



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Engenharia

Estudo paramétrico por DFC da influência da capacidade e disposição do armazenamento de carcaças cárneas no desempenho térmico de câmaras de refrigeração

Emanuel da Costa Bastos

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Eletromecânica
(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Pedro Dinis Gaspar
Co-orientador: Prof. Doutor Pedro Dinho da Silva

Covilhã, Outubro de 2013

Dedicatória

Aos meus pais, pelo esforço, sacrifício e dedicação.

“I never think of the future. It comes soon enough.” - Albert Einstein

Agradecimentos

A presente dissertação é o resultado de diversos estímulos, incentivos e apoios de várias pessoas. Sem este grupo de pessoas esta caminhada seria mais árdua.

Começo por expressar, a minha gratidão ao meu orientador Professor Doutor Pedro Dinis Gaspar, pelo seu apoio técnico-científico na orientação da presente dissertação. Gostaria de agradecer pelo empenho, disponibilidade e conselhos sugeridos, face aos diversos problemas e situações decorridos ao longo do trabalho.

Gostaria de igual modo, de agradecer ao meu co-orientador, Professor Doutor Pedro Dinho da Silva pela motivação, preocupação e recomendações oportunas durante o decorrer do trabalho.

A todos os meus colegas de Engenharia Eletromecânica.

Aos meus amigos, eles sabem quem são, o meu mais sincero agradecimento pelo apoio concedido nesta e noutras ocasiões da minha vida.

Aos meus pais, pela oportunidade concedida, valores inculcados e educação proporcionada. É a eles a quem se deve esta dissertação.

Por fim, mas não em último, uma palavra especial de apreço à minha namorada e sobretudo amiga Patrícia Pinto, pelo apoio, paciência e motivação demonstrada, ao longo deste tempo.

A todos vós, o meu mais sincero e profundo,

Obrigado.

Resumo

A necessidade de racionalizar energia, resultado do aumento do consumo energético, levou à procura de novas metodologias e soluções, a fim de otimizar processos industriais para promover a eficiência energética. É no contexto da otimização de sistemas de refrigeração, que surge o desenvolvimento deste trabalho.

A aplicação da DFC na indústria agroalimentar é recente, pelo que o potencial em volta da otimização dos diferentes processos é elevado. A DFC permite de uma forma rápida e económica, simular processos e fenómenos, que experimentalmente consumiriam tempo e recursos.

O presente estudo aborda a refrigeração de carcaças bovinas, tendo por base uma situação real. O trabalho desenvolvido assenta em 3 estudos base: a análise da influência da capacidade e disposição das carcaças, a influência da temperatura da antecâmara e avaliação do impacto da abertura das portas das câmaras de refrigeração.

A análise efetuada, baseia-se em métodos computacionais com recurso à dinâmica de fluidos computacional, de modo a prever o escoamento de ar dentro da câmara e avaliar o comportamento térmico da mesma, consoante a alteração dos parâmetros.

Os resultados obtidos, fruto das previsões numéricas, preveem que a refrigeração das carcaças depende do espaçamento entre elas e da temperatura do ar na antecâmara influencia o desempenho térmico da câmara. O estudo prevê um desperdício de energia, quando se abre a porta, permitindo que ar refrigerado saia, desaproveitando o sistema de frio.

O estudo propõe pequenas melhorias, de modo a atenuar os efeitos dos diferentes parâmetros estudados.

Palavras-chave

Modelação numérica, dinâmica de fluidos computacional, desempenho térmico, eficiência energética, câmara de refrigeração, carcaças bovinas, previsões numéricas, estudo paramétrico.

Abstract

The current goal to save energy, due to energy consumption increase, lead us to find new strategies and solutions, in order to optimize industrial procedures and promote energy efficiency. The current work appears in this context, to optimize refrigeration systems.

The application of CFD in food industry is recent, and its potential is powerful, in order to optimize different kinds of processes. CFD allows to simulate processes and phenomena in a quickly and economic way, which could take to much time and resources.

The present study, focus on bovine carcasses refrigeration, taking in account a real situation. The developed work has 3 case studies: the capacity and disposal influence of the carcasses, the antechamber temperature influence and the impact on thermal performance of opening doors.

The work is based in computational fluids dynamics methods, which goal is to provide air temperature and velocity field previsions inside the refrigeration chamber, in order to evaluate the temperature changes due to different parameters.

The results obtained by means of CFD, predict a minimal space between carcasses, in order to reach effective refrigeration. The antechamber temperature influences the thermal performance. The study predicts a waste of energy, when the door is opened. The colder air leaves the chamber, from the bottom, and the warm air enters from the outside.

The study proposes some changes to the actual facility with the main goal of increase the thermal performance.

Keywords

Numerical modeling, computational fluid dynamics, thermal performance, energy efficiency, refrigeration chamber, bovine carcasses, numerical predictions, parametric study.

Índice

Dedicatória	ii
Agradecimentos	iii
Resumo	iv
Palavras-chave.....	iv
Abstract	v
Keywords	v
Índice	vi
Lista de Figuras.....	ix
Lista de Tabelas	xii
Nomenclatura	xiii
1. Introdução	1
1.1. Enquadramento	2
1.2. O problema em estudo e a sua relevância	3
1.3. Objetivos e contribuição da dissertação	4
1.4. Visão geral e organização da dissertação	4
2. Estado da arte	6
2.1. Introdução	6
2.2. Indústria agroalimentar.....	6
2.2.1. Refrigeração cárnea e objeto de estudo.....	7
2.3. Segurança alimentar	10
2.4. Refrigeração	11
2.4.1. Ciclo de compressão de vapor	13
2.4.2. Câmaras de refrigeração.....	16
2.4.3. Carga térmica devido à capacidade e distribuição.....	19
2.4.4. Carga térmica devido à infiltração de ar exterior.....	20
2.5. Dinâmica de fluidos computacional	23
2.6. Estudos numéricos	23
3. Modelo físico-matemático.....	30
3.1. Introdução	30
3.2. Equações gerais de governo do escoamento	30

3.2.1.	Equação de estado	30
3.2.2.	Equação da continuidade	31
3.2.3.	Equação da quantidade de movimento.....	32
3.2.4.	Equação da energia	32
3.3.	Modelo de turbulência	33
3.3.1.	Introdução	33
3.3.2.	Modelo de turbulência $k-\varepsilon$ padrão	33
4.	Modelo numérico.....	35
4.1.	Introdução	35
4.2.	Geometria tridimensional	35
4.3.	Malha computacional	37
4.4.	Método numérico	38
4.5.	Condições de fronteira	39
4.5.1.	Condições de fronteira nas paredes	43
4.5.2.	Zona fluida	44
4.5.3.	Zona sólida	44
4.5.4.	Parâmetros de turbulência	45
4.6.	Promoção da convergência da solução e relaxação de variáveis.....	46
5.	Estudos paramétricos	48
5.1.	Introdução	48
5.2.	Influência da capacidade e disposição de armazenamento	48
5.2.1.	Ensaio validação 9 carcaças	49
5.2.2.	Armazenamento 6 carcaças	52
5.2.3.	Armazenamento 18 carcaças.....	55
5.2.4.	Armazenamento 30 carcaças.....	58
5.2.5.	Armazenamento 40 carcaças.....	61
5.2.6.	Nota conclusiva.....	64
5.3.	Influência da temperatura da antecâmara.....	64
5.3.1.	Antecâmara com temperatura a 5°C.....	65
5.3.2.	Antecâmara com temperatura a 14°C	68
5.3.3.	Antecâmara com temperatura a 22°C	70
5.3.4.	Nota conclusiva.....	72
5.4.	Influência da abertura da porta da câmara de refrigeração	72
5.4.1.	Nota conclusiva.....	76

6. Análise e discussão de resultados	77
6.1. Introdução	77
6.2. Validação do modelo numérico	77
6.3. Análise comparativa das previsões numéricas para os diferentes ensaios	82
6.3.1. Campo de velocidades	82
6.3.2. Campo de temperaturas	84
7. Conclusões.....	87
7.1. Considerações gerais.....	87
7.2. Conclusões específicas.....	87
7.3. Sugestões de trabalhos futuros.....	89
Referências bibliográficas.....	90
Anexo A- vista interior.....	93
Anexo B- medições experimentais	94

Lista de Figuras

Figura 1- Importação bruta de energia (DGEG, 2012).	1
Figura 2- Produção total de carne em Portugal (INE).	3
Figura 3- Esquema representativo de uma carcaça bovina (Roça, 2000).	9
Figura 4- Composição de uma carcaça bovina (Roça, 2000).	9
Figura 5- Vista da via aérea da câmara ensaiada (Viegas & Lucito)	10
Figura 6- Esquema do sistema termodinâmico da máquina frigorífica (adaptado de Dinçer, 2010).	12
Figura 7- Esquema de um ciclo frigorífico simples (adaptado de Dinçer, 2010).	13
Figura 8- Refrigerantes mais comuns usados em refrigeração (Trott, 2000; Dinçer, 2010). ...	16
Figura 9- Mecanismo de união dos diferentes elementos (fonte: Arneg).	17
Figura 10- Exemplo de uma câmara frigorífica modular (fonte: Arneg).	17
Figura 11- Constituição de uma parede em câmaras de alvenaria (Trott, 2000).	18
Figura 12- Ilustração da câmara modelada (Viegas & Lucito).	20
Figura 13- Relação entre o consumo de energia e a temperatura exterior (Sá et al., 2007). .	21
Figura 14- Perfil do campo de velocidades que atravessa o evaporador e a carga (Sajadiye et al., 2012).	24
Figura 15- Geometria do secador de presuntos simulado (Muñoz et al., 2012).	26
Figura 16- Comparação dos resultados experimentais e numéricos com os modelos analíticos (Gonçalves et al., 2009).	28
Figura 17- Modelo geométrico preliminar da carcaça bovina.	36
Figura 18- Geometria tridimensional da câmara estudada.	36
Figura 19 - Aspeto geral da malha computacional.	38
Figura 20- Aspeto geral do modelo analítico utilizado (Foster et al., 2013).	41
Figura 21- Output do modelo analítico.	41
Figura 22- Localização das principais condições de fronteira aplicadas.	42
Figura 23- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-y em $z = 1,1$ m.	49
Figura 24- Campo de temperaturas (K) no plano x-y em $z = 1,1$ m.	49
Figura 25- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-z em $y = 5$ m.	50
Figura 26- Campo de temperaturas (K) no plano x-z em $y = 5$ m.	50
Figura 27- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em $x = 5$ m.	51
Figura 28- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em $x = 5$ m.	51
Figura 29- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-y em $z = 1,1$ m.	52
Figura 30- Campo de temperaturas (K) no plano x-y em $z = 1,1$ m.	52
Figura 31- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-z em $y = 5$ m.	53
Figura 32- Campo de temperaturas (K) no plano x-z em $y = 5$ m.	53
Figura 33- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em $x = 5$ m.	54

Figura 34- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em x = 5 m.	54
Figura 35- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-y em z = 1,1 m.	55
Figura 36- Campo de temperaturas (K) no plano x-y em z = 1,1 m.	55
Figura 37- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-z em y = 5 m.....	56
Figura 38- Campo de temperaturas (K) no plano x-z em y = 5 m.	56
Figura 39- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em x = 5 m.....	57
Figura 40- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em x = 5 m.	57
Figura 41- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-y em z = 1,1 m.	58
Figura 42- Campo de temperaturas (K) no plano x-y em z = 1,1 m.	58
Figura 43- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-z em y = 5 m.....	59
Figura 44- Campo de temperaturas (K) no plano x-z em y = 5 m.	59
Figura 45- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em x = 5 m.....	60
Figura 46- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em x = 5 m.	60
Figura 47- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-y em z = 1,1 m.	61
Figura 48- Campo de temperaturas (K) no plano x-y em z = 1,1 m.	61
Figura 49- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-z em y = 5 m.	62
Figura 50- Campo de temperaturas (K) no plano x-z em y = 5 m.	62
Figura 51- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em x = 5 m.....	63
Figura 52- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em x = 5 m.	63
Figura 53- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-z em y = 3 m.....	65
Figura 54- Campo de temperaturas (K) no plano x-z em y = 3 m.	66
Figura 55- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em x = 9,3 m.	66
Figura 56- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em x = 9,3 m.	67
Figura 57- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-z em y = 3 m.....	68
Figura 58- Campo de temperaturas (K) no plano x-z em y = 3 m.	68
Figura 59- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em x = 9,3 m.	69
Figura 60- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em x = 9,3 m.	69
Figura 61- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-z em y = 3 m.....	70
Figura 62- Campo de temperaturas (K) no plano x-z em y = 3 m.	70
Figura 63- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em x = 9,3 m.	71
Figura 64- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em x = 9,3 m.	71
Figura 65- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-y em z = 1,1 m.	74
Figura 66- Campo de temperaturas (K) no plano x-y em z = 1,1 m.	74
Figura 67- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em x = 9,3 m.	75
Figura 68- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em x = 9,3 m.	75
Figura 69- Comparação dos valores numéricos (•) com experimentais (•) em z = 2,2 m e y = 2 m.	79
Figura 70- Comparação dos valores numéricos (•) com experimentais (•) em z = 2,2 m e y = 4 m.	80

Figura 71- Comparação dos valores numéricos (•) com experimentais (•) em z =1,1 m e y =2 m.	80
Figura 72- Comparação dos valores numéricos (•) com experimentais (•) em z = 1,1 m e y = 4 m.	81
Figura 73- Comparação dos valores numéricos (•) com experimentais (•) em z = 0,1 m e y = 2 m.	81
Figura 74- Comparação dos valores numéricos (•) com experimentais (•) em z = 0,1 m e y = 4 m.	82
Figura 75- Circuito de circulação de ar para 9 carcaças, dos vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em x = 8,7 m.	84
Figura 76- Valores médios de temperatura do ar (°C) prevista para os diferentes ensaios.	85
Figura 77- Valores médios de temperatura do ar (°C) prevista para os ensaios da antecâmara.	86

Lista de Tabelas

Tabela 1- Evolução do setor agroalimentar (EFINERG, 2012).	6
Tabela 2- Distribuição dos setores agroalimentares em 2009 (EFINERG, 2012).	7
Tabela 3- Temperaturas de distribuição, conservação e exposição de carnes (ASAE, 2008)... ..	11
Tabela 4- Constantes empíricas do modelo de turbulência k-ε padrão (Hoang et al., 2000). .	34
Tabela 5- Estatísticas da malha computacional.	37
Tabela 6- Esquemas de discretização aplicados no modelo numérico.	39
Tabela 7-Temperaturas em (°C) de correção devidas à exposição solar (Foster et al., 2013). 40	
Tabela 8- Valores das condições de fronteira de fluxo de calor imposto nas paredes (ver Figura 20).	43
Tabela 9- Propriedades termofísicas do ar interior.....	44
Tabela 10- Propriedades termofísicas das carcaças.	45
Tabela 11-Condições de fronteira impostas nas zonas de insuflação e extracção.	46
Tabela 12- Fatores de sub-relaxação aplicados ao modelo numérico.	47
Tabela 13 - Valor do termo fonte imposto na zona fluida (ar) da câmara dependendo do número de carcaças em armazenamento.	48
Tabela 14 - Valor do termo fonte imposto na zona fluida (ar) da câmara dependendo da temperatura do ar na antecâmara.	65
Tabela 15 - Valores dos termos fonte impostos nas zonas fluidas (ar) da câmara de refrigeração e da antecâmara.	73
Tabela 16- Comparação dos valores experimentais com as previsões numéricas.	78

Nomenclatura

Geral:

\dot{V}	Caudal volumétrico, [m ³ /s];
A	Área, [m ²];
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{1\mu}$	Constantes do modelo de turbulência;
C_p	Calor específico, [kJ/(kg·K)];
D_h	Diâmetro hidráulico, [m];
F_m	Fator de densidade;
g	Aceleração gravítica, [9,81 m/s ²];
H	Altura, [m];
h	Coefficiente convectivo, [W/(m ² ·K)]; Entalpia, [kJ/kg];
I_t	Intensidade de turbulência, [%];
k	Coefficiente de transmissão de calor, [W/(m·K)]; Energia cinética turbulenta, [m ² /s ²];
L	Comprimento, [m];
m	Massa, [kg];
P	Perímetro, [m]; Geração de energia cinética turbulenta, [kg/ (m·s ³)]; Pressão, [Pa];
Q	Carga térmica, [W];
q	Fluxo de calor, [W/m ²];

R	Constante dos gases ideais, [8314,472 J/(kmol·K)];
S	Termo de geração de calor, [W/m ³];
T	Temperatura, [K ou °C];
t	Tempo, [s];
U	Vetor velocidade, [m/s];
u	Componente do vetor velocidade segundo x, [m/s];
v	Componente do vetor velocidade segundo y, [m/s];
W	Trabalho, [W];
	Massa molar, [kg/kmol];
	Largura, [m];
x, y, z	Sistema de coordenadas, [m].

Índices inferiores:

a	Ar
	Arrefecimento
conv	Convectivo
ext	Exterior
fg	Calor latente de vaporização da água
h	Hidráulico
i	Versor coordenada cartesiana em x
inf	Inferior
int	Interior
j	Versor coordenada cartesiana em y

lat	Latente
piso	Piso
ref	Referência
	Refrigeração
sen	Sensível
teto	Teto

Simbologia grega:

β	Coeficiente de expansão térmica [1/K];
δ	Delta de Kronecker;
ε	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta, [m ² /s ³];
λ	Condutibilidade térmica, [W/(m·K)];
	Resíduos absolutos;
μ	Viscosidade dinâmica, [kg/(m·s)];
μ_T	Viscosidade turbulenta, [kg/(m·s)];
ρ	Massa específica, [kg/m ³];
σ	Número de Prandtl para entalpia;
ω	Humidade absoluta [kg _v /kg _a].

Acrónimos:

ASAE	Autoridade de Segurança Alimentar e Económica
ASHRAE	American Society for Heating Refrigeration and Air-conditioning Engineers
CO ₂	Dióxido de Carbono
COP	Coefficient of Performance
DFC	Dinâmica de Fluidos Computacional
ESP	Poliestireno
HACCP	Hazard Analysis and Critical Control Point
INE	Instituto Nacional de Estatística
LED	Light-emitting diode
NASA	National Aeronautics and Space Administration
PRESTO	PREssure STaggering Option
PUR	Poliuretano
RNG	Renormalization Group method
SIMPLE	Semi implicit Method for pressure Linked Equations
SIMPLEC	Semi implicit Method for pressure Linked Equations Consistent approximation
tep	Tonelada Equivalente de Petróleo
ton	Tonelada
VAB	Valor Acrescentado Bruto

1. Introdução

A situação energética que atravessamos, fruto do desenvolvimento desenfreado da sociedade, culminou em consequências nefastas para a sustentabilidade do planeta. Com vista a inverter esta tendência, a gestão racional da energia é cada vez mais necessária na sociedade, serviços e atividades.

Numa perspetiva nacional, sendo o nosso país pobre em recursos fósseis, torna-se imperativo racionalizar a energia, com o propósito de alcançar alguma independência do exterior. A título de exemplo, segundo a DGEG (2012), o saldo importador de produtos energéticos em 2012 subiu 4,2% em relação a 2011. A figura 1 mostra a tendência crescente que se tem verificado nos últimos 8 anos relativamente à importação de energia.

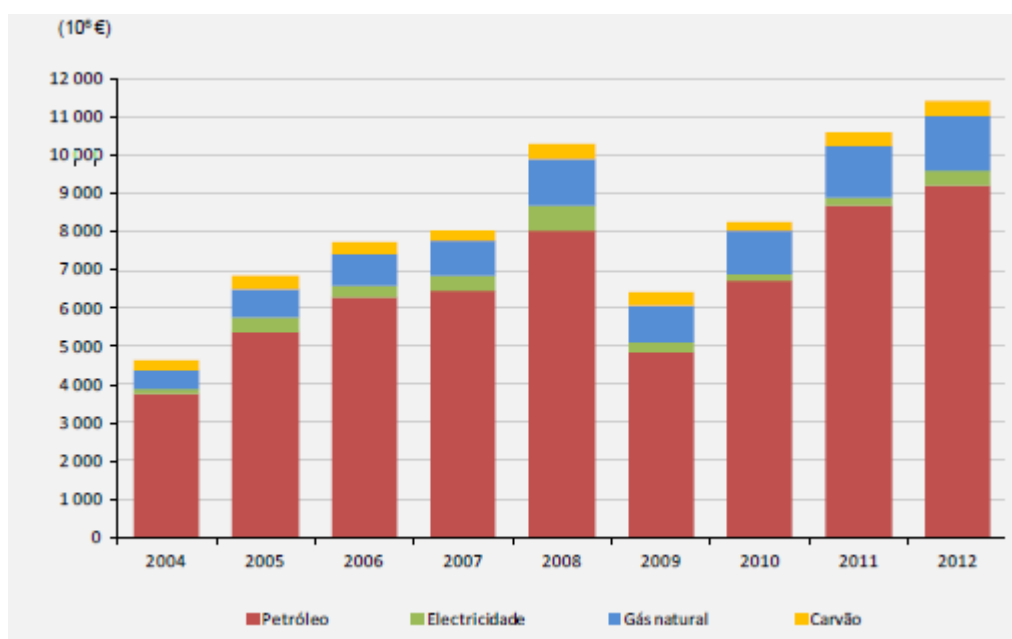


Figura 1- Importação bruta de energia (DGEG, 2012).

A indústria agroalimentar é responsável por uma enorme “fatia” do “bolo energético” do país. A título de exemplo, em 2008, o consumo de energia deste setor atingiu os 530.966 tep, mas simultaneamente configura-se como um setor dinamizador da economia nacional (EFINERG, 2012).

A eficiência energética e a sua relação com o desenvolvimento sustentável são um dos objetivos mais importantes da engenharia moderna. Na indústria agroalimentar os custos

anuais com a operação de equipamentos de refrigeração podem chegar a 50% dos custos totais de energia. Face ao peso desta componente, devem-se procurar procedimentos para reduzir este valor (Garcia, 2010).

Neste trabalho aborda-se a otimização de câmaras de refrigeração na indústria agroalimentar, concretamente no sector das carnes, com vista a elaborar soluções e medidas que promovam a melhoria do desempenho térmico, face à possibilidade de reduzir o desperdício de energia. O trabalho é efetuado com recurso à dinâmica de fluidos computacionais (DFC).

A DFC é uma poderosa ferramenta numérica que está a ser amplamente difundida na simulação de diversos processos na indústria agroalimentar. O recente progresso ao nível da computação e os custos reduzidos dos softwares de DFC, tornaram-na uma técnica viável e robusta no projeto de soluções eficientes. As aplicações da DFC no setor agroalimentar distribuem-se pela simulação numérica de processos de ventilação, secagem, esterilização, aquecimento e arrefecimento (Norton, 2006).

Em suma, o presente trabalho visa avaliar o desempenho térmico de câmaras de refrigeração de carcaças cárneas, de modo a fornecer informação para quem projeta e utiliza este tipo de equipamentos.

1.1. Enquadramento

Com o atual crescimento demográfico, e em particular nas zonas de maior densidade populacional, seria incomportável garantir alimentação suficiente para toda a população humana, sem o uso da refrigeração. Face às suas características nutricionais, os produtos cárneos são um dos tipos de produtos com maior procura. As quantidades megalómanas de carne que todos os dias são processadas rapidamente se deterioram.

Só em Portugal, em 2012, foram produzidas 853.285 Ton de carne, figura 2, (INE). É neste contexto que a refrigeração desempenha um papel importantíssimo na conservação de produtos cárneos. O propósito de arrefecer a carne é atrasar a atividade microbiana, uma vez que os produtos cárneos frescos são dos mais perecíveis. Este processo de conservação pelo frio deve ocorrer o mais rapidamente possível após o abate do animal.

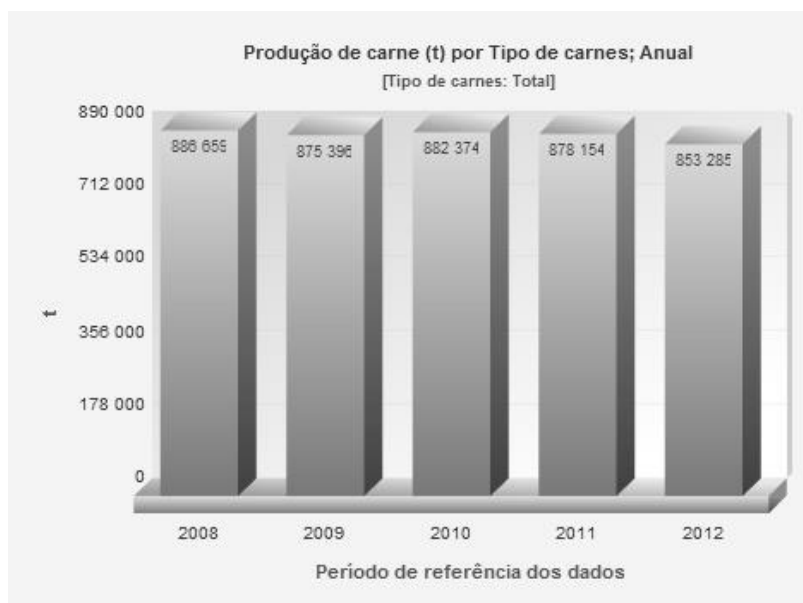


Figura 2- Produção total de carne em Portugal (INE).

A capacidade de arrefecimento para estas quantidades é imensa, o que solicita fortemente os sistemas de refrigeração, contribuindo para o aumento do consumo energético. É assim necessária a otimização destes sistemas para que se tornem energeticamente eficientes.

O trabalho foi desenvolvido com base numa câmara de refrigeração de uma empresa que colaborou no estudo.

1.2. O problema em estudo e a sua relevância

Na conservação de produtos em câmaras de refrigeração, um dos aspetos mais relevantes a ter em consideração é a correta distribuição do fluxo de ar na câmara. Esta distribuição de ar é fundamental a fim de assegurar a correta temperatura de conservação dos produtos. A distribuição de ar deve ser conseguida com o menor consumo de energia possível. No entanto, outros parâmetros como a velocidade do ar e humidade também influenciam as condições ótimas de conservação. Algumas técnicas, como a seleção adequada do evaporador, uso de deflectores do fluxo de ar e distribuição dos produtos, promovem melhorias neste sentido (Tavares, 2012).

A infiltração de ar exterior é um dos problemas mais comuns em instalações frigoríficas. Quando ocorre a abertura numa câmara é inevitável a permuta de ar, consequência da diferença de massas específicas do fluido a temperaturas diferentes. Este fenómeno adiciona uma carga térmica, que necessita de ser retirada pelo sistema de refrigeração, aumentando o consumo de energia da instalação. Este facto também afeta a qualidade e segurança

alimentar dos produtos a conservar, uma vez que variações de temperatura podem ser prejudiciais em produtos mais sensíveis (Gonçalves, 2009).

1.3. Objetivos e contribuição da dissertação

Este trabalho visa avaliar o desempenho térmico de câmaras de refrigeração, tendo por base a capacidade, temperatura exterior e abertura das portas nas câmaras. Pretende-se encontrar soluções e medidas, que promovam o correto funcionamento e desempenho destas unidades.

O principal objetivo deste trabalho é avaliar a influência da capacidade e disposição de carcaças cárneas numa câmara de refrigeração. Para tal, efetuaram-se simulações numéricas com diferentes quantidades de carcaças ($n = 6, 9, 18, 30$ e 40) de acordo com os dados disponibilizados pela empresa que colaborou no estudo.

Outro aspeto a analisar, é a infiltração de ar exterior no desempenho térmico da câmara. Para tal, as simulações contemplam ensaios numéricos com 3 temperaturas do ar exterior (na antecâmara) diferentes ($T_{ext} = 5^{\circ}\text{C}, 14^{\circ}\text{C}$ e 22°C).

O presente trabalho tem como objetivo final a otimização de câmaras refrigeração, com vista à melhoria do seu desempenho térmico, perspectivando também uma melhoria da sua eficiência energética.

1.4. Visão geral e organização da dissertação

A presente dissertação está dividida em 7 capítulos, que descrevem o desenrolar do trabalho, desde a análise e enquadramento teórico até ao estudo paramétrico e discussão de resultados.

O capítulo 1 contém a parte introdutória da dissertação, onde se apresenta o enquadramento do trabalho a realizar e os objetivos propostos.

No capítulo 2 é efetuada a revisão bibliográfica dos temas teóricos que são abrangidos por esta dissertação. Proceda-se de igual forma à análise dos principais trabalhos e estudos realizados nesta área.

O capítulo 3 descreve o modelo físico-matemático que rege o fenómeno a simular.

No capítulo 4 analisa-se o modelo numérico que resolve a formulação enunciada no capítulo anterior.

O capítulo 5 contempla o estudo paramétrico desenvolvido a partir do modelo computacional.

O capítulo 6 efetua a análise e discussão dos resultados obtidos pela simulação numérica.

Por fim, no capítulo 7 realiza-se a conclusão do estudo com base nos resultados alcançados. São também apresentadas sugestões de trabalhos futuros e eventuais propostas e soluções que conduzam à melhoria do desempenho térmico de câmaras de refrigeração de produtos cárneos face à capacidade e disposição do armazenamento de carcaças.

2. Estado da arte

2.1. Introdução

Neste capítulo realiza-se uma abordagem teórica aos temas que englobam esta dissertação, com intuito de contextualizar o leitor para os diferentes conceitos e áreas que abrangem o estudo.

A revisão bibliográfica inclui a análise dos principais trabalhos e estudos relevantes na área. A aplicação da DFC na indústria agroalimentar é recente, pelo que a bibliografia disponível sobre o assunto é limitada.

2.2. Indústria agroalimentar

A indústria agroalimentar desempenha um papel extremamente relevante na economia portuguesa, sendo mesmo considerada a maior a nível nacional. Esta importância deve-se à necessidade básica do ser humano, a alimentação, uma vez que produz bens necessários à nossa sobrevivência. O método mais usado na conservação dos produtos é o frio (EFINERG, 2012).

A sua contribuição económica rondou cerca de 14.000 milhões de euros em 2010. Verifica-se que 19% da indústria transformadora portuguesa é constituída pela agroalimentar. Esta indústria tem sofrido bastante evolução desde os inícios dos anos 90, devido às normativas europeias para a segurança alimentar, higiene, conservação, rotulagem, etc. A tabela 1 apresenta os dados característicos deste setor no período entre 2005 e 2010 (EFINERG, 2012).

Tabela 1- Evolução do setor agroalimentar (EFINERG, 2012).

	2005	2006	2007	2008	2009	2010
Volume de Negócios (milhões de euro)	11.588	12.044	13.835	15.181	13.992	14.062
Valor Acrescentado Bruto (milhões de euro)	2.477	2.467	2.724	2.822	2.875	2.889
Nº de empresas	10.268	10.683	11.017	10.835	10.461	10.513
Nº de empregados	104.942	107.094	112.343	111.408	109.040	109.585

Esta indústria decompõe-se em 9 fileiras que se dedicam à transformação da matéria-prima em produtos alimentares. Na tabela 2 observa-se a distribuição das diferentes fileiras por volume de negócios, empresas, colaboradores e valor acrescentado bruto (VAB).

Tabela 2- Distribuição dos setores agroalimentares em 2009 (EFINERG, 2012).

2009		Volume de negócios	Empresas	Empregados	VAB
CAE	Indústrias Alimentares e das Bebidas	100%	100%	100%	100%
10	Indústrias Alimentares	79%	90%	87%	76%
101	Abate de animais preparação e conservação de carne e de produtos à base de carne	16%	6%	15%	12%
102	Preparação e conservação de peixes, crustáceos e moluscos	7%	2%	6%	5%
103	Preparação e conservação de frutos e de produtos hortícolas	4%	2%	3%	4%
104	Produção de óleos e gorduras animais e vegetais	6%	5%	2%	3%
105	Indústria de laticínios	11%	4%	6%	10%
106	Transformação de cereais e leguminosas; fabricação de amidos, de féculas e de produtos afins	4%	2%	2%	3%
107	Fabricação de produtos de padaria e outros produtos à base de farinha	12%	62%	42%	23%
108	Fabricação de Outros Produtos Alimentares	11%	5%	7%	11%
109	Fabricação de alimentos para animais	9%	1%	3%	5%
11	Indústria das Bebidas	21%	10%	13%	24%

2.2.1. Refrigeração cárnea e objeto de estudo

A refrigeração na indústria cárnea permite a sua conservação, atrasando o desenvolvimento microbiano. Este é um produto particularmente perecível, pelo que após o abate do animal a carne fresca tem de ser arrefecida, a fim de impedir o desenvolvimento anteriormente referido. Esse arrefecimento tem de ser assegurado desde o abate, e ao longo da cadeia de frio no transporte, transformação e venda, com o intuito de garantir a segurança alimentar.

A temperatura de refrigeração neste setor varia de 1°C a 5°C, no entanto para a congelação utilizam-se valores abaixo dos -2°C.

Aquando do abate do animal, a temperatura interna oscila entre os 30°C e 39°C. É portanto necessário retirar este calor antes de introduzir as carcaças nas câmaras de refrigeração a cerca de 3°C. Nos grandes bovinos recomenda-se o uso de antecâmaras. Para o efeito utilizam-se os seguintes processos de arrefecimento:

- Método normal - período de repouso de 24 horas na câmara, entre os 0°C e 4°C para atingir cerca de 10°C;
- Método rápido - velocidade de circulação de ar entre 2 m/s a 4 m/s, temperatura da câmara entre -1°C e 2°C e humidade relativa entre 85% e 90%, atingindo-se cerca de 4°C ao fim de aproximadamente 18 horas;
- Método shock - uso de antecâmara durante 2 horas, com temperatura entre os -8°C a -5°C °C com 90% de humidade relativa e 2 m/s a 4 m/s de velocidade de circulação ar. Em seguida transferem-se as carcaças para uma câmara a 0°C com 90% de humidade relativa e velocidade do ar de 0,1 m/s, conseguindo-se tempos de arrefecimento na ordem das 12 horas.

O tempo de arrefecimento das carcaças depende fundamentalmente dos seguintes fatores:

- Calor específico da carcaça;
- Peso;
- Quantidade de gordura externa;
- Condutividade térmica;
- Temperatura da câmara de refrigeração;
- Velocidade de circulação de ar.

Na figura 3 apresenta-se um esquema ilustrativo de uma carcaça bovina, preparada para arrefecimento antes do processo de desmancha (Roça, 2000).



Figura 3- Esquema representativo de uma carcaça bovina (Roça, 2000).

A figura 4 representa a carcaça do animal conforme chega à empresa, sendo posteriormente desmanchada segundo as diferentes partes comerciais.



Figura 4- Composição de uma carcaça bovina (Roça, 2000).

A empresa em estudo dedica-se à desmancha de carnes frescas. Na figura 5 encontra-se uma visualização de uma vista panorâmica da câmara modelada.



Figura 5- Vista da via aérea da câmara ensaiada (Viegas & Lucito) .

2.3. Segurança alimentar

Entende-se por segurança alimentar, o conjunto de normas de produção, transporte e armazenamento de produtos alimentares, com o intuito de garantir características físico-químicas, microbiológicas e sensoriais que assegurem o seu consumo saudável (Food Ingredients Brasil, 2008).

Um dos principais perigos na contaminação nos alimentos são os micro-organismos (protozoários, fungos, bactérias e vírus). A composição dos alimentos, à semelhança do corpo humano, possui um ambiente propício ao desenvolvimento destes organismos biológicos. Os grupos que mais preocupam na segurança alimentar são as bactérias e os fungos.

A necessidade de retardar o crescimento de microrganismos levou ao desenvolvimento de diversos métodos de conservação. Os principais métodos incluem a refrigeração, o congelamento, a secagem, a cura, o embalamento a vácuo ou com atmosfera controlada, a fermentação, a pasteurização e a esterilização. A maioria destes métodos promove fatores desfavoráveis como a redução da temperatura, diminuição do pH e desidratação (Food Ingredients Brasil, 2008). O uso do frio como método de conservação é o mais apropriado para abrandar o desenvolvimento microbiano (Gaspar *et al.*, 2009).

A fim de garantir as devidas condições alimentares, surgiu o Sistema de Análise de Perigos e Pontos Críticos de Controlo, mais conhecido por HACCP (*Hazard analysis and critical control points*). Esta abordagem metódica e científica desenvolvida para o programa espacial APOLO

da Agência Espacial Norte-Americana (NASA), na década de 60, pretendia avaliar os perigos decorrentes de intoxicações alimentares que comprometem as missões. Hoje em dia, este sistema foi adotado por diversos países e instituições com intuito de gerir, monitorizar e fiscalizar o setor alimentar (Baptista, 2006).

No âmbito deste trabalho, a componente a considerar é a temperatura, pelo que segundo o organismo em Portugal que rege esta área, a Autoridade para a Segurança Alimentar e Económica (ASAE), a legislação em vigor para as carnes é a que vigora na tabela 3 (Decreto-Lei n.º 207/2008).

Tabela 3- Temperaturas de distribuição, conservação e exposição de carnes (ASAE, 2008).

Estado e natureza	Temperatura máxima (em graus centígrados) (°C)
Ultracongelados (1)	
1 — Carnes e seus produtos	(3) - 18
Congelados (1)	
2 — Carnes de reses	- 12
3 — Carnes de aves	- 12
4 — Carnes de coelho	- 12
5 — Carnes de caça	- 12
6 — Preparados de carne	- 12
7 — Carne picada	(4)
8 — Miudezas	- 12
9 — Gorduras animais fundidas	- 12
Refrigerados (2)	
10 — Carnes frescas	+ 7
11 — Carnes de aves	+ 4
12 — Carnes frescas de coelho	+ 4
13 — Carnes de caça de criação e de caça selvagem menor (8)	+ 4
14 — Carnes de caça	+ 7
15 — Carne picada	+ 2
16 — Preparados de carne com carne picada	(5) + 2
17 — Preparados de carne	+ 4
18 — Produtos à base de carne	(6) + 6
19 — Gorduras animais frescas	+ 7
20 — Miudezas e vísceras frescas	+ 3

2.4. Refrigeração

O início da refrigeração surge da necessidade das civilizações em obter frio. As formas de obter o frio eram sob a forma de gelo ou através de um processo antigo e conhecido, o arrefecimento evaporativo. O conhecimento de que ao evaporar água produzia-se arrefecimento já é ancestral. Por exemplo, a antiga civilização chinesa usava o gelo dos

grandes lagos e rios congelados, enquanto os egípcios usavam vasos de barro porosos com água, que ao evaporar arrefecia a restante água contida no vaso.

O processo de transferência de calor é um fenómeno que ocorre de forma natural. Empiricamente sabe-se que o calor se transfere das zonas quentes para as mais frias. Este fluxo natural ocorre sem a necessidade de exercer trabalho, por outro lado, o contrário não se verifica. Para inverter este processo é necessário fornecer trabalho ao sistema. É neste contexto que surge a máquina frigorífica, a fim de responder a esta necessidade, que se pode representar de acordo com a figura 6.

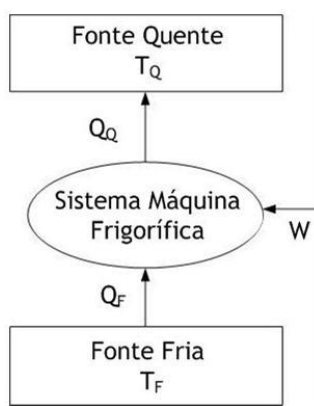


Figura 6- Esquema do sistema termodinâmico da máquina frigorífica (adaptado de Dinçer, 2010).

A refrigeração é um dos processos mais importantes no quotidiano, sobretudo para a conservação alimentar. Nestes sistemas o refrigerante funciona como “veículo de transporte” do calor da fonte fria para a fonte quente.

Existem vários sistemas de refrigeração, sendo os mais importantes:

- Refrigeração por compressão de vapor - o fluido frigorígeno ou refrigerante recolhe calor e evapora a baixa pressão e temperatura. Este método usa-se em refrigeração comercial, doméstica e industrial;
- Refrigeração por absorção de vapor - o vapor do refrigerante é absorvido por outro fluido a baixa pressão e temperatura sendo destilado a alta pressão. Emprega-se em sistemas de refrigeração de tamanho considerável;
- Refrigeração por expansão de ar - ar a alta pressão expande realizando trabalho num pistão diminuindo a temperatura. Utiliza-se em arrefecimento aeronáutico;

- Refrigeração por ejeção de vapor ou jatos de gás - vapor a alta pressão é obrigado a passar num difusor que evapora água contida num tanque. Usa-se em navios;
- Refrigeração termoelétrica - a junção de dois materiais distintos é percorrida por uma corrente elétrica produzindo frio. Utiliza-se em equipamento eletrónico;
- Refrigeração termoacústica - ondas sonoras a alta amplitude pressurizam gás permutando calor de um ponto para outro. Trata-se uma tecnologia recente em desenvolvimento.

De entre os sistemas enunciados, o ciclo de compressão de vapor é o mais amplamente utilizado em todos os setores, aéreas e tamanhos (Dinçer, 2010).

2.4.1. Ciclo de compressão de vapor

Sendo este o sistema mais usado na refrigeração, efetua-se nesta subsecção uma análise ao seu funcionamento e descrição dos principais componentes que o constituem.

O princípio básico por detrás do ciclo frigorífico é o ciclo de Carnot. Neste caso, a transferência de calor ocorre da fonte fria para a fonte quente com fornecimento de trabalho, processo inverso ao ciclo de Carnot.

A figura 7 representa o esquema básico de um ciclo de compressão de vapor com os quatro constituintes básicos o compressor, o condensador, a válvula de expansão e por fim o evaporador.

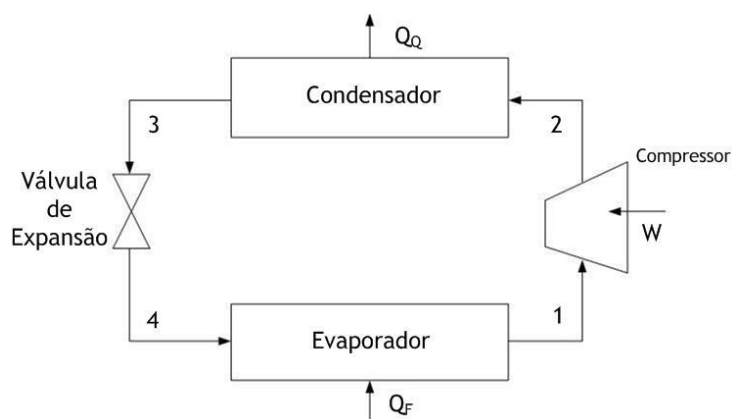


Figura 7- Esquema de um ciclo frigorífico simples (adaptado de Dinçer, 2010).

O funcionamento deste ciclo pode-se explicar segundo o esquema anterior, descrevendo a função de cada componente:

- Evaporador - permutador de calor que recebe o fluido refrigerante a baixa pressão e temperatura. O calor latente é absorvido pelo fluido vaporizando-se a uma temperatura muito baixa;
- Compressor - dispositivo que recebe o fluido do evaporador a baixa pressão. É responsável pelo aumento de pressão e temperatura do fluido enviando-o para o condensador;
- Condensador - o fluido gasoso a alta pressão e temperatura entra neste permutador de calor, libertando o calor latente do refrigerante obrigando-o a condensar-se a pressão constante;
- Válvula de expansão - dispositivo que garante o caudal do condensador para o evaporador. O refrigerante ao atravessar a válvula de expansão diminui a pressão e temperatura baixando o seu ponto de ebulição. O objetivo é obter a vaporização mais cedo produzindo o arrefecimento desejado.

A eficiência do ciclo frigorífico é avaliada segundo o coeficiente de eficiência (COP - *Coefficient Of Performance*). Tomando por base a figura anterior, podemos definir o COP como a razão entre o calor extraído (Q_F) pelo trabalho fornecido (W) ao sistema. A expressão que permite determinar o COP é dada pela Equação 1.

$$COP = \frac{Q_F}{W} \quad [1]$$

Além dos componentes principais supracitados, existem dispositivos auxiliares como termóstatos, tubagens, humidificadores, botões de pressão, válvulas de pressão, etc... (Dinçer, 2010).

No ciclo de compressão de vapor, o refrigerante funciona como veículo de transporte do calor. Na figura 8 pode-se observar as diferentes famílias de fluidos mais usados na refrigeração. Existem comercialmente muitos fluidos frigorigéneos, devendo obedecer aos seguintes parâmetros de seleção:

- Elevado calor latente de evaporação;
- Temperatura e ponto crítico de funcionamento de acordo com a instalação de frio;
- Compatibilidade com o óleo lubrificante dos componentes;
- Alta densidade;

- Pressão de funcionamento razoável;
- Custo reduzido;
- Não tóxico, não inflamável e não corrosivo;
- Amigo do ambiente;
- Fácil de detecção em fugas.

Hoje em dia, estão em desenvolvimento e estudo novos fluidos para atender a estes parâmetros. Em especial procura-se desenvolver fluidos mais ecológicos e que não afetem a camada do ozono.

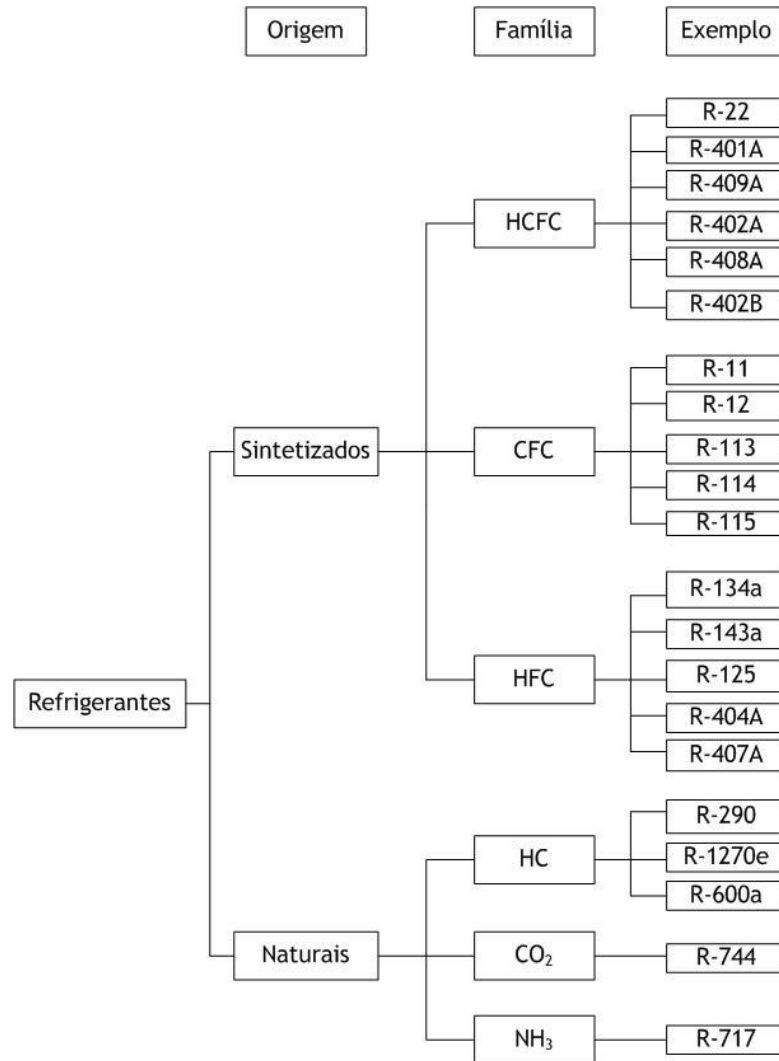


Figura 8- Refrigerantes mais comuns usados em refrigeração (Trott, 2000; Dinçer, 2010).

2.4.2. Câmaras de refrigeração

Entende-se por câmara de refrigeração ou frigorífica, o espaço de armazenamento controlado por um sistema de refrigeração. As câmaras frigoríficas dividem-se em dois grupos principais:

- Câmaras de refrigeração que condicionam os produtos a temperaturas até 0 °C;
- Camaras de congelação que armazenam os produtos a temperaturas até -18 °C.

As câmaras frigoríficas dividem-se, quanto ao modo de construção, em modulares ou pré-fabricadas e em alvenaria.

As câmaras de construção modular são constituídas por secções, que se encaixam e montam no local. Usualmente são câmaras padronizadas que rondam os 70 m³, contudo podem-se construir câmaras de maiores dimensões, basta para tal acrescentar mais painéis. Os painéis

são ligados através de junções metálicas. Este sistema é vantajoso pois permite uma rápida construção a baixo custo. Na figura 9 apresenta-se a estrutura de união que constitui a base deste sistema modular, e na figura 10 ilustra-se um exemplo de construção pré-fabricada.



Figura 9- Mecanismo de união dos diferentes elementos (fonte: Arneg).

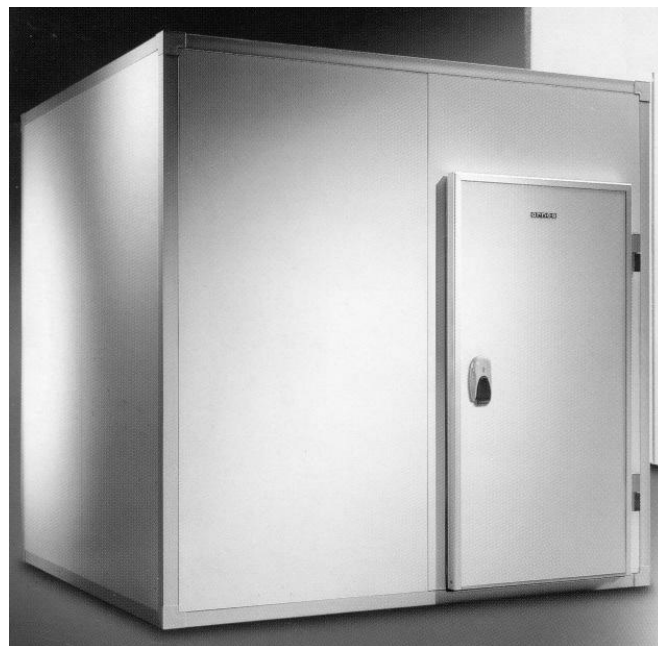


Figura 10- Exemplo de uma câmara frigorífica modular (fonte: Arneg).

A construção em alvenaria é a mais tradicional e consiste na construção de parede em tijolo e cimento com isolamento térmico intercalado. A figura 11 apresenta um exemplo da composição típica de uma parede deste tipo de câmaras.

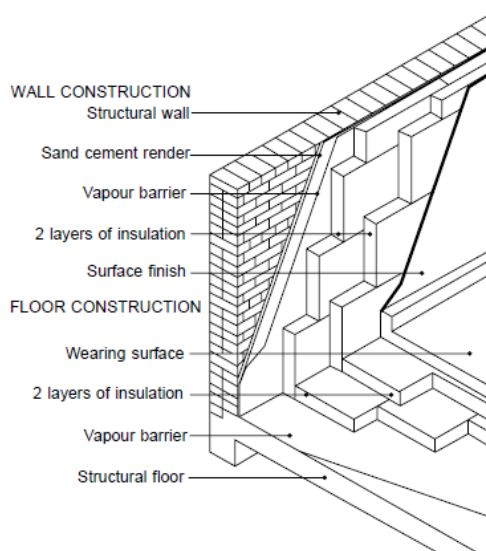


Figura 11- Constituição de uma parede em câmaras de alvenaria (Trott, 2000).

O projeto de uma instalação frigorífica deve contemplar aspectos como as características construtivas (isolamento térmico das paredes, piso e teto), barreira de vapor e infiltração de ar.

O isolamento térmico é responsável pela redução das trocas de calor (essencialmente por condução) da câmara com a envolvente. Para tal usam-se materiais com reduzido coeficiente de condutividade térmica (k). Dependendo do tipo de construção da câmara, o isolamento pode ser pré-fabricado (painéis sandwich) ou instalado no local (revestido ou projetado). Os isolamentos térmicos desejáveis devem ter baixo coeficiente de transferência de calor, elevada impermeabilidade, ausência de odores e resistentes ao fogo. Os principais isolantes térmicos utilizados são a espuma rígida de poliuretano (PUR), o poliestireno expandido (EPS), a cortiça e a lã de rocha.

As câmaras de refrigeração são propícias a armazenarem vapor devido à diferença de pressão entre o ar interior e o ar exterior. O projeto deve contemplar barreiras de vapor de modo a controlar a entrada de humidade na câmara. A humidade reduz a eficiência térmica do isolamento, aumentando as perdas de energia da câmara e consequentemente a carga de refrigeração e o consumo. De modo a evitar este problema utilizam-se três tipos de barreiras de vapor (Chagas, 2006):

- Aplicação de uma camada fina de fluido ou plástico no isolamento, como por exemplo asfalto, emulsão betuminosa e resinas polímeras;
- Películas de vedação com filmes de metal;
- Construção pré-fabricada em painel sandwich.

2.4.3. Carga térmica devido à capacidade e distribuição

A introdução de produtos a conservar com temperaturas acima da temperatura de conservação do produto, representa uma das componentes da carga térmica a retirar pelo sistema de refrigeração. Assim sendo, quanto maior for a quantidade de produtos introduzidos, maior será a carga a ser extraída. É portanto, necessário assegurar temperaturas dos produtos à entrada próximas da temperatura de conservação. Pode-se estimar a carga térmica associada à capacidade, com a seguinte expressão matemática, em que a potência térmica do produto a arrefecer ($Q_{p,a}$ [W]) depende da massa do produto (m [kg]), do calor específico do produto (C_p [kJ/(kg.K)]), do diferencial de temperatura (T_s-T_f [K]) e do intervalo de tempo a arrefecer (Δt [s]) conforme exposto na Equação 2.

$$Q_{p,a} = mC_p \frac{(T_s-T_f)}{\Delta t} \quad [2]$$

A refrigeração de produtos sólidos é maioritariamente efetuada por transmissão convectiva, no entanto, no interior o processo ocorre por condução, o que perfaz um fenómeno demorado, uma vez que depende da condutibilidade térmica dos produtos (Baptista, 2006).

Uma vez que a temperatura do animal após abate ronda os 39°C e que os fenómenos fisiológicos resultantes da morte geram calor, é portanto necessário garantir um rápido arrefecimento antes da conservação de modo a minimizar esta carga térmica.

A capacidade e distribuição das carcaças cárneas afetam a circulação de ar. Uma circulação de ar deficitária contribuiu para um arrefecimento ineficaz. A fim de assegurar uma boa circulação de ar, deverão ser promovidos os seguintes aspetos na construção de câmaras para refrigeração de carcaças cárneas. O transporte das carcaças ser efetuado por carris fixos no teto, separados entre 0,9 e 1,2 metros, devendo ser colocados pelo menos a 3,4 metros do piso da câmara. As vigas de suporte deverão estar a 1,8 metros do teto da câmara. O

espaçamento entre as carcaças varia em função do tamanho das mesmas, devendo-se estabelecer uma distância mínima de 0,75 metros (ASHRAE, 2006).

A figura 12 mostra o arranjo construtivo da câmara de refrigeração modelada. Pode-se inferir que alguns aspetos referidos anteriormente não estão contemplados nesta instalação. A distância da via aérea ao piso não é a adequada (2,2 metros), bem como a distância da via aérea ao teto (1 metro).



Figura 12- Ilustração da câmara modelada (Viegas & Lucito).

2.4.4. Carga térmica devido à infiltração de ar exterior

A carga térmica devido à infiltração de ar exterior deve-se sobretudo à diferença de massas específicas do ar, resultado da diferença de temperaturas. Quando ocorre a abertura de portas em câmaras frigoríficas, é inevitável que o ar frio saia do espaço refrigerado pela zona inferior da abertura e o ar quente entre pela zona superior da abertura vindo do exterior. Este fenómeno sobrecarrega o sistema de refrigeração.

De acordo com Sá *et al.* (2007), no estudo realizado a uma instalação frigorífica, a relação entre o consumo de energia elétrica e a temperatura exterior é evidente. Na figura 13 pode-se observar o aumento consumo de energia elétrica com a temperatura exterior.

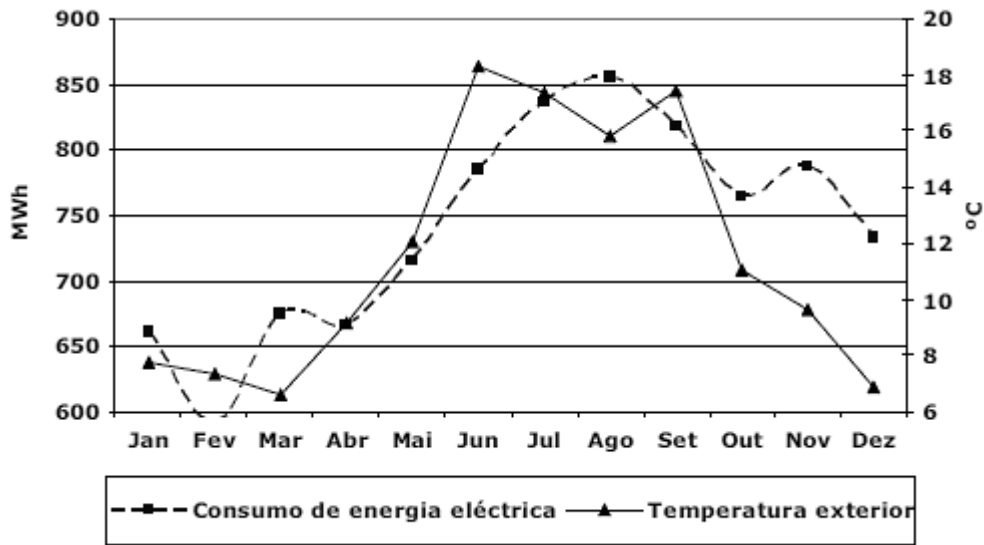


Figura 13- Relação entre o consumo de energia e a temperatura exterior (Sá *et al.*, 2007).

As consequências desta infiltração são a perda de qualidade dos produtos devido à oscilação de temperatura e o aumento da despesa com o sistema de frio, pois necessita de retirar a carga térmica adicional.

A carga térmica de infiltração é composta por duas componentes de calor: a sensível e a latente. O calor sensível é responsável pelo aumento da temperatura interna da câmara, enquanto a componente latente diz respeito à humidade do ar infiltrado. Quando a mistura de ar atravessa o evaporador perde as duas componentes, provocando condensações indesejadas, e conseqüentemente gelo. Esta massa de gelo terá que ser descongelada regularmente a fim de manter a eficiência do processo de permuta térmica. Usualmente, o processo de descongelação envolve uma carga térmica adicional.

O desempenho térmico destas unidades devido ao ar exterior, é motivo de estudo e investigação, pois não existe um modelo correto que quantifique a carga real infiltrada.

Segundo a ASHRAE (2006), pode-se determinar a componente sensível através da seguinte expressão desenvolvida por Gosney e Olama (1975):

$$Q_{sen_inf} = 0,221A(h_{ext} - h_{int})\rho_{int}\sqrt{\left(1 - \frac{\rho_{ext}}{\rho_{int}}\right)}\sqrt{(gH)}F_m \quad [3]$$

Onde,

- A - área [m^2];
- h - entalpia do ar [kJ/kg];
- ρ - massa específica do ar [kg/m^3];
- g - aceleração gravítica [m/s^2];
- H - altura da porta [m].

Em que, o fator de densidade é determinado por:

$$F_m = \left(\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_{int}}{\rho_{ext}} \right)^{\frac{1}{3}}} \right)^{\frac{3}{2}} \quad [4]$$

A parcela correspondente ao calor latente, é dada pela seguinte equação:

$$Q_{lat_inf} = [\rho \dot{V} (\omega_{ext} - \omega_{int})] h_{fg} \quad [5]$$

Em que,

- \dot{V} - caudal volumétrico em [m^3/s];
- ω - humidade absoluta [kg_v/kg_a];
- h_{fg} - calor latente de vaporização da água [kJ/kg].

2.5. Dinâmica de fluidos computacional

A dinâmica de fluidos computacional teve origem no trabalho desenvolvido por Richardson (1910) e Courant *et al.* (1928), que investigaram e estudaram como se regem numericamente e a formulação matemática do fenómeno da dinâmica dos diferentes fluidos.

A DFC evoluiu recentemente para uma poderosa ferramenta usada na indústria. O elevado custo e tempo associado ao método experimental, despoletou a generalização desta ferramenta. A par deste fator, o desenvolvimento computacional e os avanços numéricos na resolução das equações de Navier-Stokes, consolidaram a DFC como uma escolha viável na indústria e ciência.

A ligação da DFC com a indústria agroalimentar, deve-se à diversificação de processos físico-químicos inerentes como a cozedura, esterilização, mistura, arrefecimento e armazenamento refrigerado. Hoje em dia, o uso da DFC tem como objetivo a otimização e desenvolvimento de equipamento e processos na indústria agroalimentar (Norton *et al.*, 2006).

No presente estudo utilizou-se o software Fluent, incorporado no pacote comercial do software ANSYS.

2.6. Estudos numéricos

Hoang *et al.* (2000) realizaram uma investigação numérica da circulação de ar, numa câmara de refrigeração através de DFC. O estudo efetuado em regime permanente, admitindo o fluido como incompressível, baseou-se nas equações médias de Reynolds e Navier Stokes. O modelo de turbulência utilizado foi o $k-\epsilon$. Procurou-se comparar o modelo padrão com o modelo renormalizado (RNG). A circulação forçada do evaporador foi modelada de acordo com as características construtivas do ventilador e das tubagens. A validação do modelo foi obtida por comparação da velocidade média calculada, com os valores medidos por um sensor de velocidade unidirecional de filme quente. Observou-se que o erro relativo da velocidade calculada era de 26%. O modelo $k-\epsilon$ RNG não melhorou as previsões numéricas da circulação do ar. Os investigadores sugerem o refinamento da malha e o estudo de outros modelos de turbulência, de modo a melhorar as previsões.

Sajadiye *et al.* (2012) desenvolveram um modelo tridimensional de DFC validado experimentalmente para prever o escoamento de ar com transferência de calor e de massa, a fim de avaliar o desempenho térmico de uma unidade refrigerada completamente carregada. O piso do espaço refrigerado foi submetido a ar mais frio e com maior velocidade, reduzindo a temperatura dos produtos no plano vertical de 14,9°C para 13,1°C e no plano horizontal de 16,8°C para 10,7°C. O desvio médio da temperatura, atingiu o máximo de 2,1°C entre as 7 e 9 horas do arrefecimento e no fim do processo obtiveram 0,7°C. A diferença entre a

temperatura máxima e mínima dos produtos foi entre os 5,5°C e 9,0°C. O modelo previu uma perda de massa média nas maçãs de 1,85%, durante um período de armazenamento de 6 meses. A figura 14 apresenta o modelo estudado com carga máxima e o perfil de velocidades no plano do evaporador.

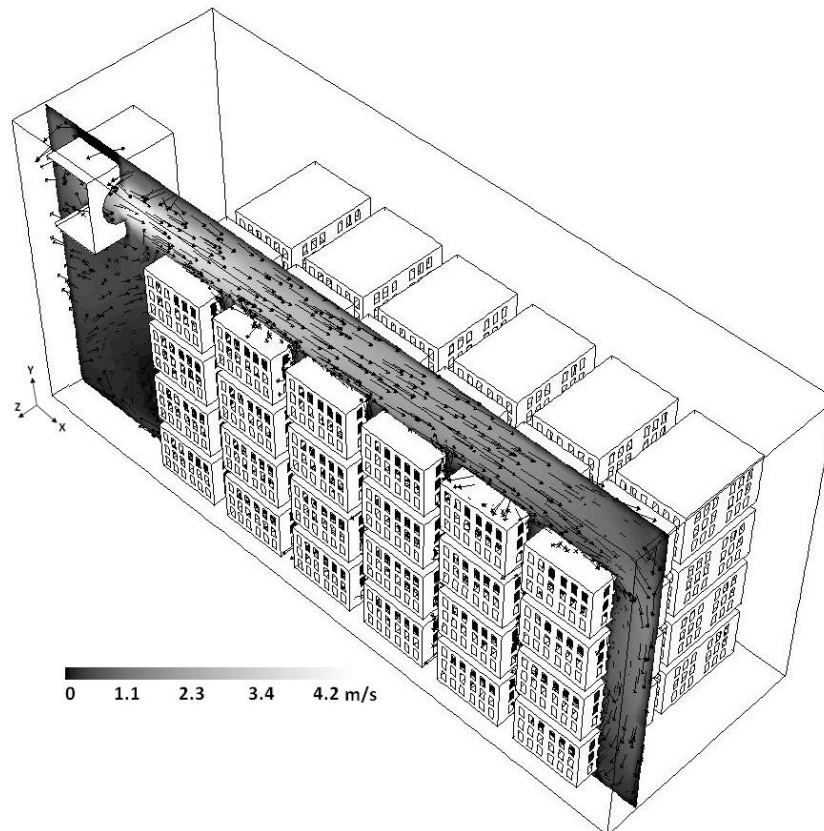


Figura 14- Perfil do campo de velocidades que atravessa o evaporador e a carga (Sajadiye *et al.*, 2012).

Nahor *et al.* (2005) desenvolveram um modelo tridimensional de DFC em regime transitório, para determinar a velocidade, temperatura e distribuição da mistura de ar numa câmara refrigerada. O ensaio testou a câmara vazia e carregada. Os investigadores modelaram o comportamento dinâmico do evaporador e dos ventiladores. O modelo de turbulência usado foi o modelo $k-\varepsilon$ com funções de parede padrão. O modelo foi validado com medições experimentais da velocidade e temperatura do ar e da temperatura dos produtos. O erro relativo da velocidade do ar atingiu os 22% para a modelação em vazio, enquanto a distribuição da temperatura do ar foi mais uniforme do que o previsto. Na modelação com carga, o erro relativo da velocidade do ar situou-se nos 20%. Os autores concluíram, que o modelo foi capaz de prever razoavelmente a temperatura do ar e dos produtos.

Tavares *et al.* (2012) realizaram uma análise da distribuição de ar numa câmara de refrigeração parcialmente carregada, com recurso a um modelo DFC elaborado em Fluent. O principal objetivo foi analisar influência de um defletor na melhoria da circulação de ar. Procurou-se analisar a influência de pequenas cargas, localizadas em pequenos espaços da câmara. O modelo desenvolvido era composto por uma malha tetragonal com 94.216 volumes de controlo e 30.871 nós. A preocupação dos autores com a qualidade da malha permitiu, obter um *aspect ratio* médio de 3,71 e um *skewness* médio de 0,26. Considerou-se o modelo de turbulência $k-\varepsilon$ RNG. As medições experimentais da temperatura e da velocidade do ar foram realizadas de modo a validar o modelo desenvolvido. Os resultados mostraram que a recirculação de ar com pequenas cargas, dentro da câmara, é fortemente influenciada pela disposição da carga e localização do evaporador. Neste caso verificou-se que a introdução de defletor no evaporador melhora a circulação de ar.

Ho *et al.* (2010) investigaram o escoamento de ar e a distribuição de temperatura do ar em câmaras de refrigeração. O estudo contemplou a localização dos evaporadores de frente para a carga. As soluções numéricas, para resolução das equações de transmissão de calor e fluxo de ar, foram desenvolvidas com base num modelo tridimensional e bidimensional em regime estacionário. Os resultados de ambos os modelos mostraram ser coerentes entre eles. Os investigadores efetuaram um estudo paramétrico, em que variaram diferentes parâmetros como a velocidade de insuflação de ar e a localização dos evaporadores. Do estudo paramétrico determinou-se uma melhoria na distribuição da temperatura do ar e na uniformidade do escoamento com o aumento da velocidade de insuflação. De igual forma, verificou-se que uma disposição mais baixa e próxima dos evaporadores em relação aos produtos, melhorava o campo de velocidades e temperatura do ar dentro da câmara.

Muñoz *et al.* (2012) estudaram a distribuição de ar em secadores para cura de produtos cárneos, nomeadamente presuntos. O ar é um fator que afeta severamente a cura do presunto. Empiricamente tem-se observado diferentes formas de distribuir o ar, de modo a visualizar o seu efeito na qualidade do produto final. A simulação foi desenvolvida através do software COMSOL-Multiphysics. A câmara de cura estudada possui o volume $7,25 \times 4,90 \times 3,78$ (LxWxH) m³. A figura 15 apresenta a configuração da geometria ensaiada. A velocidade do ar, nestas câmaras, varia entre os 5,5 m/s e 23,0 m/s. Os cones de insuflação permitem insuflar o ar a temperatura entre os 6°C e 23°C. O modelo de turbulência utilizado pelos autores foi o $k-\varepsilon$. A simulação contemplou 3 ensaios a: (1) Velocidade do ar a 18 m/s para ambas as condutas; (2) Velocidade do ar de 20 m/s para a conduta de insuflação e de 15 m/s para a conduta de extração; (3) Velocidade do ar de 22 m/s para a conduta de insuflação e de 10 m/s para a conduta de extração.

Os resultados mostraram que o ar circula a maior velocidade próximo das paredes (efeito de Coanda). A simulação permitiu observar recirculações de ar entre os carros de transporte dos

presuntos. O caso 3 mostrou ser o mais próximo da realidade. Os investigadores sugerem a inclusão de novos parâmetros como a temperatura e a evaporação da água dos presuntos, com o propósito de aumentar a precisão da simulação do processo de cura.

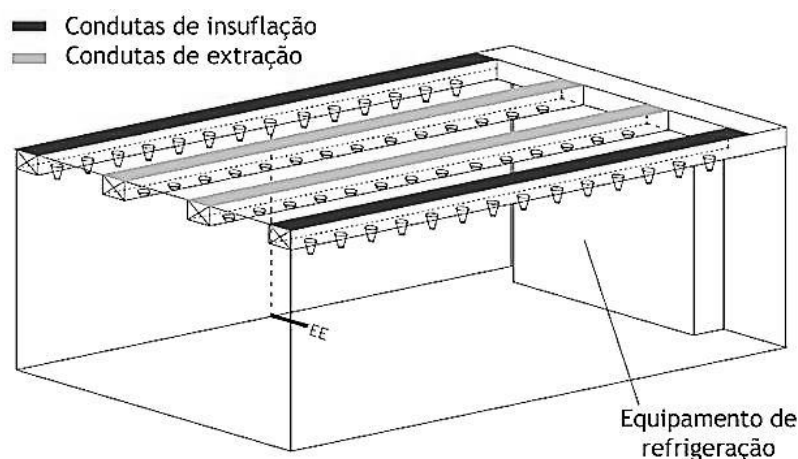


Figura 15- Geometria do secador de presuntos simulado (Muñoz *et al.*, 2012).

Foster *et al.* (2002) desenvolveram um modelo DFC em regime transitório para verificar a infiltração de ar exterior em câmaras de refrigeração. O modelo foi validado com recurso a medições experimentais através de um anemómetro de laser doppler. De um modo geral, o modelo mostrou-se preciso, contudo em alguns casos pontuais surgiram discrepâncias significativas com os resultados medidos. A malha computacional foi refinada até convergir, resultando em 113.188 elementos tetraédricos com 21.626 nós. O modelo de turbulência usado foi o $k-\epsilon$. Os autores consideraram a temperatura do ar no interior da câmara a -20°C e no exterior a 20°C . O período de simulação considerado foi em 30 segundos após a abertura da porta. O modelo foi simplificado em alguns aspetos, que poderão ser estudadas posteriormente caso se considerem relevantes. Entre as simplificações adotadas destacam-se:

- Ausência de fluxo de calor nas paredes da câmara de teste;
- Inexistência de massa térmica na câmara de teste;
- Considerou-se desprezável o efeito do conteúdo de humidade presente no ar, contudo este afeta a transferência de calor na infiltração de ar;
- Desprezou-se o efeito do evaporador no fluxo de ar;
- Desprezou-se o modo de abertura da porta.

O modelo numérico mostrou-se mais vantajoso na análise da infiltração de ar, em comparação com os modelos analíticos. Os autores concluíram que a flexibilidade em alterar parâmetros no modelo numérico, permite simular adequadamente a realidade.

Gonçalves *et al.* (2009) mediram experimentalmente a taxa de infiltração de ar numa câmara frigorífica recorrendo à técnica dos gases traçadores. Os resultados foram então comparados com três modelos analíticos e uma simulação em DFC. Dado que os modelos analíticos são em regime permanente, o seu grau de previsão para este fenómeno é limitado. Assim sendo, os autores realizaram uma simulação numérica em regime transitório. Os modelos analíticos usados para calcular a taxa de infiltração de ar foram o modelo de Fritzsche & Lilienblum (1968), o modelo de Gosney & Olama (1975) e o modelo de Pham & Oliver (1983). Estes modelos são limitados, pois não contabilizam a dimensão da porta com o volume da câmara, assim como não consideram os efeitos tridimensionais do escoamento. Os modelos analíticos consideram o escoamento perpendicular ao plano da porta e desprezam a viscosidade. A instalação experimental era composta por duas salas com aproximadamente 27 m^3 , uma porta acesso de $0,6 \times 1,0 \text{ m}^2$ e $0,06 \text{ m}$ de poliestireno. O evaporador foi colocado ao centro do teto. Para as medições experimentais utilizaram-se 15 termopares tipo K e 14 sondas de velocidade omnidirecionais. A taxa de infiltração foi determinada através da técnica de gases traçadores, sendo o gás utilizado o CO_2 . O modelo tridimensional respeitou a geometria real, contudo esta foi dividida por um plano de simetria para poupar tempo de cálculo. A simulação admitiu um escoamento turbulento de ar considerando-o como gás ideal. Os resultados determinados derivam da equação da continuidade, momento, energia e Reynolds. Para descrever os termos transitórios recorreu-se ao modelo de segunda ordem de Euler. As condições impostas na simulação foram:

- Velocidade inicial nula em todo o domínio;
- Temperatura do ar a 5°C na câmara;
- Temperatura do ar a 30°C na sala exterior;
- Paredes adiabáticas e não aderentes;
- Massa térmica na câmara nula (sem fontes calor);
- Malha não estruturada;
- Refinamento da malha junto à porta;
- Passo de tempo de $0,1 \text{ s}$.

O estudo efetuado mostrou que os modelos analíticos sobre dimensionam a taxa de infiltração, conforme se visualiza na figura 16. Como os modelos analíticos admitem regime

permanente, a taxa de infiltração mantém-se constante ao longo do tempo, o que não traduz a realidade. Os autores concluíram que para curtos períodos de abertura de portas, os modelos de Fritzsche & Lilienblum (1968) e Gosney & Olama (1975) oferecem estimativas razoáveis. Por outro lado, a simulação numérica apresenta dados coerentes com as medições experimentais, o que mostra a eficácia desta ferramenta na descrição deste fenómeno.

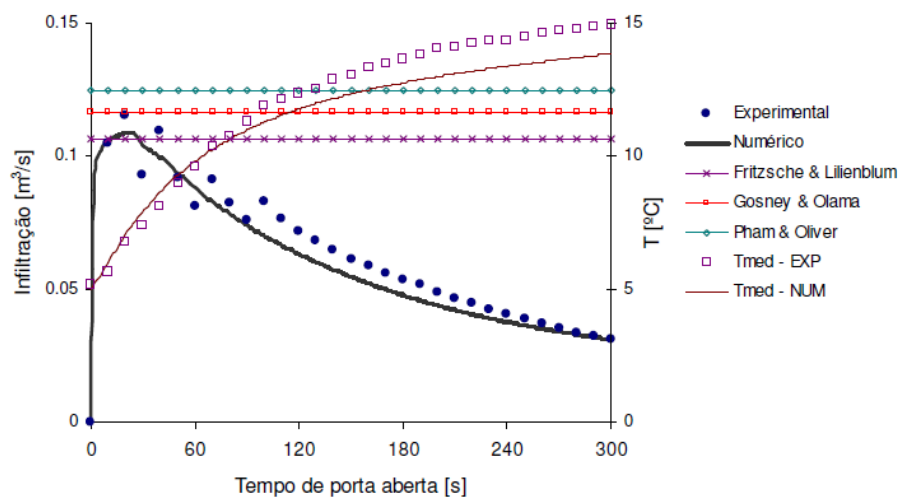


Figura 16- Comparação dos resultados experimentais e numéricos com os modelos analíticos (Gonçalves *et al.*, 2009).

Costa *et al.* (2006) desenvolveram um estudo numérico, com o intuito de analisar a influência dos parâmetros dinâmicos e geométricos na vedação aerodinâmica em cortinas de ar verticais. O equipamento de vedação foi colocado entre duas salas contíguas a temperaturas diferentes. A solução numérica baseou-se no modelo de turbulência $k-\epsilon$, com função de parede de dupla camada. O desempenho da cortina de ar baseia-se em dois parâmetros: a eficiência da vedação e a sua eficácia. Os resultados mostraram, que o jacto de ar deveria de ser orientado, entre 15° a 20° melhorando em 70% o efeito de vedação.

Foster *et al.* (2007) elaboraram um estudo para comparar a eficácia de uma cortina de ar, com várias velocidades de jatos de ar, com um modelo tridimensional em DFC. A cortina de ar estudada era mais estreita do que a entrada da câmara em estudo. Verificou-se uma eficácia da cortina de 0,71, o que superava em muito o valor estabelecido pelo fabricante (0,31). O modelo previu a infiltração de ar sem cortina, com uma precisão entre os 20% e 32%. Os resultados numéricos a diferentes velocidades mostraram ser 0,10 m/s a 0,15 m/s abaixo dos valores medidos. O estudo concluiu, que grande parte do ar é deflectido devido ao efeito de Coanda, resultado do ventilador do equipamento da cortina de ar.

Campos *et al.* (2013) analisaram o desempenho térmico de uma câmara de refrigeração para armazenamento de carne, com recurso a ensaios experimentais e ferramentas numéricas. No estudo experimental realizou-se a medição das temperaturas e velocidades do ar na câmara em estudo. Posteriormente desenvolveram um modelo numérico tridimensional por DFC em regime permanente, com base na recolha de dados efetuada no estudo de campo. A simulação numérica permitiu analisar o escoamento de ar dentro da câmara e a transferência de calor associada. O modelo foi validado, o que permitiu desenvolver um estudo paramétrico. O estudo paramétrico consistiu na alteração da velocidade e temperatura do ar de insuflação dos evaporadores. Os resultados mostraram que o sistema se encontrava sobredimensionado para carga de produtos simulada. Os autores concluíram que para as condições estudadas, garantia-se o desempenho térmico da câmara reduzindo o consumo energético, sem comprometer a segurança alimentar dos produtos.

O presente estudo paramétrico tem por base o trabalho desenvolvido pelos autores acima citados. No trabalho desenvolvido realiza-se a implementação de um novo modelo numérico, com a finalidade de testar e simular outros parâmetros, avaliadores do desempenho térmico da câmara.

Este conjunto de trabalhos numéricos destinados à melhoria do desempenho de câmaras de refrigeração atesta a necessidade do desenvolvimento deste tipo de estudos. Adicionalmente, fornece várias indicações sobre os procedimentos experimentais de validação de previsões numéricas. No âmbito do modelo físico-matemático, são descritos aspetos relevantes na sua definição e respetivas simplificações dos fenómenos físicos. Os detalhes apresentados acerca da definição do modelo numérico permitem estabelecer quais os métodos que propiciam melhor convergência do processo iterativo assim como previsões numéricas mais fidedignas.

3. Modelo físico-matemático

3.1. Introdução

O presente capítulo aborda a formulação matemática que rege o fenômeno do escoamento de fluidos com transferência de calor associada. São enunciadas as principais equações que descrevem a dinâmica de fluidos com transferência de calor. Ainda no seguimento desta análise físico-matemática, é descrito o modelo de turbulência usado no presente estudo.

3.2. Equações gerais de governo do escoamento

As equações de governo do escoamento de fluidos e transferência de calor podem ser consideradas como formulações matemáticas das leis de conservação da mecânica dos fluidos, mais conhecidas por equações de Navier-Stokes. Quando aplicadas a um fluido Newtoniano, estas leis da conservação descrevem a taxa de deformação das respectivas propriedades com a aplicação de forças externas. As leis de conservação consideradas são a lei da conservação de massa ou da continuidade, a lei da conservação de quantidade de movimento ou segunda lei de Newton para o movimento e a lei da conservação da energia ou primeira lei da termodinâmica (Norton *et al.*, 2006).

Na presente secção são descritas as expressões matemáticas de cada uma das leis supracitadas.

3.2.1. Equação de estado

Em DFC existem dois modos de modelar a variação da massa específica do fluido. Uma das maneiras é assumir a diferença de massas específicas no escoamento tendo em conta a equação de quantidade de movimento. Este método é conhecido por aproximação de Boussinesq, contudo para amplitudes térmicas elevadas, a aproximação torna-se desadequada. Apesar desta limitação, o método de Boussinesq, tem sido usado com sucesso em aplicações de engenharia na área alimentar. A expressão do método de Boussinesq é dada por:

$$\rho = \rho_{ref} [1 - \beta(T - T_{ref})] \quad [6]$$

Onde β representa o coeficiente de expansão térmica [K^{-1}], ρ a massa específica do fluido [kg/m^3] e T a temperatura [K].

Outro modo é assumir o fluido como gás ideal incompressível, tratando a diferença de massas específicas através da equação dos gases ideais. Neste método, considera-se que a massa específica do fluido é dependente apenas da temperatura, não sendo influenciada pela pressão. Este é o método mais usado nesta área, no entanto tem-se verificado uma maior dificuldade na convergência das soluções. A expressão dos gases ideais é dada por:

$$\rho = \frac{p_{ref} W_a}{RT} \quad [7]$$

Em que,

- W_a - massa molar do ar [kg/kmol];
- R - constante dos gases ideais em [J/(kmol·K)];
- p - pressão em [Pa];
- T - temperatura [K];
- ρ - massa específica [kg/m³].

No presente estudo considerou-se o ar como fluido incompressível. Apesar da temperatura da câmara variar, para efeitos de simulação numérica estabeleceu-se uma temperatura de operação, não optando pelo método da equação dos gases ideais, de modo a alcançar uma melhor convergência da solução numérica.

3.2.2. Equação da continuidade

A equação da conservação de massa estabelece que o fluxo de massa, que entra num elemento fluido (volume de controlo) é exatamente igual àquela que sai. A expressão matemática que traduz a lei da continuidade é dada por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad [8]$$

Onde,

- ρ - massa específica em [kg/m³];
- t - tempo em [s];

- x - coordenada cartesiana segundo a componente i [m];
- u_j - componente da velocidade segundo a direção j [m/s].

3.2.3. Equação da quantidade de movimento

A lei da conservação da quantidade de movimento estabelece que a soma das forças externas que atuam numa partícula fluida é igual à taxa de variação do seu momento linear. A lei da quantidade de movimento é expressa por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-p \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i \quad [9]$$

Onde,

- t - tempo [s];
- ρ - massa específica [kg/m³];
- u - velocidade [m/s];
- x - coordenada cartesiana [m];
- p - pressão [Pa];
- δ_{ij} - delta de Kroneckor;
- μ - viscosidade dinâmica [kg/(m·s)];
- g_i - aceleração gravítica [m/s²].

3.2.4. Equação da energia

A lei da conservação da energia estabelece que a taxa de troca de energia de uma partícula fluida é igual à soma de calor e trabalho realizado sob a partícula. A expressão matemática da lei da conservação é dada por (Norton, 2006):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_a T) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j C_a T) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = S_T \quad [10]$$

Em que,

- t - tempo [s];
- ρ - massa específica [kg/m³];
- C_a - calor específico [W/(kg·K)];
- T - temperatura [K];
- x_j - coordenada cartesiana segundo a componente j [m];
- u_j - componente da velocidade segundo a direção j [m/s];
- λ - condutividade térmica [W/(m·K)];
- S_T - termo fonte de geração de calor [W/m³].

3.3. Modelo de turbulência

3.3.1. Introdução

O presente estudo realizou-se com auxílio do modelo de turbulência k - ε . Esta família de modelos de turbulência é a mais validada na literatura, o que a torna uma das opções mais frequentes em códigos comerciais de DFC. No entanto, apesar de algumas das suas limitações, é recomendável a validação dos resultados numéricos. O modelo k - ε baseia-se na hipótese da teoria viscosa para a turbulência. No modelo de turbulência k - ε , a viscosidade turbulenta é expressa por duas variáveis: a energia cinética turbulenta k e a respetiva taxa de dissipação ε . As equações da energia cinética turbulenta (k) e da taxa de dissipação (ε) contêm os termos convectivos e difusivos do escoamento. No estudo numérico realizado, optou-se por usar o modelo de turbulência k - ε padrão.

3.3.2. Modelo de turbulência k - ε padrão

O modelo de turbulência k - ε padrão é o mais amplamente validado e usado modelo de turbulência. Este é um modelo robusto, económico e preciso que serve uma vasta gama de escoamentos. Neste modelo, a produção e destruição dos termos na equação da energia cinética turbulenta contêm constantes empíricas. As respetivas equações que traduzem o modelo em causa são dadas por:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \text{div}(\rho U k) - \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \text{grad}(k) \right] = P - \rho \varepsilon \quad [11]$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \text{div}(\rho U \varepsilon) - \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \text{grad}(\varepsilon) \right] = C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad [12]$$

$$\mu_T = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad [13]$$

Em que,

- ρ - massa específica [kg/m³];
- k - energia cinética turbulenta [m²/s²];
- t - tempo [s];
- U - vetor velocidade [m/s];
- μ - viscosidade dinâmica [kg/(m·s)];
- μ_T - viscosidade turbulenta [kg/(m·s)];
- σ_k - número de Prandtl para a energia cinética turbulenta;
- P - produção de energia turbulenta [kg/(m·s³)];
- ε - dissipação de energia turbulenta [m²/s³];
- σ_ε - número de Prandtl para a dissipação de energia turbulenta;
- $C_{1\varepsilon}$ - constante do termo de produção;
- $C_{2\varepsilon}$ - constante do termo de dissipação;
- C_μ - constante do termo da viscosidade turbulenta.

Onde P é o termo que contém a produção turbulenta devido às tensões no escoamento. As cinco constantes empíricas, que fazem parte deste modelo são apresentadas na tabela 4.

Tabela 4- Constantes empíricas do modelo de turbulência k - ε padrão (Hoang *et al.*, 2000).

Constante	C_μ	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	σ_k	σ_ε
Valor	0,09	1,44	1,92	1,00	1,30

4. Modelo numérico

4.1. Introdução

No presente capítulo apresentam-se os métodos numéricos e as diferentes condições de fronteira que se impuseram na simulação numérica.

A modelação e conseqüente simulação numérica possibilita investigar detalhes dos fenómenos físicos do escoamento de ar com transferência de calor, de modo a procurar soluções que otimizem o processo de refrigeração cárnea. Para tal foi necessário desenvolver uma geometria tridimensional, semelhante à câmara estudada. O software utilizado para a construção do modelo geométrico foi o SolidWorks, onde posteriormente se exportou para um formato de leitura compatível com o software Ansys.

4.2. Geometria tridimensional

O desenvolvimento do modelo geométrico em estudo teve em conta a minimização do esforço computacional, sem comprometer a situação real e a exatidão dos resultados. Procurou-se aproximar os elementos constituintes da câmara a sólidos geométricos lineares, nomeadamente os evaporadores, as luminárias, as vigas de suporte e a via aérea a paralelepípedos. Outros aspetos construtivos como tubagens, ventiladores e ganchos de suporte das carcaças foram omitidos.

Relativamente à representação das carcaças cárneas, aproximou-se a forma da carcaça bovina a um “paralelepípedo tronco prismático”. Inicialmente desenvolveu-se um modelo semelhante à forma real da carcaça (Figura 17), mas a complexidade geométrica inerente à forma redonda aumentava enormemente a malha computacional, optando-se pela solução citada anteriormente. Dado que na bibliografia existente, a forma mais usada para simular os produtos é o cubo, espera-se que este trabalho contribua para o enriquecimento técnico nesta área.

Considerou-se no presente estudo, a antecâmara correspondente ao cais de descarga refrigerado, a fim de analisar a influência da temperatura do ar exterior. Na figura 18 pode-se visualizar a geometria modelada. As dimensões da câmara de refrigeração são 10,0x6,0x3,2 m³, sendo que a antecâmara possui 4,0x2,0x3,2 m³. No anexo A encontra-se uma representação interior da câmara modelada.

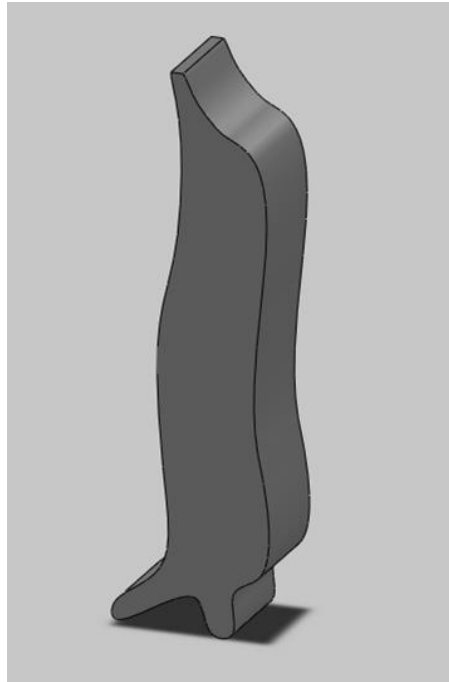


Figura 17- Modelo geométrico preliminar da carcaça bovina.

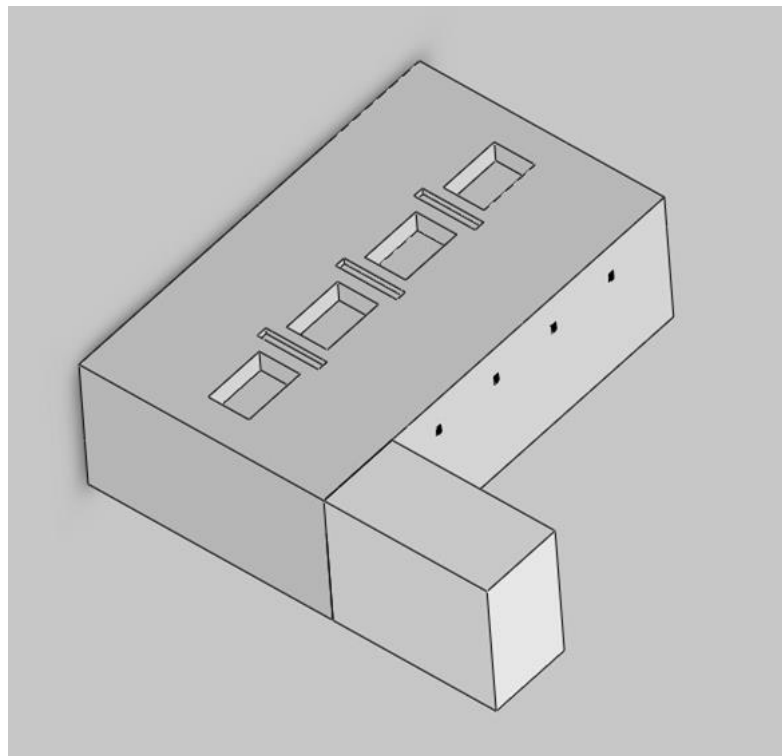


Figura 18- Geometria tridimensional da câmara estudada.

4.3. Malha computacional

A malha computacional consiste na divisão do domínio geométrico, em volumes de controlo onde são resolvidas as equações discretizadas descritas no capítulo 3.

A qualidade da malha é fundamental para a convergência da solução numérica e para a obtenção de previsões numéricas fidedignas. Usualmente, a precisão das previsões numéricas encontra-se diretamente relacionado com o refinamento da malha computacional. O aumento da complexidade da malha, eleva o esforço computacional e conseqüentemente o tempo de resolução do problema. É necessário para tal, “dosear” a complexidade da malha em função do esforço computacional.

Para avaliar a qualidade de uma malha recorre-se essencialmente à análise de 2 parâmetros, o *Aspect Ratio* e o *Skewness*. O *Aspect Ratio* é a razão entre a maior e menor dimensões das arestas das faces dos volumes de controlo. Admite-se uma malha computacional adequada quanto mais próximo da unidade estiver o valor deste parâmetro, o que corresponde a arestas com dimensões semelhantes. O *Skewness* indica a distorção do elemento em relação à sua forma original, considerando-se valores abaixo de 0,50 aceitáveis (Ansys 14 User Guide).

O presente estudo teve em conta os aspetos referidos anteriormente, de onde resultou uma malha computacional constituída por elementos tetraédricos, com uma dimensão de aresta de 0,14 m. Procurou-se obter os melhores indicadores qualitativos para a malha computacional. Na tabela 5 apresentam-se os valores relativos às estatísticas da malha computacional considerada no modelo numérico. A figura 19 apresenta uma visão geral da malha computacional obtida.

Tabela 5- Estatísticas da malha computacional.

Característica	Valor
Número de nós	127.691
Número de elementos	642.254
<i>Aspect Ratio</i> médio	1,862
<i>Skewness</i> médio	0,229

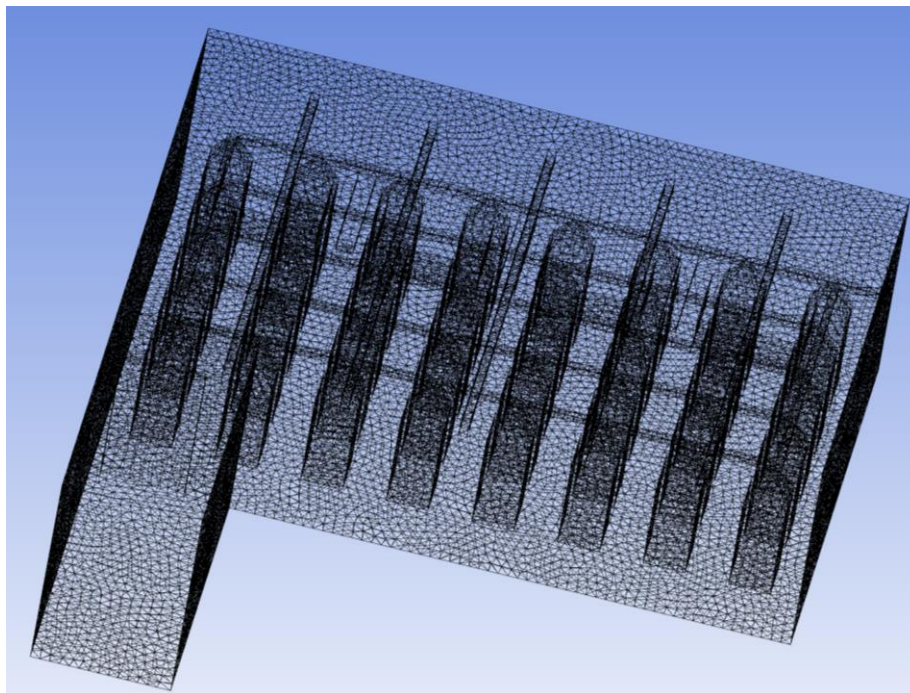


Figura 19 - Aspeto geral da malha computacional.

4.4. Método numérico

O processo numérico de resolução das equações descritas no modelo físico-matemático, baseou-se na discretização em volumes finitos. O domínio geométrico foi subdividido em volumes de controlo onde são resolvidas as equações de governo.

Na tabela 6 podem-se observar os métodos de discretização aplicados a cada variável. Optou-se pela utilização generalizada do método de diferenças a montante de 2ª ordem (*Second order Upwind*), a fim de promover a precisão dos resultados (Patankar, 1980; Barth & Jespersen, 1989). A precisão de 2ª ordem é conseguida nas faces dos volumes de controlo através da expansão em série de Taylor da solução centrada no volume de controlo relativamente ao seu centróide.

Com o objetivo de controlar as variações bruscas de pressão entre os centros dos volumes de controlo devido a elevados gradientes dos termos fonte da quantidade de movimento e elevadas forças de corpo, foi escolhido o método de interpolação PRESTO! - *PREssure STaggering Option* (Patankar, 1980) que faz uso do balanço da equação da continuidade para um volume de controlo “estruturado” para calcular a pressão na face “estruturada”. A escolha recaiu sobre este método de interpolação da pressão face aos resultados apresentados nas modelações de uma grande diversidade de escoamentos.

Para o algoritmo de acoplamento pressão-velocidade aplicou-se o algoritmo *SIMPLEC - Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent* (Vandoormaal & Raithby, 1984), que descende do algoritmo SIMPLE (Patankar, 1980) com o objetivo de introduzir a pressão na equação da continuidade. O procedimento de cálculo usado no algoritmo SIMPLEC é semelhante ao do algoritmo SIMPLE. A única diferença reside na expressão de cálculo da correção do fluxo mássico nas faces destinada a promover e acelerar a convergência da solução e garantir a estabilidade do método.

Tabela 6- Esquemas de discretização aplicados no modelo numérico.

Variável	Método
Gradiente	<i>Least squares cell based</i>
Pressão	<i>PRESTO!</i>
Momento	<i>Second order Upwind</i>
Energia cinética turbulenta	<i>Second order Upwind</i>
Dissipação de energia cinética turbulenta	<i>Second order Upwind</i>
Energia	<i>Second order Upwind</i>

4.5. Condições de fronteira

As condições de fronteira definidas no modelo numérico tiveram por base os dados experimentais recolhidos por Campos *et al.* (2013). Além dos dados experimentais recolhidos pelos autores, recorreu-se bibliografia específica para obter outros dados relevantes para a modelação numérica.

Neste trabalho procurou-se a utilização complementar de ferramentas analíticas, a fim de procurar soluções de projeto “chave na mão”. Para tal, utilizou-se o modelo analítico desenvolvido por Foster *et al.* (2013), destinado à previsão das cargas térmicas e do consumo elétrico em câmaras frigoríficas. Existem 2 modelos disponíveis, o modelo simples e o complexo, tendo-se optado pelo primeiro, devido ao elevado nível de detalhe e simplicidade apresentada. O utilizador introduz informação diversa, relativa à geometria da câmara, exposição solar, isolamento, períodos de abertura da porta, características do sistema de refrigeração, descongelamento e ventilação dos evaporadores, entre outros.

O modelo analítico simples desenvolvido por Foster *et al.* (2013) assenta em alguns pressupostos. O modelo baseia-se no cálculo das cargas térmicas médias durante um dia, ou seja, não existe variação no tempo. A geometria da câmara de refrigeração é um paralelepípedo, com uma camada de isolamento térmico e totalmente selada. Considera apenas uma porta na câmara. O fluxo luminoso é dividido pela área do teto e paredes de modo a obter uma luminância uniforme. A carga térmica dos produtos considera apenas a componente sensível, desprezando a componente latente. O modelo considera um coeficiente convectivo, dentro e fora da câmara, de $h_{conv} = 9,3 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. As opções do modelo para a seleção do isolamento são o poliestireno, o poliuretano, a fibra de vidro, a lã de rocha, alvenaria, a cortiça e painel de vácuo. O modelo tem em conta o efeito da radiação solar, acrescentando à temperatura ambiente os valores descritos na tabela 7. A eficácia de proteção da porta é definida como cortina de ar, lamelas ou inexistente. O descongelamento dos evaporadores considera 3 opções o elétrico, gás quente ou fora de ciclo.

Tabela 7-Temperaturas em (°C) de correção devidas à exposição solar (Foster *et al.*, 2013).

Tipo superfície	Parede este e oeste	Parede sul	Teto liso
Enegrecida	5	3	11
Coloração média	4	39	9
Clara	3	2	5

Na figura 20 pode-se observar a apresentação geral com os *inputs* da ferramenta. Com a informação fornecida, é calculada a carga térmica em regime estacionário. A implementação deste modelo permite de uma forma rápida e expedita obter dados para o projeto deste tipo de instalações. Os dados obtidos pelo modelo permitem uma análise detalhada e a integração dos mesmos em modelos de DFC, o que permite poupar tempo e custo de projeto. Do ponto de vista de engenharia, esta abordagem é interessante, visto que a metodologia usada permite a rápida alteração das condições, o que lhe confere uma elevada versatilidade.

A figura 21 representa os valores de *output* devolvidos pela ferramenta.

North wall Surface area: 32,0 m ² Shaded from the sun? Not shaded Temperature on the outside: 14 °C		Weather still (no wind)
East wall Surface area of the wall: 19,2 m ² Shaded from the sun? Not shaded Temperature on the outside: 32 °C Colour of external wall: Medium		Insulation Type of wall insulation: Polyurethane foam Thickness of wall insulation: 100 mm Type of floor insulation: Concrete Thickness of floor insulation: 100 mm Type of roof insulation: Polyurethane foam Thickness of roof insulation: 100 mm
West wall Surface area: 19,2 m ² Shaded from the sun? Not shaded Temperature on the outside: 14 °C Colour of external wall: Medium		Heat loads Fork lifts Number: 0 Size: Small Power source: electric Operation time: 0 h/day Lights Operation time: 2 h/day Lux: 32653 lm/m ² Efficacy: 87 lm/W
South wall Surface area: 32,0 m ² Shaded from the sun? Not shaded Temperature on the outside: 32 °C Colour of external wall: Medium		
Roof/ceiling Ceiling surface area: 60,0 m ² Shaded from the sun? Not shaded Temperature above roof insulation: 25 °C Colour of the roof: Medium		Personnel Number: 2 Average time each person in room: 2 h/day Are personnel in for short or long time?: short
Floor Surface area: 60,0 m ² Temperature under floor insulation: 15 °C Floor heating average power: 920 W		Product Mass loaded: 6000 kg/ds Temperature when loaded: 40 °C Total mass in store: 6000 kg Type: Pork-raw Weight loss: 1,4 kg/ds
Door Width of the door: 1,2 m Height of the door: 2,2 m Temperature outside the door: 14 °C RH outside of the door: 60 % Number of door openings per day: 8 Duration of each door opening: 900 s Volume of traffic passing through the door whilst it is open: Medium Door protection: no protection Door seal condition: good		Defrosts Type: Electric
Refrigeration Store temperature: 4 °C Refrigerant: R404A Type of condenser: air cooled RH into the condenser: 70 % Air temperature into the condenser: 35 °C Number of compression, expansion stages: 1,1 Isentropic efficiency of compressor: medium (0.6)	Evaporator fans Number: 8 Shaft power of each fan: 73 W Motors inside refrigerated space?: yes Motor efficiency: 50 % Condenser fans Number: 3 Shaft power of each fan: 0 W Motor efficiency: 50 % Other heat loads Average power: 0 W	

Figura 20- Aspeto geral do modelo analítico utilizado (Foster *et al.*, 2013).

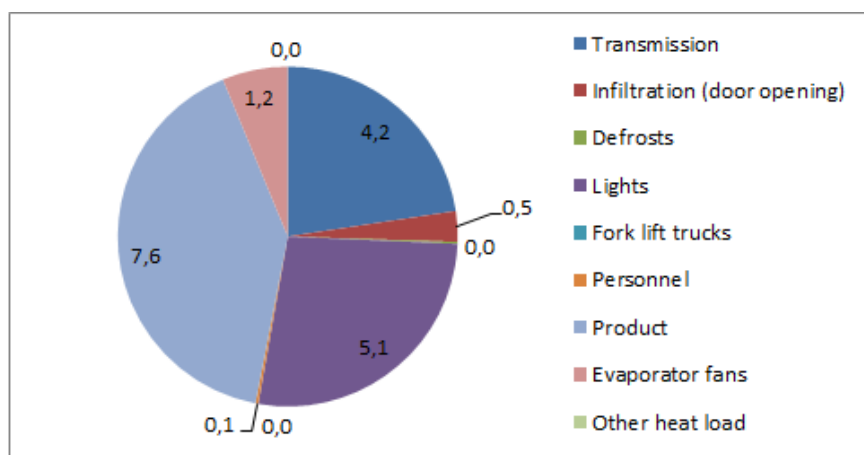


Figura 21- Output do modelo analítico.

As principais condições de fronteira, aplicadas à geometria baseiam-se nas condições de fluxo de calor imposto, pressão de saída e de velocidade fixa. Na figura 22 identificam-se os locais de aplicação dessas mesmas condições:

1. Condição de fluxo de calor imposto em todas as paredes, piso e teto;
2. Condição de pressão de saída para as grelhas de extração dos evaporadores;
3. Condição de velocidade imposta nas grelhas de insuflação dos evaporadores;
4. Condição de fluxo de calor imposto para as luminárias.

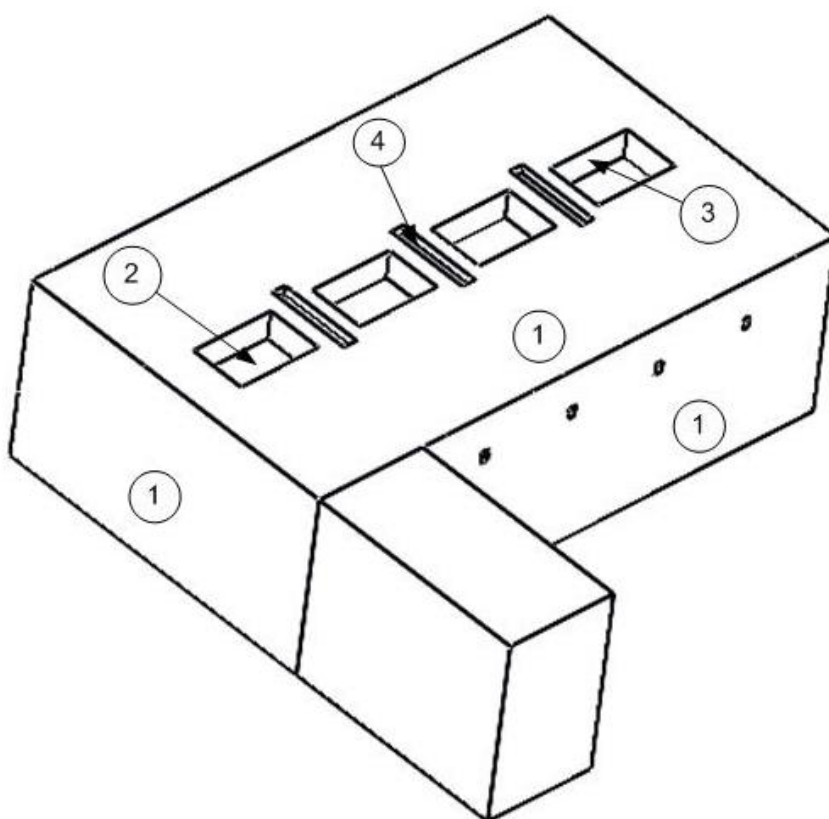


Figura 22- Localização das principais condições de fronteira aplicadas.

As restantes condições de fronteira e respetivos valores serão descritos mais detalhadamente, nas subsecções do presente capítulo.

4.5.1. Condições de fronteira nas paredes

A condição de fronteira definida para as paredes, piso e teto foi definida como fluxo de calor imposto uniformemente distribuído nas respectivas superfícies. Esta condição advém do fluxo de calor por condução, que atravessa o material constituinte das paredes, piso e teto.

O cálculo de cada componente teve por base os valores obtidos no modelo analítico de Foster *et al.* (2013) apresentado anteriormente. Do gráfico apresentado na figura 21 retirou-se a parcela correspondente à transmissão, correspondendo a uma carga térmica de 4200 W. Com o valor global afeto à transmissão, obteve-se a ponderação correspondente a cada parede, consultando o estudo efetuado por Campos *et al.* (2013). Com o peso correspondente a cada parede determinou-se o fluxo de calor, em função da respetiva área. Na tabela 8 indicam-se os valores correspondentes a cada fronteira.

Adicionalmente considerou-se uma condição de fronteira na superfície das luminárias, correspondente à carga térmica da iluminação 1700 [W]. Esta carga térmica foi dividida pela área das luminárias existentes na câmara, e consequentemente determinou-se o valor do fluxo de calor imposto na superfície.

As paredes foram numeradas de 1 a 4, definindo-se a parede 1 como a de entrada de produto, a parede 2 adjacente à sala de desmancha, a parede 3 exposta a sul e a parede 4 exposta a este (ver Figura 22).

Tabela 8- Valores das condições de fronteira de fluxo de calor imposto nas paredes (ver Figura 20).

Superfície	Fluxo de calor [W/m ²]
Parede 1	$q_1 = 6,69$
Parede 2	$q_2 = 6,56$
Parede 3	$q_3 = 16,00$
Parede 4	$q_4 = 15,10$
Teto	$q_{\text{teto}} = 15,80$
Piso	$q_{\text{piso}} = 35,20$

4.5.2. Zona fluida

A zona fluida corresponde ao conjunto de elementos da malha computacional, onde se resolve o modelo físico-matemático descrito no capítulo 3. O fluido utilizado no estudo foi o ar, como tal apresenta-se na tabela 9 as respetivas propriedades termofísicas do ar, à temperatura de refrigeração considerada $T_{ref} = 4^{\circ}\text{C}$ (Fluent database).

Tabela 9- Propriedades termofísicas do ar interior.

Grandeza	Valor
Massa específica	$\rho = 1,18 \text{ kg/m}^3$
Viscosidade dinâmica	$\mu = 1,789 \times 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$
Condutividade térmica	$k = 0,0242 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
Calor específico	$C_p = 1006 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

Como indicado no capítulo 3 considerou-se no presente estudo o ar como fluido incompressível, pelo que todas as grandezas acima citadas foram consideradas constantes.

As condições de operação foram estabelecidas para $T = 277,15 \text{ K}$, sendo que a aceleração gravítica estabeleceu-se como $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

A fim de melhorar a simulação considerou-se um termo fonte ($S \text{ [W/m}^3\text{]}$) na zona fluida, com o objetivo de contabilizar algumas cargas térmicas como a proporcionada pela infiltração de ar da antecâmara, dos ventiladores e mecanismo de descongelamento dos evaporadores, do metabolismo dos ocupantes e dos produtos armazenados. Estes dados retirados do *output* (ver figura 21), foram divididos pelo volume da câmara, fornecendo o valor a considerar na zona fluida. No capítulo que descreve os estudos paramétricos, os valores assumidos em cada caso para este termo fonte é apresentado.

4.5.3. Zona sólida

A zona sólida diz respeito aos volumes de controlo onde se processa a transmissão de calor por condução. Por conseguinte, estabeleceu-se a zona sólida como a correspondente às carcaças cárneas. Na tabela 10 apresentam-se as propriedades termofísicas das carcaças (ASHRAE, 2006). Para efeitos de modelação numérica estabeleceu-se uma temperatura inicial na carcaça, como sendo a de conservação decorrente do transporte. A indicação da empresa

aponta para uma temperatura de $T = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, tendo sido este o valor considerado para a simulação.

Tabela 10- Propriedades termofísicas das carcaças.

Grandeza	Valor
Massa específica	$\rho = 1090 \text{ kg/m}^3$
Condutividade térmica	$k = 0,506 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
Calor específico	$C_p = 3240 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

4.5.4. Parâmetros de turbulência

Os parâmetros de turbulência considerados para modelar a energia cinética turbulenta e a respetiva taxa de dissipação, foram a intensidade de turbulência e o diâmetro hidráulico.

A intensidade turbulenta dá a indicação da direção do escoamento do fluido. Em escoamentos bem definidos e direcionados considera-se abaixo do 1%. À medida que a indefinição do escoamento aumenta, o valor da intensidade turbulenta aumenta de igual modo. Tendo em conta estes valores, definiu-se segundo Campos *et al.* (2013) que na zona da insuflação, a intensidade turbulenta seria de 5%, visto os evaporadores possuírem deflectores, enquanto na zona de extração seria de 10%.

O diâmetro hidráulico é uma grandeza dimensional, largamente usada no dimensionamento de canais e condutas de secção não circular. Uma vez que, as zonas de insuflação e extração possuem uma geometria retangular, determinou-se o respetivo valor do diâmetro hidráulico de ambas, conforme a seguinte equação:

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad [14]$$

Os restantes parâmetros considerados, como a temperatura, velocidade e pressão relativa, resultam das medições experimentais realizadas por Campos *et al.* (2013).

A tabela 11 apresenta os respetivos valores impostos nas condições de fronteira, correspondentes às zonas de insuflação e extração.

Tabela 11-Condições de fronteira impostas nas zonas de insuflação e extracção.

Grandeza	Zona	
	Insuflação	Extracção
Intensidade de turbulência	$I_t = 5\%$	$I_t = 10\%$
Diâmetro hidráulico	$D_h = 0,353 \text{ m}$	$D_h = 1,2 \text{ m}$
Temperatura	$T = 0 \text{ }^\circ\text{C}$	$T = 1,3 \text{ }^\circ\text{C}$
Velocidade / pressão relativa	$v = 3,6 \text{ m/s}$	$P_r = 80 \text{ Pa}$

4.6. Promoção da convergência da solução e relaxação de variáveis

Os fatores de sub-relaxação promovem a convergência, atenuando variações repentinas durante o processo iterativo. A alteração destes fatores não influencia a solução numérica, apenas promove a convergência a custo do tempo de resolução do processo iterativo. Os valores definidos para o modelo numérico desenvolvido apresentam-se na tabela 12.

Os critérios de paragem estabeleceram-se para todas as variáveis, quando os resíduos absolutos atingissem $\lambda = 1 \times 10^{-6}$. A solução diz-se convergente, quando o critério de paragem estabelecido iguala os resíduos das variáveis. A convergência da solução depende de vários fatores, entre os quais o refinamento da malha computacional, os métodos numéricos escolhidos, o número de iterações e os fatores de relaxação. Quando não se verifica a convergência e ocorre uma estabilização dos resíduos, isto é, a redução dos valores dos resíduos deixa-se de verificar ao fim de um número de iterações, assume-se como o nível de convergência possível da solução. Diz-se para estes caso que a solução estabilizou. Na bibliografia analisada, a convergência não é sempre alcançada, sendo que poucos foram os casos onde tal se verificou. Para o modelo utilizado alcançou-se um nível de convergência tolerável, de acordo com a bibliografia e resultados conseguidos.

Tabela 12- Fatores de sub-relaxação aplicados ao modelo numérico.

Variável	Fator de sub-relaxação
Pressão	0,3
Massa específica	1
Forças de corpo	1
Momento	0,7
Energia cinética turbulenta	0,8
Dissipação de energia cinética turbulenta	0,8
Viscosidade turbulenta	1
Energia	1

O processo iterativo foi definido para 5000 interações, a fim de atingir os critérios de paragem estabelecidos. O modelo numérico demorou cerca de 7 horas a iterar, num computador com um processador i7 de 3.40 GHz com 8 GB de memória.

5. Estudos paramétricos

5.1. Introdução

A realização de estudos paramétricos através da alteração de diferentes parâmetros permite analisar e inferir sobre as condições de funcionamento de um determinado sistema. No presente caso simulam-se diferentes disposições e número de carcaças no armazenamento da câmara. Analisa-se também neste capítulo, a influência da temperatura do ar exterior da antecâmara e da abertura da porta no desempenho térmico da câmara.

Os diferentes resultados das simulações numéricas serão apresentados, ao longo do capítulo, sob a forma de campos de temperatura do ar e de vetores de velocidade do ar.

5.2. Influência da capacidade e disposição de armazenamento

O estudo realizado considerou 4 possibilidades, para o condicionamento das carcaças em função da capacidade de armazenamento. O número de carcaças varia sazonalmente, consoante a proximidade das épocas festivas. De acordo a gerência da empresa colaborada definiu-se o número de carcaças $n = 6, 9, 18, 30, 40$, de modo a abranger os diferentes cenários em que a empresa opera. Ao nível da localização das carcaças definiu-se a sua localização, em função da proximidade da porta, visto que a tendência após a descarga é ocupar as vias aéreas mais próximas do cais.

A consideração de um diferente número de carcaças no interior da câmara de refrigeração requer a alteração dos valores de parâmetros definidos no modelo numérico. No caso em particular deste estudo paramétrico da influência do número de carcaças no desempenho térmico da câmara de refrigeração, o valor do termo fonte considerado variou consoante o número de carcaças considerado. Fazendo uso do modelo desenvolvido por Foster *et al.* (2013), determinou-se o valor da carga térmica dos produtos em função da massa das carcaças armazenadas, i.e., correspondente ao número de carcaças. Sabendo o volume que o número de carcaças ocupa, determinou-se o termo fonte a impor na zona fluida. Os valores prescritos para o termo fonte encontram-se apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 - Valor do termo fonte imposto na zona fluida (ar) da câmara dependendo do número de carcaças em armazenamento.

Número de carcaças, n	6	9	18	30	40
Termo fonte, S [W/m ³]	10,09	10,19	10,49	10,94	11,34

5.2.1. Ensaio validação 9 carcaças

Nas seguintes figuras são apresentados as previsões dos vetores de velocidade e dos campos de temperatura para o caso ensaio da validação com 9 carcaças no interior da câmara de refrigeração. São expostos os vetores de velocidade e os campos de temperatura para o plano x-y a uma altura de $z = 1,1$ m (altura da câmara), para o plano x-z a uma distância de $y = 5$ m (largura da câmara) e para o no plano y-z a uma distância de $x = 5$ m (comprimento da câmara).

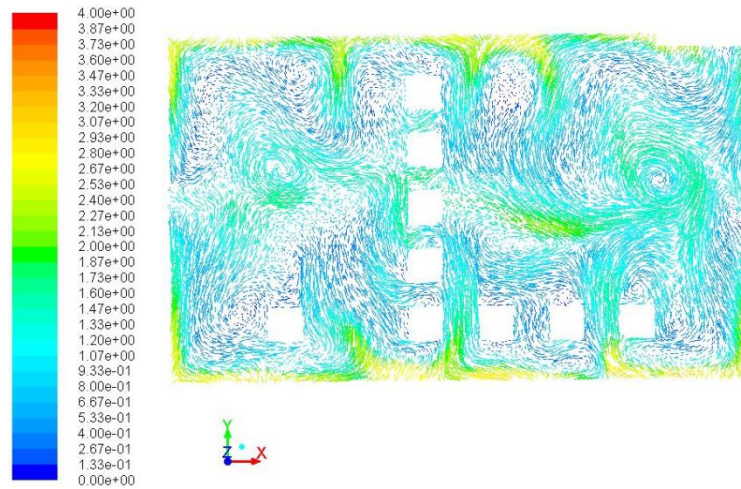


Figura 23- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-y em $z = 1,1$ m.

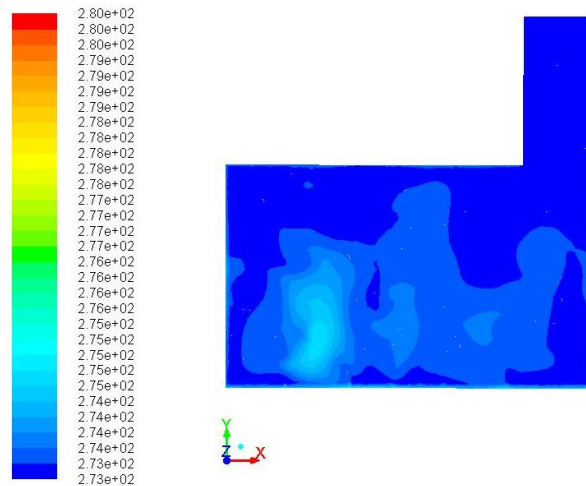


Figura 24- Campo de temperaturas (K) no plano x-y em $z = 1,1$ m.

As previsões dos vetores de velocidade indicam a existência de vórtices e pontos de recirculação originados pela quantidade de movimento decorrente da insuflação de ar pelas grelhas. A previsão do campo de temperaturas indica que esta grandeza se encontra dentro dos valores que garantem a segurança alimentar dos produtos cárneos.

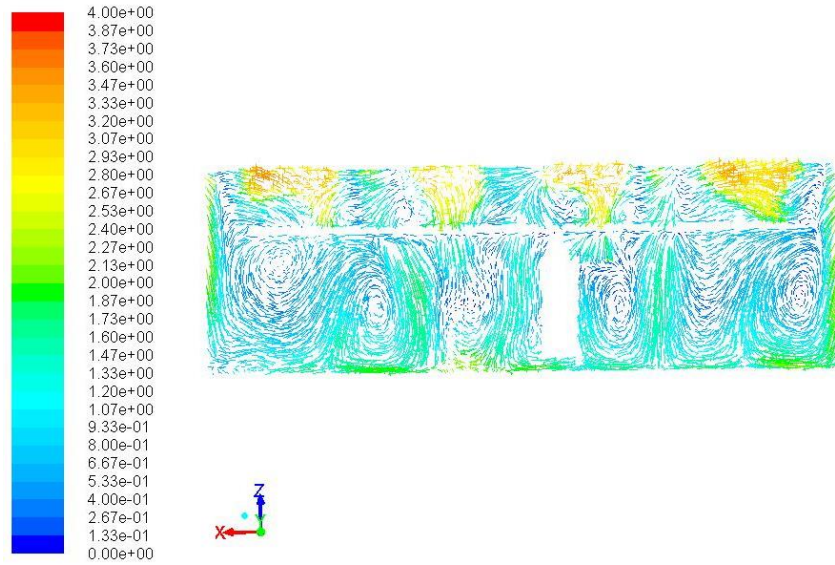


Figura 25- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-z em $y = 5$ m.

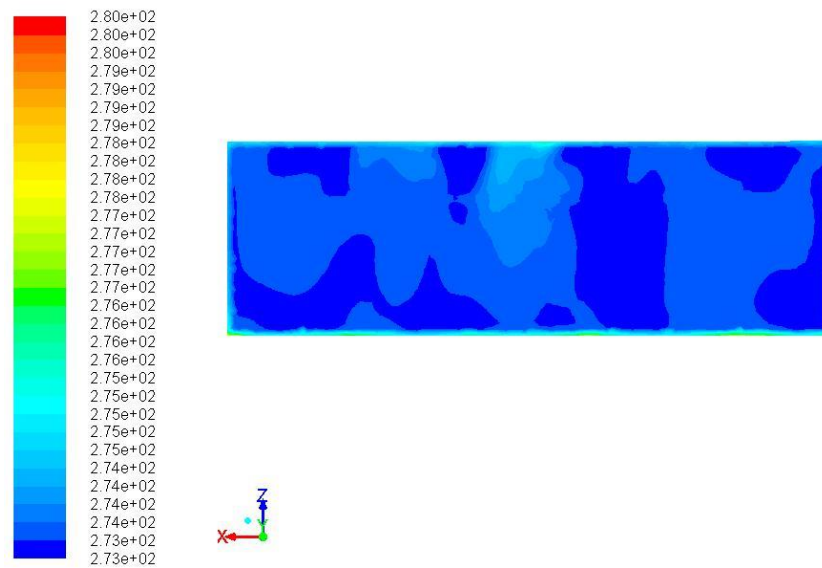


Figura 26- Campo de temperaturas (K) no plano x-z em $y = 5$ m.

No plano x-z, as previsões dos vetores de velocidade indicam a existência dos fenómenos já descritos, porém é visível a influência do espaço desocupado de carcaças na distribuição do escoamento, detetando-se zonas de valor mais acentuado de velocidade do ar nesses mesmos locais. Este facto também advém da localização das carcaças na via aérea relativamente à localização das grelhas de insuflação de ar refrigerado. As previsões do campo de temperaturas são análogas.

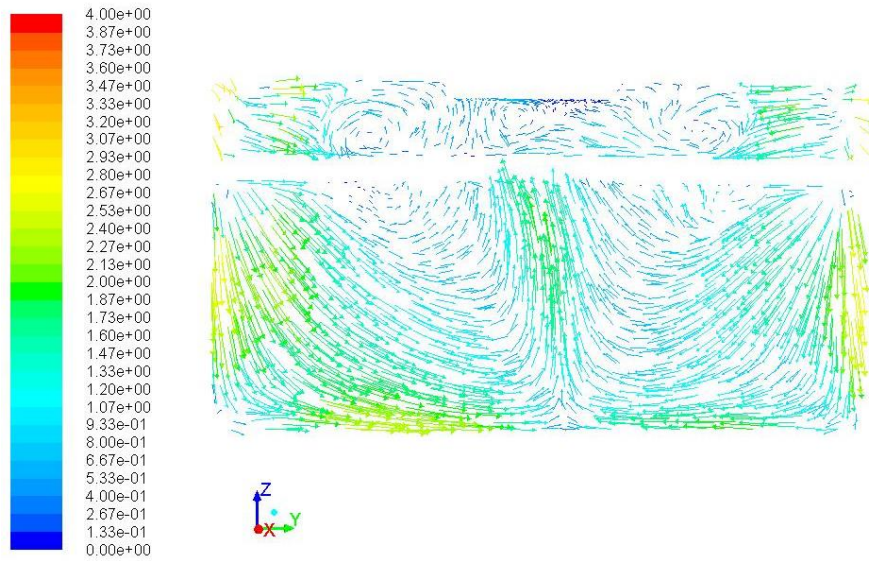


Figura 27- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em $x = 5$ m.

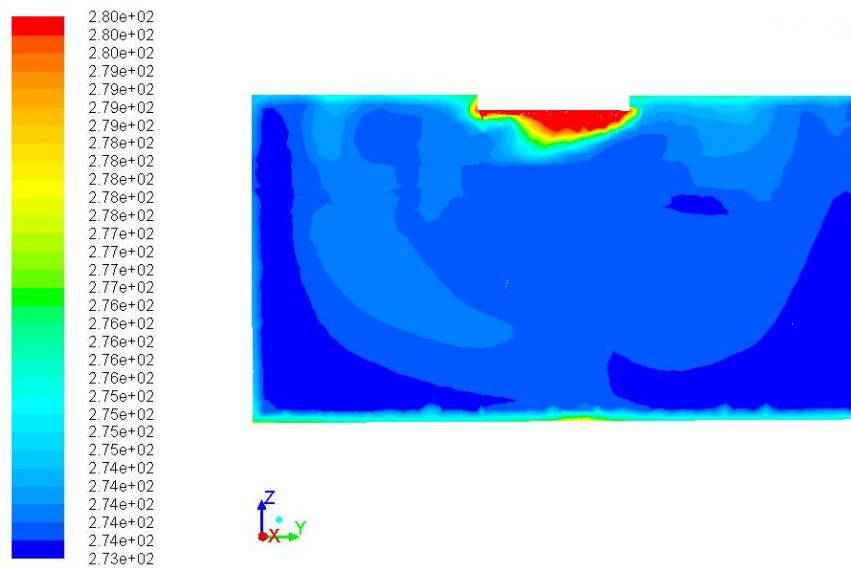


Figura 28- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em $x = 5$ m.

No plano y-z, as previsões dos vetores de velocidade fornecem indicação como se processa o fluxo de ar desde que é insuflado através da grelhas, formando um jacto que adere ao teto (efeito Coanda) até encontrar as paredes que o obrigam a descer. Do mesmo modo também é perceptível a obstrução criada pela via aérea. As previsões do campo de temperaturas indicam a influência da dissipação de potência elétrica por efeito de Joule nas luminárias da câmara de refrigeração.

5.2.2. Armazenamento 6 carcaças

Nas seguintes figuras são apresentados as previsões dos vetores de velocidade e dos campos de temperatura para o caso do armazenamento de 6 carcaças no interior da câmara de refrigeração. São expostos os vetores de velocidade e os campos de temperatura para o plano x-y a uma altura de $z = 1,1$ m (altura da câmara), para o plano x-z a uma distância de $y = 5$ m (largura da câmara) e para o no plano y-z a uma distância de $x = 5$ m (comprimento da câmara).

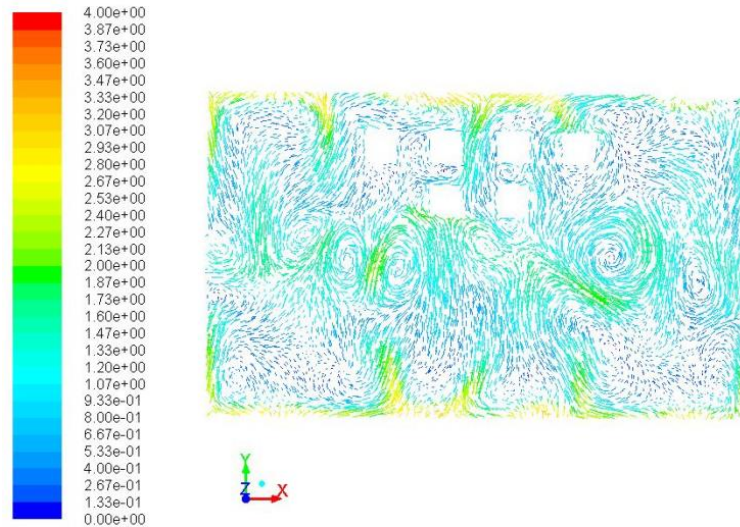


Figura 29- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-y em $z = 1,1$ m.

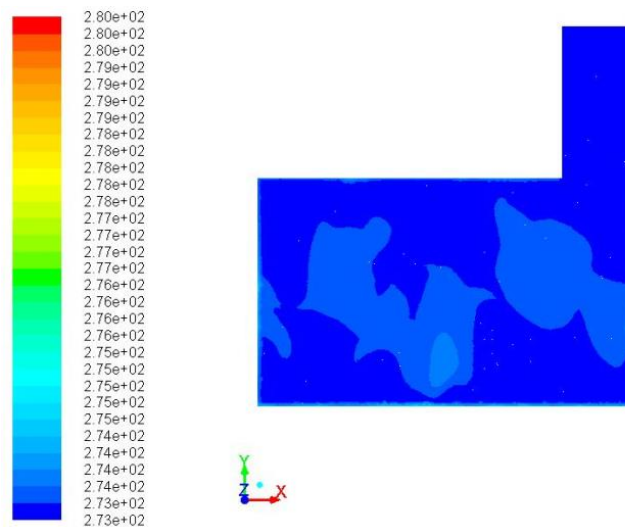


Figura 30- Campo de temperaturas (K) no plano x-y em $z = 1,1$ m.

As previsões dos vetores de velocidade indicam a existência de vórtices e pontos de recirculação originados pela quantidade de movimento decorrente da insuflação de ar pelas grelhas. A previsão do campo de temperaturas indica que esta grandeza se encontra dentro dos valores que garantem a segurança alimentar dos produtos cárneos.

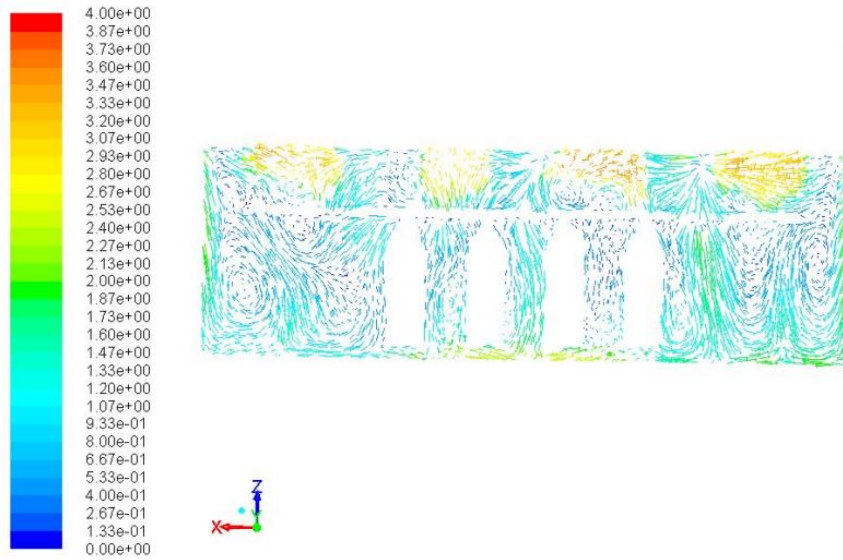


Figura 31- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-z em $y = 5$ m.

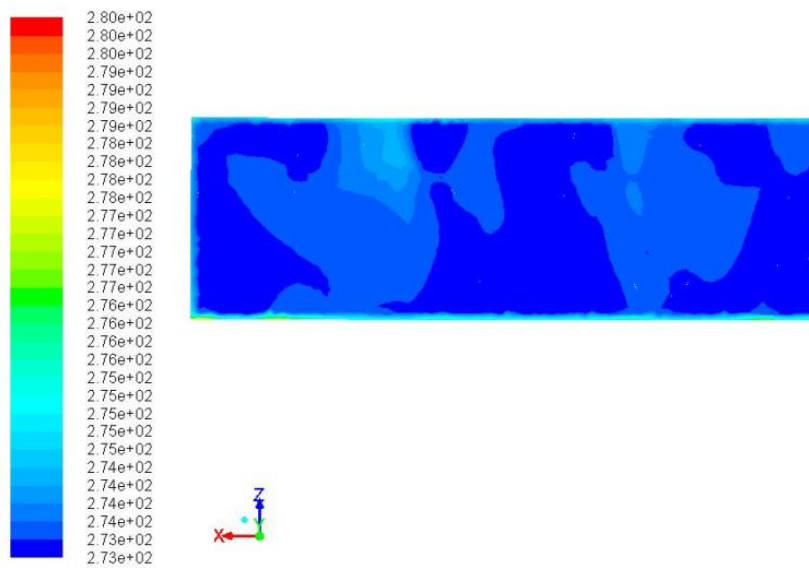


Figura 32- Campo de temperaturas (K) no plano x-z em $y = 5$ m.

No plano x-z, as previsões dos vetores de velocidade indicam a existência dos fenómenos já descritos, porém é visível a influência que o espaçamento entre carcaças tem na distribuição do escoamento, detetando-se zonas de valor mais acentuado de velocidade do ar entre determinadas carcaças. Este facto também advém da localização das carcaças na via aérea relativamente à localização das grelhas de insuflação de ar refrigerado. As previsões do campo de temperaturas são análogas.

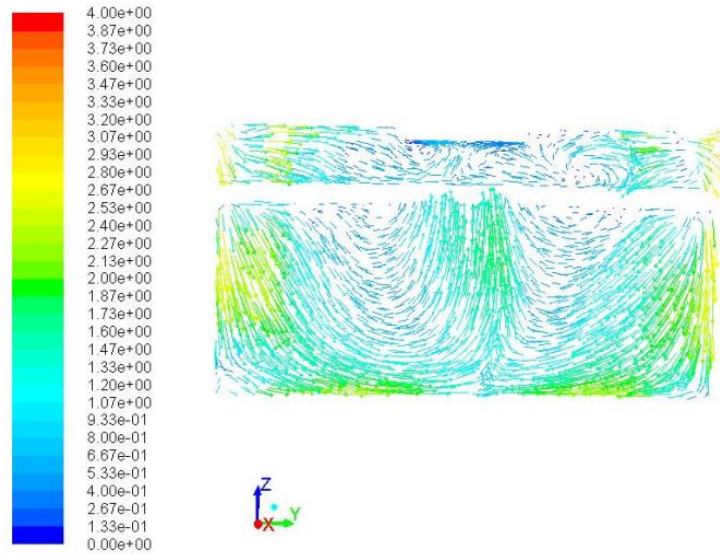


Figura 33- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em x = 5 m.

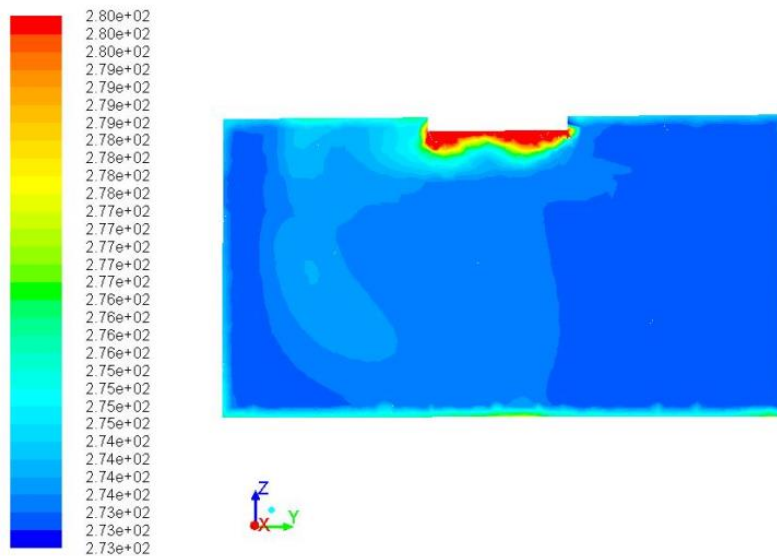


Figura 34- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em x = 5 m.

No plano y-z, as previsões dos vetores de velocidade fornecem indicação como se processa o fluxo de ar desde que é insuflado através da grelhas, formando um jacto que adere ao teto (efeito Coanda) até encontrar as paredes que o obrigam a descer. Do mesmo modo também é perceptível a obstrução criada pela via aérea. As previsões do campo de temperaturas indicam a influência da dissipação de potência elétrica por efeito de Joule nas luminárias da câmara de refrigeração.

5.2.3. Armazenamento 18 carcaças

Nas seguintes figuras são apresentados as previsões dos vetores de velocidade e dos campos de temperatura para o caso do armazenamento de 18 carcaças no interior da câmara de refrigeração. São expostos os vetores de velocidade e os campos de temperatura para a mesma localização dos planos x-y ($z = 1,1$ m), x-z ($y = 5$ m) e plano y-z ($x = 5$ m).

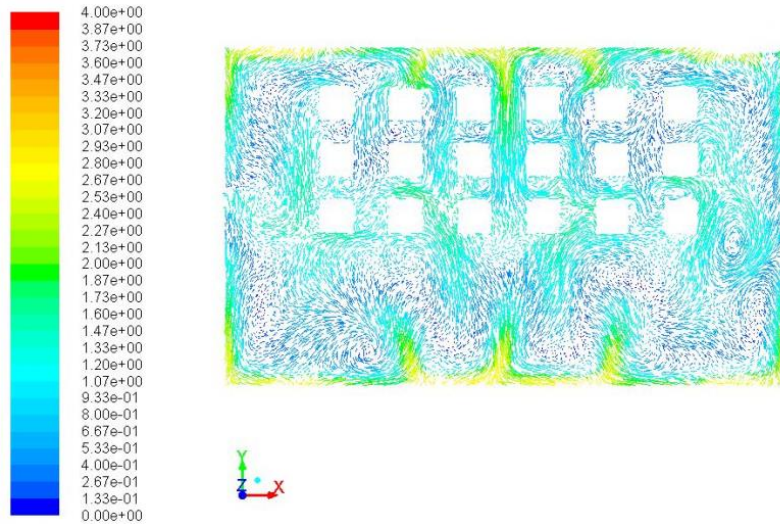


Figura 35- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-y em $z = 1,1$ m.

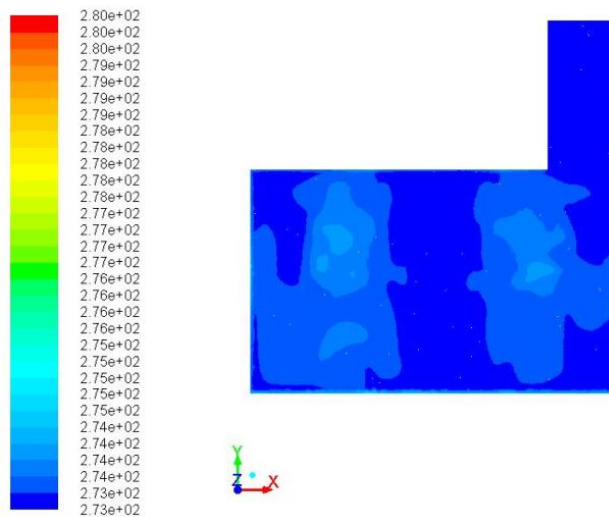


Figura 36- Campo de temperaturas (K) no plano x-y em $z = 1,1$ m.

Pela análise conjunta das previsões numéricas dos vetores de velocidade e do campo de temperaturas, verifica-se que o aumento do número de carcaças no interior da câmara modifica o escoamento de ar e conseqüentemente a distribuição da temperatura do ar.

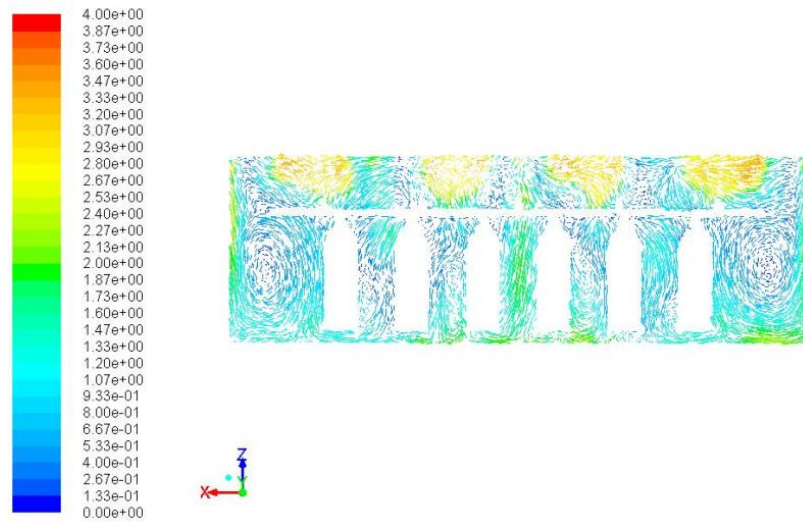


Figura 37- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-z em y = 5 m.

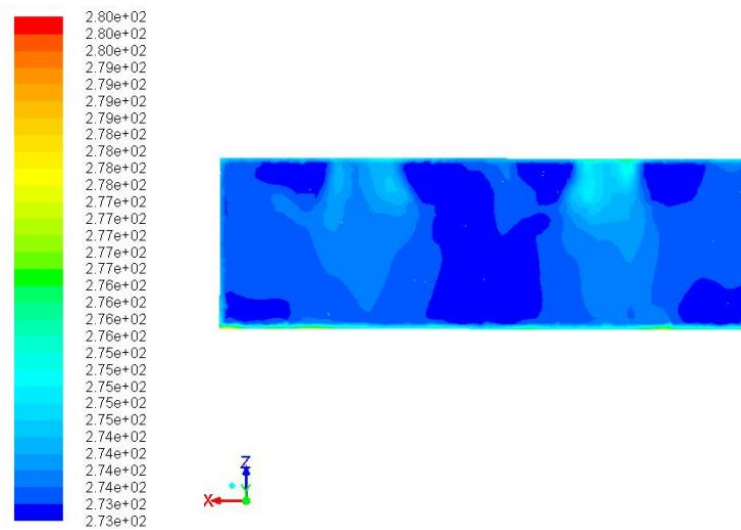


Figura 38- Campo de temperaturas (K) no plano x-z em y = 5 m.

Tal como para as previsões numéricas apresentadas para o plano x-y em z = 1,1 m, a triplicação do número de carcaças (de 6 para 18 carcaças) no interior da câmara de refrigeração, reduz a uniformidade do campo de temperaturas devido à obstrução causada por estas no escoamento. Este fenómeno advém da menor mistura da massa de ar refrigerado insuflado pelas grelhas com o ar da câmara. Prevê-se um campo de temperaturas com valores máximos mais elevados que no caso anterior.

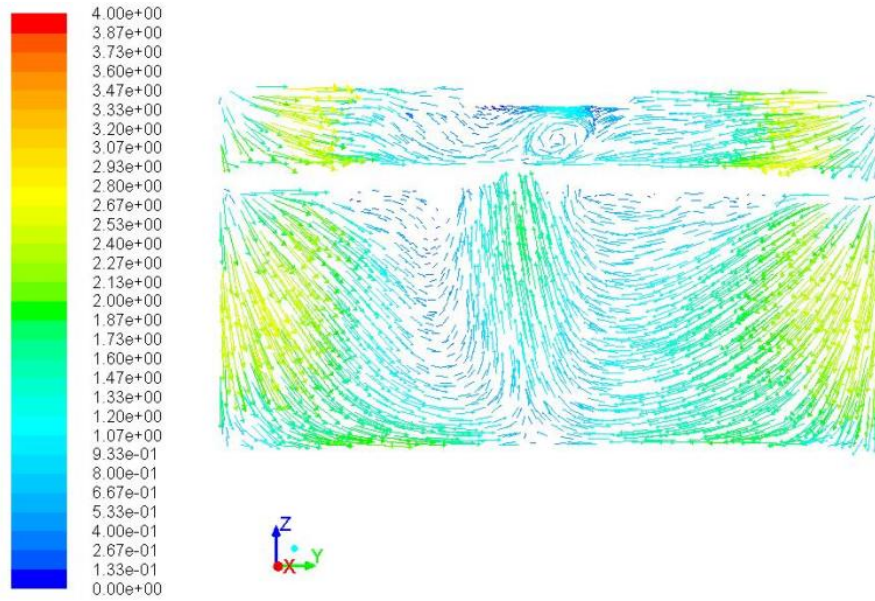


Figura 39- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em $x = 5$ m.

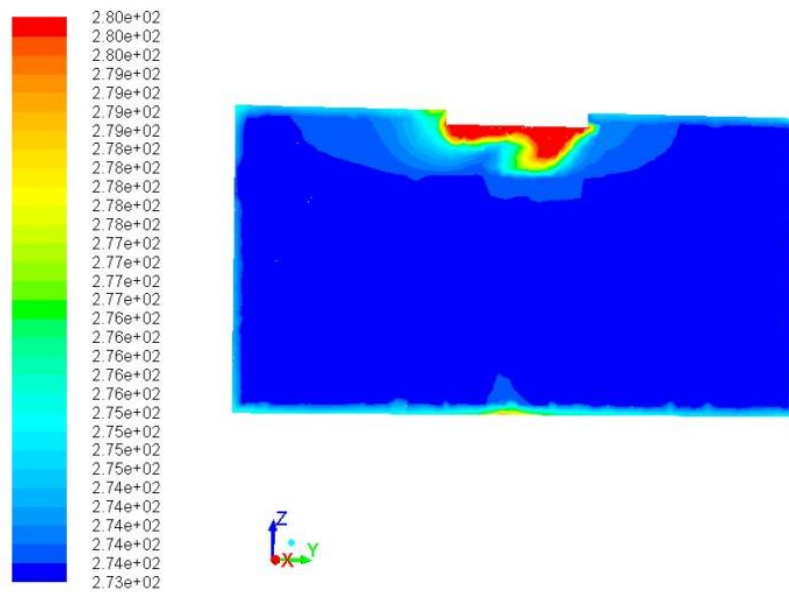


Figura 40- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em $x = 5$ m.

As condições da distribuição do escoamento de ar e do campo de temperaturas já identificadas para o caso de 6 carcaças no interior da câmara de refrigeração, mantêm-se também para este estudo ($n = 18$). As previsões numéricas dos vetores de velocidades e do campo de temperaturas são similares.

5.2.4. Armazenamento 30 carcaças

Nas seguintes figuras são apresentados as previsões dos vetores de velocidade e dos campos de temperatura para o caso do armazenamento de 30 carcaças no interior da câmara de refrigeração. São expostos os vetores de velocidade e os campos de temperatura para a mesma localização dos planos x-y ($z = 1,1$ m), x-z ($y = 5$ m) e plano y-z ($x = 5$ m).

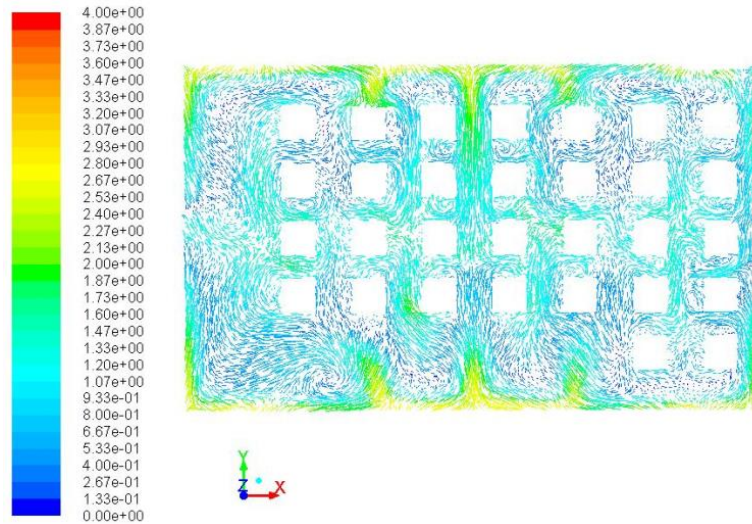


Figura 41- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-y em $z = 1,1$ m.

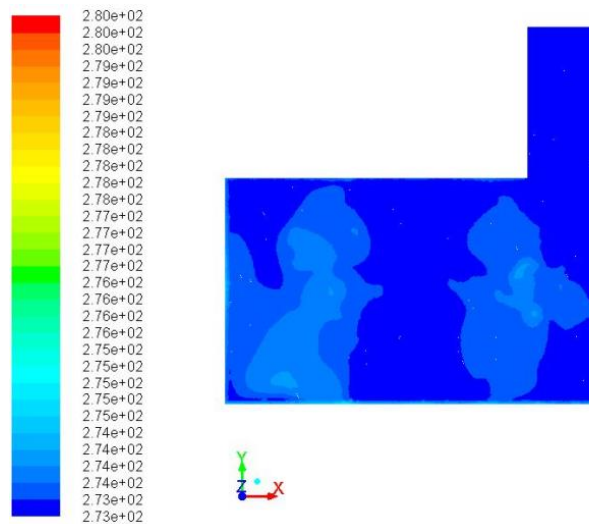


Figura 42- Campo de temperaturas (K) no plano x-y em $z = 1,1$ m.

As previsões numéricas dos vetores de velocidade e do campo de temperaturas são similares aos casos de estudo anteriores, porém convém salientar a redução de velocidade do ar na sua globalidade devido à maior obstrução proporcionada pela ocupação do espaço por carcaças.

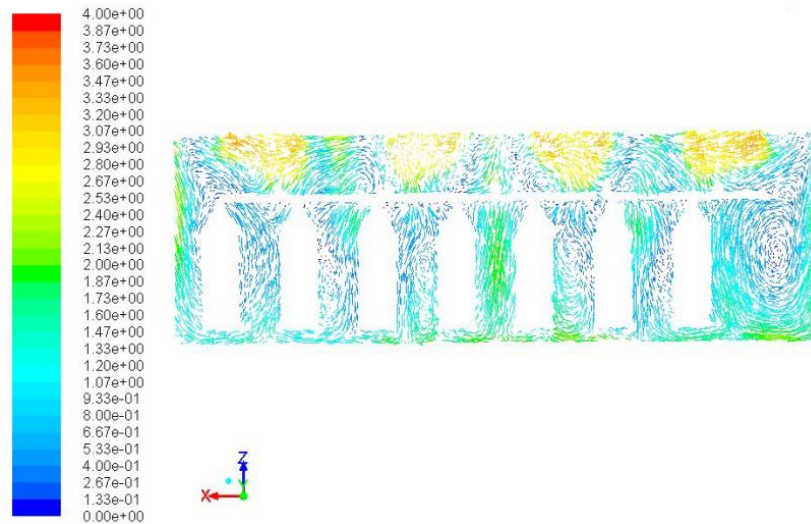


Figura 43- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-z em $y = 5$ m.

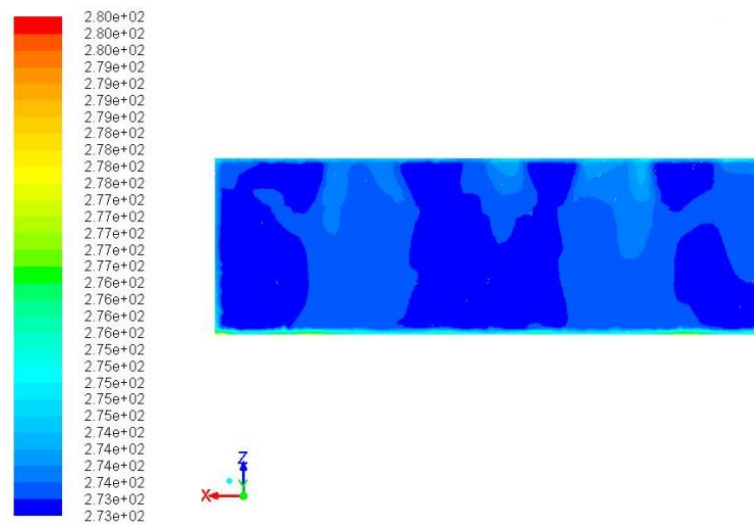


Figura 44- Campo de temperaturas (K) no plano x-z em $y = 5$ m.

Para o plano x-z, as previsões numéricas dos vetores de velocidade e do campo de temperaturas permitem chegar às mesmas conclusões. A uniformidade do campo de temperaturas é sem dúvida afetada pela obstrução do escoamento de ar, originada pela localização das carcaças. Todavia, é importante realçar que o valor máximo de temperatura aqui previsto ainda não se configura como um perigo para a segurança alimentar dos produtos cárneos.

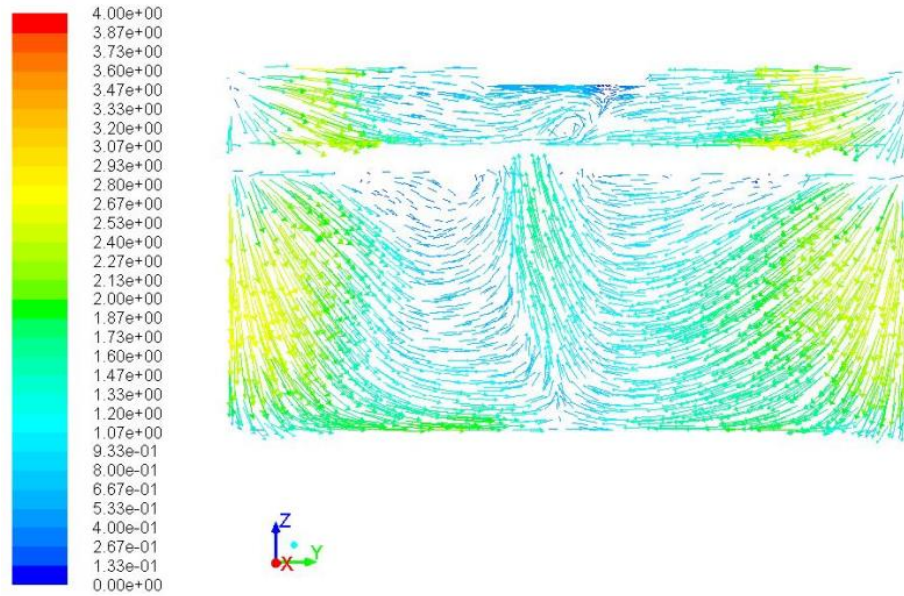


Figura 45- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em $x = 5$ m.

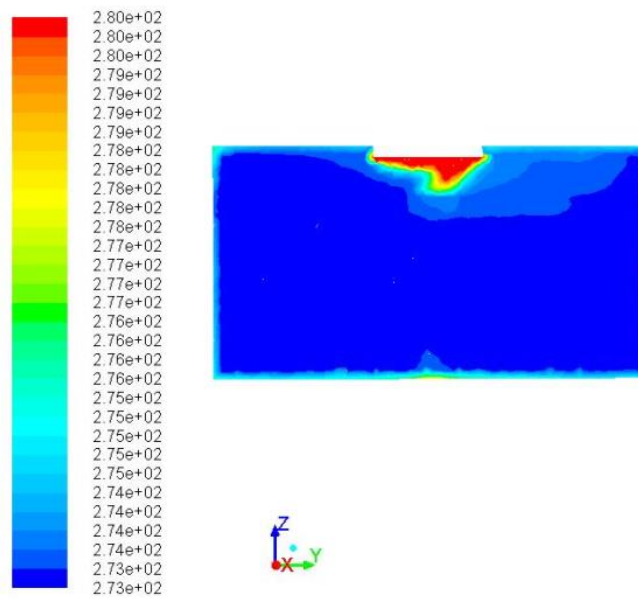


Figura 46- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em $x = 5$ m.

As condições da distribuição do escoamento de ar e do campo de temperaturas no interior da câmara já identificadas para os casos de estudo anteriores ($n = 6$ carcaças e $n = 18$ carcaças), mantêm-se também para este estudo ($n = 30$).

5.2.5. Armazenamento 40 carcaças

Nas seguintes figuras são apresentados as previsões dos vetores de velocidade e dos campos de temperatura para o caso do armazenamento de 40 carcaças no interior da câmara de refrigeração. São expostos os vetores de velocidade e os campos de temperatura para a mesma localização dos planos x-y ($z = 1,1$ m), x-z ($y = 5$ m) e plano y-z ($x = 5$ m).

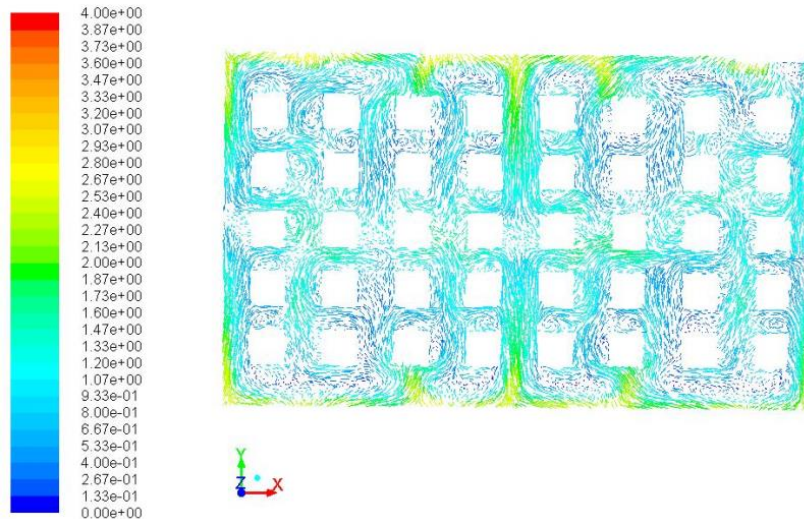


Figura 47- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-y em $z = 1,1$ m.

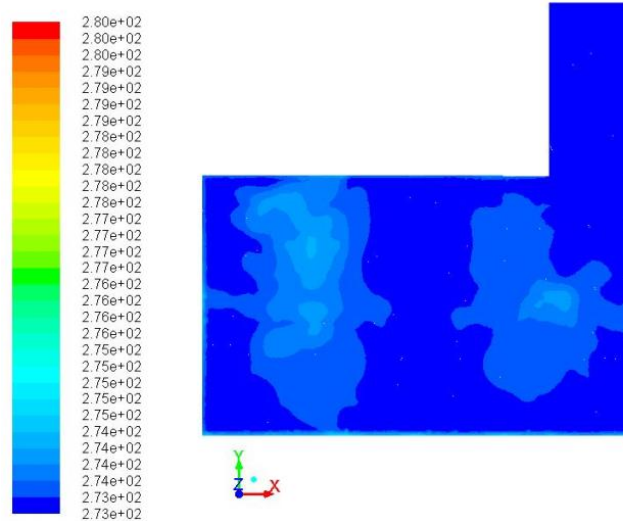


Figura 48- Campo de temperaturas (K) no plano x-y em $z = 1,1$ m.

As previsões numéricas dos vetores de velocidade do ar apresentam valores mais elevados junto às paredes por onde desce o jacto de ar refrigerado. A maior obstrução proporcionada à passagem do ar refrigerado pelas carcaças pode se considerar uma justificação válida para este fenómeno.

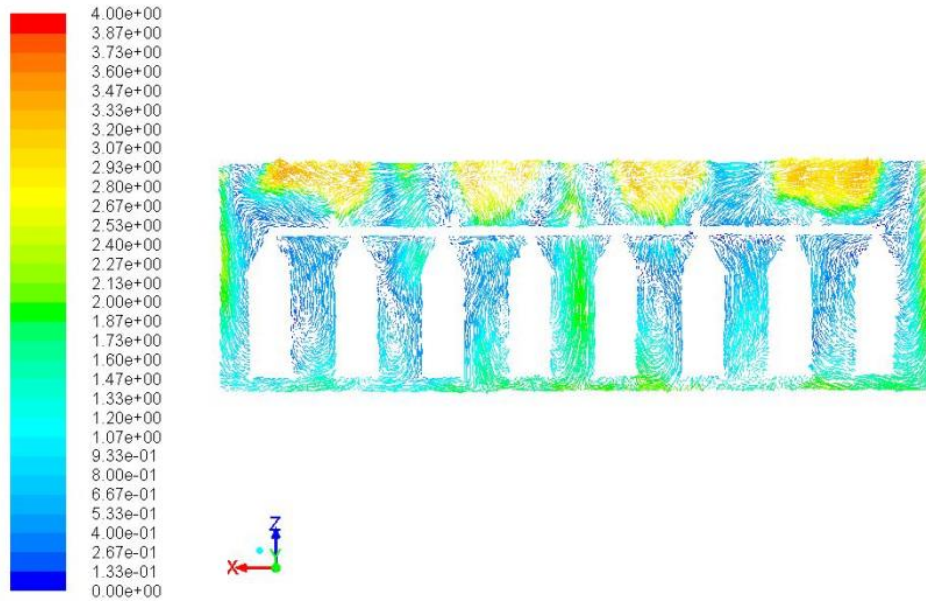


Figura 49-Vetores de velocidade (m/s) no plano x-z em $y = 5$ m.

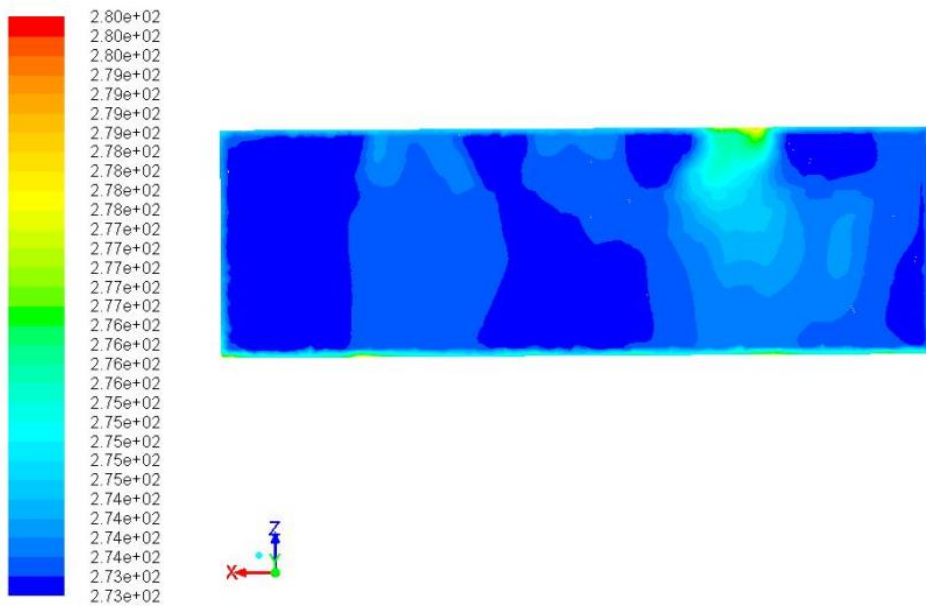


Figura 50- Campo de temperaturas (K) no plano x-z em $y = 5$ m.

Para 40 carcaças armazenadas no interior da câmara de refrigeração, a obstrução por estas criada à passagem e mistura do ar refrigerado, leva ao aumento da temperatura máxima do ar prevista no campo de temperaturas. Este valor já se encontra próximo da temperatura máxima de conservação deste tipo de produtos.

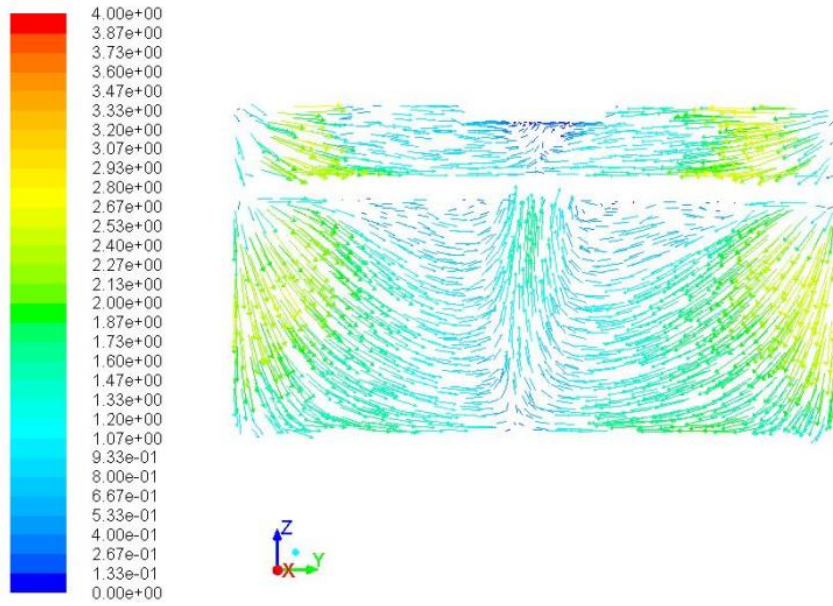


Figura 51- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em x = 5 m.

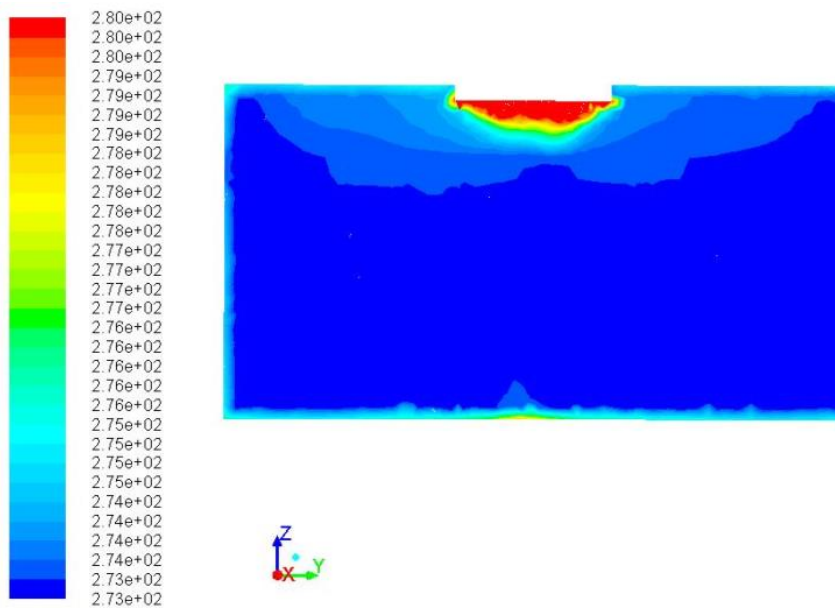


Figura 52- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em x = 5 m.

As condições da distribuição do escoamento de ar e do campo de temperaturas no interior da câmara já identificadas para os casos de estudo anteriores, mantêm-se também para este estudo ($n = 40$).

5.2.6. Nota conclusiva

As previsões numéricas preveem que a disposição das carcaças e o respetivo espaçamento entre elas condicionam o escoamento do ar dentro da câmara.

Relativamente ao espaçamento, entre as carcaças, pode-se observar através das figuras 23, 29, 35, 41 e 47 que as carcaças dispostas ao longo do eixo dos yy (ao longo das vigas de suporte), em que o espaçamento é menor (1 m), surgem vórtices e pontos de recirculação. Por outro lado, ao longo do eixo dos xx , (ao longo da via aérea), em que o espaçamento é maior (1,22 m), o aparecimento de turbilhões não é tão acentuado. Estes pontos de recirculação em zonas de estagnação são prejudiciais, pois não promovem a permuta de calor do ar refrigerado com as carcaças.

Preveem-se zonas de velocidade mais elevada entre as carcaças e as paredes, conforme indicado nas figuras 25, 31, 37, 43 e 41. A região por baixo da grelha de extração apresenta algumas recirculações originadas pela proximidade da via aérea, conforme observado nas figuras 27, 33, 39, 45 e 51.

Relativamente ao campo de temperaturas, verifica-se que após a condição de regime permanente, ou seja quando se atinge o equilíbrio térmico, prevê-se um valor médio em todos os ensaios inferior à temperatura de refrigeração. O valor da temperatura média, para os 4 ensaios, situa-se nos $0,5^{\circ}\text{C}$. As zonas mais sensíveis termicamente são as que se encontram abaixo da iluminação, conforme se prevê nas figuras 28, 34, 40, 46 e 52. No capítulo da análise e discussão de resultados, discute-se mais detalhadamente, o campo de temperaturas de cada ensaio.

5.3. Influência da temperatura da antecâmara

A presente subsecção tem por objetivo, analisar o impacto da temperatura no desempenho térmico da câmara. Definiram-se os valores da temperatura do ar na antecâmara para ($T_{ext} = 5^{\circ}\text{C}$, 14°C , 22°C), em função da temperatura refrigeração da câmara, da temperatura do cais refrigerado e da temperatura do cais aberto ao exterior.

Tal como anterior, a consideração de um valor diferente da temperatura do ar na antecâmara requer a alteração dos valores de parâmetros definidos no modelo numérico. No caso em particular deste estudo paramétrico da influência da temperatura do ar na antecâmara no desempenho térmico da câmara de refrigeração, o valor do termo fonte considerado na zona fluida variou em função da carga térmica por transmissão e por infiltração de ar ambiente para cada um dos casos de estudos. Novamente, com o modelo desenvolvido por Foster *et al.* (2013), determinou-se o valor da carga térmica de condução através das paredes e de infiltração de ar ambiente através da porta em função da temperatura do ar na antecâmara.

A partir destes valores foram determinados os termos fonte a impor na zona fluida. Os valores prescritos para o termo fonte encontram-se apresentados na Tabela 14.

Tabela 14 - Valor do termo fonte imposto na zona fluida (ar) da câmara dependendo da temperatura do ar na antecâmara.

Temperatura do ar na antecâmara, T_{ext} [°C]	5	14	22
Termo fonte, S [W/m ³]	7,76	11,34	18,5

5.3.1. Antecâmara com temperatura a 5°C

Nas seguintes figuras são apresentados as previsões dos vetores de velocidade e dos campos de temperatura para o caso da antecâmara com uma temperatura do ar a 5°C. São expostos os vetores de velocidade e os campos de temperatura para os planos x-z a uma distância de $y = 3$ m (largura da câmara) e plano y-z a uma distância de $x = 9,3$ m (comprimento da câmara).

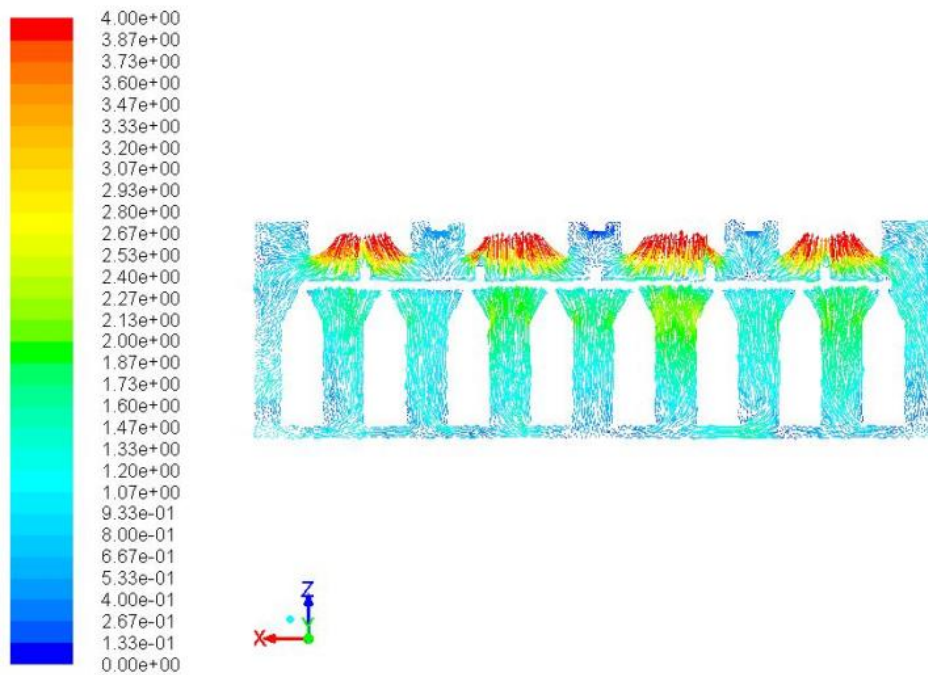


Figura 53- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-z em $y = 3$ m.

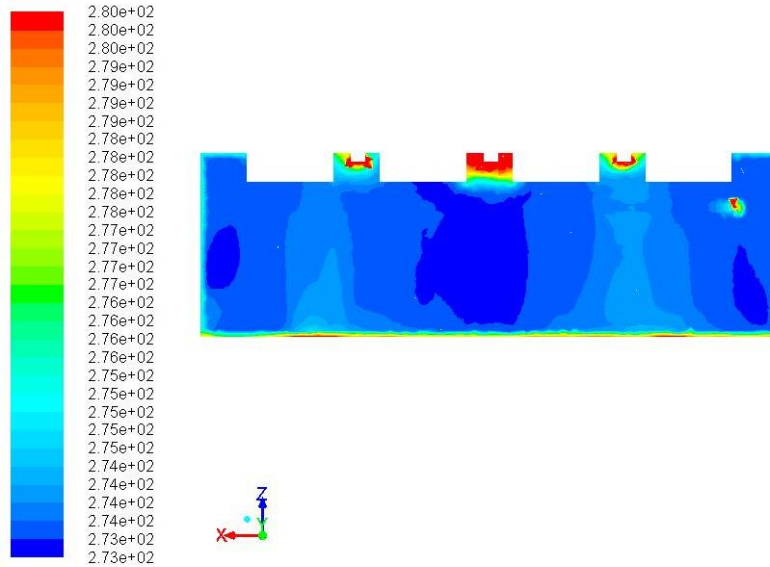


Figura 54- Campo de temperaturas (K) no plano x-z em $y = 3$ m.

No plano x-z, as previsões dos vetores de velocidade indicam a existência dos fenômenos já descritos, porém é visível a influência da extração por debaixo dos evaporadores, detetando-se um valor mais acentuado de velocidade do ar nesses mesmos locais. Este facto também advém da localização das carcaças na via aérea relativamente à localização das grelhas de insuflação de ar refrigerado. As previsões do campo de temperaturas indicam, a existência de um ponto de divergência, que foi devidamente refinado à temperatura limite de segurança alimentar.

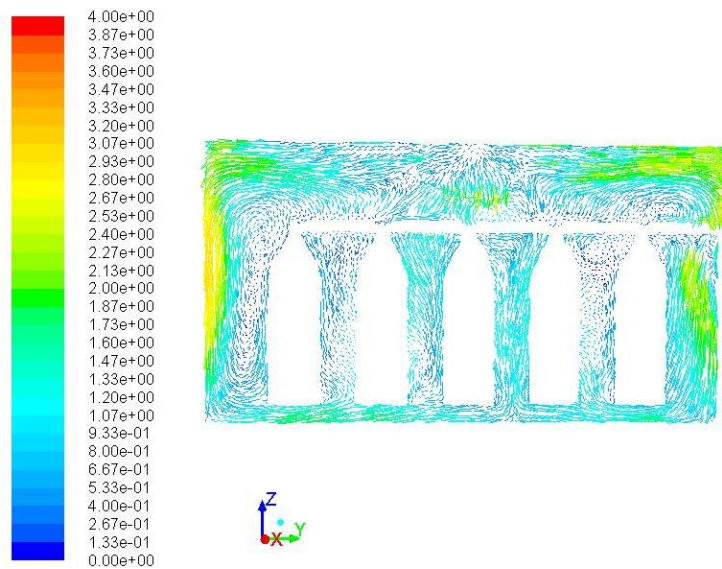


Figura 55- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em $x = 9,3$ m.

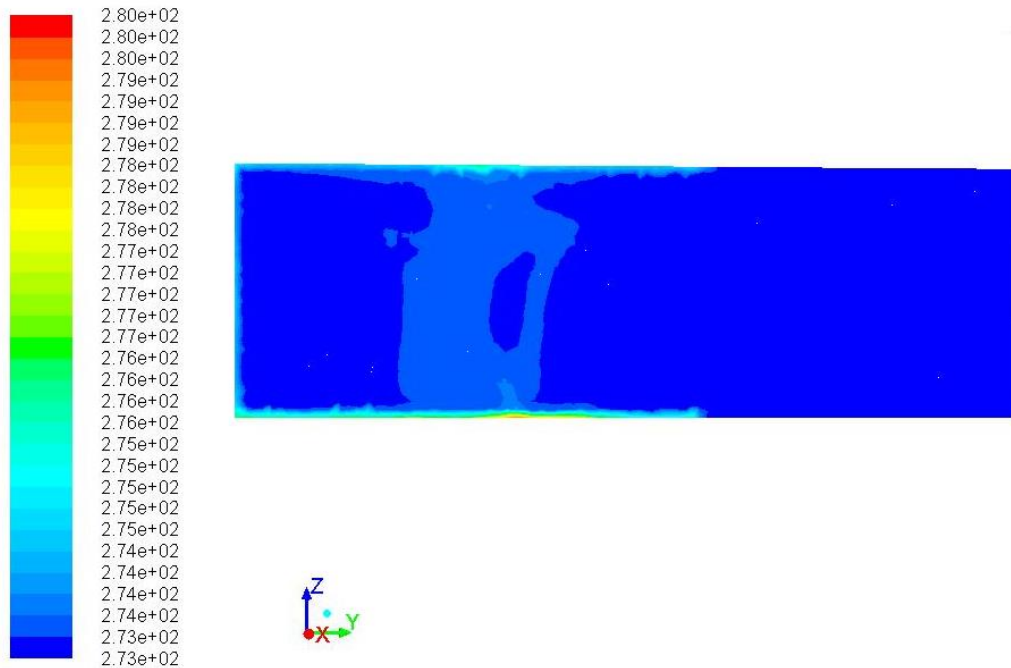


Figura 56- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em $x = 9,3$ m.

No plano y-z, as previsões dos vetores de velocidade fornecem indicação como se processa o fluxo de ar desde que é insuflado através da grelhas, formando um jacto que adere ao teto (efeito Coanda) até encontrar as paredes que o obrigam a descer. Mais uma vez é notória a influência da extração, na refrigeração nas carcaças, imediatamente abaixo desta. Do mesmo modo também é perceptível a obstrução criada pela via aérea.

As previsões do campo de temperaturas indicam, que esta grandeza se encontra dentro dos valores que garantem a segurança alimentar dos produtos cárneos.

5.3.2. Antecâmara com temperatura a 14°C

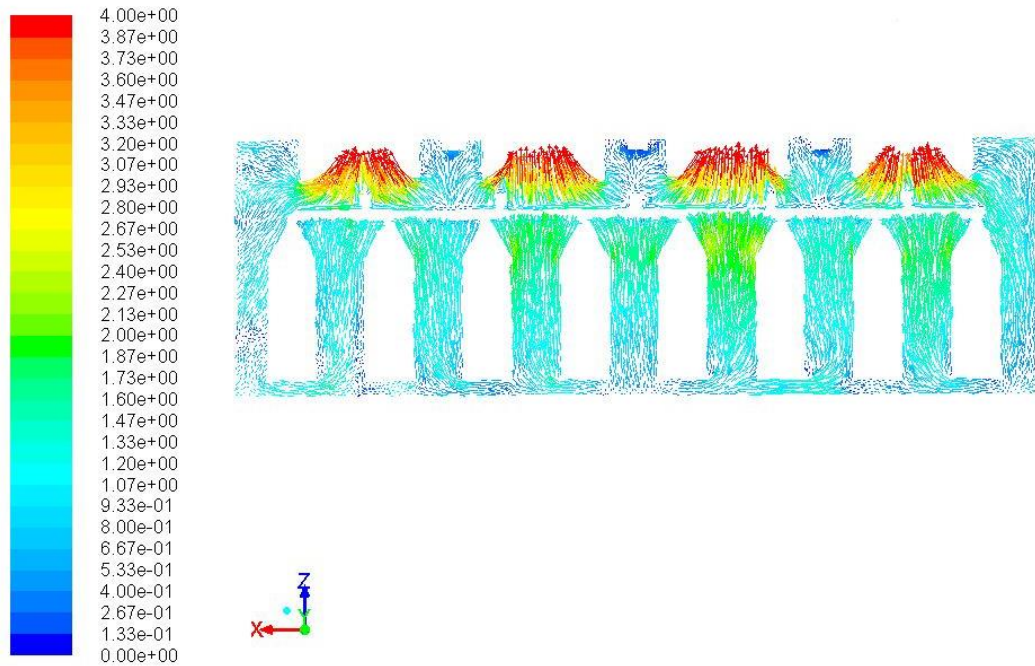


Figura 57- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-z em y = 3 m.

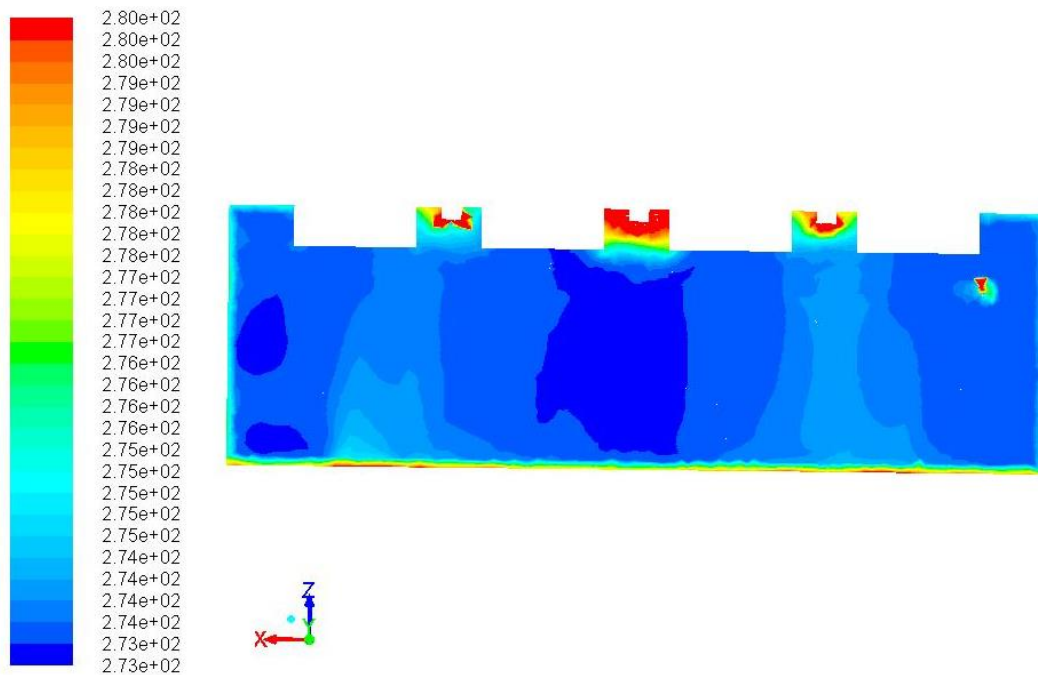


Figura 58- Campo de temperaturas (K) no plano x-z em y = 3 m.

As previsões numéricas dos vetores de velocidade e do campo de temperaturas são similares ao caso de estudo anterior, porém convém salientar que situação de divergência foi limitada de modo assegurar os limites de segurança alimentar.



Figura 59- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em $x = 9,3$ m.

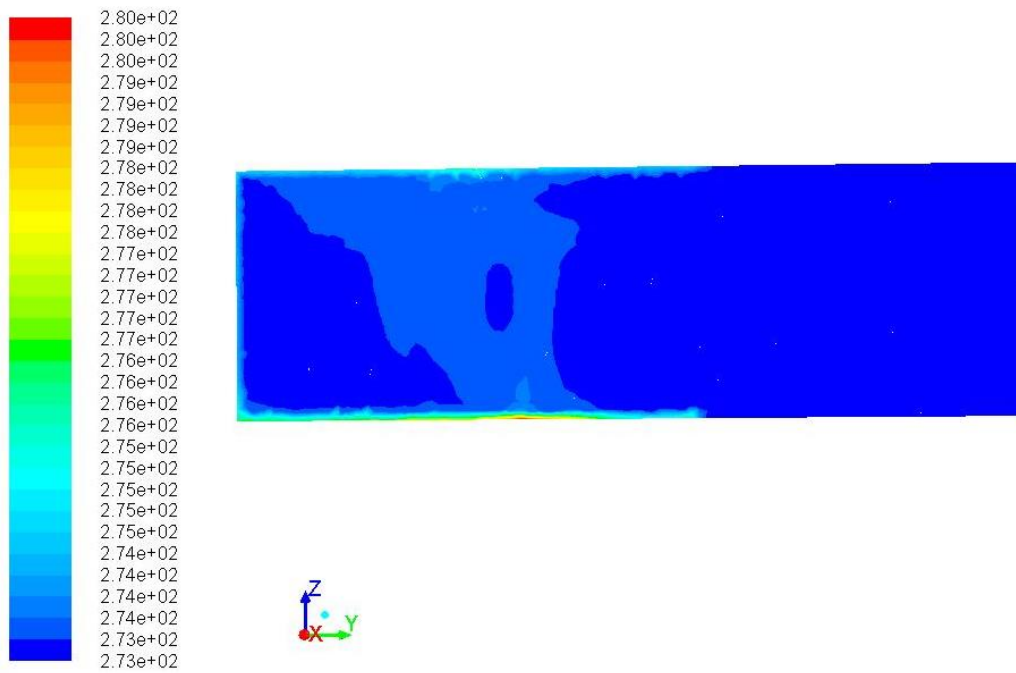


Figura 60- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em $x = 9,3$ m.

As condições da distribuição do escoamento de ar e do campo de temperaturas no interior da câmara já identificadas para o caso de estudo anterior, mantem-se também para este estudo ($T_{ext} = 14$ °C).

5.3.3. Antecâmara com temperatura a 22°C

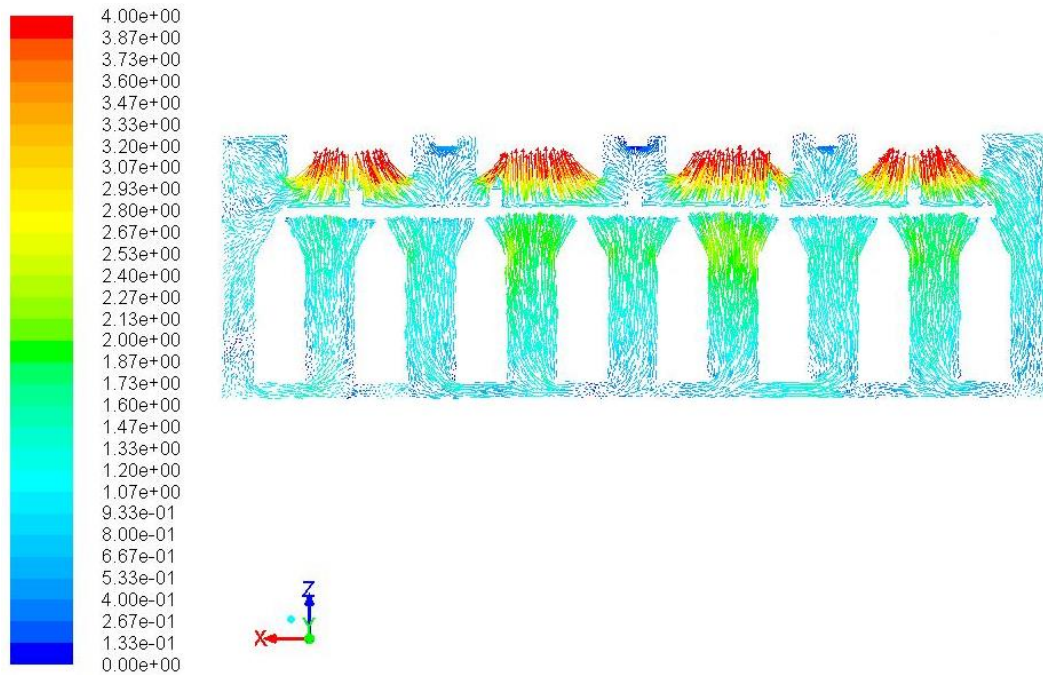


Figura 61- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-z em $y = 3$ m.

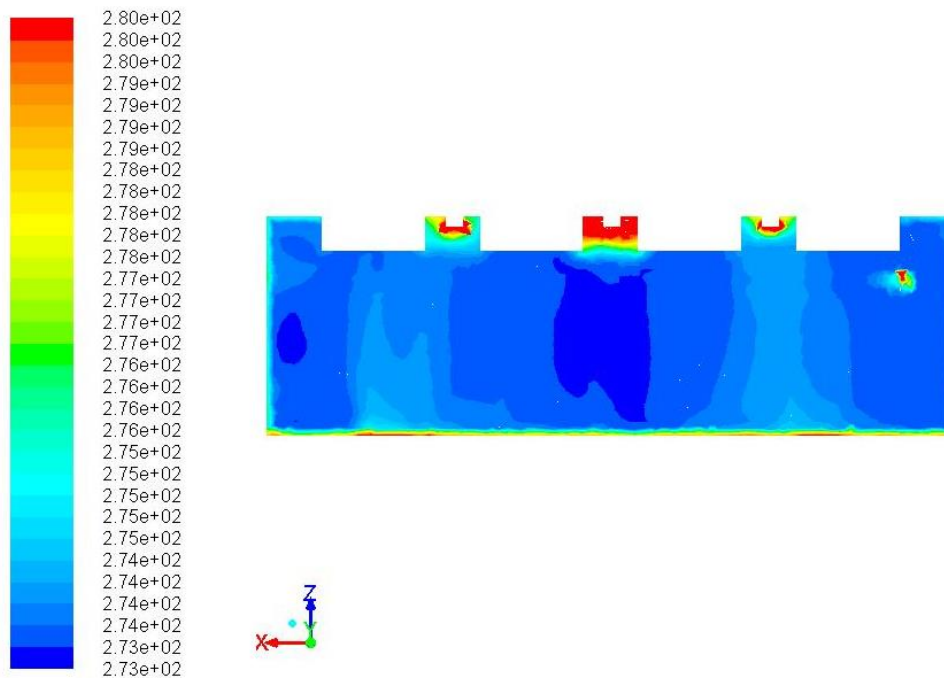


Figura 62- Campo de temperaturas (K) no plano x-z em $y = 3$ m.

As condições da distribuição do escoamento de ar e do campo de temperaturas no interior da câmara já identificadas para os casos de estudo anteriores, mantem-se também para este estudo ($T_{ext} = 22^\circ\text{C}$).



Figura 63- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em $x = 9,3$ m.

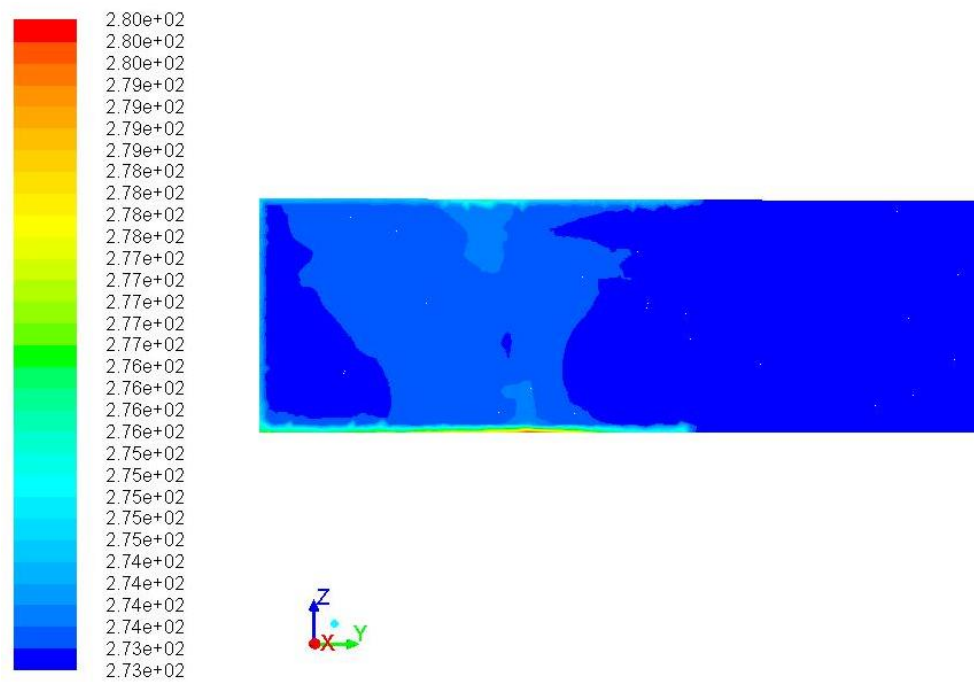


Figura 64- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em $x = 9,3$ m.

As previsões numéricas dos vetores de velocidade e do campo de temperaturas são similares aos casos de estudo anteriores.

5.3.4. Nota conclusiva

Como esperado, as previsões numéricas indicam que a temperatura da antecâmara contribui para o aumento da carga térmica da câmara de refrigeração. As previsões numéricas apontam para um acréscimo na temperatura média, à medida que a temperatura da antecâmara aumenta. Este aumento verificou-se, não ser tão elevado conforme o esperado. As variações que se preveem corroboram com o que seria esperado, embora com um diferencial térmico baixo. Para tal, poderá contribuir a qualidade da malha computacional, o método numérico e modelo físico-matemático, entre outros descritos na secção da validação na análise e discussão de resultados.

Durante as simulações numéricas detetou-se um ponto de divergência (figuras 54, 58 e 62) que influencia as previsões numéricas. Esse problema foi atenuado com um refinamento local, no gradiente de temperatura. O detalhe deste refinamento encontra-se descrito, na secção da validação no capítulo 6.

Da análise das figuras 53, 57 e 61 prevê-se um ponto positivo, para a refrigeração das carcaças bovinas. A colocação das carcaças, por debaixo da zona de extração, permite que estas sejam abundantemente percorridas pelo ar frio e conseqüentemente bem refrigeradas. É notória a intensidade dos vetores de velocidade do ar nestes locais.

Por outro lado, as zonas com elementos estruturais, como as vigas de suporte e a via aérea, originam pontos de recirculação do ar (figuras 55, 59 e 63). Este ar em recirculação não efetua qualquer troca de calor com as carcaças, pelo que “carrega” um custo desaproveitado, devido à energia despendida para o seu arrefecimento.

No capítulo 6 apresentam-se os resultados das temperaturas médias de cada um dos casos, bem como a sua análise e discussão detalhada.

5.4. Influência da abertura da porta da câmara de refrigeração

O objetivo de analisar a influência da abertura da porta da câmara de refrigeração, tem por base verificar a exposição das carcaças junto desta zona. Pretende-se analisar como se comporta o escoamento de ar nesta zona sensível, particularmente em períodos de carga e descarga prolongados.

Neste caso, a antecâmara foi modelada como zona fluida e a porta passou de zona sólida a zona fluida. O valor do termo fonte considerado para a zona fluida da câmara de refrigeração foi reduzido pois já não inclui a parcela relativa à infiltração de ar ambiente. Neste caso de estudo, esta parcela foi considerada como termo fonte da zona fluida da antecâmara. O

modelo desenvolvido por Foster *et al.* (2013) foi utilizado para determinar esta carga térmica. Em função dos volumes de cada uma das zonas fluidas (câmara de refrigeração e antecâmara), foram determinados os termos fonte a impor. Os valores prescritos para o termo fonte encontram-se apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 - Valores dos termos fonte impostos nas zonas fluidas (ar) da câmara de refrigeração e da antecâmara.

Zona fluida	Câmara de refrigeração	Antecâmara
Termo fonte, S [W/m^3]	8,36	19,5

Para além destes termos fontes há a considerar as condições de fronteira impostas na zona fluida da antecâmara, a saber:

- Velocidade do ar nula (convecção natural);
- Ar como fluido incompressível.

Nas seguintes figuras são apresentados as previsões dos vetores de velocidade e dos campos de temperatura para o caso de porta aberta. São expostos os vetores de velocidade e os campos de temperatura para a localização dos planos x-y a uma altura de $z = 1,1$ m (altura da câmara) e plano y-z a uma distância de $x = 9,3$ m (comprimento da câmara).

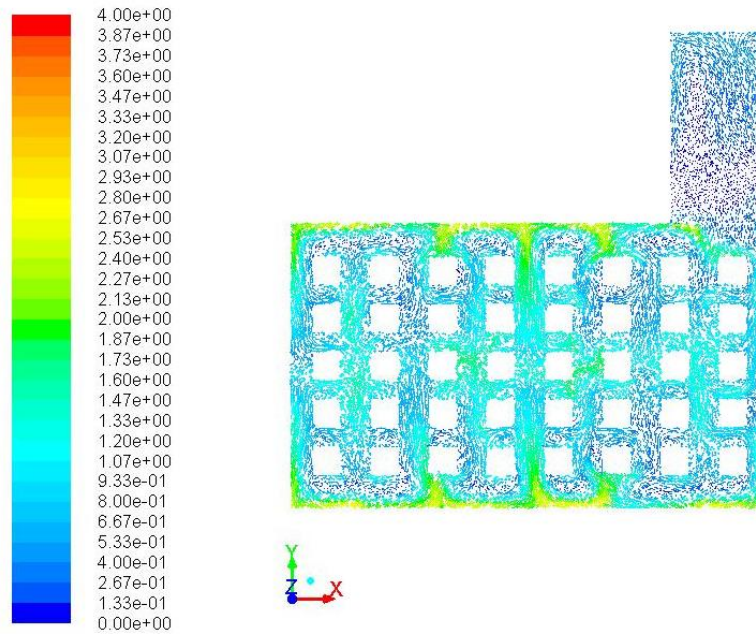


Figura 65- Vetores de velocidade (m/s) no plano x-y em $z = 1,1$ m.

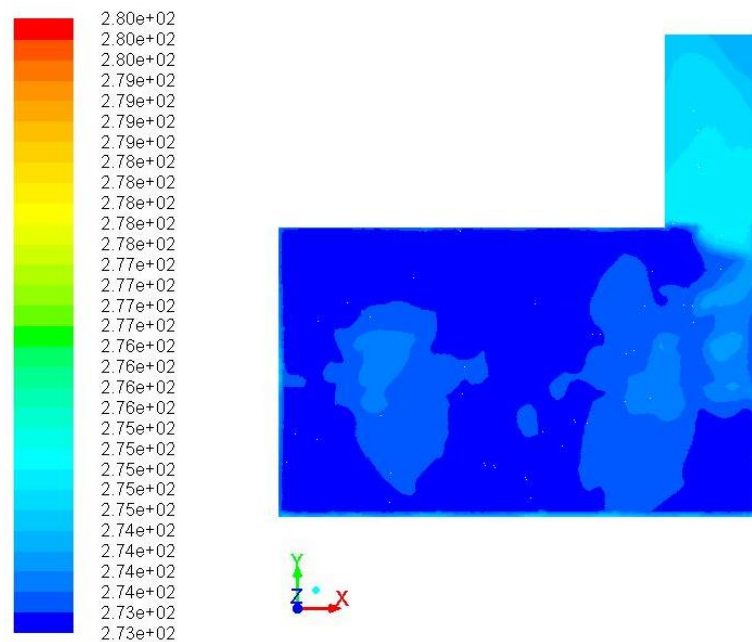


Figura 66- Campo de temperaturas (K) no plano x-y em $z = 1,1$ m.

As previsões dos vetores de velocidade indicam a elevada exposição das carcaças próximas da zona da porta, devido à entrada do ar exterior. A previsão do campo de temperaturas indica que esta grandeza aumenta consideravelmente junto das carcaças mais próximas da porta, o que pode comprometer a segurança alimentar dos produtos cárneos.

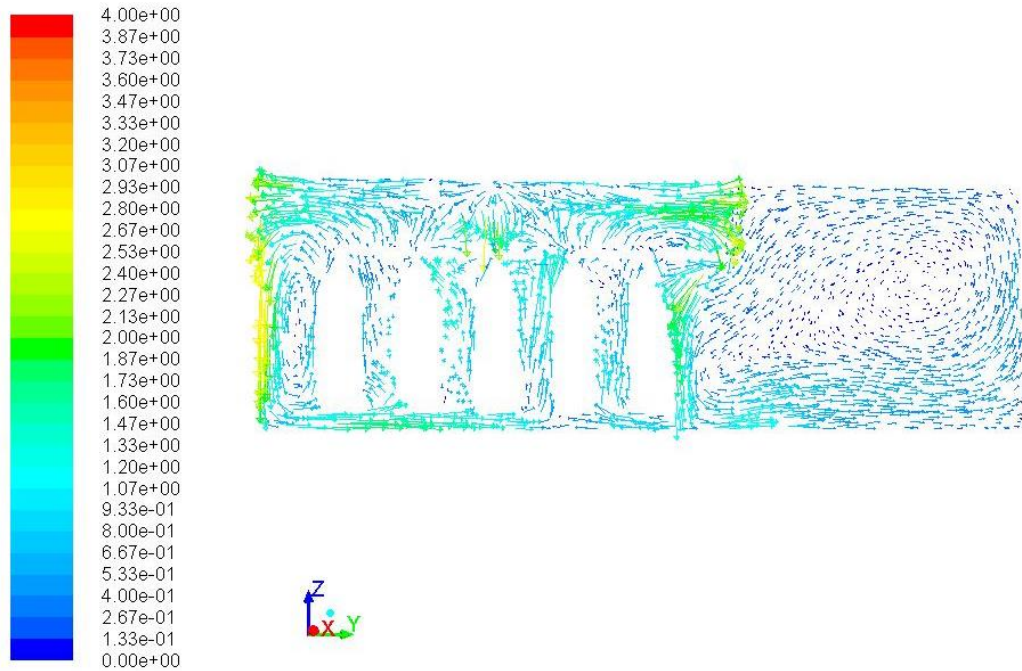


Figura 67- Vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em x = 9,3 m.

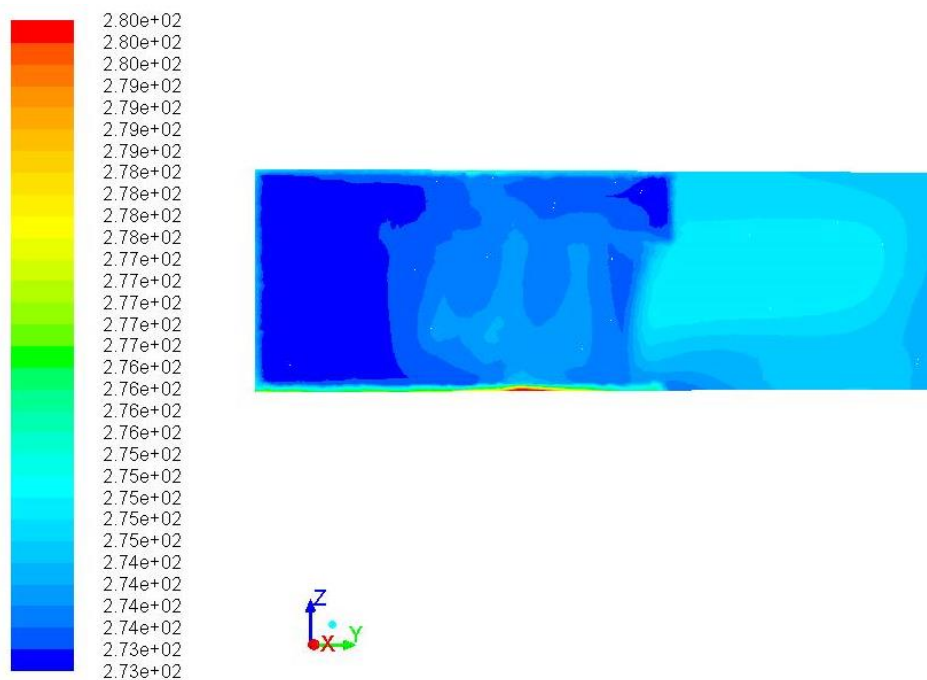


Figura 68- Campo de temperaturas (K) no plano y-z em x = 9,3 m.

As previsões dos vetores de velocidade realçam a análise descrita anteriormente, em que o ar exterior mais quente entra pela zona superior, atingindo diretamente uma carcaça, enquanto o ar frio sai pela zona inferior. As previsões do campo de temperaturas mostram, um aumento significativo da temperatura junto da zona da porta, comprometendo a segurança alimentar.

5.4.1. Nota conclusiva

A análise com a porta aberta permite prever, o impacto desta necessidade diária na refrigeração das carcaças próximas da zona de entrada.

Conforme expectável, as carcaças próximas da entrada são fortemente atingidas pelo ar vindo da antecâmara. Nas figuras 66 e 68 pode-se prever como se comporta o campo de temperaturas face à localização das carcaças. É visível a elevada exposição das carcaças ao ar exterior, sempre que a porta se abre (figuras 65 e 67). Conforme esperado o ar mais frio sai da câmara por baixo na zona da porta, enquanto o ar mais quente entra pela zona superior. Esta movimentação de ar deve-se ao diferencial de massas específicas.

A figura 67 apresenta uma situação de ineficiência energética. O ar vindo da insuflação percorre o teto, contorna as carcaças, onde se mistura com o ar vindo do exterior deixando a câmara. Esta mistura de ar além de elevar a temperatura naquele local, acarreta um custo energético desperdiçado.

6. Análise e discussão de resultados

6.1. Introdução

No presente capítulo serão analisados e discutidos os diferentes resultados obtidos, em função dos parâmetros estudados.

Os estudos paramétricos efetuados permitem analisar como o campo de temperaturas e velocidades do ar se modificam face ao número de carcaças armazenadas, à temperatura do ar na antecâmara e à condição de porta aberta da câmara de refrigeração. A análise das previsões numéricas pode conduzir a conclusões que promovam soluções de melhoria para o sistema. Todavia, a validade do modelo de DFC terá que ser assegurada. Assim, antes de comparar os resultados numéricos dos diferentes casos de estudos e providenciar conclusões que tendencialmente conduzam a uma melhoria do desempenho térmico da câmara de refrigeração em questão, é apresentada a validação das previsões numéricas por comparação com resultados experimentais.

6.2. Validação do modelo numérico

Um modelo numérico devidamente validado é uma ferramenta viável, para as previsões numéricas que fornece. Assim sendo, e que para futuramente o presente modelo numérico possa ser utilizado e melhorado, procedeu-se à comparação com os resultados experimentais (anexo B) de Campos *et al.* (2013). O ensaio experimental foi efetuado numa manhã de agosto, onde se efetuou o levantamento da temperatura do ar na câmara em 135 pontos, divididos por 3 planos ($z = 2,2$ m, $z = 1,1$ m e $z = 0,1$ m).

Entre as condicionantes que afetam a precisão das previsões numéricas destacam-se as simplificações aplicadas à geometria, a qualidade da malha computacional, a fiabilidade das condições de fronteiras impostas, os tipos de métodos de discretização usados e o modelo físico-matemático implementado. O acumular do erro associado a cada uma das partes acima citadas, contribui para o erro global das previsões numéricas. É portanto necessário, atenuar sempre que possível os erros de cada uma das partes. A minimização desse erro acarreta um maior esforço computacional, o que pode requerer capacidade de processamento não disponível. As simplificações geométricas aplicadas a este modelo, nomeadamente nas carcaças, reduziram significativamente esse esforço computacional. Pelo facto de o modelo desenvolvido ser consideravelmente “pesado”, optou-se por um refinamento localizado em alguns elementos, onde foram detetadas algumas divergências. O refinamento foi efetuado pelo valor determinado para o gradiente de temperatura do ar, limitando um conjunto

localizado de volumes de controlo a $T = 7^{\circ}\text{C}$. Para eventuais melhoramentos, a malha requeria um refinamento mais detalhado na zona de união das carcaças à via aérea.

Por outro lado, existe o erro associado à experimentação, o que compromete as medições experimentais. Os valores medidos experimentalmente são sempre inerentemente afetados, pelos erros dos equipamentos de metrologia. O modo de operação dos instrumentos de medição e as condições em que são efetuadas as mesmas, comprometem a precisão dos resultados empíricos.

No presente caso, os fatores que podem afetar a precisão dos dados experimentais são a ausência de regime permanente (condição de desequilíbrio térmico) na câmara na altura de medição, o descongelamento e funcionamento dos evaporadores, o modo de medição das temperaturas e velocidades do ar, as condições de carga na câmara e a atividade humana, entre outros.

A validação do modelo desenvolvido foi efetuada, em conformidade com as condições de carga (9 carcaças) e disposição aquando do ensaio experimental. A tabela 16 indica os valores médios resultantes, do ensaio experimental e das previsões numéricas para os 3 planos. Para efetuar a comparação, entre ensaios, calculou-se o erro absoluto tendo-se obtido um valor de $0,72^{\circ}\text{C}$. Como a temperatura de segurança alimentar permite $T = 7^{\circ}\text{C}$, a discrepância do ensaio numérico para o experimental não é preocupante.

Tabela 16- Comparação dos valores experimentais com as previsões numéricas.

Ensaio	Experimental			Numérico		
	z = 2,2 m	z = 1,1 m	z = 0,1 m	z = 2,2 m	z = 1,1 m	z = 0,1 m
Temperaturas médias ($^{\circ}\text{C}$)	1,449	1,233	1,100	0,467	0,405	0,739
Média	1,261			0,537		
Erro absoluto	0,724					

A fim de analisar a comparação entre os ensaios, elaboram-se os seguintes gráficos para verificar a tendência entre os valores. Da figura 69 à 74 pode-se visualizar os respectivos resultados. A análise efetuou-se ao longo do comprimento da câmara, comparando 9 pontos em cada um dos 3 planos, para duas vias aéreas.

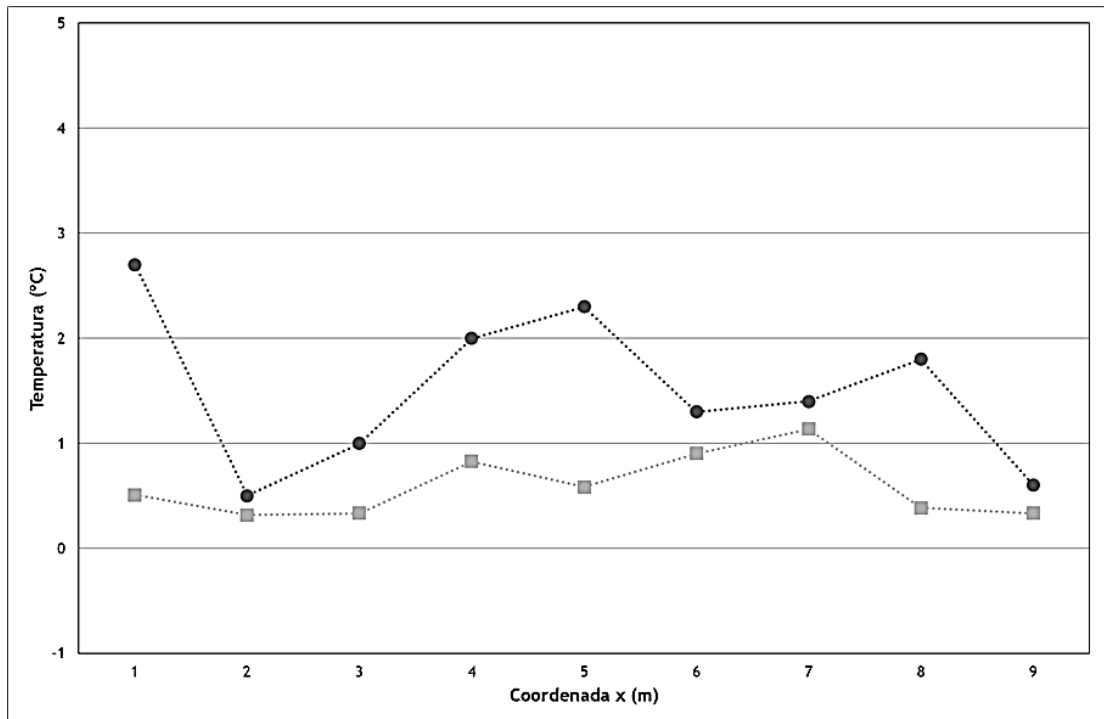


Figura 69- Comparação dos valores numéricos (▪) com experimentais (•) em $z = 2,2$ m e $y = 2$ m.

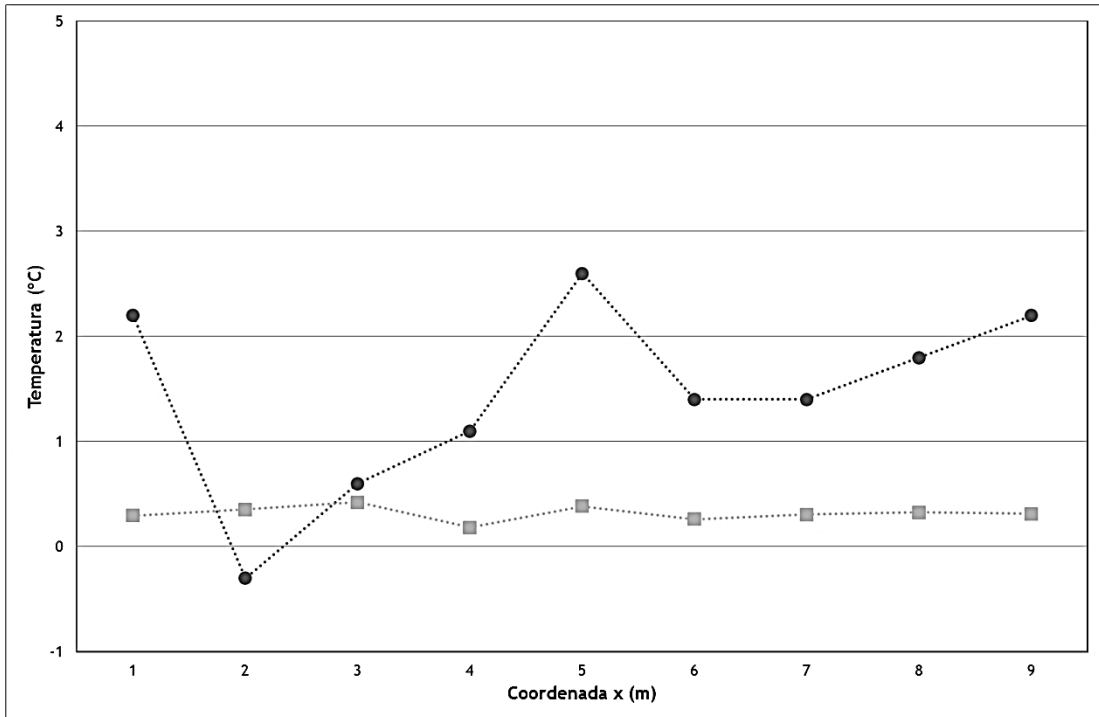


Figura 70- Comparação dos valores numéricos (•) com experimentais (•) em $z = 2,2$ m e $y = 4$ m.

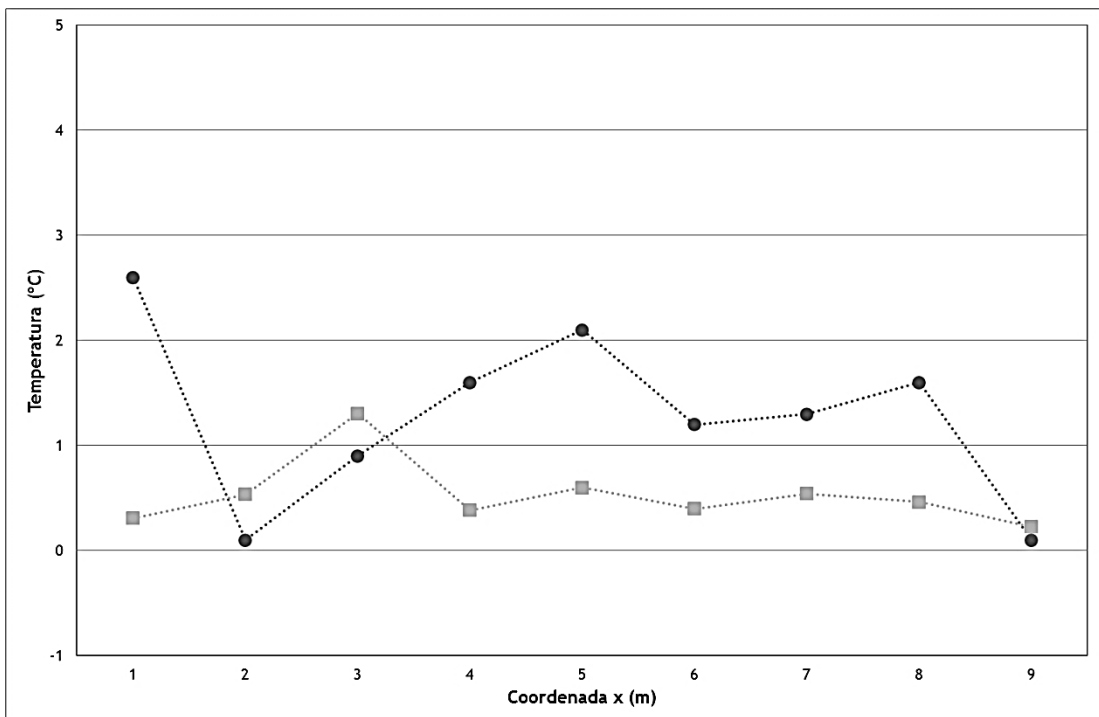


Figura 71- Comparação dos valores numéricos (•) com experimentais (•) em $z = 1,1$ m e $y = 2$ m.

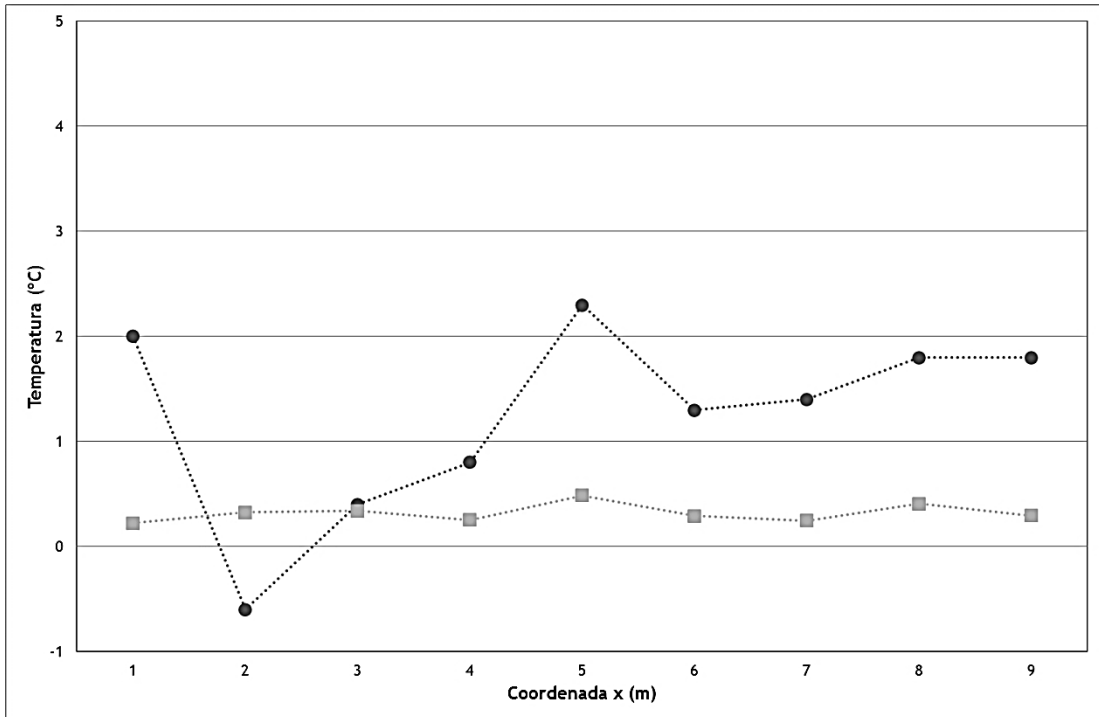


Figura 72- Comparação dos valores numéricos (•) com experimentais (◻) em $z = 1,1$ m e $y = 4$ m.

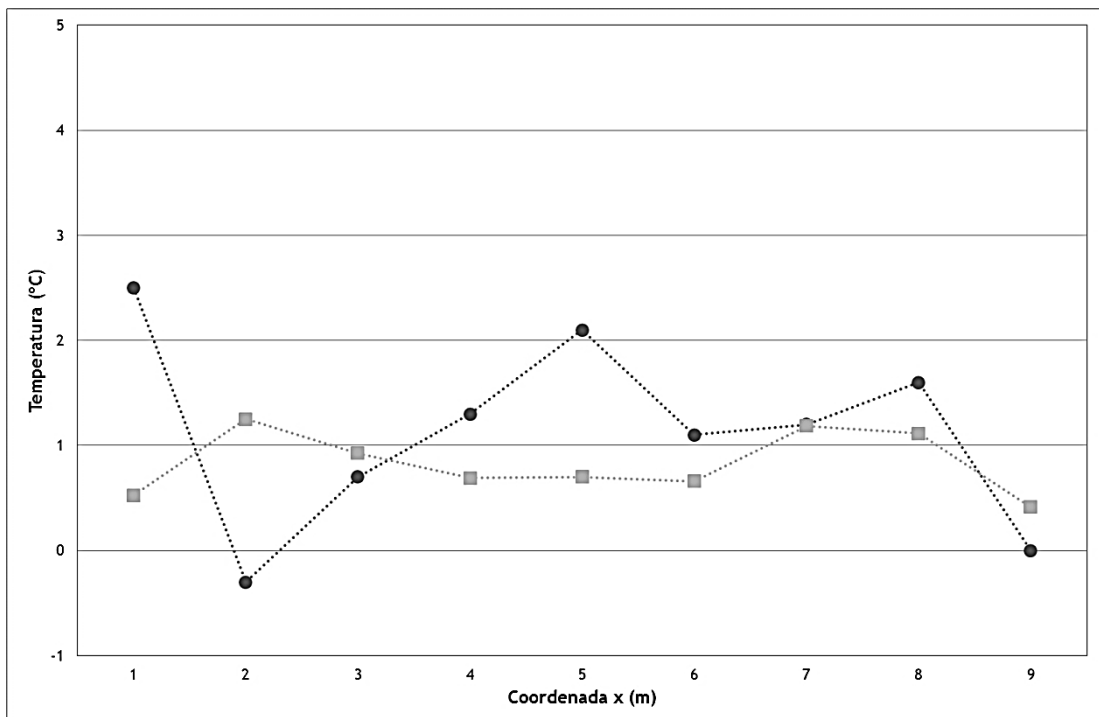


Figura 73- Comparação dos valores numéricos (•) com experimentais (◻) em $z = 0,1$ m e $y = 2$ m.

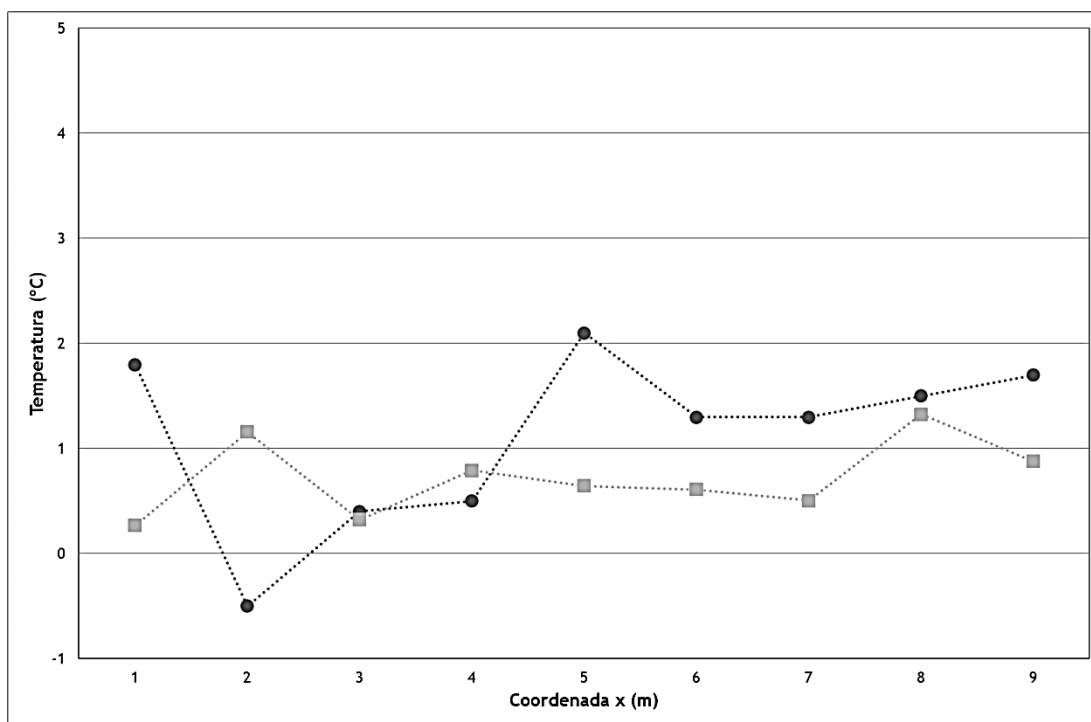


Figura 74- Comparação dos valores numéricos (▪) com experimentais (•) em $z = 0,1$ m e $y = 4$ m.

Verifica-se que as previsões numéricas seguem uma tendência similar, relativamente aos ensaios experimentais. Como previsto as previsões numéricas encontram-se abaixo dos valores experimentais, devido aos fatores referidos anteriormente. É notória uma amplitude acentuada, nos resultados experimentais, por conseguinte estes deveriam ser revistos e refeitos de um modo mais prolongado e não pontual.

6.3. Análise comparativa das previsões numéricas para os diferentes ensaios

Tendo por base o modelo numérico validado, realizaram-se as diferentes simulações numéricas, com o intuito de antever a distribuição da temperatura e velocidade do ar dentro da câmara.

6.3.1. Campo de velocidades

O circuito de escoamento do ar é efetuado a partir da insuflação dos evaporadores, percorrendo o teto e paredes, onde recolhe as cargas térmicas subindo a meio da câmara para a zona de extração. Na figura 75 visualiza-se pormenorizadamente o circuito anteriormente descrito, para o ensaio da validação com 9 carcaças.

O estudo efetuado permite inferir sobre alguns pontos positivos e negativos, quanto à distribuição de velocidades dentro da câmara.

Em primeiro lugar, realçam-se as zonas mais sensíveis e negativas dos diferentes estudos. Da análise efetuada aos resultados, apresentados no capítulo 5, destacam-se as zonas de estagnação entre as carcaças. Estas zonas, de recirculação de ar, não contribuem para a refrigeração das carcaças. Pode-se concluir, que quanto maior for o espaçamento entre as carcaças melhor se dá o escoamento de ar, melhorando o processo de refrigeração. É portanto necessário assegurar, sempre que possível uma distância entre elas.

Outras zonas, onde se detetaram recirculações e estagnação de ar com influência negativa do ponto de vista energético, foram as localizadas entre as paredes e as carcaças. A proximidade das carcaças com as paredes da câmara restringe a passagem de ar refrigerado, originando recirculações.

Uma situação delicada verificou-se aquando da abertura da porta, permitindo que o ar frio deixe a câmara. Esta situação é negativa do ponto de vista de desempenho térmico, visto que o ar frio, que deveria ser usado para refrigerar, sai e deixa ar quente entrar acrescentando carga térmica à câmara.

Nas diferentes simulações numéricas realizadas, verificou-se que os elementos construtivos (vigas e via aérea) são locais de perturbação do escoamento. Tal facto pode ter origem nas simplificações do modelo geométrico, em que a aproximação destes elementos a paralelepípedos, em detrimento da real geometria, pode contribuir para esta análise. Um estudo mais pormenorizado, com a correta geometria, poderia esclarecer até que ponto, estes elementos interferem no processo.

Um dos aspetos positivos detetado para a refrigeração das carcaças bovinas é a localização das mesmas por debaixo das zonas de extração. Tal se deve, à frequência com que são expostas a ar mais circulável.

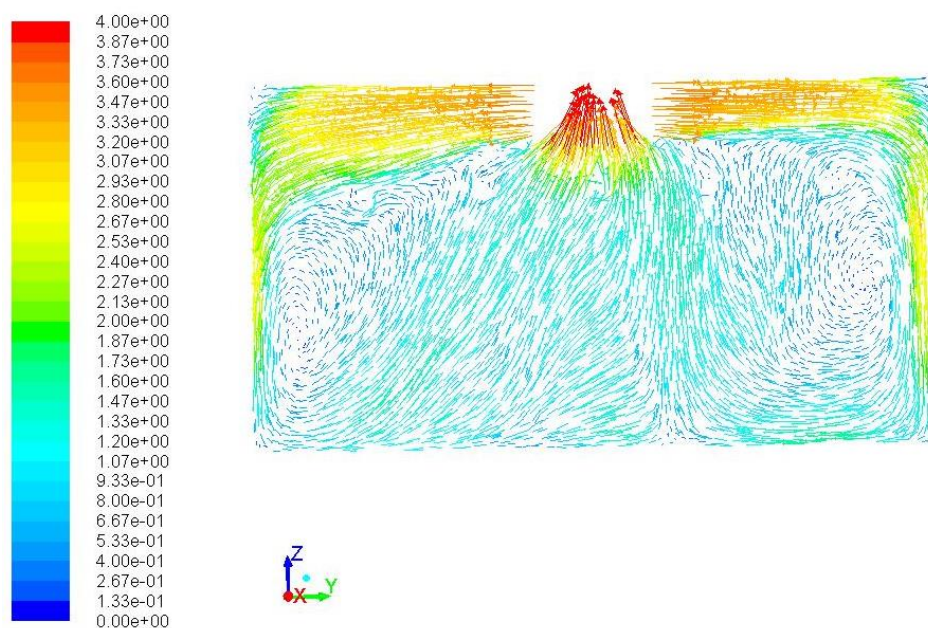


Figura 75- Circuito de circulação de ar para 9 carcaças, dos vetores de velocidade (m/s) no plano y-z em $x = 8,7$ m.

6.3.2. Campo de temperaturas

As previsões numéricas são, em geral, sempre inferiores aos valores reais. A incerteza associada, às medições experimentais e erros inerentes à simulação numérica, contribuem para a discrepância de valores.

No presente caso, essa discrepância de temperatura do ar média oscila em valor absoluto de $0,724^{\circ}\text{C}$. Para efeitos de segurança alimentar, o valor obtido não é significativo, visto que a temperatura do ar máxima permitida para a conservação de carnes verdes é de 7°C . A figura 76 apresenta os diferentes valores de temperatura do ar previstos, para as diferentes configurações de armazenamento. Como esperado, a temperatura do ar média na câmara aumenta consoante o número de carcaças. Curiosamente, para a disposição das 18 carcaças prevê-se um valor mais elevado, tal se pode dever a ter-se considerado a câmara carregada maioritariamente de um só lado, deixando espaços abertos. Este facto poderá contribuir para uma circulação de ar ineficaz, aumentando a temperatura do ar.

Os pontos mais sensíveis, verificados a nível de temperatura do ar, foram as zonas adjacentes às luminárias. É portanto, necessário implementar medidas eficientes, como uso de iluminação mais eficiente (por exemplo LED's) e sistemas de controlo luminoso eficazes.

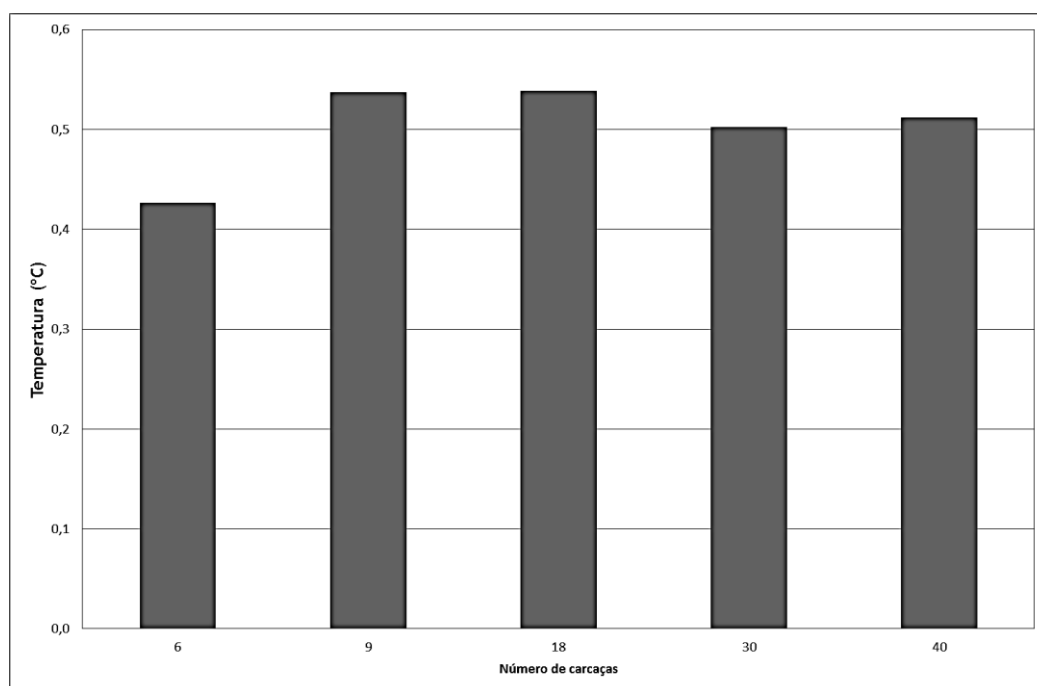


Figura 76- Valores médios de temperatura do ar (°C) prevista para os diferentes ensaios.

Relativamente aos ensaios com a antecâmara, os valores previstos confirmam que a temperatura do ar exterior influencia consideravelmente o desempenho térmico destas unidades. A figura 77 apresenta os resultados obtidos relativos à temperatura do ar média de cada caso. Os resultados obtidos atestam a necessidade de procurar soluções para esta fonte de carga térmica. Os valores previstos possuem um diferencial de temperatura do ar baixo, que poderá ser resultado do erro associado às simulações numéricas.

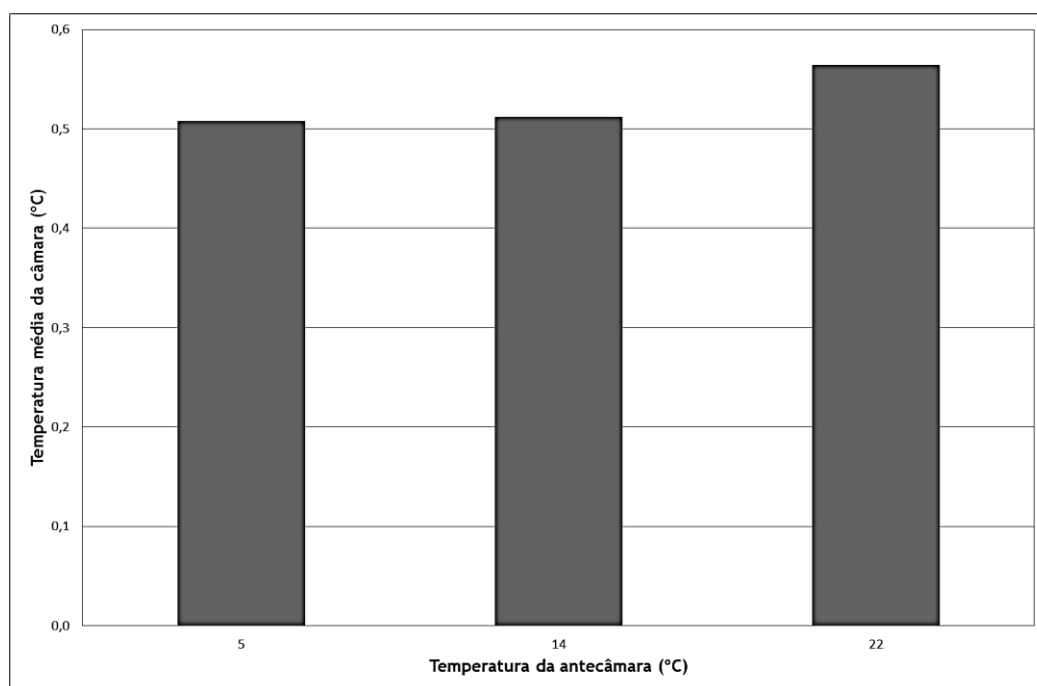


Figura 77- Valores médios de temperatura do ar (°C) prevista para os ensaios da antecâmara.

As previsões numéricas, para o ensaio da porta aberta, indicam uma temperatura média dentro da câmara de 0,485 °C, tal se pode dever aos valores dos termos fontes considerados (ver tabela 15). A componente do termo fonte da câmara é baixa, enquanto a parcela da antecâmara é superior, contudo grande parte deste calor fica retido na antecâmara, pelo que maioritariamente o modelo numérico recorre ao termo fonte da câmara.

O ensaio com a porta aberta atesta a importância de procurar soluções de melhoria (barreiras de infiltração, cortinas de ar, aberturas metódicas) para atenuar esta fonte térmica. Além da exposição direta nas carcaças, o ar propicia a entrada de humidade. O vapor de água que o ar infiltrado carrega, acarreta consequências ao nível da formação de gelo dentro da câmara, mais especificamente nos evaporadores. Outro facto associado à abertura da porta, reflete-se no saldo financeiro da empresa. Como a empresa paga para refrigerar ar para as carcaças, sempre que decorre uma abertura da porta e se dá a libertação de ar frio para o exterior a empresa desperdiça dinheiro.

7. Conclusões

7.1. Considerações gerais

O trabalho desenvolvido consistiu no desenvolvimento de um modelo numérico validado a fim de avaliar o desempenho térmico de um caso de estudo de uma câmara de refrigeração para carcaças bovinas. A avaliação do desempenho térmico assenta na análise das previsões numéricas do campo de velocidades e de temperatura do ar. O estudo global conclui que, face aos parâmetros testados, o sistema instalado nesta unidade refrigerada encontra-se sobredimensionado.

Os parâmetros estudados influenciam o desempenho térmico da câmara de refrigeração, sendo necessária a sua consideração para o projeto e instalação de futuras unidades similares.

A metodologia aplicada confirma a viabilidade das ferramentas numéricas no domínio das aplicações agroalimentares. A aplicação de modelos analíticos e numéricos permitiu de uma forma rápida e económica, analisar um fenómeno físico real.

7.2. Conclusões específicas

As previsões numéricas do estudo paramétrico destinado à análise do desempenho térmico em função da capacidade e distribuição das carcaças mostraram que a disposição das carcaças, relativamente umas às outras e à câmara, condiciona o escoamento de ar e por conseguinte a eficácia do seu arrefecimento. Conclui-se que quanto maior for espaçamento, entre as carcaças, mais eficaz é o processo de refrigeração.

O aumento do número de carcaças levou a um aumento da temperatura média da câmara, pelo que a disposição e a quantidade de carcaças a refrigerar é um fator a ter em conta na operação destes sistemas.

O estudo realizado antevê diversas zonas de recirculação de ar em locais desalojados de carcaças, concluindo que a colocação das carcaças deverá ser o mais abrangente possível à área da câmara a fim de rentabilizar os espaços disponíveis para a circulação de ar.

Por fim, a análise de zonas mais específicas, como as adjacentes a elementos estruturais, prevê a estagnação do ar nestes locais perspetivando um estudo mais detalhado destes pormenores.

O estudo paramétrico destinado à análise do desempenho térmico em função da temperatura do ar exterior na antecâmara determinou a influência, não tão significativa como esperado, da temperatura do ar exterior no desempenho térmico de câmaras de refrigeração. É importante ter em consideração que as condições do ar na antecâmara também promovem esta solução, pois foi apenas considerada a convecção natural. A temperatura da antecâmara promove ou condiciona o balanço térmico final da câmara de refrigeração.

Da análise efetuada conclui-se que para um bom desempenho térmico da câmara, a temperatura do ar na antecâmara deverá ser o mais próxima possível da temperatura de refrigeração considerada. A consideração deste facto deve ter em conta a eficiência energética, visto que o custo associado à climatização da antecâmara pode não ser justificável. Como no caso em estudo, o sistema se encontra aparentemente sobredimensionado, pode não ser justificada a climatização da antecâmara, visto que o sistema tem capacidade de resposta.

A decisão da aplicação de sistemas climatizados na antecâmara deverá ser devidamente ponderada, de modo a não propiciar práticas desajustadas, tendo sempre presente as questões relacionadas com a segurança alimentar.

O estudo paramétrico destinado a analisar o desempenho térmico em função da abertura da porta permitiu detetar quais os fenómenos que ocorrem aquando desta configuração. A influência mais relevante diz respeito à colocação das carcaças nas proximidades da porta. Quando ocorre a abertura da porta, o ar quente entra na câmara pela zona superior da abertura, enquanto o ar frio mais denso sai pela zona inferior da abertura. As carcaças mais próximas da porta são atingidas diretamente pela massa de ar misturada, o que consoante a temperatura do ar exterior eleva a temperatura naquele local. Esta infiltração prejudica severamente o desempenho térmico da câmara.

Outro facto importante inerente à abertura da porta reside no aumento da humidade relativa do ar dentro da câmara, visto que o vapor de água contido no ar vindo do exterior condensa, propiciando o aparecimento de gelo indesejado na superfície alhetada dos evaporadores.

A colocação de barreiras físicas e dispositivos de cortina de ar podem contribuir para a atenuar este fator.

7.3. Sugestões de trabalhos futuros

Da realização do presente trabalho surgem diversas propostas e sugestões tanto a nível industrial como de trabalho de investigação.

Relativamente ao seio da empresa sugere-se:

- A colocação das carcaças o mais espaçadamente possível;
- Substituição da iluminação fluorescente, por lâmpadas mais eficientes energeticamente;
- Controlo cuidadoso da temperatura do ar da antecâmara climatizada;
- Colocação de barreiras de proteção na zona da porta.

No âmbito investigacional destaca-se:

- Redução das simplificações aplicadas ao modelo geométrico;
- Refinamento mais aprofundado da malha computacional, em especial na zona de união das carcaças à via aérea;
- Otimização do modelo numérico;
- Desenvolvimento de casos de estudo através de DFC que considerem o aumento da temperatura e/ou diminuição da velocidade de insuflação do ar, a fim de avaliar o desempenho térmico da câmara e verificar ou não a redução de consumo energético;
- Efetuar ensaios experimentais mais consistentes e alargados no tempo, de modo a caracterizar corretamente as reais condições de funcionamento da câmara;
- Desenvolvimento de um modelo de DFC em regime transitório para analisar consistentemente a influência da abertura da porta no desempenho térmico da câmara.

Referências bibliográficas

Ansys 14 User Guide

Arneg, <http://www.arneg.pt/produtos/camaras-frigorificas/bombay-4/camaras-modulares-cold-rooms/pt?FILTRO=>, acedido 08/09/2013.

ASHRAE (2006). “*ASHRAE Handbook: Refrigeration*”, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

Baptista, P. (2006), “*Higiene e segurança alimentar no transporte de produtos alimentares*”, Forvisão - Consultoria em Formação Integrada, Guimarães, Portugal.

Baptista, P., Gaspar, P.D., Oliveira, J. (2006), “*Higiene e segurança alimentar na distribuição de produtos alimentares*”, Forvisão - Consultoria em Formação Integrada, Guimarães, Portugal.

Barth, T.J., Jespersen, T.C. (1989), “*The design and application of upwind schemes on unstructured meshes*”, Technical Report AIAA-89-0366, AIAA 27th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada.

Campos, R., Bastos, E., Gaspar, P.D., Silva, P.D. (2013), “*Experimental study and numerical modeling of the thermal performance of cold rooms for storage of meat products*”, 8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics June 16-20, 2013, Lisbon, Portugal.

Chagas, J.A.C. (2006), “*Projeto e construção de câmaras frigoríficas*”. York Refrigeration. Joinville.

Costa, J.J., Oliveira, L.A., Silva, M.C.G. (2006), “*Energy savings by aerodynamic sealing with a downward-blowing plane air curtain - A numerical approach*”, Energy and Buildings 38(10), pp. 1182-1193.

Decreto-Lei n.º 207/2008, Ministério da agricultura, do Desenvolvimento Rural e das Pescas, Diário da República, 1.ª série – N.º 206 – 23 de Outubro de 2008

DGEG (2012), “*Balanço energético sintético 2012*”, Direção Geral de Energia e Geologia.

DGEG (2013), “*Fatura energética portuguesa*”, Direção Geral de Energia e Geologia, nº 29 de Abril.

Dinçer, I., Kanoglu, M. (2010), "*Refrigeration systems and applications - 2nd edition*", John Wiley & Sons Ltd.

EFINERG/CITEVE/IAPMEI (2012), "*Plano setorial de melhoria da eficiência energética em PME- Setor agroalimentar*", IAPMEI.

Food Ingredients Brasil (2008). "*Segurança alimentar*", nº 4.

Foster, A., Zilio, C., Corradi, M., Reinholdt, L., Evans, J. (2013), "*Freely available cold store energy models*", 2nd IIR Conference on Sustainability and the Cold Chain, Paris.

Foster, A.M., Barrett, R., James, S.J., Swain, M.J. (2002), "*Measurement and prediction of air movement through doorways in refrigerated rooms*", International Journal of Refrigeration 25.

Foster, A.M., Swain M.J., Barrett, R., D'Agaro, P., Ketteringham, James, S.J. (2007), "*Three-dimensional effects of an air curtain used to restrict cold room infiltration*", Applied Mathematical Modelling 31.

Garcia, J.M.; Coelho, L.M.R. (2010), "*Energy efficiency strategies in refrigeration systems of large supermarkets*", International Journal of Energy and Environment 4(3), pp. 63-70.

Gaspar, P.D., Domingues, C., Gonçalves, L.C.C., Andrade, L.P., (2009), "*Avaliação da qualidade e segurança alimentar pela previsão do crescimento microbiano em diferentes condições de conservação*", CYTEF-2009. V Congreso Ibérico y III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío.

Gonçalves, J.C., Costa, J.J., Figueiredo, A.R., Lopes, A.G. (2009), "*Infiltração de ar através de portas de acesso a câmaras frigoríficas. Verificação experimental de previsões analíticas e através de CFD*", Millenium - Revista do ISPV - n.º 37.

Ho, S.H., Rosario, L., Rahman, M.M. (2010). "*Numerical simulation of temperature and velocity in a refrigerated warehouse*", International Journal of Refrigeration 33(5), pp. 1015-1025.

Hoang, M.L., Verboven, P., De Baerdemaeker, J., Nicolai, B.M. (2000), "*Analysis of the air flow in a cold store by means of computational fluid dynamics*", International Journal of Refrigeration 23(2), pp. 127-140.

ICE-E, <http://www.khlim-inet.be/drupalice/models>, acedido 20/09/2013.

INE, http://www.ine.pt/xportal/xmain?xpid=INE&xpgid=ine_indicadores&indOcorrCod=0000916&contexto=bd&selTab=tab2, acessado 24/08/2013.

Muñoz, I., Comaposada, J., Stawczyk, J., Krempski-Smejda, M. (2012), “*Simulación de la fluidodinámica de un secadero de embutidos mediante CFD*”, CYTEF-2012. VI Congreso Ibérico y IV Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío.

Nahor, H.B., Hoang, M.L., Verboven, P., Baelmans, M., Nicolai, B.M. (2005), “*CFD model of the airflow, heat and mass transfer in cool stores*”, International Journal of Refrigeration 28(3), pp. 368-380.

Norton, T., Sun D., (2006). “*Computational fluid dynamics (CFD) e an effective and efficient design and analysis tool for the food industry: A review*”, Trends in Food Science & Technology 17(11), pp. 600-620.

Patankar, S. V. (1980), “*Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*”, Taylor & Francis.

ROÇA, R.O. (2000), “*Tecnologia da carne e produtos derivados*”, Botucatu: Faculdade de Ciências Agrônômicas, UNESP.

Sá, E.S., Alexandre, L.J. (2007), “*Auditorias energéticas no setor de frio industrial. Medidas de poupança e de eficiência energética*”, 8º Congresso Ibero-americano de Engenharia Mecânica, Cusco, Peru.

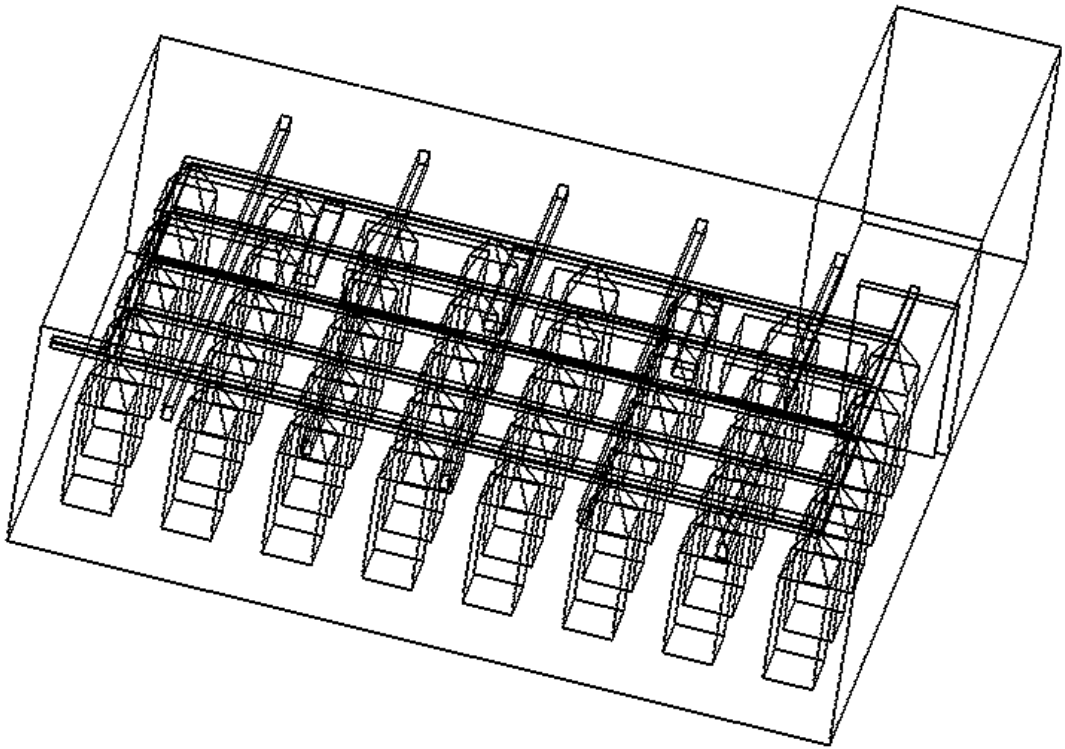
Sajadiye, S.M., Ahmadi, H., Hosseinalipour, S.M., Mohtasebi, S.S., Layeghi, M., Mostofi, Y., Raja, A. (2012), “*Evaluation of a Cooling Performance of a Typical Full Loaded Cool Storage Using Mono-scale CFD Simulation*”, Modern Applied Science 6(1), pp. 102-119.

Tavares, N., Garcia, J., Cerdeira, R., Coelho, L. (2012), “*Studying strategies for air distribution inside a refrigeration chamber under partial load conditions*”, CYTEF-2012. VI Congreso Ibérico y IV Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío.

Trott, A. R., Welch, T. (2000), *Refrigeration and Air-Conditioning*, Woburn: Butterworth Heinemann, Vol. III.

Vandormaal, J.P., Raithby, G.D. (1984), “*Enhancements of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flows*”, Numerical Heat Transfer, vol. 7.

Anexo A- vista interior



Anexo B- medições experimentais

Medições experimentais			
Pontos	Plano superior	Plano médio	Plano inferior
1	2,7	2,6	2,5
2	2,7	2,6	2,5
3	2,6	2,4	2
4	2,2	2	1,8
5	2	1	0,8
6	0,9	0,9	0,7
7	0,5	0,1	-0,3
8	0,2	-0,1	-0,5
9	-0,3	-0,6	-0,5
10	-0,4	-0,9	-0,9
11	1,1	1	0,9
12	1	0,9	0,7
13	0,9	0,8	0,7
14	0,6	0,4	0,4
15	0,3	0,1	-0,2
16	1,8	1,7	1,8
17	2	1,6	1,3
18	1,6	1,3	1
19	1,1	0,8	0,5
20	0,5	0,3	-0,2
21	2	1,7	1,5
22	2,3	2,1	2,1
23	2,3	2,1	2
24	2,6	2,3	2,1
25	2,9	2,4	2,1
26	1,3	1,2	1,1
27	1,3	1,2	1,1
28	1,4	1,2	1,2
29	1,4	1,3	1,3
30	1,6	1,4	1,4
31	1,4	1,3	1,2
32	1,4	1,3	1,2
33	1,5	1,3	1,2
34	1,4	1,4	1,3
35	1,4	1,4	1,4
36	1,6	1,4	1,4
37	1,8	1,6	1,6
38	1,8	1,6	1,5
39	1,8	1,8	1,5
40	1,9	1,9	1,8
41	-0,6	-0,6	-0,5
42	0,6	0,1	0
43	1,5	0,9	0,9
44	2,2	1,8	1,7
45	2,4	2,5	2,4