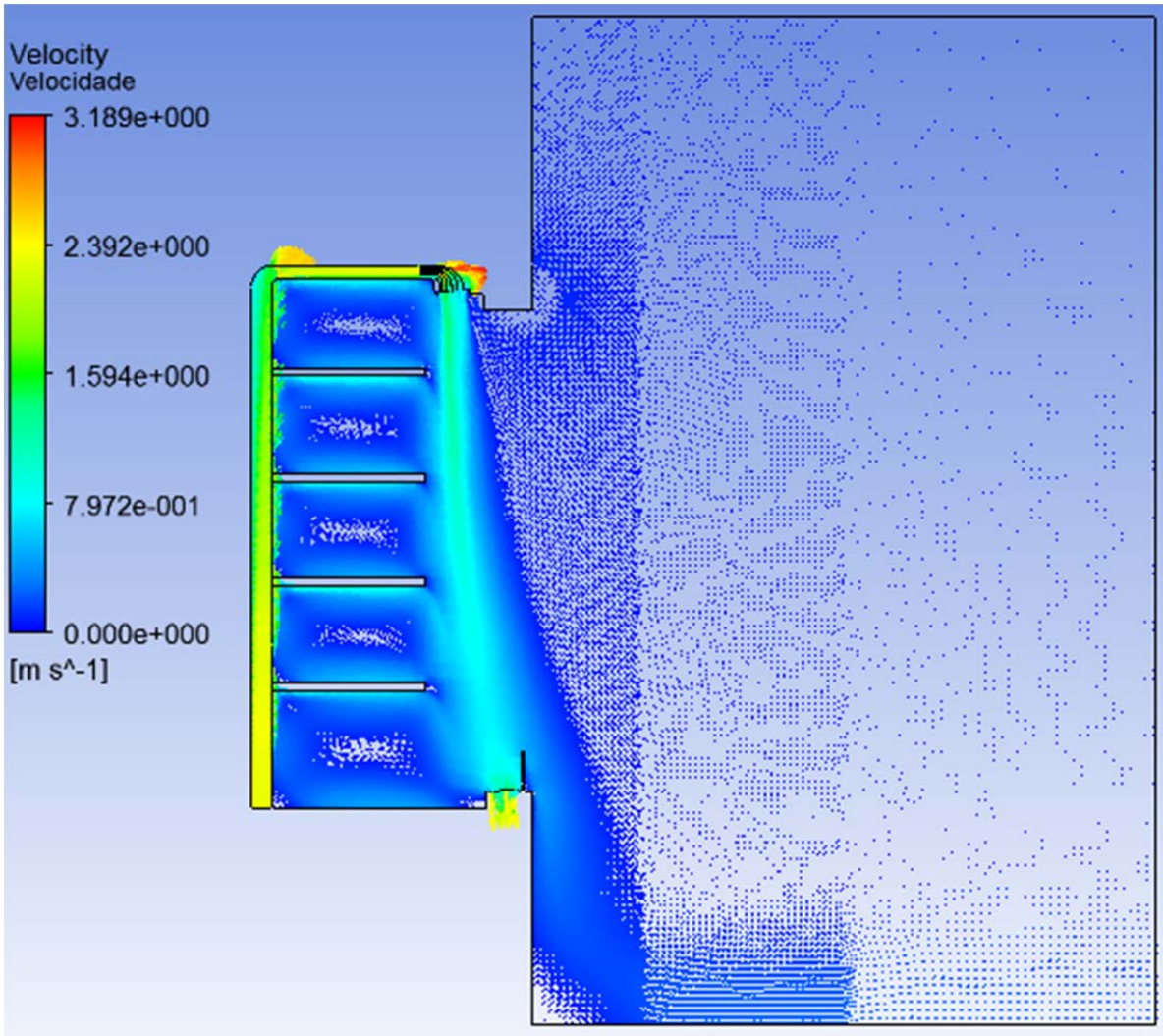


Figura 3.27 - Campo de velocidades para o modelo 2

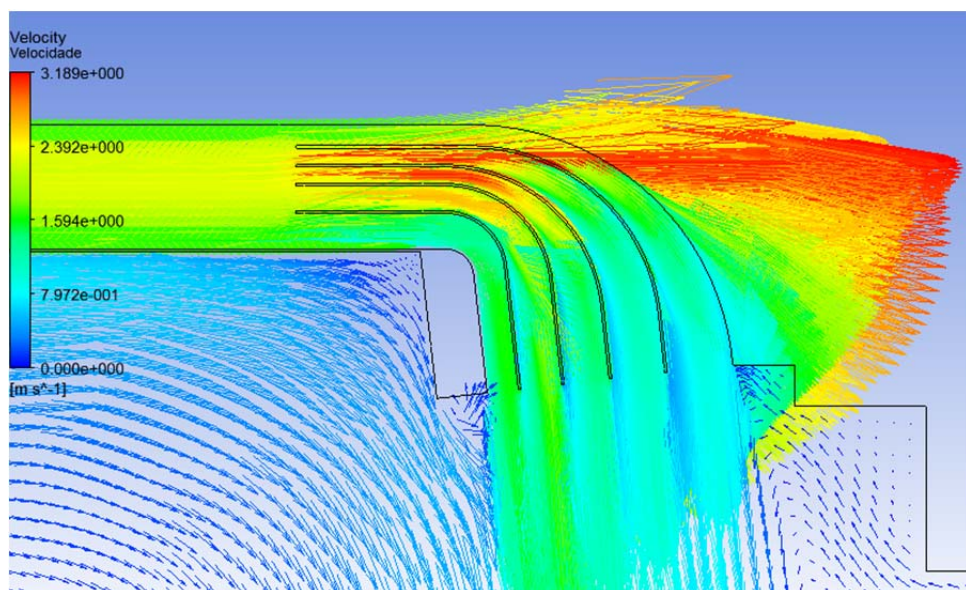


Figura 3.28 – Pormenor do campo de velocidades na grelha de insuflação para o modelo 2



Em termos de balanços mássicos e de potência térmica, pelos valores apresentados na tabela 3.8, verifica-se que em termos de balanço mássico não há qualquer variação em relação à fase 2, o que está correto e era esperado. Os valores da potência térmica sofrem alterações fruto das diferenças de temperatura do ar na grelha de aspiração.

Tabela 3.6 - Resultados de caudais mássicos e potências térmicas no modelo 2

Relatório de resultados								
Caudal mássico (kg/s)				Potência térmica (W)				
Fronteiras				Fronteiras				
<i>InletIn</i>	<i>Inletout</i>	<i>Outlet Pressure</i>	Resultado líquido	<i>InletIn</i>	<i>Inletout</i>	<i>Outlet Pressure</i>	Resultado líquido	Variação
0,13862	-0,13848	-0,00014	-1,5E-11	-3787,76	3229,72	559,99	1,95	0,35%

### 3.6.3 Conclusões

O principal objetivo desta fase era obter um perfil de velocidades mais adequado, e tal foi conseguido. É bem visível uma cortina consistente desde o início na grelha de insuflação até à grelha de aspiração. A temperatura também é uniforme em todo interior do modelo. Quando se analisam os valores obtidos no relatório de resultados é que dá uma indicação de que há maior perda de energia em relação ao modelo da fase dois. Esta maior perda é dada pela maior potência térmica na fronteira *Outletpressure*. Apesar de se ter obtido um melhor perfil de velocidades na grelha de insuflação, nota-se uma maior fuga de ar refrigerado na zona de aspiração nesta zona, pode significar um valor absoluto da velocidade elevado ou o gradiente ainda deva se melhorado.

## 3.7 Modelo 3 cortinas múltiplas

Na última fase pretende-se provar que num modelo com cortinas de ar seccionadas é possível obter a melhor vedação. Para se conseguir as cortinas de ar seccionadas em cada prateleira dividiu-se o canal por onde se inicia o escoamento em cinco partes, sendo que quatro delas são de igual dimensão e conduzem o escoamento até às prateleiras, a quinta parte conduz o ar para a grelha de insuflação superior a partir da qual se obtém a cortina de ar principal. A divisão teve como premissa

fazer com que dois terços do escoamento sejam canalizados para a cortina principal e um terço a dividir pelas quatro cortinas nas prateleiras, desta forma a espessura para cada canal das prateleiras é de 5 mm, o que perfaz um total de 20mm, o canal que conduz o ar para a cortina principal ficou com 40 mm. Decidiu-se também manter os valores de condições iniciais tais com temperaturas e velocidades. Para se manter o equilíbrio mássico entre a entrada e a saída alteraram-se os rasgos das aberturas na grelha de aspiração. Estas alterações irão ter repercussões ao nível de caudais mássicos e potências térmicas no relatório de resultados, o que se deverá ter em linha de conta quando comparados com os valores obtidos nas fases dois e três.

### 3.7.1 Definição de malha

A exemplo do que já foi feito nas fases dois e três, a definição de malha seguiu uma metodologia similar, embora neste caso houvesse a necessidade de criar cinco zonas distintas com diferentes tamanhos de elementos de malha. A figura 3.29 mostra as zonas seleccionadas com diferentes tamanhos. As zonas 1, 2, 3 representadas pelas letras C,B e A, respetivamente, têm tamanho de elementos, pela mesma ordem de 2 mm, 18 mm e 25 mm. As áreas de maior refinamento são no favo com 1mm e no escoamento das prateleiras com dimensão de 1.2mm.

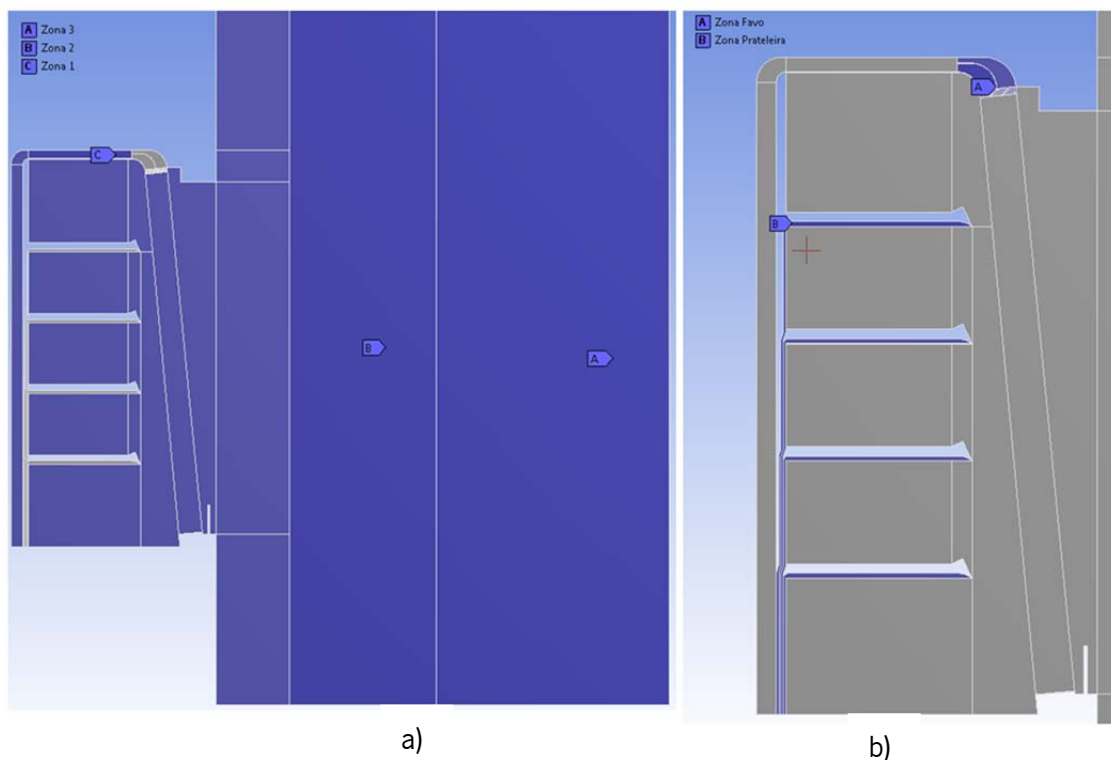


Figura 3.29 - Zonas do domínio com tamanho de malha diferenciada modelo 3

Na figura 3.30 está apresentada a malha em todo o domínio e com pormenor das prateleiras onde se pode ver os canais para cortina seccionada de uma das prateleiras e o detalhe na grelha de insuflação na qual se decidiu manter o defletor conforme se aplicou na fase dois. Esta malha tem 441812 elementos, o valor da qualidade ortogonal é de 0.283734, sabendo-se que o valor ideal seria 1. O enviesamento (*Skewness*) tem um valor máximo de 0.958 e um valor mínimo de  $1.3E^{-10}$ , sendo a média de 0.01977, tendo por referência o valor de zero como ideal.

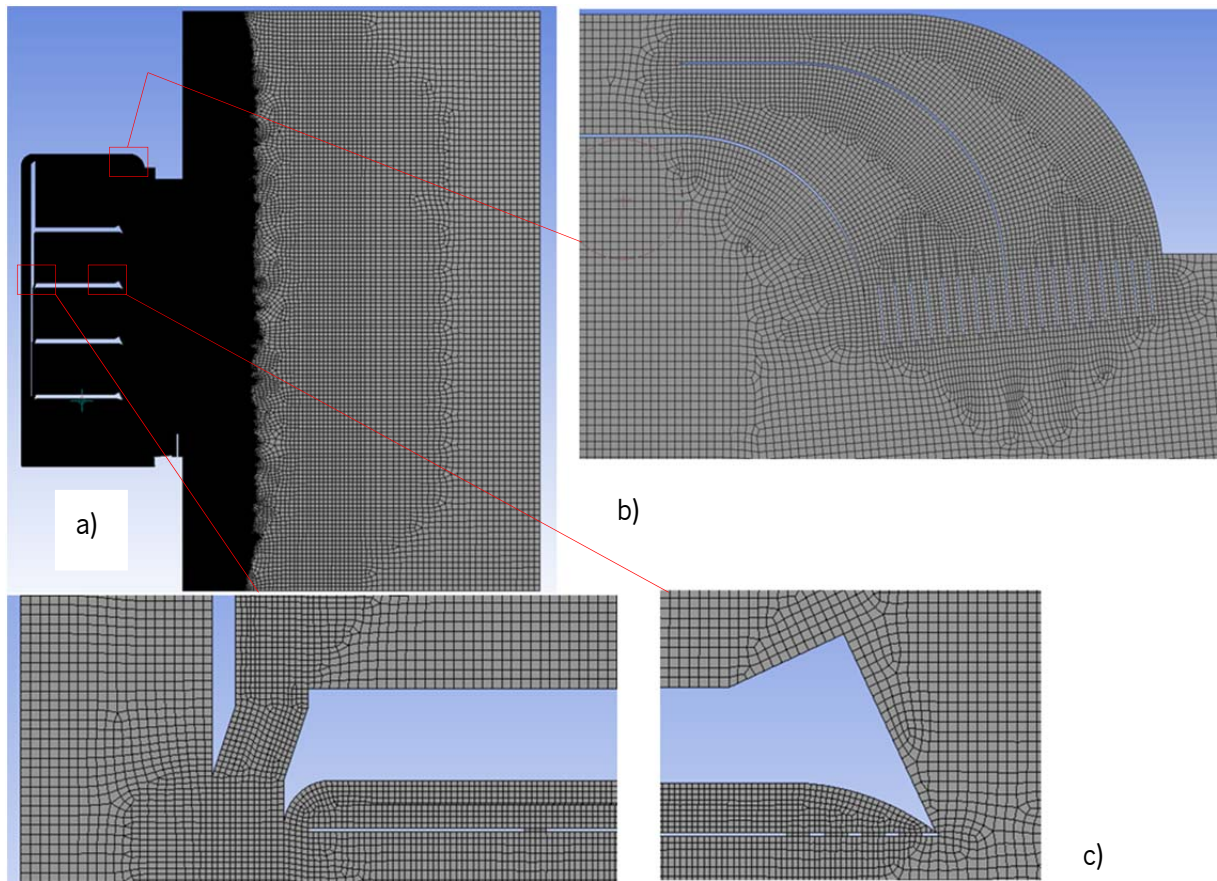


Figura 3.30 – a) Malha global modelo 3 b) pormenor grelha insuflação c) pormenor prateleira

### 3.7.2 Análise de resultados

Da análise qualitativa dos resultados e em termos de temperatura os resultados são bons, com uma temperatura uniforme no interior do equipamento e, uma zona bem definida de separação de ambientes com uma temperatura gradual do exterior da cortina de ar para o interior, Conforme se pode ver na figura 3.31. Também em termos de temperatura, a figura 3.32 dá os valores das temperaturas na grelha de aspiração, que está dividida em quatro zonas nas quais se podem ver o

perfil de cores progressivo do exterior, lado direito, para o interior, lado esquerdo. Na figura 3.33 estão apresentados os valores já mencionados sobre a forma de gráfico.

Do relatório de resultados obtidos no ANSYS Fluent apresentados na tabela 3.7 podem ver-se os caudais mássicos e potência térmica nas zonas de fronteira dos quais se destaca o equilíbrio mássico entre a entrada e saída do domínio e a verificar-se um valor de balanço muito próximo de zero. Quanto aos valores da potência térmica, nota para o valor na saída do domínio a aproximar-se do valor na entrada (em termos absolutos).

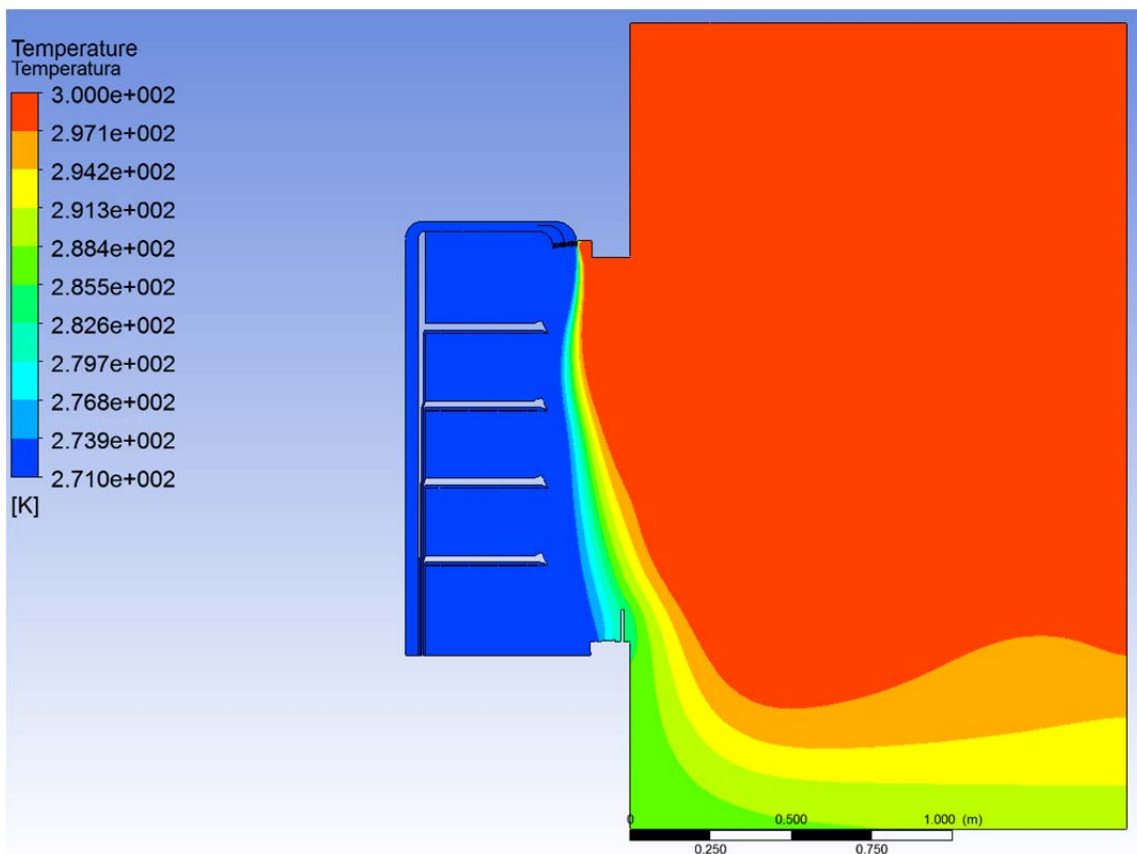


Figura 3.31 – Campo de temperatura para o modelo 3

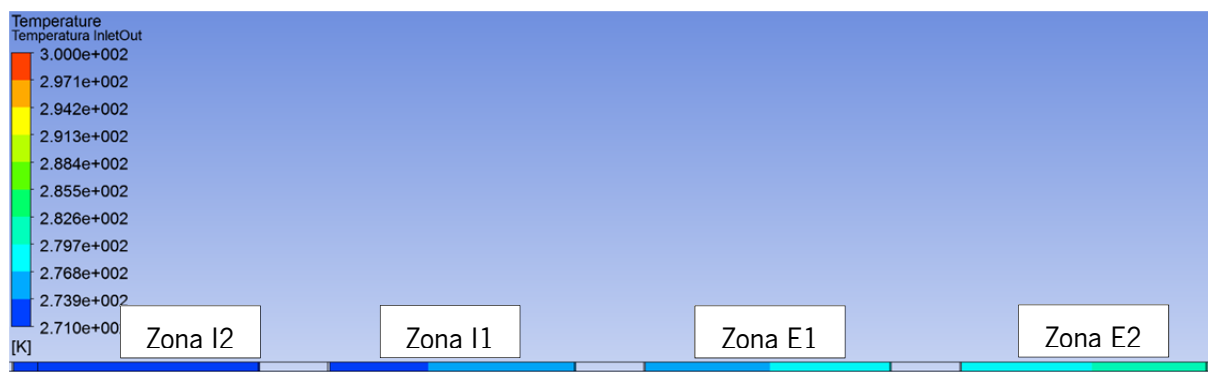


Figura 3.32 - Temperatura na grelha de aspiração para o modelo 3

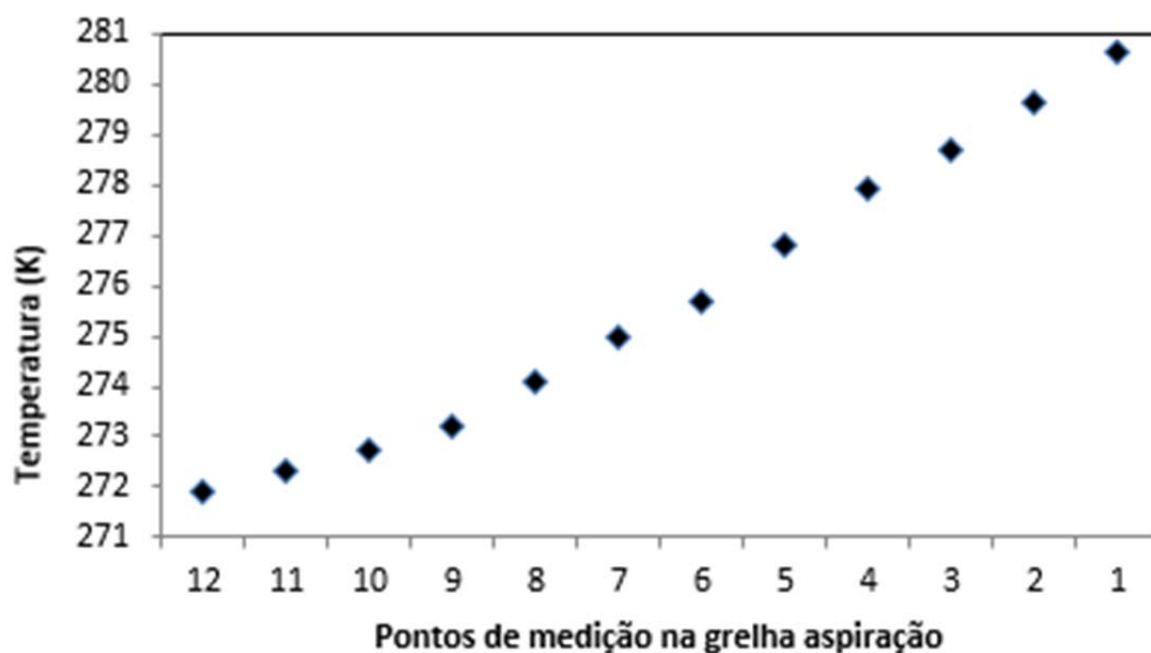


Figura 3.33 – Temperatura na grelha de aspiração para o modelo 3

Em termos de campo de velocidades, na figura 3.34 pode ver-se claramente a zona bem definida pela cortina de ar, com ligeira inflexão para o interior comum nestas situações, assim como o escoamento residual para fora do local da aspiração. Na grelha de insuflação colocou-se um defletor para mitigar o problema de refluxo a exemplo do que já tinha sido feito na fase dois. O efeito pretendido das cortinas seccionadas ficou aquém do pretendido com velocidades baixas entre os 0.2 e 0.6  $\text{ms}^{-1}$ , o caudal mássico demasiado pequeno e a direção do escoamento muito inclinada para o exterior.

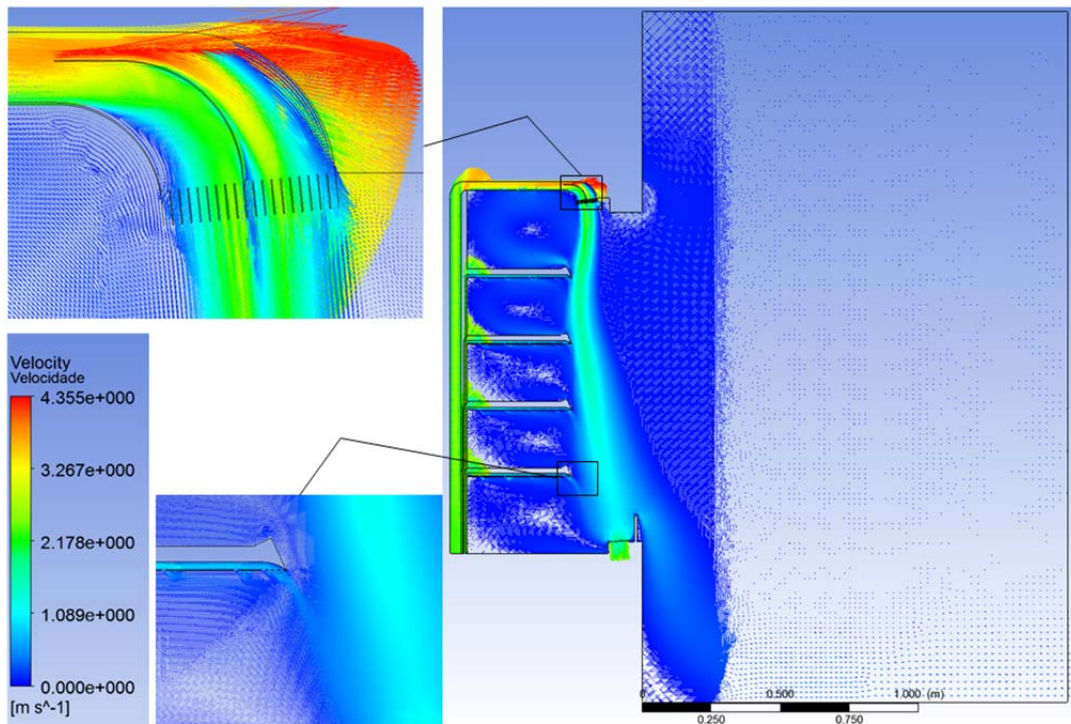


Figura 3.34 - Campo de velocidades para o modelo 3

Analisando os valores obtidos do relatório de balanço mássico e de potência térmica, o caudal mássico pela fronteira *outletpressure* é inferior aos valores das fases anteriores, apesar de haver um caudal na entrada superior ao das fases anteriores. Ttal significa que há menor fuga de ar para o ambiente. A menor fuga verificada no caudal mássico não teve impacto nos resultados de potência térmica, com o valor na mesma fronteira a ser bastante superior em termos absolutos como em valores relativos, sendo 17.7% da potência térmica a sair para o ambiente no modelo 3 contra os 14.8% do modelo 2 e 11.6% do modelo 1. Havendo menos fuga de ar para o ambiente e existindo maior perda de energia, tal significa que a temperatura do ar que vai para o ambiente é mais baixa.

Tabela 3.7 - Resultados de caudais mássicos e potências térmicas no modelo 3

Relatório de resultados								
Caudal mássico (kg/s)				Potência térmica (W)				
Fronteiras				Fronteiras				
<i>InletIn</i>	<i>Inletout</i>	<i>Outlet Pressure</i>	Resultado liquido	<i>InletIn</i>	<i>Inletout</i>	<i>Outlet Pressure</i>	Resultado liquido	Variação
0,16905	-0,16893	-0,00012	-4,6E-09	-4619,22	3814,81	818,99	14,57	1,78%

### 3.7.3 Conclusões

O resultado final deste modelo ficou aquém do esperado, as pretendidas cortinas de ar nas prateleiras não têm a visibilidade e o impacto que se pretendia, os resultados foram os piores em termos de ganhos energéticos. Este é o modelo em que se pretendia obter melhores resultados e tal não aconteceu. Analisando com atenção o campo de velocidades é visível nas prateleiras superiores, maior velocidade do ar fruto da interação com uma velocidade também superior da cortina de ar à saída da grelha de aspiração. Desta observação pode-se antecipar que um escoamento diferenciado poderia trazer melhores resultados, além de, mais canais para a formação da cortina seccionada, ou seja este deveria também ser um modelo iterativo a exemplo do que foi feito no modelo 2.

## 3.8 Comparação de resultados

São aqui apresentados, comparados e analisados os resultados dos três modelos em simultâneo. Desta forma e analisando o campo de temperaturas das três simulações é visível grande semelhança, notando-se apenas uma suave diferença na zona da cortina de ar com o estudo do modelo 3 a apresentar uma inflexão para o interior mais evidente, sendo mais suave no modelo 3 e quase inexistente no modelo 1 conforme se pode ver na figura 3.35. Quando se analisa o campo de velocidades na figura 3.36, são evidentes mais diferenças: no modelo 1 o escoamento pelas prateleiras é maior resultado de um maior estrangulamento na parte superior da conduta, na imagem modelo 2 é mais consistente a formação da cortina de ar e também mais visível uma ligeira inflexão para o interior, já na imagem do modelo 3 é onde se evidencia melhor a inflexão. Estas diferenças de inflexão podem ser explicadas pelo escoamento vindo do painel das costas que cria uma zona tampão contrapondo o efeito das diferenças de pressão.

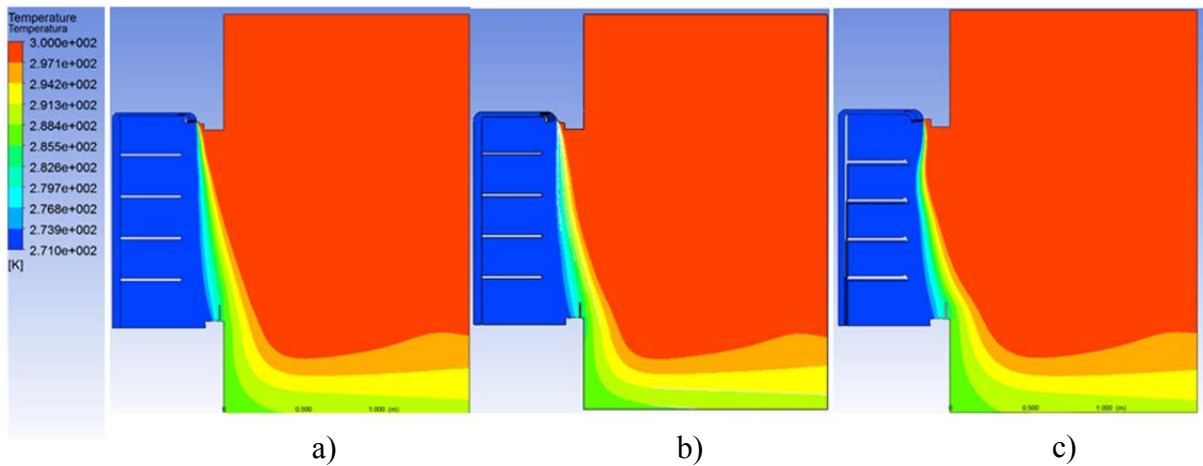


Figura 3.35 - Temperaturas para: a) modelo 1; b) modelo 2; c) modelo 3

A figura 3.36 mostra o perfil de temperaturas medidas na grelha de aspiração, com os modelos dois e três a terem um comportamento quase linear e paralelo, e o modelo 1 a ter um perfil irregular, mas com temperaturas mais baixas, que resultou numa melhor performance energética.

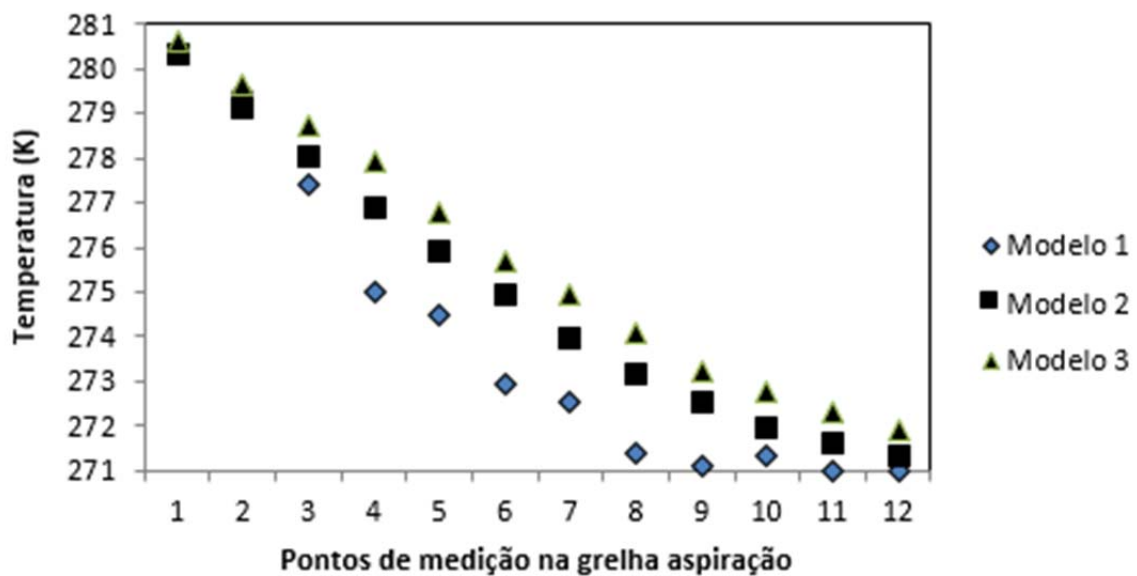


Figura 3.36 - Perfil de temperatura na grelha de aspiração para os três modelos

Quando se compara o campo de velocidades na figura 3.37, são evidentes mais diferenças. No modelo 1, o escoamento pelas prateleiras é maior, resultado de um maior estrangulamento na parte superior da conduta, na imagem do modelo 2 e modelo 3 é mais consistente a formação da cortina de ar e mais visível com a inflexão para o interior, a acontecer de forma mais definida no modelo 3. A ausência de inflexão no modelo 1 pode ser explicada pelo escoamento vindo do painel das costas que cria uma zona tampão contrapondo o efeito das diferenças de pressão.



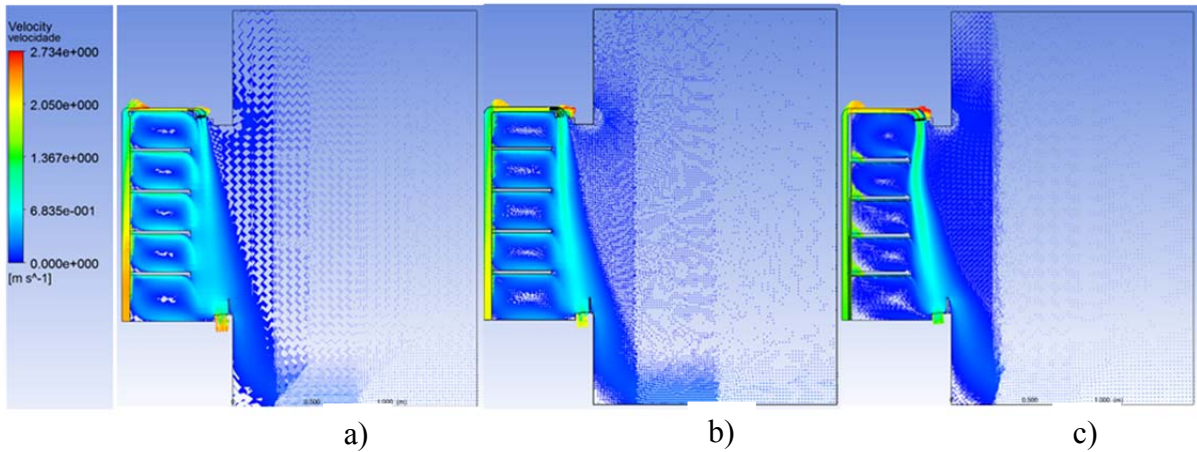


Figura 3.37 - Campo de velocidades a) modelo 1 b) modelo 2 c) modelo 3

Para fechar este subcapítulo é apresentado o relatório de resultados dos três modelos, na tabela 3.11, na qual se pode comparar, a diferença de valores na fronteira *inletout*, a coluna da direita é obtida pelo rácio entre o valor absoluto da energia que entra e a que regressa ao sistema pela grelha de aspiração. Esta diferença resulta basicamente de valores de temperatura mais baixos no modelo 1.

Tabela 3.8 - Relatório de resultados dos três modelos

Fase de estudo	Relatório de resultados						
	Caudal mássico (kg/s)			Potência térmica (W)			
	Fronteiras			Fronteiras			
	<i>InletIn</i>	<i>Inletout</i>	<i>Outlet Pressure</i>	<i>InletIn</i>	<i>Inletout</i>	<i>Outlet Pressure</i>	Energia Recuperada
Fase 2	0,13862	-0,13848	-0,00014	-3787,76	3349,74	440,99	88%
Fase 3	0,13862	-0,13848	-0,00014	-3787,76	3229,72	559,99	85%
Fase 4	0,16905	-0,16893	-0,00012	-4619,22	3814,81	818,99	83%

## 4. CONCLUSÃO FINAL E TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho no qual se decidiu dividir em duas partes, tem a primeira parte que não entra na avaliação final por serem modelos de teste. Na segunda parte com três modelos de estudo com uma evolução geométrica, ao qual se foi acrescentando complexidade e, esperava-se que com esta evolução resulta-se num melhor desempenho. Analisando a cru os resultados obtidos verifica-se que o modelo que obtém melhores resultados é o modelo 1. O que se conclui que nem sempre que se acrescenta complexidade se traduz em melhor eficiência, bastou duas correções ao nível da furação nas costas perfuradas e eliminar o refluxo na grelha de insuflação, para ter resultados melhores face a um modelo mais intrincado, com lâminas defletoras na grelha de insuflação, modelo 2. O modelo 3, no qual se depositou as maiores esperanças, não teve o sucesso esperado face à complexidade que lhe foi acrescentada.

No entanto a simulação a 2D tem fragilidades que não se podem omitir. Quando se desenha canais de escoamento em que pretende simular um favo ou um simples furo no painel das costas, esta simplificação arrasta consigo erros, pois em simulação a 2D estes canais que em corte são representados por retângulos, representam rasgos contínuos com um metro de comprimento que na realidade não existem. A segunda grande fragilidade é simulação do ar ambiente que interage com a cortina de ar, segundo a norma de testes ISO 23953 este ar ambiente deve ter uma velocidade de 0.2 m/s com a direção paralela ao plano frontal do equipamento, esta condição só seria possível incluir num estudo de simulação a 3D.

Analisando agora os resultados de uma forma mais global poder-se-ia dizer que, o modelo que melhor potencial tem para apresentar melhores resultados reais é o modelo 2 com lâminas defletoras na grelha de insuflação, é o que apresenta uma espessura de cortina mais consistente e melhor definida desde a insuflação até à aspiração, que será mais eficaz à ação de ar um ar ambiente mais ativo, além de ter ainda um potencial significativo de melhoria do perfil de velocidades com reposicionamento das lâminas defletoras. Podemos ainda acrescentar que esta alteração da geometria é relativamente simples e não acresce um custo muito significativo a um modelo real.

O modelo3 de cortinas múltiplas nas prateleiras tem ainda muita melhoria possível em termos de estudos a 2D, pois os resultados apresentados mostram um escoamento do ar muito reduzido que precisa de ser melhor direcionado e com baixa velocidade para assumir a função de cortina de ar na prateleira. A correção da geometria para melhorar os pontos fracos

verificados vai implicar aumento da complexidade, que é o calcanhar de Aquiles deste modelo, que o torna pouco apetecível para estudos mais detalhados.

Como conclusão final pode-se dizer que o objetivo inicial de criar um modelo ao qual se pretendia comparar, o incremento do custo de construção de um modelo com maior complexidade, com o ganho de eficiência térmica que essa complexidade traria, não foi conseguido. Se por um lado a simulação a 2D não tem a consistência necessária para se tirar conclusões fidedignas, por outro lado o modelo idealizado não trouxe os ganhos que inicialmente se pensaram ser possíveis. Porém com a necessidade de se procurar respostas, com alguma curiosidade à mistura e numa perspectiva de uma evolução faseada é apresentado um modelo, que com uma alteração muito simples apresenta excelentes resultados, com potencial para estudos mais detalhados. Para fechar este capítulo de conclusões ficou evidenciado a importância das ferramentas de simulação na procura de melhores soluções, e que a melhor solução aqui apresentada nasce da curiosidade, que deve estar sempre presente e, da necessidade de satisfazer essa curiosidade nascem as respostas que precisamos.

O trabalho futuro que melhor continuidade daria a este aqui apresentado, seria aprimorar o modelo 2 em termos de posicionamento das lâminas de deflexão e estabelecer um intervalo de simulações com velocidades de entrada diferentes. Encontrado o melhor valor elaborar um modelo de estudo mais detalhado a 3D. O passo seguinte seria a construção de um protótipo que permitisse validar os resultados obtidos.

## REFERÊNCIAS

Amin, M.; Dabiri, D.; Navaz, D. H. K. N., 2012. Effects of secondary variables on infiltration rate of open refrigerated vertical display cases with single-band air curtain. *Applied Thermal Engineering* 35 120-126

Bio Intelligent Service. Comercial refrigerators and freezers, Final Report, 2007

Cao, Z.; Bo Gu; Mills, G.; Han, H. 2010. A novel strategy for predicting the performance of open vertical refrigerated display cabinets based on MTF model and ASMV algorithm. *Int. Journal of Refrigeration* 33 1413-1424.

Costa, L., História da Refrigeração. Acedido em 21/ 03/2016, disponível em: <http://stravaganzastravaganza.blogspot.pt/2011/03/historia-da-refrigeracao.html>

D'Agaro P., Cortella G., Croce G. 2006, Two- and three-dimensional CFD applied to vertical display cabinets simulation. *Int. Journal of Refrigeration* 29 178–190

EUROVENT, Operational Manual for the Certification of Remote Refrigerated Display Cabinets, Maio 2015

Fernandes, A. B. M., 2008. Caracterização e otimização de um Mural. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade do Minho, Portugal.

FLUENT (2015), ANSYS Fluent User's Guide, Fluent Inc.

Frank D.; Linden, P.F., 2015. The effects of an opposing buoyancy force on the performance of an air curtain in the doorway of a building. *Energy and Buildings* 96, 20–29

Gaspar, P. M. F. D. O., 2002. Estudo numérico experimental do desempenho térmico de equipamentos expositores refrigerados. Dissertação de Mestrado em Engenharia de Sistemas de Produção, Universidade da Beira Interior, Portugal.

Gonçalves, J. C., 2010. Estudo numérico e experimental da vedação aerodinâmica em espaços refrigerados. Tese de Doutoramento em Engenharia Mecânica, Universidade de Coimbra, Portugal.

Hadawey A. F., Jaber T. J., Ghaffar W. A., Hasan A. H. A. M., 2012 Air curtain design optimization of refrigerated vertical display cabinet using CFD. *Int Journal of Scientific Engineering and Technology*, 1 (4) 76-88.

Idel'Chik I. E. 1960. Handbook of Hydraulic Resistance. Coefficients of Local Resistance and of Friction.

Laguerre, O.; Hoang, M.H.; Flick, D., 2012. Heat transfer modelling in a refrigerated display cabinet: The influence of operating conditions. *Int. Journal of Food Engineering* 108 353–364

Laguerre, O.; Hoang, M.H.; Osswald V.; Flick, D., 2012. Experimental study of heat transfer and air flow in a refrigerated display cabinet. *Int. Journal of Food Engineering* 113 310–321

Stribling, D. 1997. Investigation into the design and optimization of multideck refrigerated. Tese de Doutoramento, Universidade de Brunel, U.K.

Versteeg H. K. and Malalasekera W., 1995. An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method.

Wu, X., Chang, Z., Yuan, P., Lu, Y., Ma, Q., Yin X., 2014. The optimization and effect of back panel structure on the performance of refrigerated display cabinet. *Food Control* 40, 278-285

Yu, K.Z., Ding, G.L., Chen, T.J., 2008. Modified two-fluid model for air curtains in open vertical display. *Int. Journal of Refrigeration* 31, 472-482.