



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Engenharia

Modelação numérica do desempenho energético de unidades de refrigeração para conservação de produtos alimentares

Pedro José Martins

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

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

Covilhã, outubro de 2012

Dedicatória

Dedico esta dissertação aos meus pais, irmãos, avós e à Sílvia que, durante a minha formação académica e, em particular no desenvolvimento deste trabalho, me apoiaram sempre nos momentos mais difíceis.

Agradecimentos

“A única coisa que transcende a existência do ser humano é a sua obra” (Máximo Gorky)

Esta dissertação, fruto de bastante esforço e dedicação, durante o seu desenvolvimento devido às dificuldades encontradas, provocou alguns momentos de tensão e obstáculos que foram ultrapassados com o apoio de algumas pessoas a quem deixo o meu mais sincero sentimento de apreço.

Em primeiro lugar, agradeço aos meus pais, pelo lugar especial que ocupam na minha vida, pois sem o seu contributo quer a nível afetivo quer financeiro, nunca teria atingido este nível de formação - a eles devo quem sou.

Agradeço à Sílvia, a minha namorada, pela ajuda, paciência e força transmitidas nos momentos mais difíceis, revelando-se fundamentais à elaboração deste trabalho. Aos meus familiares e amigos a quem retribuo a força e o ânimo que manifestaram, bem como algumas trocas de impressões que se revelaram, igualmente, importantes na resolução de problemas.

Ao meu orientador Professor Doutor Pedro Dinho Silva e co-orientador Professor Doutor Pedro Dinis Gaspar deixo o meu especial agradecimento pelo apoio científico prestado e disponibilidade dispensada ao longo das diferentes etapas do meu estudo.

Agradeço ao Sr. António Pina, pela disponibilidade e boa vontade que manifestou durante recolha de dados na sua empresa, a quem deixo o meu profundo reconhecimento e agradecimento pelo seu contributo prestado.

Resumo

A atual situação económica com que nos deparamos e a consciencialização do problema de sustentabilidade ambiental, leva a que sejam, que cada vez mais, investigadas estratégias e soluções de baixo custo através de modelos computacionais, que permitam avaliar e melhorar a eficiência energética nos edifícios.

Assim, a presente dissertação tem como propósito avaliar o desempenho energético de armazém refrigerado, dedicado à distribuição de produtos alimentares, cujo consumo energético total seja maioritariamente apresentado pelos sistemas de refrigeração através da ferramenta computacional - Design Builder/Energy Plus.

Para se conseguir essa avaliação, foi construído um modelo computacional do edifício, no qual foi introduzida toda a informação recolhida nas visitas realizadas à empresa, a fim de se obter uma caracterização completa relativamente à sua localização, orientação, temperaturas de conservação dos produtos, tipo de materiais utilizados na construção, tipos de equipamentos elétricos, sistemas de refrigeração, iluminação, entre outros. Dado a importância da descrição destes parâmetros no *software* e o conhecimento de como estes são tratados pelos diferentes módulos de cálculo, foi realizada uma descrição detalhada da ferramenta como complemento ao trabalho desenvolvido, permitindo a posterior seleção das opções de cálculo consideradas pelo Energy Plus durante a definição do modelo.

Após caracterização do modelo, procedeu-se à sua simulação onde foi analisado o desempenho térmico do edifício nas diferentes zonas e se verificou que os consumos elétricos totais obtidos nas simulações anuais apresentavam uma discrepância comparativamente aos consumos apresentados pelas faturas elétricas do mesmo período homólogo, procedendo-se a uma análise de sensibilidade da influência de algumas variáveis em função do consumo do sistema de refrigeração. Dessas análises conclui-se quais as variáveis que apresentam maior efeito no consumo total de refrigeração e conseqüentemente do edifício são a temperatura de conservação, os materiais da cobertura e a localização do edifício.

Palavras-chave

Armazéns refrigerados, cargas térmicas, Design Builder/Energy Plus, eficiência energética, simulação numérica

Abstract

The actual economic situation and the awareness about environmental sustainability problems, promotes the investigation for strategies and low cost solutions, using computational models, which assess and provide energy efficiency in buildings.

Thus, the present dissertation aims to assess the energy performance of refrigerated warehouses devoted to foodstuffs storage, which electrical consumption are mostly due to the refrigeration systems. The energy performance assessment is performed using the computational tool - Design Builder/Energy Plus.

A computational model of the building was developed, in which it is inserted the data collected in visits to the refrigerated warehouse. The data provided a wholly characterization relatively to its location, orientation, foods conservation temperatures, construction materials types, electrical equipment types, refrigeration systems, lighting and others. Due to importance of the description of these parameters in software and the knowledge how they are treated by different solvers, it was made a detailed description of the tool as complement to developed work, allowing further options selection considered by Energy Plus during the model definition.

After model characterization, its simulation allowed analyzing the thermal performance of the building in different zones. It was verified that total electrical consumption obtained in annual simulation shows differences comparatively to electrical invoices in the same homologous period,. This situation allowed the development of sensibility analysis of some variables with influence in refrigeration system consumption. It was concluded that the variables with larger effect in the total refrigeration consumption and, consequently, in building consumptions are the air conservation temperature, the rooftop materials and the building location.

Keywords

Refrigerated warehouses, heat loads, Design Builder/Energy Plus, energy efficiency, numerical simulation

Índice

Capítulo 1	Introdução	1
	1.1. Perspetiva geral	1
	1.2. O problema em estudo e a sua relevância	3
	1.3. Revisão bibliográfica	6
	1.3.1. Estudos Numéricos	6
	1.3.2. Estudos experimentais	9
	1.4. Objetivos e contribuição da presente dissertação	10
	1.5. Organização da dissertação	11
Capítulo 2	Fundamentos teóricos	13
	2.1. Ciclo de refrigeração	13
	2.1.1. Tipos de equipamentos de refrigeração	15
	2.1.2. Classificação dos sistemas por métodos de conservação	17
	2.2. Armazéns refrigerados	19
	2.3. Cálculo das cargas térmicas	20
	2.3.1. Carga térmica de transmissão	21
	2.3.2. Carga térmica por infiltração	23
	2.3.3. Carga dos produtos	26
	2.3.4. Cargas internas	26
	2.3.4.1. Seres humanos	27
	2.3.4.2. Iluminação	27
	2.3.4.3. Motores elétricos	27
	2.3.5. Cargas do equipamento de refrigeração	28
	2.3.6. Carga total	28
	2.4. Modelação numérica	29
Capítulo 3	Energy Plus/Design Builder	33
	3.1. Descrição do programa	33
	3.2. Design Builder	35
	3.2.1. Aba “ <i>construction</i> ”	39
	3.2.2. Aba “ <i>openings</i> ”	43
	3.2.3. Aba “ <i>lighting</i> ”	45

3.2.4. Aba “ <i>activity</i> ”	47
3.2.5. Aba “ <i>HVAC</i> ”	50
3.2.5.1. Modelo “ <i>simple HVAC</i> ”	50
3.2.5.2. Modelo “ <i>compact HVAC</i> ”	51
3.2.5.3. Modelo “ <i>detailed HVAC</i> ”	52
Capítulo 4 Apresentação do caso em estudo	61
4.1. Descrição dos elementos construtivos	61
4.2. Parâmetros relacionados com o tipo de atividade	67
4.2.1. <i>Setpoints</i> das temperaturas das zonas refrigeradas	70
4.2.2. Horários	71
4.2.2.1. Ocupação	71
4.2.2.2. Permanência nas câmaras	72
4.2.2.3. Iluminação e equipamentos	73
4.2.3. Ganhos dos produtos e infiltrações	74
Capítulo 5 Análise e discussão de resultados	75
5.1. Definição de um modelo	75
5.2. Análises de sensibilidade das variáveis	83
5.2.1. Temperatura	83
5.2.2. Carga de infiltração e carga dos produtos	85
5.2.3. Carga de infiltração pela remoção lamelas nas portas	86
5.2.3.1. Verificação da carga de infiltração pelo método “ <i>scheduled</i> ” ..	88
5.2.4. Substituição da cobertura existente por painel <i>sandwich</i>	89
5.2.5. Orientação	91
5.2.6. Localização	92
Capítulo 6 Conclusão	95
6.1. Sugestões para trabalhos futuros	96
Bibliografia	97

Lista de Figuras

Figura 2.1 - Diagrama de Mollier	14
Figura 2.2 - Ciclo de compressão a vapor	15
Figura 2.3 - Exemplo de um tipo de sistema centralizado com circuito secundário	16
Figura 2.4 - Exemplo de um tipo de sistema de expansão direta	16
Figura 2.5 - Exemplo de sistema de expansão indireta com mesmo fluido nos circuitos primário e secundário e mistura de caudais	17
Figura 2.6 - Gráfico de calor sensível para o cálculo da carga de infiltração devido à abertura de portas.....	24
Figura 2.7 - Esquema do balanço térmico realizado às cargas térmicas numa zona pelo Energy Plus	31
Figura 3.1- Fluxograma da estrutura global do Energy Plus	34
Figura 3.2 - Ficheiros de entrada e saída no Design Builder	35
Figura 3.3 - Ambiente de trabalho do DB.....	36
Figura 3.4 - Convenção de cálculo dos volumes e áreas no DB	37
Figura 3.5 - Modelo de estudo construído a partir de um mapa de <i>bits</i>	38
Figura 3.6 - Painel de informação dos <i>templates</i> e barra de abas no DB.....	39
Figura 3.7 - Modelo de construção combinada no DB	40
Figura 3.8 - Exemplo da edição de um elemento construtivo no DB	40
Figura 3.9 - <i>Slider bar</i> para classificação do tamanho das fendas no modo “ <i>calculated</i> ”	42
Figura 3.10 - Exemplo da parametrização de um <i>component block</i> com modelo de reflexão e sombreamento definido pelo <i>schedule</i> de transmitância	42
Figura 3.11 - <i>Layout</i> para iluminação no DB	45
Figura 3.12 - Função de controlo contínuo para a iluminação.....	46
Figura 3.13 - Função de controlo em degrau para a iluminação	47
Figura 3.14 - Esquema do sistema “ <i>unitary single zone</i> ”.....	53
Figura 3.15 - Esquema do sistema individual “ <i>fan-coil</i> ”	54
Figura 3.16 - Esquema do sistema “ <i>unitary multizone</i> ”	54
Figura 3.17 - Esquema do sistema VAV	55
Figura 3.18 - Esquema do sistema CAV	56
Figura 4.1 - Fachada principal da empresa protegida com telheiro em painel de <i>sandwich</i> ...	62
Figura 4.2 - Planta do edifício na primeira fase de obras	63
Figura 4.3 - Planta da construção atual com indicação da zona ampliada	64
Figura 4.4 - Câmara de congelação construída na zona nova com pé-direito de 5 metros	65
Figura 4.5 - Construção do 1º piso no DB	70
Figura 4.6 - Unidade de teto que climatiza a zona de distribuição.....	71
Figura 4.7 - Horário de ocupação definido para as zonas da área administrativa e espaços comuns.....	72
Figura 4.8 - Horário de permanência definido para as câmaras (1h)	72
Figura 4.9 - Horário de carregamento das baterias dos empilhadores	73
Figura 5.1 - Consumo anual da empresa dividido por categorias.....	76
Figura 5.2 - Variação das cargas de refrigeração mensais ao longo do ano	77
Figura 5.3 - Curva de variação da temperatura exterior de bolbo seco considerada pelo ficheiro climático durante um ano.....	77
Figura 5.4 - Transferências de calor anuais através dos diferentes elementos do edifício.....	78
Figura 5.5 - Temperatura e ganho térmico na zona de desvão por cima das câmaras	79
Figura 5.6 - Temperatura e ganhos térmicos na zona de desvão do telhado norte	80
Figura 5.7 - Temperaturas, ganhos térmicos e carga de refrigeração da câmara de peixe (bloco superior)	81

Figura 5.8 - Temperaturas, ganhos térmicos e carga de refrigeração da câmara do peixe (bloco inferior)	81
Figura 5.9 - Temperatura, ganhos térmicos e carga de refrigeração da zona de cais climatizado.....	82
Figura 5.10 - Variação da carga térmica associada às infiltrações pelo método “ <i>scheduled</i> ” para uma câmara de congelados (vegetais)	88
Figura 5.11 - Temperaturas e ganhos térmicos na zona ampla por cima das câmaras para a cobertura existente e substituição pela solução em painel <i>sandwich</i>	90
Figura 5.12 - Relatório ficheiro climático produzido pelo Energy Plus para Lisboa	93
Figura 5.13 - Relatório ficheiro climático produzido pelo Energy Plus para Beja	93

Lista de Tabelas

Tabela 1.1 - Necessidades e perdas devido à falta de refrigeração	3
Tabela 2.1 - Condutividade térmica de alguns materiais isolantes	22
Tabela 2.2 - Determinação do fator R_s utilizado no cálculo do calor sensível para as cargas de infiltração	25
Tabela 3.1 - Potência específica de um ventilador tabelada para vários tipos de sistemas..	57
Tabela 4.1 - Descrição dos elementos de construção utilizados no modelo	66
Tabela 4.2 - Densidades de ocupação, de iluminação e de equipamentos nas principais zonas de atividade da empresa	67
Tabela 4.3 - Resultados obtidos do cálculo das cargas de infiltração e dos produtos	68
Tabela 4.4 - Valores considerados para o cálculo das cargas de infiltração	69
Tabela 4.5 - Valores considerados para o cálculo das cargas dos produtos	69
Tabela 5.1 - Resultados obtidos na análise de sensibilidade face à alteração das temperaturas nas câmaras	84
Tabela 5.2 - Resultados obtidos na análise da sensibilidade face às cargas de infiltração e dos produtos	85
Tabela 5.3 - Resultados das cargas totais obtidas no cálculo da carga de infiltração pela remoção da eficiência das lamelas	86
Tabela 5.4 - Resultados obtidos na análise da sensibilidade face às cargas de infiltração pela remoção das lamelas	86
Tabela 5.5 - Dados empíricos das renovações de ar geradas pela abertura de portas das câmaras em função do seu volume e temperatura para 24h	87
Tabela 5.6 - Cálculo das renovações de ar obtidas pela abertura das portas das câmaras para 1h	87
Tabela 5.7 - Resultados obtidos da análise de sensibilidade das cargas de infiltração calculadas pelo método “ <i>scheduled</i> ”	88
Tabela 5.8 - Resultados obtidos na análise de sensibilidade devido à substituição da cobertura	89
Tabela 5.9 - Resultados obtidos na análise de sensibilidade face à orientação do edifício ...	91
Tabela 5.10 - Resultados obtidos na análise de sensibilidade face à localização do edifício ..	92

Nomenclatura

A	Área	[m ²]
A _a	Área aberta	[%]
c	Calor específico	[kJ/kgK]
C	Coeficiente de avaliação da fenda	
COP _{sist}	Coeficiente de desempenho do sistema	
CO ₂	Dióxido de Carbono	
C _p	Coeficiente de pressão	
C _t	Fator ponderado de transmissão de calor	
D _o	Densidade de ocupação	[pessoas/m ²]
D _e	Densidade específica	[W/m ²]
D _f	Fator de fluxo na porta	
D _t	Fator do tempo de abertura de porta	
E	Energia	[kWh]
f	Fator de perdas por distribuição de arrefecimento	
F _{LM}	Fator de carga do motor	
F _{Sa}	Fator de tolerância especial de iluminação	
F _{UM}	Fator de utilização do motor	
F _{ul}	Fator de utilização da iluminação	
h	Coeficiente de convecção	[W/m ² K]
h _i	Coeficiente de convecção interior	[W/m ² K]
h _o	Coeficiente de convecção exterior	[W/m ² K]
h _{inf}	Entalpia ar infiltrado	[kJ/kg]
h _{ar}	Entalpia de ar refrigerado	[kJ/kg]
h _l	Entalpia mudança de fase	[kJ/kg]
H	Altura	[m]
k	Fator de calor adicionado devido ao ventilador	[%]
K ₀	Função da equação 2.17	
L	Largura	[m]
L _c	Comprimento	[m]
m	Massa	[kg]
\dot{m}	Caudal mássico	[kg/s]
\dot{m}_{inf}	Caudal mássico de ar infiltrado	[kg/s]
n	Expoente do escoamento para caudal calculado	
p	Pressão	[Pa]
P _d	Perdas na distribuição	
P _p	Número de passagens	

P_e	Potência elétrica	[W]
q	Caudal volumétrico	[m ³ /s]
q_v	Caudal volumétrico	[l/s]
q_m	Fator de mistura de caudais	
Q	Calor	[J]
Q_H	Calor transferido no condensador	[J]
Q_L	Calor transferido no evaporador	[J]
Q_{refrig}	Calor removido pela refrigeração	[kWh]
Q_s, R_s	Fatores de calor sensível para cálculo das infiltrações de ar	
\dot{Q}	Carga térmica	[W]
\dot{Q}_{eq}	Carga térmica do equipamento de refrigeração	[W]
\dot{Q}_{ilum}	Carga térmica de iluminação	[W]
\dot{Q}_{inf}	Carga térmica de infiltração	[W]
\dot{Q}_L	Carga térmica latente	[W]
\dot{Q}_{mot}	Carga térmica do motor	[W]
\dot{Q}_{ocup}	Carga térmica de ocupação	[W]
\dot{Q}_{prod}	Carga térmica dos produtos	[W]
\dot{Q}_{sist}	Carga de térmica trocada pelo sistema	[W]
\dot{Q}_{trans}	Carga térmica de transmissão	[W]
\dot{Q}_{tot}	Carga de refrigeração total	[W]
q''	Fluxo de calor	[W/m ²]
r	Renovações de ar por hora	[renovações/h]
R_i	Resistência térmica do elemento i	[m ² K/W]
SFP	Potência específica do ventilador	[W/l/s]
t_a	Tempo de abertura da porta	[%]
T	Temperatura	[°C]
T_s	Temperatura da superfície	[K]
T_z	Temperatura da zona	[K]
U	Coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² K]
v	Velocidade média	[m/s]
v_z	Velocidade média para a cota z	[m/s]
V	Volume	[m ³]
W	Trabalho	[W]
x	Espessura	[m]
x_i	Espessura do elemento i	[m]
X, Y	Fatores de resposta térmica equação 2.18	

Símbolos gregos

ε	Eficiência dos dispositivos contra infiltrações de ar	
η	Rendimento	
λ_i	Condutibilidade térmica para o elemento i	[W/mK]
ρ_{ar}	Massa específica do ar	[kg/m ³]
Δ	Diferença	
θ_d	Período de tempo diário	[h]
θ_0	Tempo de porta aberta	[min]
θ_p	Tempo de abertura de porta por passagem	[s]

Lista de Acrónimos

ASHRAE	American Society Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers
APIRAC	Associação Portuguesa da Indústria de Refrigeração e Ar Condicionado
AVAC&R	Aquecimento, Ventilação, Ar condicionado e Refrigeração
CAV	Constant Air Volume
CCE	Comissão das Comunidades Europeias
COP	Coefficient of performance
CWEC	Canadian Weather year for Energy Calculation
DB	Design Builder
DOE	Department of Energy
DHW	Domestic Hot Water
EDP	Energias de Portugal
EUA	Estados Unidos da América
FCFA	Fan-Coil plus Fresh Air
GCM	Global Circulation Model
GUI	Graphical User Interface
ICMSF	International Commission on Microbiological Specifications of foods
HACCP	Hazard Analysis Critical Control Points
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
NCM	National Calculations Methodology
PIU	Powered Induction Units
RCCTE	Regulamentação de Características Comportamento Térmico dos Edifícios
RSECE	Regulamentação dos Sistemas Energéticos de Climatização dos Edifícios
UBI	Universidade da Beira Interior
UK	United Kingdom
VAV	Variable Air Volume
TMY2	Typical Meteorological Year 2
WYEC2	Weather Year for Energy Calculations 2
WWR	Window-to-Wall Ratio

Capítulo 1

Introdução

O primeiro capítulo da presente dissertação inicia-se com uma perspectiva geral do tema em estudo, onde é abordada a importância da refrigeração industrial na conservação de produtos alimentares, bem como a sua influência na sociedade. A consciencialização dos elevados consumos e do impacto que os equipamentos de refrigeração industrial apresentam a nível económico e ambiental serão também abordados, indo de encontro ao propósito desta dissertação. Posteriormente, na revisão bibliográfica serão compilados trabalhos e investigações realizados com recurso a *softwares* de modelação numérica para outras topologias de edifícios, dado a escassez de informação para a modelação de edifícios dedicados à conservação de alimentos através do frio. No fim do capítulo serão apresentados os objetivos e a contribuição deste trabalho, bem como a organização do texto da dissertação.

1.1. Perspetiva geral

Os sistemas de frio industrial, no que concerne à conservação de produtos alimentares, adquiriram tal importância para a sociedade atual, que se torna imprevisível antever as consequências que a sua inexistência representaria no setor agroalimentar e, conseqüentemente, na nossa alimentação. As exigências nutricionais e energéticas do nosso organismo levam a que tenhamos de dispor de uma grande diversidade de alimentos frescos, de boa qualidade, para a realização das diferentes atividades do nosso quotidiano.

Muitas vezes, o acesso do consumidor a alimentos variados é condicionado pela distribuição irregular de alimentos, por regiões e por épocas sazonais (Baptista *et al.*, 2007; Gaspar *et al.*, 2009). Como forma de contornar essa limitação existem técnicas que permitem aumentar o tempo de conservação dos produtos alimentares, desde o fim do seu ciclo de produção até chegarem ao consumidor, permitindo preservar a sua inocuidade durante o seu armazenamento e distribuição, sem perdas significativas de qualidade (Baptista *et al.*, 2007; HACCP, 2004).

Durante alguns séculos, técnicas como a salga, a salmoura, o fumeiro e a secagem revelaram-se métodos de conservação eficazes, sendo, algumas, ainda utilizadas nos dias de hoje na conservação de alimentos como enchidos, presuntos, queijos, salmão, bacalhau, entre outros. Em contrapartida, estas técnicas apresentam a desvantagem de alterarem as propriedades organolépticas originais dos alimentos, ou seja, o seu aspeto, odor e sabor, pela adição de substâncias ou por alterações características do próprio método (Gaspar *et al.*, 2009).

Um processo de conservação eficaz, que preserve as características originais dos alimentos, surge nos meados do século XIX com a descoberta das propriedades dos fluidos frigorigéneos, passando, posteriormente, a ser utilizados em sistemas de frio industrial (Baptista *et al.*, 2007).

Com esta importante descoberta, a conservação de produtos alimentares, através do frio, teve uma enorme adesão, passando a assegurar as propriedades originais dos alimentos, assim como a redução de desperdícios por deterioração, maturação ou contaminação. Não obstante, a crescente urbanização mundial e a necessidade da existência de *stocks* de alimentos em grandes quantidades nos mercados mundiais, leva a que a refrigeração desempenhe um papel extremamente importante na manutenção da qualidade e segurança alimentar (James & James, 2010).

Segundo Coulomb (2008), cerca de 30% do total da produção mundial de alimentos traduz-se em desperdícios por perdas após colheita, realçando-se ainda, o facto da sua produção envolver consideráveis quantidades de carbono, desperdiçado quando os alimentos não são consumidos. Por sua vez, James & James (2010) referem que cerca de 40% dos produtos alimentares, em todo o mundo, necessitam de refrigeração e que cerca de 15% do consumo global é utilizado em refrigeração, alertando também, para a utilização de práticas de eficiência energética.

Os sistemas de frio para conservação de alimentos - quer em processos de refrigeração, quer de congelação - requerem consumos de energia significantes (Altwies & Reindl, 2001; Lekov, 2008), uma vez que, existe necessidade de manter uma temperatura constante ao longo de toda a cadeia frio, desde o término do seu ciclo de produção, passando pelo seu transporte, transformação e distribuição até chegar ao consumidor. Esse grande consumo, por conseguinte, traduz-se em quantidades significativas de CO₂ libertadas para a atmosfera, resultantes do ciclo de energia que alimenta esses equipamentos (James & James, 2010).

A constituição de uma cadeia de frio alimentar consiste na manutenção de uma temperatura específica por género alimentar, estabelecida por uma entidade reguladora, como a HACCP, Comissão do *Codex Alimentarius*, ICMSF, entre outras. Essas entidades são responsáveis por determinarem quais os pontos críticos que colocam em causa a saúde pública e a qualidade dos alimentos, tentando superá-los pela inativação dos microrganismos presentes nesse alimento (ASHRAE, 2006b; Baptista & Venâncio, 2003; HACCP, 2004).

Face ao crescimento demográfico mundial, à necessidade de acesso do consumidor a um variado leque de produtos, são e de boa qualidade, que carecem de frio para se conservarem, e sendo os “sistemas de refrigeração significantes consumidores de energia” (Altwies & Reindl, 2001; Lekov *et al.*, 2008), a questão que se coloca é: no futuro, serão os recursos energéticos suficientes se não se alterarem essas tendências?

Uma previsão realizada pelo Internacional Institute of Refrigeration, em 2009, demonstra que se os países em desenvolvimento adquirissem equipamentos de refrigeração idênticos aos dos países industrializados, cerca de 14% do consumo desses países seria devido à refrigeração e, assim, poderia ser conservado o equivalente a mais de 200 milhões de toneladas de produtos perecíveis (James & James, 2010).

Tabela 1.1 - Necessidades e perdas devido à falta de refrigeração (James & James, 2010).

	World population	Developed countries	Developing countries
Population in 2009 (billion inhabitants)	6.83	1.23	5.60
Refrigerated storage capacity (m ³ /1000 inhabitants)	52	200	19
Number of domestic refrigerators (/1000 inhabitants)	172	627	70
Food losses (all products) (%)	25	10	28
Losses of fruit and vegetables (%)	35	15	40
Loss of perishable foods through a lack of refrigeration (%)	20	9	23

1.2. O problema em estudo e a sua relevância

A consciencialização do desperdício de recursos e do impacto que o seu excessivo consumo representa a nível económico, social e ambiental tem sido evidenciado em alguns artigos publicados e estudos realizados. Nesses documentos têm-se proposto medidas e estratégias que visam a utilização racional de energia. Outros objetivos como a redução de emissões de gases de estufa e de gases com grande potencial para o aquecimento global, assim como a substituição de energias não renováveis por energias renováveis, principalmente por parte dos países desenvolvidos, são alvos promissores a alcançar (CCE, 2006).

Muito aquém do impacto económico que representa o excessivo consumo energético para a sociedade, pelos elevados custos dos recursos energéticos, o impacto ecológico exige grande cuidado, uma vez que, as consequências que lhe são associadas produzem efeitos irreversíveis no Planeta, desde alterações do clima global ao desequilíbrio de ecossistemas. Em particular, o aumento da temperatura global, consequência do aquecimento global, tem um impacto bastante significativo nas cadeias de frio industrial, favorecendo a multiplicação de microrganismos patogénicos e levando a que seja necessária uma maior potência de refrigeração para conservação dos alimentos dentro das temperaturas requeridas (James & James, 2010).

Como referido no Decreto-lei nº56 (2011) “as alterações climáticas são conhecidas como uma das mais relevantes ameaças ambientais sociais e económicas da atualidade. A resposta a este problema passa por promover a redução de gases de efeito de estufa. O gás de efeito de

estufa responsável pela maior parte das emissões é o dióxido de carbono, contudo outros relevantes como os gases fluorados destacam-se pelo seu elevado potencial de aquecimento global” (p.2377). Por conseguinte, o impacto das cadeias de frio na alteração do clima deve de ser considerado tanto pelo elevado consumo por parte dos equipamentos, que contribui, efetivamente, para a “pegada ambiental” devido ao próprio ciclo de produção e distribuição da energia, como pelos tipos de fluidos frigorigéneos que compõem os ciclos de refrigeração e apresentam um elevado potencial de destruição da camada de ozono.

A resposta de redução a esse impacto provocado pelo consumo de energia elétrica, nos sistemas de frio industrial, passa pela implementação de medidas que se traduzam em poupanças de energia e pela seleção de equipamentos de maior eficiência energética. Vários fatores como a qualidade dos elementos utilizados na construção do edifício, o tipo de conservação (refrigeração ou congelação), o tamanho da câmara, a movimentação de *stock*, as temperaturas de entrada dos produtos e as condições ambientais externas influenciam o consumo de energia de equipamentos de frio (Lekov, 2008; James & James, 2010).

Quanto ao impacto ambiental causado pelos fluidos frigorigéneos utilizados é recomendada a sua substituição por outro com efeitos menos nefastos, com um baixo potencial de diminuição de ozono e/ou aquecimento global. A soma do impacto ambiental causado pelos sistemas de AVAC&R é designada por impacto do aquecimento total equivalente, na qual é contabilizada a soma das emissões diretas de fluidos frigorigéneos expressas em CO₂ equivalentes e as emissões indiretas de CO₂ resultantes da energia utilizada pelos sistemas. Para efeito, o impacto que o fabrico do fluido representa também é acrescentado ao valor anterior obtendo-se o aquecimento total equivalente (James & James, 2010).

De algumas das principais cimeiras realizadas, no âmbito de se tomarem medidas acerca das alterações climáticas e ambientais observadas, destacam-se as mais recentes como, a cimeira de Joanesburgo em 2002, o programa europeu para as alterações climáticas em 2000, o comércio europeu de emissões em 2005 e as diretivas de eficiência energética nos edifícios em 2002. Estas últimas diretivas sofreram uma posterior revisão, que compõem dois decretos-lei e regulamentos de certificação energética de edifícios, o RCCTE (Regulamentação de Características Comportamento Térmico dos Edifícios) e RSECE (Regulamentação dos Sistemas Energéticos de Climatização dos Edifícios), que visam a diminuição dos significativos 40% e 22% dos consumos da energia em edifícios na Europa e Portugal, respetivamente (EDP, 2012).

A CCE (2006) define que “uma política de eficiência energética não significa sacrificar o conforto ou a conveniência nem reduzir a competitividade”, mas, pelo contrário, “investir de modo a reduzir o desperdício de energia, aumentar a qualidade de vida, poupando dinheiro através de uma condução de utilização mais responsável, económica e racional de energia” (p.11).

Utilizando linguagem mais técnica, a eficiência energética pode ser definida como a otimização do consumo de energia, ao longo de todo o seu processo de transformação, pressupondo a implementação de estratégias e medidas que permitam a utilização racional de energia e, conseqüentemente, reduzir o seu desperdício (EDP,2012).

Em Portugal, no ano de 2011 pela necessidade de importar energia do exterior pagou-se a fatura energética mais alta dos últimos 3 anos, equivalente a um montante de 7,1 mil milhões de euros. Do *mix* total de importações nesse ano contabilizam-se 10,5 mil milhões de euros dos quais 8,6 mil milhões em produtos petrolíferos, 1,4 mil milhões em gás natural, 227 milhões em eletricidade e mais de 300 milhões em carvão (APIRAC,2012). Essa situação é ilustrativa da nossa dependência energética pelo índice de intensidade energética, definido como a incidência do consumo de energia final em relação ao produto interno bruto e, de uma forma geral, acaba por se traduzir num índice económico de eficiência energética.

Os sistemas de refrigeração como os grandes consumidores de energia no setor industrial (Altwies & Reindl, 2001; Lekov *et al.*, 2008; Zhang & Chen, 2011), devido às elevadas potências, em especial dos compressores que os constituem, traduzem-se em custos ecológicos e económicos bastante significativos, acumuláveis ao longo do tempo (James & James, 2010). O planeamento de um ciclo de refrigeração é essencial na redução do consumo de recursos, devendo ser adotadas medidas que evitem cadeias de frio muito prolongadas (planeamento de stocks) e métodos de conservação adequados (evitar congelação quando o produto se destina a ser consumido num curto período de tempo), sem que no entanto interfira nas condições de conservação impostas pela entidade reguladora de higiene e segurança alimentar.

Essas condições de conservação impostas pela entidade reguladora, em Portugal pela HACCP, constituem um sistema preventivo que regula a inocuidade dos alimentos ao longo de todo o ciclo pós-colheita, intervindo de forma proactiva com o produtor, transformador, distribuidor e consumidor para que cumpram as normas e medidas que garantam a segurança e qualidade dos alimentos até ao seu consumo. Uma das principais medidas passa por manter a inocuidade do alimento submetendo-o a um ciclo de frio constante, utilizando o mesmo método de conservação e temperatura.

No âmbito de se conhecerem quais os fatores que apresentam maior influência no desempenho energético de edifícios, foi recolhida informação relativamente a trabalhos e estudos anteriormente realizados, que recorreram a um método numérico ou um método experimental, para avaliação desses fatores. Essa recolha encontra-se na próxima secção, intitulada por revisão bibliográfica.

1.3. Revisão bibliográfica

A análise do comportamento energético de edifícios é um processo que exige algum nível de precisão e que implica a consideração de diversos parâmetros. A utilização de *softwares* computacionais que permitam simular e incrementar precisão e velocidade no cálculo desses parâmetros, revela-se fundamental na detecção de problemas que podem surgir nesse tipo de análise, assim como no teste de soluções que possam promover a eficiência energética dos edifícios.

Outro método distinto para avaliação de edifícios, passa por um balanço realizado aos consumos energéticos, no qual são medidas as variáveis relevantes ao estudo por intermédio de instrumentos de medida e procedimentos *standard* que indicam o método de avaliação. Torna-se pertinente salientar que, comparativamente ao método numérico, este procedimento é mais oneroso e tem um maior número de erros associado, devido à incerteza dos valores medidos pelos instrumentos e à incerteza da leitura do utilizador, mesmo assim é indispensável à validação do modelo numérico.

Na avaliação do desempenho energético de edifícios, uns dos principais fatores a considerar são as trocas de calor com o ambiente exterior, nomeadamente as condições climáticas, a localização do edifício, a sua orientação e envolvente (Crawley & Huang, 1996; Rahghi & Hittle, 2001; Westphal & Lambert, 2004; Pulselli *et al.*, 2009). Outros fatores, subjacentes ao edifício, apresentam-se bastante influentes no seu desempenho energético, nomeadamente nos consumos dos sistemas AVAC&R, representam um “peso” considerável no consumo total de edifícios. Dada a escassa existência de artigos publicados, para o caso particular da simulação energética de edifícios em armazéns refrigerados, foram considerados estudos relativos a outras topologias de edifícios que relatam simulações idênticas que servem de modelo ao caso em estudo, encontrando-se organizadas em duas secções: os estudos numéricos e os estudos experimentais.

1.3.1. Estudos Numéricos

Crawley & Hang (1996) desencadearam um estudo com o propósito de avaliar o desempenho de edifícios constituídos para albergar escritórios, recorrendo ao *software* DOE-2.1E, utilizaram cinco ficheiros climáticos distintos nas simulações, concluindo que a influência das variações climáticas nos consumos de energia anuais tinha em média um peso de 5%, enquanto o custo de energia correspondente a essas variações é de cerca de 3%.

Nesse estudo, os autores alertam, ainda, para a importância desses ficheiros climáticos nas simulações, destacando uma série de novos ficheiros climáticos como o WYEC2, o TMY2 e o CWEC, desenvolvidos por várias organizações que disponibilizam ao utilizador dados recolhidos localmente e medidos para anos típicos pré-selecionados.

Todavia, para certas regiões geográficas, existe alguma dificuldade na aquisição desse tipo de ficheiros climáticos compatíveis para programas de modelação dinâmica (Westphal & Lambert, 2004). De acordo com os autores, para locais em que não se encontram disponíveis ficheiros climáticos, os consumos de energia de climatização devem de ser interpolados ou extrapolados entre os valores estimados para o local com os ficheiros climáticos existentes.

Recentemente, foram realizados alguns estudos no sentido de ser avaliado o impacto das alterações do clima no desempenho energético de edifícios devido ao aquecimento global e ao efeito de estufa. Na Austrália, Chen *et al.* (2010) avaliaram os requisitos de aquecimento e arrefecimento e as correspondentes emissões de dióxido de carbono em habitações, para diferentes condições climáticas futuras.

Chan (2011) estudou a influência das mudanças climáticas regionais em ficheiros climáticos futuros, referindo que a escolha de um GCM (*Global Circulation Model*)¹ adequado é essencial à criação de ficheiros TMY horários que possam ser usados em programas de simulação energética de edifícios e que reflitam a influência dessas alterações. O autor destaca, ainda, que a utilização desses ficheiros revela diferenças significativas nas simulações térmicas e energéticas que são repercutidas nos consumos dos sistemas de AVAC e nas emissões de gases de estufa, comparativamente aos ficheiros já existentes.

Lam *et al.* (2010) adaptaram uma aproximação para correlacionarem a carga de arrefecimento da envolvente do edifício e a energia diretamente usada com os ficheiros climáticos diários/mensais para ficheiros climáticos futuros em Hong Kong.

Segundo Bhandari *et al.* (2012), os ficheiros climáticos podem influenciar realmente o desempenho energético de um edifício, nomeadamente, no que diz respeito à temperatura de bolbo seco, às cargas de refrigeração ou aquecimento por influência da radiação solar e à humidade relativa que condiciona a carga latente do edifício e, conseqüentemente, o equipamento AVAC. Simulações realizadas pelos autores, no sentido de se avaliar a importância da modelação energética de calibração, demonstram que a precisão desses ficheiros climáticos para microclimas de determinado edifício são necessários para uma calibração energética igualmente precisa, podendo-se atingir diferenças de 90% entre variáveis, de 40% nas cargas do edifício e de 7% nos consumos anuais.

Por sua vez, Tzempelikos & Athienitis (2007) avaliaram a influência do aproveitamento da radiação solar para a iluminação natural, que se pode traduzir em poupanças significativas no consumo de iluminação artificial, contudo alertam que para envidraçados muito extensos, esses aproveitamentos podem revelar-se excessivos e, conseqüentemente, levarem a maiores

¹ “modelos matemáticos avançados que representam processos físicos na atmosfera, oceano, criosfera e superfície terrestre para simulação do impacto do aumento das concentrações de gases de estufa no sistema climático global” (IPCC, 2012).

consumos por parte de sistemas AVAC para eliminar a carga excedente. O compromisso entre a necessidade de iluminação e a necessidade de refrigeração para anular esse ganho leva ao estabelecimento de uma variável que define a capacidade de iluminação natural em função da área envidraçada pela área total da superfície, *window-to-wall ratio* (WWR), sendo avaliado no módulo de desempenho térmico o seu impacto no controlo da iluminação natural e da iluminação elétrica para diferentes orientações, chegando-se à conclusão que para fachada orientadas a sul, em Montreal, para um índice WWR de 30% conseguia-se garantir 500 lux para um plano de trabalho, em 76% do tempo de trabalho anual.

Korolija *et al.* (2011) apelam que a utilização de um sistema de controlo para a iluminação natural pode reduzir os ganhos térmicos de iluminação artificial até em cerca de 65%, levando, por sua vez, a uma menor necessidade de climatização que pode atingir reduções de 25% para os sistemas de arrefecimento e de 20% para os de aquecimento.

Tsikaloudaki *et al.* (2012) avaliaram o desempenho de vários tipos de envidraçados em diferentes zonas geográficas e a energia de refrigeração para cada um dos casos. No seu artigo é aconselhado um tipo de janela para o qual o seu coeficiente global de transmissão de calor não atinja valores acima dos $2 \text{ W/m}^2\text{K}$, a fim de manter as cargas de refrigeração o mais baixo possível, preferencialmente optam-se por janelas de pequenas dimensões e com desempenho dinâmico (corte térmico).

Nestes estudos, salienta-se ainda a importância da luminosidade na produtividade dos ocupantes, bem como a redução de energia elétrica, que pode ser atingida pela utilização de estratégias e dispositivos que aproveitem e controlem a entrada de radiação solar nos edifícios. Contudo, os custos dos consumos elétricos para a climatização e para a iluminação são diferentes e dependem do desempenho e operação dos sistemas AVAC, optando-se pela estratégia que permite maiores poupanças e se revele mais vantajosa.

No que concerne aos sistemas de AVAC, o seu papel é de extrema importância, uma vez que, como sistemas ativos, cabe-lhes controlar as condições desejáveis no interior dos edifícios. Consoante as condições internas e externas e as estratégias de controlo e operação que se pretendem implementar, existem vários tipos de equipamentos que permitem a climatização.

Zhou *et al.* (2007) testaram um novo módulo, no programa Energy Plus, para sistemas de ar condicionado de escoamento variável comparativamente a outros dois já existentes (VAV e FCFA). As simulações mostram que se conseguem poupanças de energia de 22,2% e 11,7%, respetivamente. Na elaboração do modelo foram considerados os ganhos térmicos devido à ocupação, iluminação e equipamento elétrico de escritório, salientando-se, ainda que, o projeto do edifício, a sua topologia de construção, as estratégias de operação e controlo dos *chillers* e a sua manutenção são alguns fatores que podem ser refletidos na fatura energética.

Korolija *et al.* (2011), mostram que a eficiência energética dos sistemas de AVAC depende largamente das características térmicas do edifício, inclusive zonas de aquecimento, de arrefecimento e de renovação de ar, tendo sido estudados vários tipos de sistemas de ar condicionado, tipicamente usados em escritórios. Porém, o desempenho energético do edifício não pode ser avaliado apenas pelas cargas de climatização, sendo, em climas temperados como no Reino Unido, bastante influenciado pelos ganhos internos. É igualmente referido, que o consumo devido a ventiladores e bombas não deve ser menosprezado.

Li *et al.* (2009) desenvolveram um módulo para sistemas de ar condicionado de escoamento variável para implementarem no Energy Plus, sendo depois modelado e testado, no sentido de se avaliar o consumo de refrigeração sazonal e mensal e, a repartição dos diferentes tipos de energia final pelo consumo total. Da sua análise concluiu-se, ainda, que o consumo do compressor reduz pelo aumento da temperatura de evaporação enquanto a temperatura de condensação não é trocada e os sistemas FPFA consomem cerca de 20% mais energia do que o sistema desenvolvido, devendo-se a sua eficiência às trocas de calor e perdas de distribuição pouco significativas, bem como a temperatura de evaporação mais elevada do que nos sistemas FCFA ou VAV.

Li & Wu (2010) desenvolveram um novo módulo para um sistema de AVAC de caudal de refrigerante variável com recuperação de calor, no *software* Energy Plus, com base no módulo para a bomba de calor com caudal refrigerante variável já desenvolvido. Dos resultados que obtiveram na avaliação do desempenho e dos consumos energéticos, chegaram à conclusão que o novo sistema, comparativamente à bomba de calor, pode atingir poupanças de energia até 17%, permitindo melhoramentos no conforto térmico do edifício com menor consumo de energia.

Korolija *et al.* (2011) demonstraram que a eficiência energética dos sistemas de AVAC encontra-se fortemente relacionada com as características térmicas do edifício, incluindo zonas de aquecimento, arrefecimento e ar fresco, referindo o facto de não ser possível construir uma validação sobre o desempenho energético do edifício, apenas, com base nas cargas de aquecimento e de arrefecimento. No estudo é ainda referido, que em edifícios não residenciais, o tipo de atividade e a taxa de ocupação do edifício afetam significativamente esse desempenho energético.

1.3.2. Estudos experimentais

Altwies & Reindl (2001) realizaram um estudo em armazéns refrigerados, tendo por objetivo a avaliação da fiabilidade de desacoplamento dos sistemas de refrigeração, em períodos tarifa em cheio, utilizando os períodos de tarifa em vazio para pré-refrigeração, de acordo com a capacidade térmica dos produtos. Este método, apesar de investigado e utilizado

frequentemente nos Estados Unidos, requer que os produtos possam ter flutuações de temperatura, de modo a não colocarem em causa a sua qualidade, e uma estratégia sofisticada de controlo e operação dos sistemas de refrigeração para evitar a estratificação das temperaturas do ar nas câmaras.

Coley e Kershaw (2010) estudaram a relação entre o aumento da temperatura externa, devido às mudanças do clima e a consequente variação da temperatura interna nos edifícios, descobrindo uma correlação linear que designaram por constante de proporcionalidade do coeficiente de amplificação das mudanças climáticas. Essa variável descreve as alterações do ambiente interno e avalia a elasticidade das mudanças de clima de uma estrutura para uma dada estação ou mudança anual no clima externo.

Foster *et al.* (2002), realizaram medições no âmbito de avaliarem a influência das infiltrações em armazéns refrigerados, recorrendo, posteriormente, a softwares CFD para simulação do escoamento dinâmico através da porta. Dessa avaliação concluíram que a redução das infiltrações de ar através das portas pode melhorar o controlo da temperatura e a economia geral dos armazéns refrigerados, pela utilização de dispositivos para proteção de infiltrações como cortinas em PVC, antecâmaras ou cortinas de ar.

As cortinas em PVC, em bom estado, podem reduzir as infiltrações de ar até 92 %, porém, se se encontrarem em mau estado, esta razão pode decair exponencialmente. As antecâmaras apresentam-se como outra solução, mas, apesar da sua eficiência, requerem um elevado investimento económico e têm condicionantes de acesso. Outra medida apresentada na literatura são as cortinas de ar, que atuam como barreiras termo-aerodinâmicas, promovendo separação do espaço climatizado com a envolvente e possibilitando uma redução da entrada de massa de ar até 38 %.

1.4. Objetivos e contribuição da presente dissertação

Com o desenvolvimento desta dissertação de mestrado pretende-se avaliar o desempenho energético de um edifício industrial, que utilize sistemas de refrigeração para conservação de produtos alimentares, através do *software* Energy Plus.

A recolha dos estudos e trabalhos desenvolvidos com base nesta ferramenta, descritos na revisão bibliográfica, tem como finalidade a avaliação das condicionantes com maior influência no comportamento térmico e energético dos edifícios. Face às condicionantes identificadas e aos métodos utilizados no cálculo da carga de refrigeração total, serão abordadas as condições mais comuns para a conservação de alimentos e o procedimento analítico para o cálculo da carga de refrigeração total, que permite manter essas condições.

Pela necessidade de compreensão do funcionamento da ferramenta computacional e pelo método como trata os dados de entrada, foi realizada uma recolha detalhada de como são definidos os dados na sua interface gráfica (Design Builder) e os métodos de cálculo com que estes dados podem ser tratados pelo Energy Plus.

Com a recolha de dados para caracterização da empresa (tipo de construção, tipos de consumos elétricos e cargas térmicas envolventes) pretende-se construir um modelo em que na simulação os resultados obtidos se aproximem do consumo energético real (faturas elétricas) e a partir daí serem analisadas soluções que permitam melhorar a eficiência energética da empresa.

1.5. Organização da dissertação

A presente dissertação é constituída por seis capítulos, sendo realizada uma abordagem sequencial que parte de um pressuposto teórico que compreende o problema em estudo e os seus fundamentos teóricos para uma componente prática que engloba a definição do modelo computacional e a sua análise. No início de cada um deles é introduzida a temática predominante ao longo desse capítulo.

No capítulo 2 são descritos os fundamentos do ciclo termodinâmico da máquina frigorífica e os diferentes tipos de classificação que resultam da sua aplicação. Os cálculos analíticos das cargas térmicas, responsáveis pelo aumento de temperatura nos espaços refrigerados, que contribuem para a carga total de refrigeração serão apresentados neste capítulo, bem como breve descrição do cálculo do balanço energético considerado pelo Energy Plus.

O capítulo 3 incide numa breve abordagem ao motor de simulação Energy Plus, seguida de uma descrição detalhada da *interface* gráfica Design Builder, em que são descritas algumas das características mais particulares da ferramenta, para melhor compreensão do seu funcionamento.

O capítulo 4 consiste na descrição da empresa, na qual foram recolhidos os dados para elaboração do modelo computacional. Neste capítulo pretende-se descrever os elementos utilizados na construção do edifício, os horários de ocupação das zonas, o tempo de permanência nas câmaras, o tempo de funcionamento e as potências dos equipamentos que influenciam, quer o desempenho energético quer o desempenho térmico da empresa.

No capítulo 5 são analisados e discutidos os resultados obtidos nas simulações do modelo, sendo primeiro analisadas as condicionantes de entrada descritas no capítulo 4. Dessas condicionantes destacam-se os consumos anuais e mensais da energia total, o consumo anual relativo ao sistema de refrigeração e as temperaturas e ganhos térmicos de algumas zonas consideradas relevantes para análise. Posteriormente, serão realizadas análises de

sensibilidade a alguns parâmetros como a temperatura, a carga de infiltração, a carga dos produtos, os elementos construtivos, a orientação e a localização do edifício, a fim de verificar a sua influência nos consumos do sistema de refrigeração.

No capítulo 6, como forma de conclusão, encontram-se as considerações finais e algumas sugestões de melhorias para estudos posteriores.

Capítulo 2

Fundamentos teóricos

O capítulo 2 tem como finalidade apresentar os fundamentos teóricos em que se baseia o ciclo termodinâmico da máquina frigorífica e os diferentes tipos de classificação que pode compreender na prática. Os cálculos analíticos que permitem determinar a resultante da carga total de refrigeração e o cálculo do balanço térmico considerado pelo Energy Plus a uma zona, serão, também, abordados neste capítulo.

2.1. Ciclo de refrigeração

A inibição da atividade microbiana é conseguida, sobretudo, pela diminuição da temperatura de conservação do alimento para o qual, os microrganismos predominantes nesse género alimentar não apresentam atividade metabólica ou taxa de reprodução. A maioria dos produtos agroalimentares, por excelência, contém uma carga microbiológica considerável, após o seu ciclo de produção, por esse motivo, devem ser submetidos imediatamente a uma cadeia de frio constante, de modo a que essa carga não seja despoletada.

Usualmente, para se conseguir diminuir a temperatura dos alimentos é utilizado um sistema que compreende um ciclo de refrigeração termodinâmico, com capacidade para remover as cargas térmicas no espaço de conservação, permitindo manter uma determinada temperatura imposta nessa zona.

O princípio de funcionamento do ciclo de refrigeração ou ciclo de compressão a vapor tem como função a transferência de calor de uma fonte fria para uma fonte quente, por intermédio de trabalho realizado por uma bomba de calor ou máquina frigorífica, sendo este conseguido à custa de energia, geralmente elétrica. Por sua vez, esse consumo encontra-se condicionado pelo desempenho da máquina, pela indicação do coeficiente de desempenho (COP). Em particular, para uma máquina frigorífica, o COP indica a razão entre a potência útil de refrigeração (frio produzido) e a potência elétrica total consumida pela máquina, de modo a, permitir essa transferência de calor, de uma forma coerente, dado que o frio não se produz e o calor é que é transferido do espaço de conservação para a vizinhança, o COP é a razão que indica quantas unidades de energia térmica podem ser transferidas por cada unidade de energia elétrica consumida. Usualmente, este valor varia entre 1 a 4, consoante o tipo de equipamento, sendo imperativa a seleção de equipamentos com COP superior para temperaturas de conservação mais baixas que implicam cargas de refrigeração superiores.

O ciclo termodinâmico da máquina frigorífica é representado pelo diagrama de Mollier (figura 2.1), que descreve o seu funcionamento teórico pela caracterização do estado físico do fluido frigorífero em diferentes fases do ciclo.

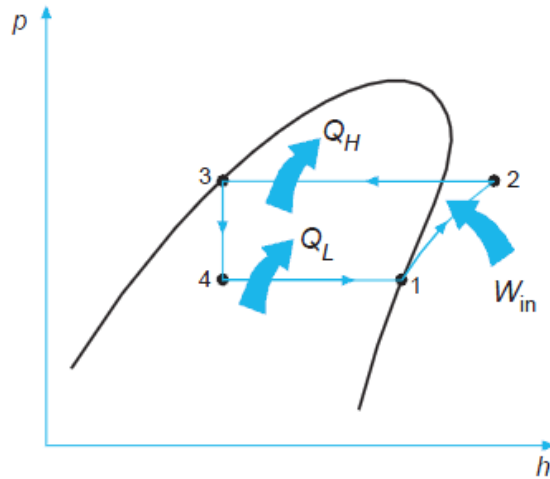


Figura 2.1 - Diagrama de Mollier (Baptista *et al.*, 2007).

Após análise do diagrama de Mollier, verifica-se que o trabalho fornecido à máquina frigorífica (W_{in}) é utilizado para elevar as pressões e conseqüentemente a temperatura do fluido frigorífero que chega ao condensador (fonte quente - Q_H). A fonte fria do ciclo termodinâmico (Q_L) é constituída pelo evaporador, e tem por função permitir a troca de calor entre o fluido frigorífero e o ar da câmara frigorífica, onde se encontram os alimentos.

Tipicamente, o ciclo de compressão a vapor teórico é constituído por um conjunto de dispositivos que formam uma unidade frigorífica simples. Essa unidade é composta por um condensador, um compressor, um evaporador e uma válvula de expansão. No interior do sistema que compreende este ciclo termodinâmico, circula um fluido frigorífero que descreve as seguintes etapas: o fluido frigorífero que se encontra no evaporador (ponto 1), a baixa pressão e temperatura, permite a absorção do calor do espaço a refrigerar através da serpentina. Devido a transferência de calor, o fluido evapora (ponto 2) e desloca-se para o compressor, onde é comprimido, de modo a aumentar a temperatura e pressão, atingindo um estado de vapor sobreaquecido. Entre os pontos (2 e 3), fase em que o fluido passa pelo condensador, o calor intrínseco do fluido é transferido para o ar ambiente, levando a uma mudança de estado (condensação). Porém, como por vezes o fluido pode não atingir o estado de líquido saturado (ponto 3), o fluido pode ser novamente arrefecido, antes de passar pela válvula de expansão (ponto 4), onde é regulada a admissão de fluido ao evaporador, permitindo separar a zona de alta pressão e baixa pressão.

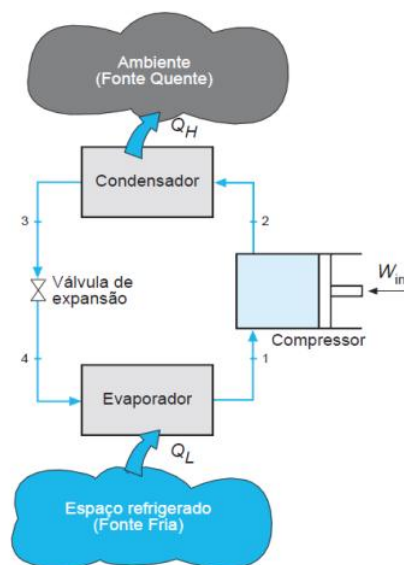


Figura 2.2 - Ciclo de compressão a vapor (Baptista *et al.*, 2007).

O ciclo termodinâmico representado nas figuras 2.1 e 2.2 descrevem um ciclo ideal, que não considera as irreversibilidades que ocorrem num ciclo real, assim o fluido frigorígeno de um sistema com ciclo de compressão de vapor real, apesar de passar por todos os estados do ciclo idealizado, contempla as seguintes considerações: a compressão do fluido (1-2) não é de todo adiabática devido à redução da entropia e durante a expansão do fluido ao passar a válvula de expansão (3-4) há geração de entropia, em ambos os casos provocadas pelo atrito entre o fluido e a tubagem (Baptista *et al.*, 2007).

2.1.1. Tipos de equipamentos de refrigeração

Inerente ao desempenho de um sistema de frio industrial, existem diferentes configurações e técnicas de instalação que permitem adaptar-se a diferentes situações consoante as condições de temperatura impostas. As diferentes configurações são selecionadas de modo a possibilitarem um maior controlo ou uma maior distribuição de frio nas instalações de um edifício, podendo ser divididas em dois grandes grupos: os sistemas de distribuição centralizada e as unidades individuais.

Nos sistemas de distribuição centralizada, o fluido frigorígeno é distribuído por diferentes câmaras de conservação, encontrando-se, geralmente, a unidade compressora e o condensador numa zona técnica e os evaporadores nos respetivos espaços a refrigerar. Este tipo de configuração é sobretudo adotada em situações nas quais se pretende servir várias zonas, ou um edifício na sua totalidade, com apenas uma “central de produção de frio”.

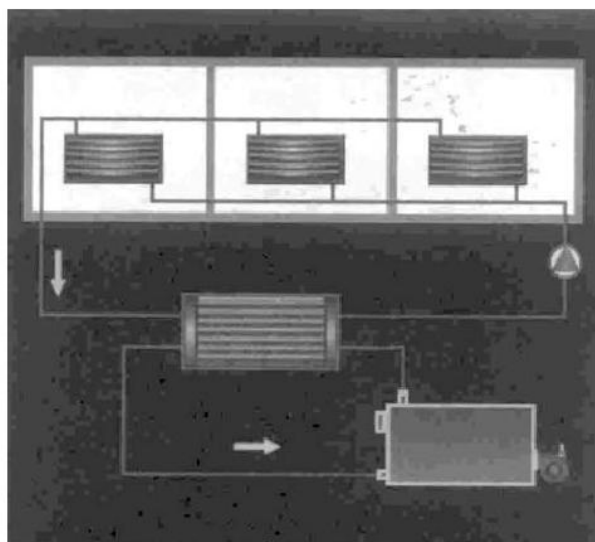


Figura 2.3 - Exemplo de um tipo de sistema centralizado com circuito secundário (Chaves, 2009).

Os sistemas de distribuição centralizados podem, ainda, classificar-se consoante o tipo de circuitos, fazendo uso de um único fluido primário (o fluido comprimido é o mesmo que transporta o calor transferido na serpentina do evaporador) ou recorrendo a um segundo fluido para refrigeração da zona (o fluido comprimido remove o calor transportado pelo fluido secundário que passa na serpentina do evaporador), neste caso a permutação de calor entre fluidos ocorre num local exterior à zona refrigerada. Consoante o número de fluidos considerados no circuito, o sistema é designado por sistema de expansão direta (para um único fluido de trabalho) ou expansão indireta (para a utilização de um fluido secundário).

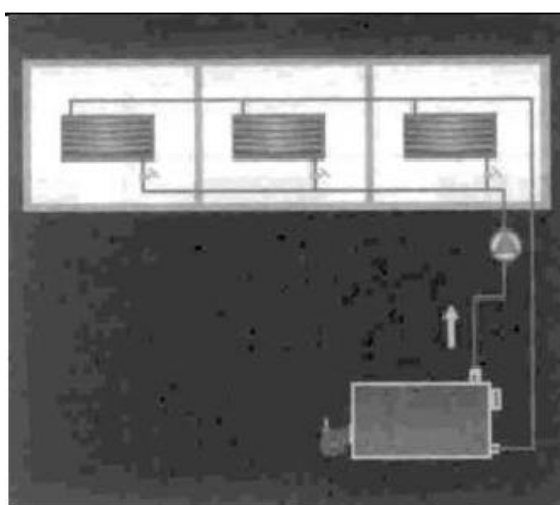


Figura 2.4 - Exemplo de um tipo de sistema de expansão direta (Chaves, 2009).

Por sua vez, as unidades individuais não dependem de um sistema central para distribuição de frio, possuindo cada zona refrigerada uma unidade compressora e condensador independente. Este tipo de topologia torna-se bastante útil quando se pretende ter apenas algumas zonas ativas e desativar outras. Outra variante, designada por unidades individuais compactas, aglomera todos os seus constituintes numa estrutura monobloco, tipo unidade *split*, no qual o evaporador se encontra no espaço a refrigerar e o condensador e compressor na zona exterior adjacente à câmara.

Nas unidades individuais existem, igualmente, sistemas de expansão direta e sistemas de expansão indireta, porém os segundos são menos usuais, dado que este tipo de topologia tem por princípio a simplificação do sistema.

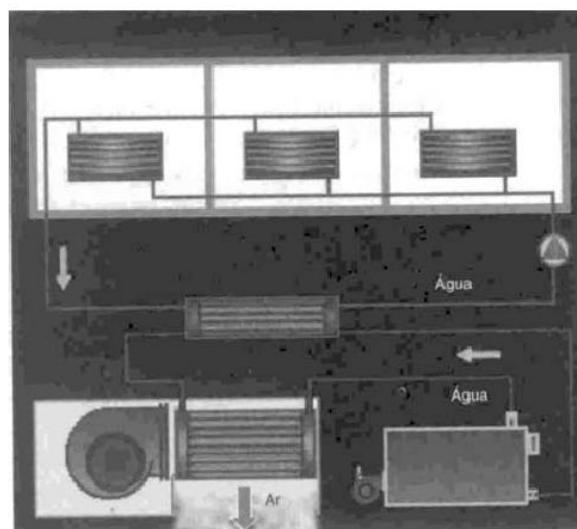


Figura 2.5 - Exemplo de sistema de expansão indireta com mesmo fluido nos circuitos primário e secundário e mistura de caudais (Chaves, 2009).

2.1.2. Classificação dos sistemas por métodos de conservação

Relativamente aos métodos de conservação, os sistemas de frio industrial têm por princípio o mesmo tipo de funcionamento e os mesmos componentes, diferindo apenas na capacidade de refrigeração, consoante a aplicação de temperaturas de congelação ou temperaturas de refrigeração. Essa capacidade de refrigeração também se encontra condicionada pela composição nutricional dos alimentos, a sua condutibilidade térmica, densidade, entre outras propriedades, que fazem variar a estabilidade térmica da câmara no tempo (ASHRAE, 2006a).

Uma vez que grande parte dos alimentos, sobretudo vegetais, são constituídos à base de água, admite-se que o seu ponto de congelação é próximo do da água, ou seja, zero graus Celsius. A partir dessa temperatura os produtos começam o seu processo de congelação e, conseqüentemente alteram o seu estado físico, o que implica a remoção de todo o seu calor

latente responsável pela sua mudança de estado. Contrariamente ao que ocorre no processo de congelação, na refrigeração o estado físico dos alimentos não é alterado, sendo eliminado apenas o calor sensível que permite diminuir a temperatura.

Como a remoção de todo o calor latente leva a grandes gastos de energia, existem alguns tipos de equipamentos utilizados para a extração rápida de carga térmica que utilizam uma “rajada de ar frio” para forçar a transferência de calor por convecção através do ar frio projetado diretamente sobre os alimentos (ASHRAE, 2006a).

Tal facto remete para uma estimativa da carga de refrigeração necessária para o método de conservação que melhor se adequa às condições que se apresentam. Em ASHRAE (2006c) são classificadas cinco categorias para conservação de alimentos:

- Atmosfera controlada para armazenamento de frutas e vegetais durante um prolongado período de tempo;
- Produtos refrigerados a temperaturas iguais ou superiores a 0°C;
- Congelados a altas temperaturas (-2 a -3°C);
- Congelados a baixas temperaturas de armazenamento (-23 a -29°C);
- Congelados de baixas temperaturas (-23 a -29°C) com refrigeração excedente para produtos congelados recebidos a temperaturas superiores a -18°C;

Para serem mantidas estas condições dentro das câmaras de conservação, são consideradas algumas hipóteses, com base em métodos numéricos, analíticos ou empíricos (ASHRAE, 2006a; ASHRAE, 2006c) que incluem:

- Temperaturas uniformes;
- Comprimento das condutas de ar e o seu impacto sobre o produto armazenado;
- Efeito da humidade relativa;
- Efeito do movimento do ar sobre os trabalhadores;
- Ventilação controlada;
- Temperatura dos produtos de entrada;
- Duração do tempo de *stock*;
- Temperatura requerida para os produtos expedidos;

- Entradas e saídas nas áreas de armazenamento;

2.2. Armazéns refrigerados

Os armazéns refrigerados são infraestruturas que se destinam ao armazenamento temporário de alimentos, para distribuição ou processamento de alimentos. No interior deste tipo de armazéns, encontram-se, geralmente, zonas condicionadas (câmaras frigoríficas) destinadas a manter as condições de conservação para um determinado tipo de produto, e zonas não refrigeradas onde ocorre o processamento/transformação dos produtos.

As câmaras frigoríficas são espaços climatizados fechados e termicamente isolados, nos quais se pretende manter constantes as propriedades termohigrométricas do espaço, temperatura e humidade relativa do ar, segundo a especificação de conservação desse género alimentar. O controlo constante dessas variáveis é fundamental para que não existam alterações indesejáveis no interior dos produtos, por exemplo, formação de cristais de gelo em produtos congelados devido a flutuações da temperatura (Lekov *et al.*, 2009).

Fatores diversos causam essas flutuações, associados à envolvente da câmara frigorífica que, através de mecanismos de transferência de calor, transferem energia entre o espaço interno e externo da câmara, provocando oscilações na temperatura e na humidade. A esses fatores é atribuída a designação de cargas térmicas (ASHRAE, 2009b; ASHRAE, 2006d).

De um modo prático, algumas dessas cargas térmicas são oriundas do próprio processamento ou transformação dos produtos que podem ocorrer dentro das instalações industriais, caso as infraestruturas assim o permitam, acabando, involuntariamente, por afetar as zonas refrigeradas.

No caso das instalações se destinarem, apenas, para fins de armazenamento de produtos (entreposto frigorífico), as cargas térmicas que afetam as câmaras de conservação são geralmente menores, destacando-se como principais: a carga gerada pelos ocupantes, pelos produtos armazenados, pela iluminação, pelos equipamentos, pelas infiltrações de ar e pela transferência de calor através das superfícies da câmara.

Uma prática recorrente neste tipo de indústria consiste na climatização dos cais de receção e expedição de produtos, tendo a função de antecâmara refrigerada, de forma a eliminar a maior parte das cargas térmicas nas imediações das entradas do edifício. Como referido em ASHRAE (2006c), em climas quentes e húmidos, os cais de receção e expedição refrigerados mostram-se vantajosos devido à menor tendência que apresentam na formação de gelo devido à redução de humidade e ar quente na zona, conseqüentemente os equipamentos operam melhor e requerem menor manutenção, as cargas de refrigeração para a empresa também são reduzidas devido aos produtos com maior necessidade de refrigeração perderem grande parte

da sua carga intrínseca, além dos ocupantes e dos produtos se encontrarem sujeitos a um menor *stress* térmico.

O conhecimento da carga total de refrigeração, necessária para satisfazer as condições de temperaturas impostas numa zona (câmara de conservação), remete para a contabilização de todas as fontes geradoras de calor que contribuem para o aumento da temperatura nessa zona. A potência de refrigeração total, teoricamente, terá de ser no mínimo igual ao somatório de todas as cargas, todavia, na prática isso não se verifica devido à consideração das perdas de distribuição verificadas no equipamento e pelo próprio *delay* do sistema (ASHRAE, 2006d).

Existem alguns métodos utilizados para estimar a carga de refrigeração total, ASHRAE (2009b) destaca dois: o método do balanço de calor e o método das séries de tempo radiante, que podem conferir maior precisão ou simplificação, consoante as considerações e procedimentos de cada um. Em ambos os métodos, o tipo de cálculo das cargas térmicas é semelhante, sendo sempre consideradas as situações mais desfavoráveis ao sistema, no que concerne à sua ação de resposta face às condições impostas.

Porém, como o dimensionamento de todo o sistema de frio se encontra dependente desse cálculo, não deverá ser utilizado o sobredimensionamento como fator de segurança, dado que implica, não só um custo adicional na aquisição do equipamento e na sua manutenção, como nos consumos energéticos ao longo do seu tempo operacional. Existe, portanto, a necessidade de um cálculo rigoroso que permita avaliar o contributo de cada fonte térmica e otimizar as cargas requeridas (ASHRAE, 2006d).

2.3. Cálculo das cargas térmicas

As cargas térmicas são a causa do aumento da temperatura num espaço climatizado e a razão pela qual existem sistemas de refrigeração com capacidade para anular o calor resultante. Através da equação da conservação de energia, realizando um balanço de energia a um volume de controlo fechado, tem-se:

$$dE = \delta Q + \delta W \quad (2.1)$$

em que dE representa a variação de energia no sistema, Q o calor que entra e W o trabalho realizado. Atendendo, que de um balanço energético efetuado a uma câmara de refrigeração, não existe trabalho realizado pelo sistema, a variação de energia no espaço refrigerado é igual às transferências de calor realizadas na fronteira do sistema, sendo que esta transferência ocorre devido à diferença de temperaturas entre o sistema e a vizinhança.

Em ASHRAE (2006d) são identificadas algumas das principais fontes responsáveis pelas variações das propriedades térmicas (devido à transferência de calor para espaços refrigerados), classificando as fontes de calor como: externas (paredes, chão, telhados, janelas, portas, partições, condições atmosféricas), internas (ocupantes, iluminação, equipamento), infiltrações (trocas de ar entre ambientes) e cargas geradas pelo próprio sistema (ventiladores, compressores e condensadores).

A carga de refrigeração, sendo uma potência, pode igualmente ser expressa como a energia de entrada no espaço refrigerado sobre um dado período de tempo, utilizando-se, tipicamente, uma base temporal diária (24h) para o cálculo das cargas (Altwies & Reindl, 2001; ASHRAE, 2006d). O cálculo dessas cargas será descrito nas secções seguintes.

2.3.1. Carga térmica de transmissão

As cargas térmicas de transmissão são definidas como o ganho térmico através das paredes, telhado e chão de um espaço condicionado, sendo o calor transferido através de uma superfície definido segundo a direção e o sentido do fluxo de calor pela lei de Fourier, para o mecanismo de condução, e pela lei de Newton para o aquecimento, para o mecanismo de convecção (Silva, 2005).

Um bom isolamento, que ofereça resistência térmica à passagem dos fluxos de calor entre a envolvente do edifício e o seu interior, é essencial para o melhorar o desempenho energético do edifício, designadamente no que respeita a sua inércia térmica². As cargas por transmissão podem ser determinadas pelo conhecimento da orientação da superfície exterior, temperatura de bolbo seco do ar exterior, da temperatura do ar interior e do coeficiente de transmissão de calor global, podendo a carga térmica de transmissão ser traduzida pela expressão:

$$\dot{Q}_{trans} = U \times A \times \Delta T \quad (2.2)$$

onde, U representa o coeficiente global de transferência de calor, A a área da superfície da parede e ΔT a diferença entre a temperatura do ar exterior e a temperatura do ar interior.

Por sua vez, o coeficiente global de transferência de calor calcula-se pela expressão:

² capacidade térmica que um edifício tem à transferência de calor entre dois meios em desequilíbrio térmico num intervalo de tempo, sendo a inércia térmica tanto maior quando maior for o intervalo de tempo até se atingir o equilíbrio.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_i R_i + \frac{1}{h_o}} \quad (2.3)$$

em que, h_i representa o coeficiente de convecção da superfície interior, h_o o coeficiente de convecção da superfície exterior e R_i a resistência térmica dos materiais que compõem as várias camadas de parede (ASHRAE, 2006d; Silva, 2005). A resistência térmica de cada material nas paredes compostas é calculada pela expressão:

$$R_i = \frac{x_i}{\lambda_i} \quad (2.4)$$

em que x_i representa a espessura de cada camada de material e λ_i o seu coeficiente de condutibilidade térmica.

A quantidade de calor que atravessa a parede depende do material por que esta é composta, da diferença entre os dois meios que separa e da área da superfície. No caso das câmaras frigoríficas, para as quais se pretende que o sistema seja o mais isolante possível, utilizam-se, usualmente, alguns dos materiais apresentados na tabela 2.1 como isolantes térmicos.

Segundo Santos & Matias (2006), a um material cuja condutibilidade térmica seja inferior a $0,065 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, com uma resistência térmica superior a $0,030 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$, é-lhe atribuída a designação de isolante térmico. Define-se condutibilidade térmica como “a propriedade que caracteriza os materiais termicamente homogéneos pela representação da quantidade de calor que atravessam uma espessura unitária de um material entre duas faces planas e paralelas para uma diferença unitária de temperatura” (Santos & Matias, 2006, p. 2-3)

Tabela 2.1 - Condutibilidades térmicas de alguns materiais isolantes (ASHRAE, 2006d).

Isolamento	Condutibilidade Térmica
	λ_i , W/mK
Poliuretano expandido (R-11)	0,023 a 0,026
Poliestireno extrudido (R-142b)	0,035
Poliestireno expandido (R-142b)	0,037
Placa cortiça	0,043

2.3.2. Carga térmica por infiltração

A carga térmica por infiltração é a potência térmica que resulta da troca de duas massas de ar entre ambientes em desequilíbrio térmico, no caso das câmaras frigoríficas, a troca de ar dá-se entre o ar refrigerado e o ar da sua envolvente externa, devido à abertura da porta. Outras causas como fendas, pequenos orifícios ou mesmo a porosidade das próprias superfícies que separam os dois ambientes, contribuem para o aumento deste tipo de carga, adicionando componentes latentes e sensíveis ao espaço refrigerado (ASHRAE, 2006d).

Este fenómeno físico, acionado pela diferença de pressão entre o ambiente exterior e interior à câmara pela abertura da porta, resulta da transferência de calor traduzida pela expressão:

$$\dot{Q}_{inf} = \dot{Q} \times D_t \times D_f \times (1 - \varepsilon) \quad (2.5)$$

em que, \dot{Q} representa a carga de refrigeração sensível e latente para o caudal estabelecido, D_t o fator de tempo de porta aberta, D_f o fator de fluxo na porta e ε a eficácia dos dispositivos de proteção para porta aberta. O fator ε pode variar consoante o tipo de proteção contra a infiltração, usualmente para lamelas em bom estado admite-se $\varepsilon \geq 0,95$, para cortinas de ar $\varepsilon \sim 0,7$ e para portas sem qualquer tipo de barreira $\varepsilon = 0$.

Por sua vez, o calor a carga latente e sensível para o caudal estabelecido pode ser calculado pela expressão:

$$\dot{Q} = 0,577 \times L \times H^{1,5} \times \left(\frac{Q_s}{A}\right) \times \left(\frac{1}{R_s}\right) \quad (2.6)$$

em que L representa a largura da porta, H a altura da porta, $\left(\frac{Q_s}{A}\right)$ é dado pelo gráfico da figura 2.6 e R_s pela tabela 2.2.

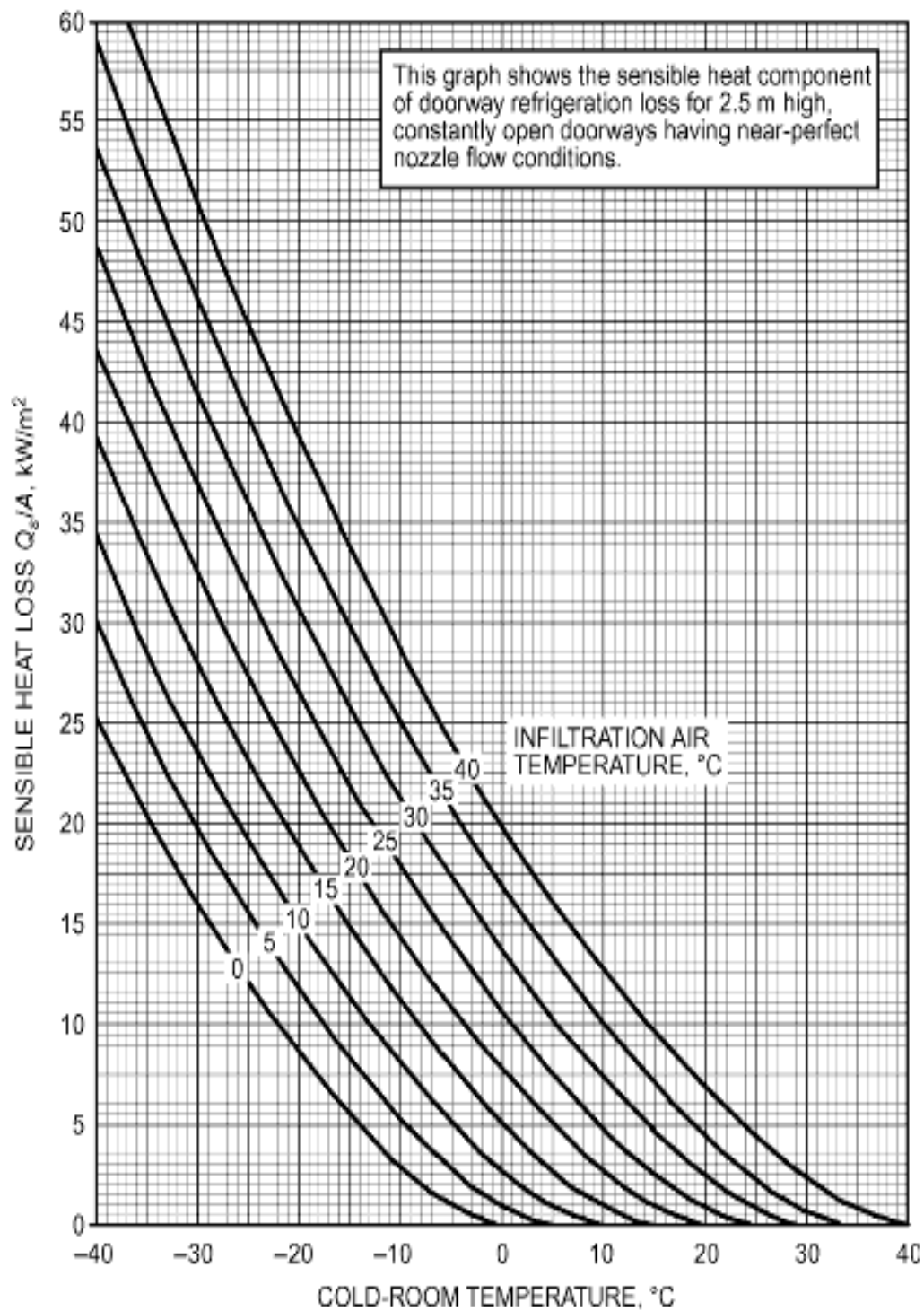


Figura 2.6 - Gráfico de calor sensível para o cálculo da carga de infiltração devido à abertura de portas (ASHRAE, 2006d).

Tabela 2.2- Determinação do fator R_s utilizado no cálculo do calor sensível para as cargas de infiltração (ASHRAE, 2006d).

Warm Space		Cold Space at 90% rh Dry-Bulb Temperature, °C								
Temp. °C	rh, %	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0
20	100	0.62	0.60	0.57	0.55	0.53	0.50	0.44	0.44	0.41
	80	0.67	0.65	0.63	0.61	0.58	0.56	0.53	0.51	0.48
	60	0.73	0.71	0.69	0.68	0.65	0.63	0.61	0.60	0.59
	40	0.80	0.79	0.78	0.76	0.75	0.73	0.73	0.73	0.76
	20	0.89	0.88	0.88	0.87	0.87	0.87	0.80	0.93	—
15	100	0.67	0.65	0.63	0.60	0.58	0.55	0.51	0.48	0.45
	80	0.72	0.70	0.68	0.66	0.63	0.61	0.58	0.55	0.53
	60	0.77	0.76	0.74	0.72	0.70	0.68	0.66	0.65	0.66
	40	0.84	0.83	0.81	0.80	0.79	0.78	0.78	0.79	0.87
	20	0.91	0.91	0.90	0.90	0.90	0.91	0.93	—	—
10	100	0.72	0.70	0.68	0.65	0.62	0.59	0.56	0.52	0.48
	80	0.76	0.75	0.73	0.70	0.68	0.65	0.63	0.60	0.59
	60	0.81	0.80	0.78	0.76	0.75	0.73	0.71	0.71	0.77
	40	0.87	0.86	0.85	0.84	0.83	0.82	0.83	0.88	—
	20	0.93	0.93	0.92	0.92	0.92	0.94	0.99	—	—
5	100	0.77	0.75	0.73	0.70	0.67	0.64	0.60	0.55	0.49
	80	0.81	0.79	0.77	0.75	0.72	0.70	0.67	0.65	0.68
	60	0.85	0.83	0.82	0.80	0.79	0.77	0.77	0.79	—
	40	0.89	0.88	0.88	0.87	0.86	0.86	0.89	—	—
	20	0.95	0.94	0.94	0.94	0.95	0.98	—	—	—
0	100	0.81	0.79	0.77	0.74	0.71	0.67	0.63	0.56	—
	80	0.84	0.83	0.81	0.79	0.76	0.74	0.71	0.71	—
	60	0.88	0.86	0.85	0.84	0.82	0.81	0.83	0.98	—
	40	0.92	0.91	0.90	0.89	0.89	0.91	0.98	—	—
	20	0.96	0.96	0.96	0.96	0.98	—	—	—	—
-5	100	0.85	0.83	0.81	0.79	0.75	0.71	0.65	—	—
	80	0.88	0.86	0.85	0.83	0.81	0.78	0.78	—	—
	60	0.91	0.90	0.88	0.87	0.87	0.87	0.98	—	—
	40	0.94	0.93	0.93	0.92	0.93	0.98	—	—	—
	20	0.97	0.97	0.97	0.98	—	—	—	—	—
-10	100	0.88	0.87	0.85	0.82	0.79	0.74	—	—	—
	80	0.91	0.89	0.88	0.86	0.85	0.84	—	—	—
	60	0.93	0.92	0.91	0.91	0.91	0.97	—	—	—
	40	0.95	0.95	0.95	0.95	0.98	—	—	—	—
	20	0.98	0.98	0.99	—	—	—	—	—	—
-15	100	0.91	0.90	0.88	0.85	0.81	—	—	—	—
	80	0.93	0.92	0.91	0.89	0.89	—	—	—	—
	60	0.95	0.94	0.94	0.94	0.98	—	—	—	—
	40	0.97	0.97	0.97	0.99	—	—	—	—	—
	20	0.99	0.99	1.00	—	—	—	—	—	—

O tamanho das passagens, o tempo de abertura e as diferenças de temperatura do ar entre o ar interior e exterior da câmara são considerados na equação (2.5) no cálculo da carga térmica por infiltração. Em situações de maior afluência às câmaras, em que seja difícil estimar o fator de abertura de porta (D_t), este pode ser calculado pela expressão:

$$D_t = \frac{(P_p \times \theta_p + 60 \times \theta_0)}{3600 \times \theta_d} \quad (2.7)$$

em que, P_p representa o número de passagens, θ_p o tempo de abertura de porta (segundos por passagem), θ_0 o tempo de porta absolutamente aberta e θ_d a base do tempo de cálculo.

Outra forma de contabilizar o ganho térmico por infiltração, devido a uma pressão negativa gerada dentro do edifício é através da expressão:

$$\dot{Q}_{inf} = v \times A \times (h_{inf} - h_{ar}) \times \rho_{ar} \times D_t \quad (2.8)$$

em que, v é a velocidade média do ar, A a área de abertura, h_{inf} a entalpia do ar infiltrado, h_{ar} a entalpia do ar refrigerado, ρ_{ar} a massa específica do ar refrigerado e D_t fator do tempo de porta aberta. Geralmente, a velocidade média do ar, para casos de infiltrações geradas por diferenças de pressões no interior de edifícios, encontra-se compreendida entre os 0,3 e os 1,5 m/s (ASHRAE, 2006d).

Nos casos em que as infiltrações nos armazéns refrigerados não são controladas, as cargas térmicas que lhe são associadas podem traduzir-se em aumentos significativos do consumo de energia pelos sistemas de refrigeração, representando, usualmente, mais de metade da carga térmica total (Lekov *et al.*, 2009; ASHRAE, 2009c).

2.3.3. Carga dos produtos

A carga gerada pelos produtos varia de acordo com diversos fatores, nomeadamente a sua constituição, o seu calor específico e a diferença de temperaturas entre a sua temperatura inicial e a sua temperatura final. No entanto, a equação (2.9) contabiliza apenas a componente sensível dessa carga transferida através dos produtos para o espaço refrigerado, sendo responsáveis pela variação da temperatura:

$$\dot{Q}_{prod} = m \times c \times \Delta T \quad (2.9)$$

onde, m é a massa dos produtos, c o calor específico para esse tipo de produto e ΔT a diferença entre as temperaturas iniciais e finais dos produtos.

A componente latente, comum nas frutas e vegetais, devido ao calor libertado durante a sua respiração e transpiração, obtém-se pela substituição do calor específico e a diferença de temperaturas para o produto da equação (2.9) pela entalpia de mudança de estado h_l na expressão abaixo:

$$\dot{Q}_L = m \times h_l \quad (2.10)$$

2.3.4. Cargas internas

Cargas internas são todas as fontes térmicas que dissipam calor para o espaço refrigerado e que contribuem para o aumento da sua temperatura, gerados por fontes como: equipamentos elétricos (iluminação, motores elétricos, empilhadores), equipamentos de processamento de produtos (cozedura, embalagem e processos de conservas) e seres humanos (que libertam calor durante a sua atividade metabólica) (ASHRAE, 2006d).

2.3.4.1. Seres humanos

Os seres humanos, devido ao funcionamento do seu metabolismo, produzem uma carga térmica significativa, que pode ser variável consoante o tipo de indivíduo, vestuário, ou tipo de atividade exercida. Essa carga pode ser estimada pela expressão:

$$\dot{Q}_{ocup} = 272 - 6 \times T \quad (2.11)$$

em que T representa a temperatura do espaço refrigerado. No caso de vários indivíduos acederem, sistematicamente, ao mesmo espaço refrigerado, essa carga adicionada é superior, para tal considera-se um incremento de 25% ao valor obtido anteriormente na equação (2.11) para ajuste do cálculo (ASHRAE, 2006d).

2.3.4.2. Iluminação

A iluminação é outra das componentes que não deve ser menosprezada no cálculo da potência total, sendo gerada pela radiação emitida e perdas por efeito de Joule resultantes do seu período de funcionamento. Porém, o cálculo desta componente não é direto e a potência de refrigeração devido iluminação calculada, para um dado instante, pode ser diferente da potência calorífica que lhe é equivalente nesse instante, devido ao armazenamento de calor. A potência instantânea relativa ao ganho de calor sensível de iluminação pode ser calculada pela expressão:

$$\dot{Q}_{itum} = P_e \times F_{ul} \times F_{sa} \quad (2.12)$$

onde, P_e representa a potência elétrica de iluminação, F_{ul} o fator de utilização (razão da potência estimada sobre a potência total instalada) e F_{sa} o fator de tolerância especial de iluminação, que difere consoante o tipo de luminárias, admitindo-se um fator igual a 1 para as lâmpadas incandescentes e inferior a 1 para lâmpadas fluorescentes (ASHRAE, 2009b).

2.3.4.3. Motores elétricos

Os motores elétricos, enquanto consumidores de energia elétrica, representam um ganho térmico significativo devido à energia dissipada por efeito de Joule que varia sobretudo com a potência do motor, sendo dado pela expressão:

$$\dot{Q}_{mot} = \frac{P_e}{\eta} \times F_{UM} \times F_{LM} \quad (2.13)$$

em que, P_e representa a potência elétrica do motor, η o rendimento do motor ($0 < \eta < 1$), F_{UM} o fator de utilização (aplicado quando a utilização do motor não é constante e existam períodos de paragem significativos durante o dia) e F_{LM} o fator de carga do motor (fração de carga nominal entregue sobre as condições das cargas de refrigeração).

Na equação (2.13), é considerado que tanto o motor como os equipamentos acionados se encontram no espaço refrigerado, assim no caso do motor se encontrar no espaço exterior e o equipamento acionado no espaço interior, o calor equivalente do equipamento em funcionamento é dado por:

$$\dot{Q}_{mot} = P_e \times F_{UM} \times F_{LM} \quad (2.14)$$

No caso de os motores se encontrarem dentro do espaço refrigerado e as máquinas acionadas no exterior, essa carga é dada por:

$$\dot{Q}_{mot} = P_e \times \left(\frac{1 - \eta}{\eta} \right) \times F_{UM} \times F_{LM} \quad (2.15)$$

2.3.5. Cargas do equipamento de refrigeração

A carga do equipamento de refrigeração (\dot{Q}_{eq}) resultante da libertação de calor durante o seu funcionamento, é, geralmente, atribuída a casos em que os ventiladores não são desligados durante o período de descongelação dos evaporadores, verificando-se conseqüentemente um acréscimo devido à ausência de refrigeração. Para temperaturas na gama de -1°C , esta carga apresenta um contributo de cerca de 5% da carga total de refrigeração, porém para temperaturas de -30°C pode representar mais de 15% dessa carga, devendo optar-se por uma estratégia de controlo *on/off* para os ventiladores, a fim de não provocar um aumento da temperatura e economizar energia (ASHRAE, 2006d).

2.3.6. Carga total

A carga total de refrigeração necessária para anular a potência térmica, libertada pelas diversas fontes mencionadas, é calculada através do somatório de todas as cargas anteriormente referidas, consideradas na equação:

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{trans} + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{prod} + \dot{Q}_L + \dot{Q}_{ocup} + \dot{Q}_{ilum} + \dot{Q}_{mot} + \dot{Q}_{eq} \quad (2.16)$$

Usualmente, a essa carga de refrigeração total aplica-se um fator de segurança de cerca de 10%, adicionado ao total obtido, de modo a permitir algumas discrepâncias entre valores

projetados e valores reais. Uma vez que este tipo de cálculo constitui uma análise onerosa, pela complexidade dos mecanismos de transferência de calor e diversidade das cargas térmicas, a utilização de uma ferramenta computacional permite uma resolução mais fácil deste tipo de balanço (ASHRAE, 2006c).

2.4. Modelação numérica

A modelação numérica é uma ferramenta bastante utilizada, atualmente, para a simulação de problemas físico-matemáticos de alguma complexidade analítica, por instituições académicas e industriais (Gaspar, 2008). A complexidade de resolução deste tipo de problemas, devido à não linearidade das suas equações diferenciais e à sua complexidade de cálculo, remete para um método numérico em que o processamento do cálculo é realizado computacionalmente (Oliveira, 2001).

Hoje em dia, com o desenvolvimento da tecnologia informática e de *softwares* de modelação, a resolução deste tipo de problemas é cada vez mais rápida e precisa, conferindo uma versatilidade de aplicação de modelos nas mais diversas áreas de conhecimento (ASHRAE, 2009a). Através da implementação desses modelos físico-matemáticos é possível solucionar problemas de elevada complexidade, através de uma aproximação numérica (modelo iterativo), sem que o utilizador tenha que se preocupar com o método de cálculo.

Comparativamente ao método analítico, o método numérico revela vantagens significativas no que concerne à velocidade e precisão na obtenção de resultados. Todavia, para validação do modelo construído computacionalmente, não pode ser dispensado o método experimental, dado que muitos modelos, apesar de complexos, admitem muitas considerações físicas que não podem ser estimadas (Neymark & Judkoff, 2006).

A fim de se estabelecer um modelo *standard* para a validação, a ASHRAE desenvolveu uma norma, ASHRAE 140-2004, na qual são apresentados alguns casos de maior sensibilidade para as cargas térmicas, dependentes da envolvente do edifício. Dentro de algumas variáveis referidas, como as mais significativas na modelação energética de edifícios, podem destacar-se: a inércia térmica, a radiação solar, o sombreamento das janelas, a ventilação natural, entre outros. Nessa mesma norma encontra-se descrito um procedimento, metodologia BESTEST, que pode ser alargada a vários programas, com o objetivo de avaliar a precisão da simulação do consumo total do edifício e diagnosticar diferentes previsões na simulação (Neymark & Judkoff, 2006).

Atualmente, existem centenas de *softwares* que integram solucionadores numéricos para cálculo e análise do desempenho energético de edifícios, encontrando-se devidamente validados pela metodologia BESTEST. A sua escolha varia consoante o nível de modelação

pretendido, a natureza dos processos ou recursos, ou da precisão desejada. Dentro desses programas, destacam-se vinte que são comparados em Crawley *et al.* (2008): *BLAST, DeST, DOE-2.1E, ECOTECT, Ener-Win, Energy Express, Energy-10, Energy Plus, eQUEST, ESP-r, HAP, HEED, IDA, IES, Power Domus, SUNREL, Tas, TRACE e TRNSYS.*

Após comparação das capacidades de cada um dos programas, constatou-se que o *software* que melhor se adequa para a modelação do caso em estudo é o Energy Plus, destacando-se pelo rigor e versatilidade na modelação da geometria do edifício, sistemas de AVAC e modelos que facilitam o estudo de otimização energética, comparativamente a outros (Crawley *et al.* 2008; Sá, 2010).

Das vantagens que o *software* Energy Plus apresenta enumeram-se três como principais: 1) a prévia modelação do edifício antes de ser construído ou remodelado que permite uma análise *à priori* do comportamento energético do edifício, 2) a comparação entre diversos sistemas e avaliação do qual se adequa melhor para determinado tipo de situação e, 3) o custo e facilidade de uma análise de um método numérico comparativamente a um experimental.

Quanto ao método de cálculo que o Energy Plus integra para o fluxo de calor que atravessa a superfície de um elemento, na simulação o Energy Plus admite a seguinte equação:

$$q''K_0(t) = \sum_{j=0}^{\infty} X_j T_{0,t} - j_{\delta} - \sum_{j=0}^{\infty} Y_j T_{i,t} - j_{\delta} \quad (2.17)$$

onde, q representa o fluxo de calor, T a temperatura, i o elemento interno da superfície, 0 o elemento externo da superfície e (X e Y) os fatores de resposta térmica que dependem das propriedades térmicas dos materiais.

Deste modo, verifica-se que o fluxo de calor que atravessa a superfície de um elemento depende das temperaturas interiores e exteriores, das propriedades térmicas dos materiais e da própria radiação solar incidente. Por sua vez, para o cálculo do balanço energético dentro de uma zona, o Energy Plus utiliza a equação:

$$C_z \frac{dT_z}{dt} = \sum_{i=1}^{N_{SL}} \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^{N_{sup.}} h_i A_i (T_{Si} - T_z) + \sum_{i=1}^{N_{zonas}} \dot{m}_i c_p (T_{zi} - T_z) + \dot{m}_{inf} c_p (T_{inf} - T_z) + \dot{Q}_{sist} \quad (2.18)$$

em que $C_z = \rho c c_t$, C_t e representa o fator ponderado de transmissão de calor sensível, $C_z \frac{dT_z}{dt}$ a energia armazenada no ar interior da zona, $\sum_{i=1}^{N_{SL}} \dot{Q}_i$ o somatório das cargas internas convectivas, $\sum_{i=1}^{N_{sup.}} h_i A_i (T_{Si} - T_z)$ o somatório da transferência de calor por convecção das superfícies adjacentes à zona, $\sum_{i=1}^{N_{zonas}} \dot{m}_i c_p (T_{zi} - T_z)$ a transferência de calor devido a

infiltrações de diferentes zonas, $\dot{m}_{inf}c_p(T_{inf} - T_z)$ a transferência de calor devido a infiltrações de ar exterior e \dot{Q}_{sist} carga térmica trocada entre o ar interior da zona e o sistema de climatização.

O balanço térmico realizado à zona, considerado pelo cálculo da equação 2.18, encontra-se ilustrado na figura 2.7.

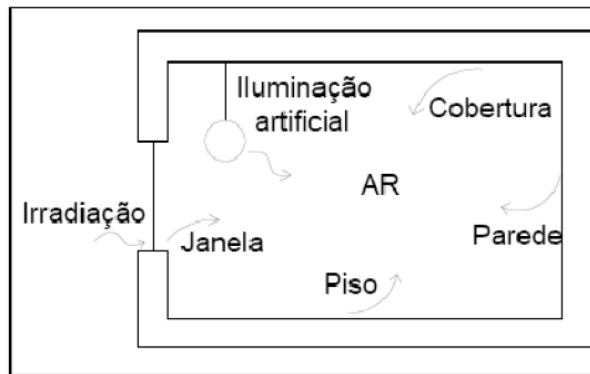


Figura 2.7 - Esquema do balanço térmico realizado às cargas térmicas numa zona pelo Energy Plus (Cúmano, 2009).

No âmbito de compreender o funcionamento e o método como são tratados os dados introduzidos no programa, o capítulo 3 incide numa descrição detalhada acerca da ferramenta Design Builder/Energy Plus.

Capítulo 3

Energy Plus/Design Builder

O capítulo 3 tem como finalidade uma descrição detalhada do programa utilizado nas simulações, tanto a nível da interface gráfica (Design Builder) como do próprio motor de simulação (Energy Plus). Inicialmente será feita uma breve descrição das características e dos módulos de cálculo do Energy Plus e, em seguida, uma descrição mais detalhada sobre o ambiente de trabalho do Design Builder, dado a modelação ter sido desenvolvida nesta *interface*. A seção intitulada “Design Builder” teve por base o manual de ajuda na *web* (Design Builder, 2011), complementando-se com informação conseguida de outros trabalhos desenvolvidos que recorreram ao *software*.

3.1. Descrição do programa

O Energy Plus é uma ferramenta modular integrada, criada na década 70 pelo DOE dos EUA em colaboração com outros investigadores internacionais, e tem por objetivo a simulação de cargas térmicas e a análise energética de edifícios, para auxílio de arquitetos e engenheiros na sua conceção de projeto ou reabilitação de edifícios.

Herdando algumas das características mais peculiares dos *softwares* que o antecederam (DOE-2.1E e BLAST), a sua estrutura, desenvolvida em código aberto (FORTRAN 90), permite a modularização de subrotinas, facilitando a introdução de novas características e de ligações a outros programas que não se encontravam disponíveis em nenhum dos dois acima referidos. A sua estrutura global é constituída por três componentes básicos: o gestor de simulação, o módulo de simulação de balanço de calor e massa e o módulo de simulação de sistemas para edifícios. O gestor de simulação controla, simultaneamente, o processo inteiro de simulação dos outros módulos e a troca de dados entre outros *softwares*, conferindo-lhe o estatuto de motor de simulação integrado (Afonso, 2009; Energy Plus, 2010; Sá, 2010)

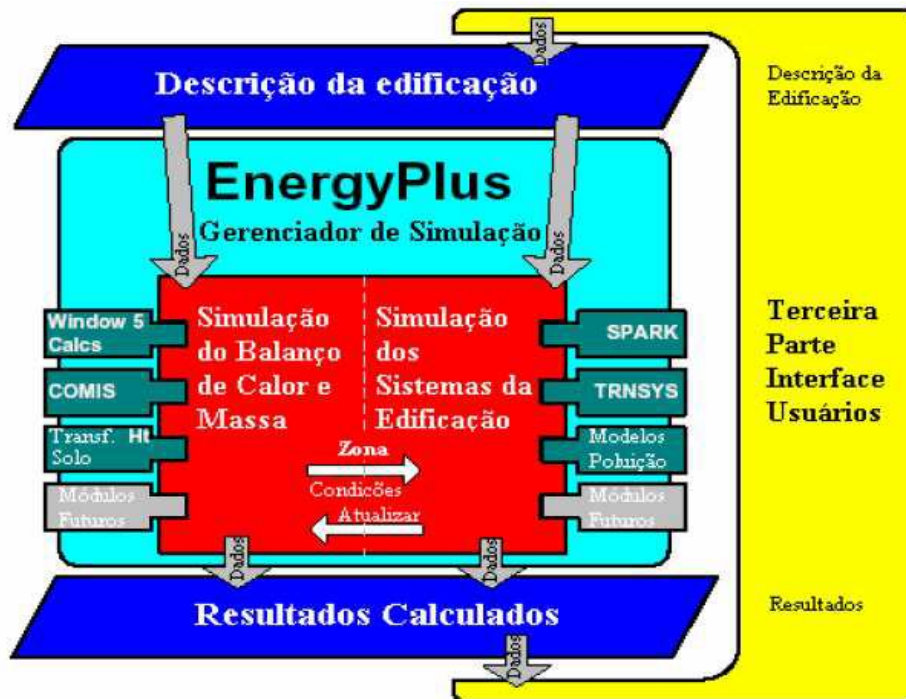


Figura 3.1- Fluxograma da estrutura global do Energy Plus (Afonso, 2009).

Estas características permitem uma maior precisão na previsão da temperatura do espaço, dimensionamento de sistemas e instalações de edifícios, conforto dos ocupantes, avaliação do controlo de sistemas reais, comparativamente a outros *softwares* de simulação dinâmica de edifícios, dado que os resultados obtidos são considerados em outros módulos sendo realizadas correções e recalculados (Crawley, 2008).

De um modo geral, o Energy Plus permite simulações numa base temporal variável, possibilitando a análise do comportamento térmico do edifício e o cálculo dos consumos de energia final, a fim de, se testarem soluções e estratégias que se traduzam a eficiência energética. Porém, os dados de entrada necessários para correr uma simulação, como os ficheiros climáticos, e os dados de saída obtidos da simulação, encontram-se em formato de ficheiro de texto ASCII, revelando-se uma dificuldade para o utilizador devido à inexistência de uma interface gráfica para visualização dos dados e resultados (Crawley *et al.*, 2001; Zhou *et al.*, 2007; USDOE, 2011).

A utilização de uma ferramenta que permita uma *interface* gráfica com o utilizador (GUI) é um requisito para a construção e parametrização detalhada do modelo e visualização de resultados, surgindo o Design Builder como resposta a essa necessidade de proporcionar um ambiente de trabalho mais *user - friendly*, sem que o utilizador tenha a preocupação com o tipo de linguagem utilizada pelo Energy Plus (Design Builder, 2011). Contudo, é pertinente referir que os resultados obtidos nas simulações, apesar de serem apresentados no ambiente gráfico do Design Builder, são calculados pelo motor de simulação do Energy Plus.

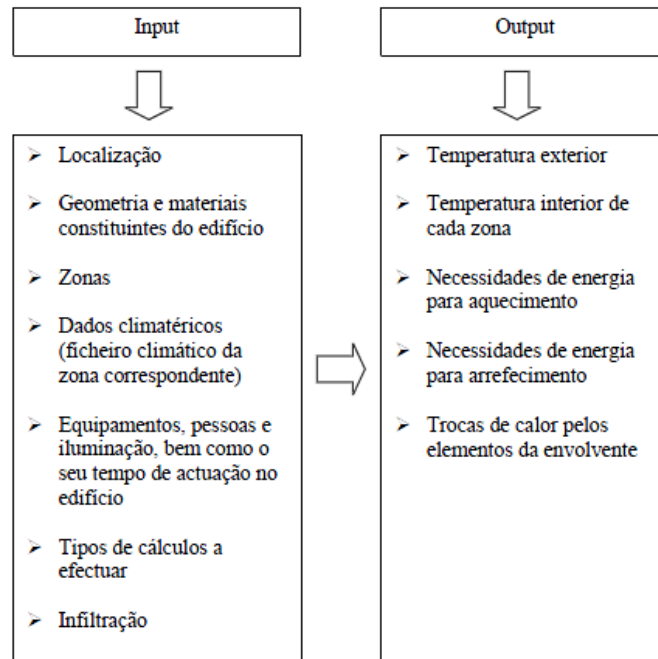


Figura 3.2 - Ficheiros de entrada e saída no Design Builder (Afonso, 2009).

De um modo simples e intuitivo, o Design Builder permite construir blocos, criar divisões, componentes (portas, janelas, etc) e definir o tipo de materiais que constituem esses elementos, a partir de *templates* importados da biblioteca do Energy Plus, ou através da criação e/ou editar desses dados pelo utilizador. Em todas as abas de modelação, no topo do cabeçalho, pode ser seleccionado e configurado um *template*.

Para além dos parâmetros enunciados, os dados relativos ao tipo de atividade, densidade de ocupação, potência dos equipamentos, potência de iluminação e sistemas de AVAC que se encontram em cada zona do edifício, bem como os respetivos horários ou programações que descrevem o seu período de funcionamento, apresentam uma forte influência na sua variação, refletindo-se conseqüentemente nos consumos do edifício.

3.2. Design Builder

O Design Builder é uma *interface* gráfica do *software* Energy Plus que tem por finalidade proporcionar uma ferramenta de trabalho simples para parametrização do modelo, assim, a sua estrutura tem por base um organigrama que permite “herdar” os dados introduzidos a nível do edifício para níveis inferiores, como os blocos e as zonas. Particularmente em edifícios muito grandes, esta estrutura revela-se bastante útil, permitindo caracterizar, rapidamente e de forma organizada, blocos e zonas semelhantes e efetuar alterações em zonas com caracterização distinta.

No seu ambiente de trabalho podem-se encontrar quatro barras principais: um painel de navegação, que indica o nível do edifício que se encontra a modelar; uma barra de abas, que separa os dados de introdução por categorias; uma barra de ecrãs, para visualização dos resultados e um painel de informação ou ajuda, disponível quando o modo “*learning on*” é ativado, para esclarecimento de alguns parâmetros durante a introdução de dados.

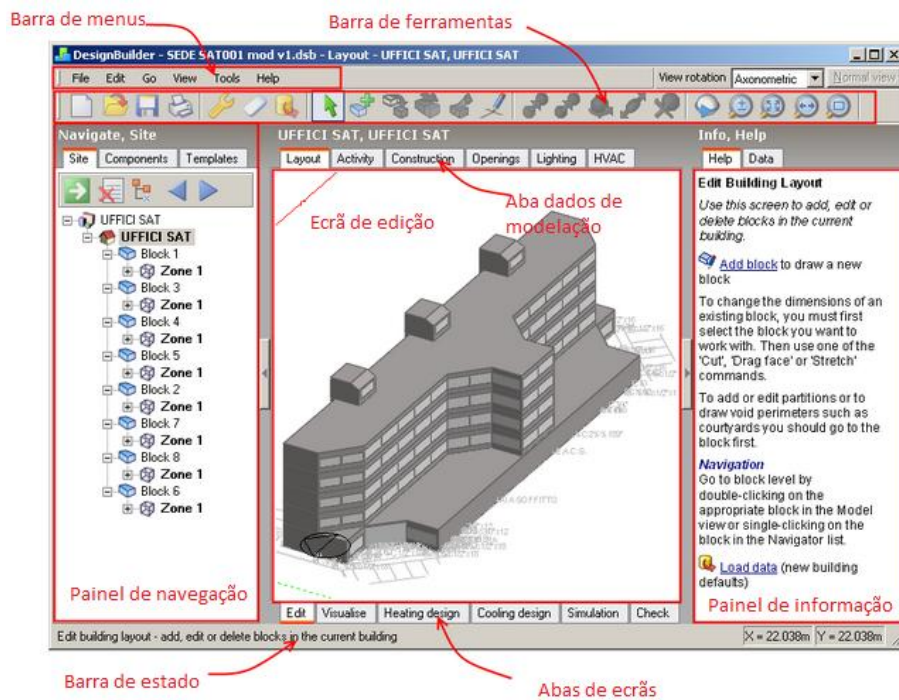


Figura 3.3 - Ambiente de trabalho do DB (Design Builder, 2011).

A construção de um modelo dinâmico de um edifício passa pela construção geométrica do mesmo, dispondo-se de ferramentas CAD que permitem a construção de blocos, que no seu conjunto dão origem ao edifício. Através dessas ferramentas é possível desenhar o perfil do edifício num plano, e a partir dessa superfície definida extrudir e formar um bloco 3D. Esse bloco pode ser aglomerado a outros blocos, dividido por partições internas que dão origem a zonas, e, ainda, copiado, movido ou modificado, permitindo uma rápida construção do modelo geométrico. No caso de existir necessidade de dividir um bloco para fins de análise por zonas, mas em que na realidade não exista uma superfície física que realize essa separação, pode ser introduzida uma “*virtual partition*” para separação de ambientes interiores. Nas superfícies que constituem as diferentes zonas podem, ainda, ser introduzidas aberturas e sub-superfícies, como janelas, portas e respiradouros que, posteriormente, são caracterizados na aba “*openings*”.

Relativamente ao cálculo dos volumes e das áreas, o programa considera a medida obtida a partir da face exterior da parede externa (fachada), considerando a espessura da parede.

Contrariamente ao que acontece para a altura do bloco, em que esta é definida geometricamente pela sua construção, e não é afectada à espessura da parede ou do chão. Em relação ao cálculo da área e volume das zonas, as suas dimensões são medidas a partir das faces interiores das paredes exteriores até à linha central das partições internas, de acordo com a convenção ilustrada na figura 3.4.

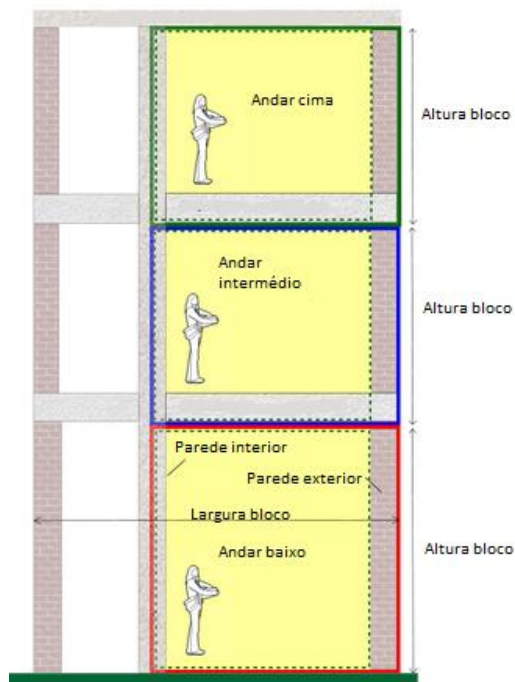


Figura 3.4 - Convenção de cálculo dos volumes e áreas no DB (Design Builder, 2011).

O volume da zona é calculado pela expressão (3.1) para um bloco rectangular, para o qual pode ser excluída a construção das espessuras dos elementos construtivos nas opções do modelo.

$$V = H \times (L - x) \times (L_c - x) - A \times x \quad (3.1)$$

em que V é o volume da zona, H a altura do bloco, L a largura do bloco, x a espessura do elemento, L_c o comprimento do bloco e A a área do piso.

A partir da importação de uma planta 2D, disponível num formado .dfx, .pdf ou em extensão de imagem, é possível definir uma escala para esse mapa de *bits*, e a partir dele “erguer” as paredes do bloco, como foi utilizado na construção do modelo deste trabalho. Para um edifício constituído por vários andares podem ser importadas várias plantas diferentes e construídos andares a partir do mapa de *bits* colocado no topo do bloco construído por baixo.

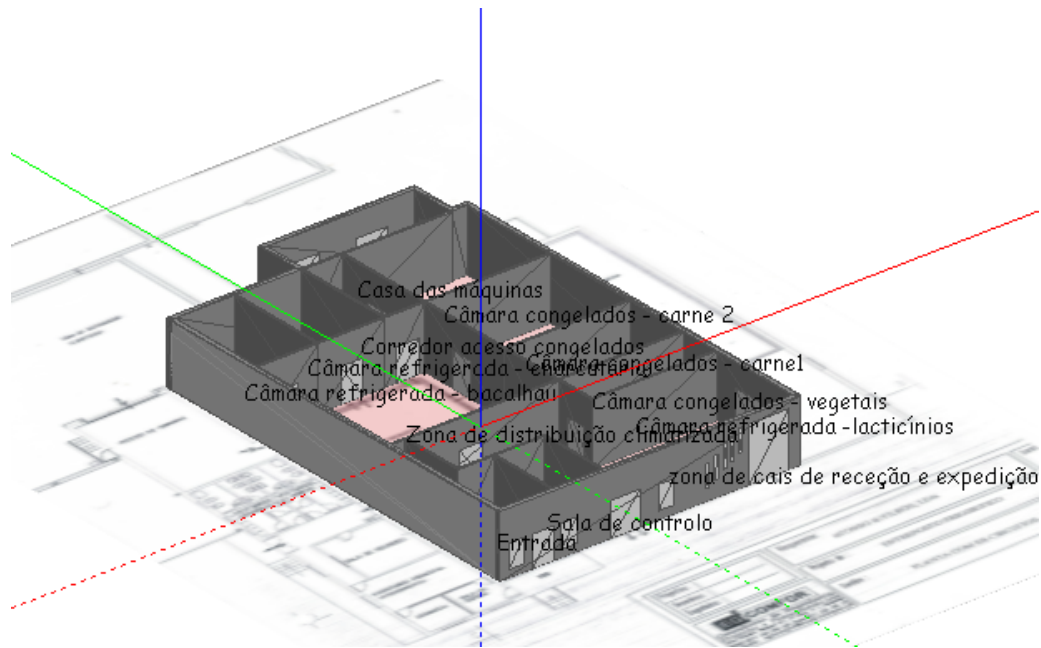


Figura 3.5 - Modelo de estudo construído a partir de um mapa de *bims*.

Como se pode observar na figura, foram, também, atribuídas designações às zonas que constituem o bloco, permitindo a sua fácil identificação, tanto durante a sua descrição nas diferentes abas de modelação como para visualização dos resultados obtidos após simulação. Esta característica revela-se bastante útil, podendo ser realizada pela edição do nome das zonas e blocos no painel de navegação.

Após construção geométrica do modelo, pretende-se introduzir dados que caracterizem o edifício na sua plenitude, desse modo, um dos primeiros passos passa pela seleção de um ficheiro climático que contenha dados climáticos anuais para a sua localização real. Esses ficheiros podem descarregados de bancos de dados no *site* do Energy Plus (USDOE, 2011).

Para uma rápida descrição do modelo, encontram-se disponíveis um considerável número de *templates* e *components* na base de dados do Energy Plus, permitindo, através da sua seleção, uma fácil parametrização, pois incluem valores de referência tipicamente utilizados em alguns tipos de edifícios. Depois de selecionados, esses templates, podem ser alterados nos campos de dados abaixo, de modo a obterem-se ajustes que melhor caracterizem o modelo.

Na figura 3.6 encontra-se a barra de abas (destacada a azul) que classifica os dados introduzidos por categorias como a construção, a atividade, as aberturas, a iluminação e os sistemas de AVAC, entre outros, enquanto o painel de informação dos *templates* se encontra destacado a vermelho.

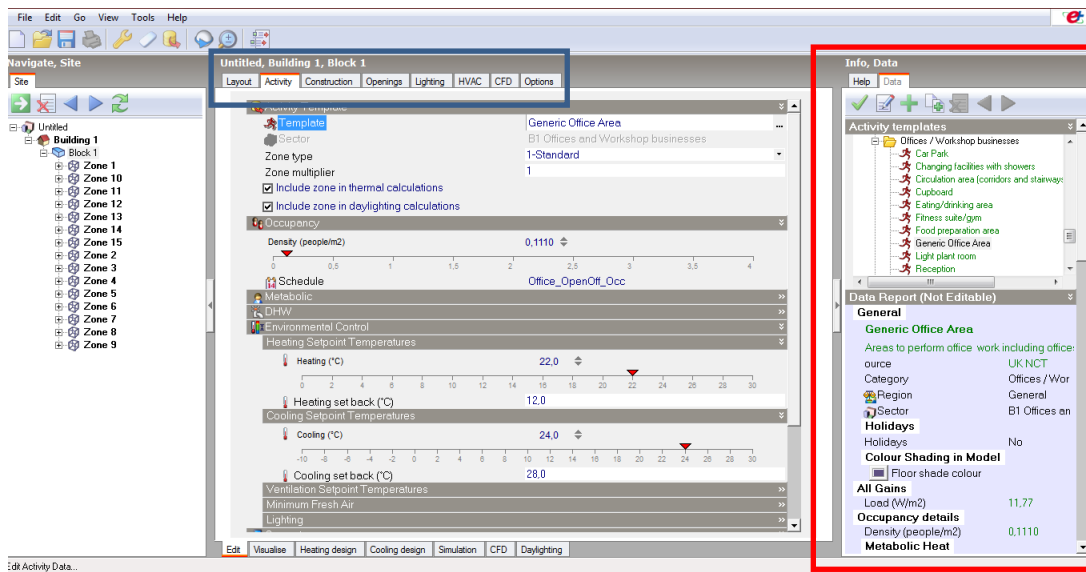


Figura 3.6 - Painel de informação dos *templates* e barra de abas no DB.

Nas secções que se seguem são descritas, em pormenor, as abas de modelação onde são introduzidos os dados no modelo para efeitos de simulação. Como o programa engloba um vasto leque de edifícios e admite diferentes considerações consoante o país ou região do mundo, na ferramenta opções do modelo (chave inglesa) podem ser configuradas opções para o tipo de dados que se pretendem considerar.

3.2.1. Aba “*construction*”

Na aba “*construction*” encontra-se incorporada toda a informação que descreve os elementos construtivos do edifício. No início desta aba pode-se selecionar um *template*, criá-lo ou editá-lo, de modo a introduzir os materiais que compõem as diferentes paredes, tetos, telhados, pisos, entre outros, facilitando a parametrização para zonas comuns no edifício.

Na eventualidade do utilizador não conhecer todos os materiais que constituem um dado elemento, pode introduzir apenas o seu coeficiente global de transmissão de calor sendo esse valor considerado pelo Energy Plus, dado que a descrição dos materiais e a introdução da sua espessura é uma forma indireta de calcular esse valor.

Actualmente, o método utilizado para caracterização dos diferentes tipos de elementos construtivos é designado por método de construção combinado, que contrariamente ao que sucedia em versões anteriores, utilizava o método da construção separada (Design Builder, 2011). Na figura 3.7 é apresentada a convenção considerada pelo Design Builder para os elementos construtivos, observando-se que entre zonas ocupadas e zonas desocupadas as

superfícies são tratadas como semi-expostas e os restantes elementos aglomerados em conjuntos com tetos, chãos, paredes exteriores e paredes internas.

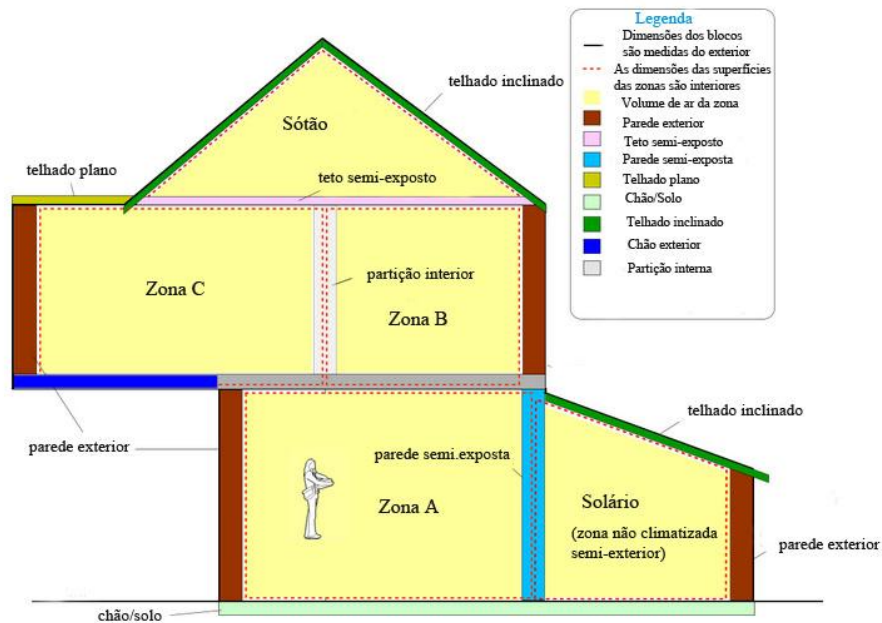


Figura 3.7 - Modelo de construção combinada no DB (Design Builder, 2011).

Como já foi referido, abaixo do cabeçalho para seleção do *template* podem ser alteradas as descrições apenas para alguns elementos construtivos sem alteração do *template* inicialmente selecionado. Esses elementos são editados pela construção de um *layout* definido por camadas de materiais e respetivas espessuras, onde podem ser adicionadas, removidas ou alteradas camadas no elemento.

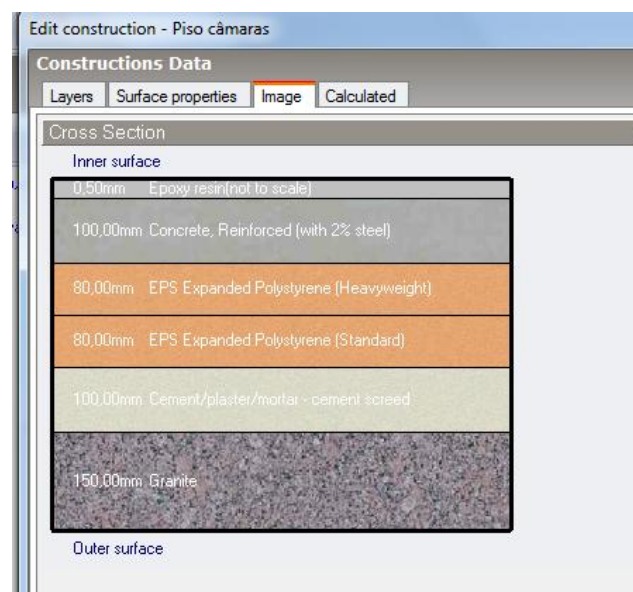


Figura 3.8 - Exemplo da edição de um elemento construtivo no DB.

Para zonas distintas, localizadas em blocos distintos que partilhem uma superfície comum, o programa considera a construção de uma “*inter-block partition*” para designação dessa superfície. Em termos práticos, o que se verifica para esse elemento é que, ao contrário das diferentes configurações que as duas paredes poderiam apresentar em separado, com esta nova configuração o elemento definido numa superfície é considerado para a superfície do lado oposto.

Associada a essa superfície, surge uma “*wall with hole*” que compreende uma mesma superfície num bloco partilhada por duas paredes externas, o “*hole*” (buraco) permite apenas delimitar a convergência da “*inter-block partition*”, obtendo-se uma nova superfície como resultado da soma da “*inter-block partition*” com a “*wall with hole*”. A nível da simulação, este tipo de superfície não afeta os resultados obtidos, porém, para evitar erros de cálculo de volume pelo Energy Plus a ligação destas superfícies deve ser incluída eliminando o espaço vazio entre elas (Design Builder, 2011).

Outro parâmetro que permite ser incluído no modelo é o caudal de infiltrações devido a defeitos dos elementos construtivos, nomeadamente fendas, rachadelas ou a própria porosidade do elemento, que resultam em oscilações de carga térmica incluída na ventilação natural, podendo ser o seu cálculo obtido através do método “*scheduled*” ou pelo método “*calculated*”.

No método “*scheduled*” para a renovação de ar introduzida, o caudal de infiltração é calculado pela expressão (3.2), sendo assumido esse valor constante em toda a simulação. O número de renovações também permite ser alterado consoante o sistema de unidades, utilizado em cada país nas opções do modelo no cabeçalho da ventilação natural.

$$q = \frac{r \times V}{3600} \quad (3.2)$$

Por sua vez, o método “*calculated*” considera a avaliação qualitativa das fendas apresentadas pelo edifício, e com base no ajuste de uma *slider bar* é possível caracterizar o seu tamanho no conjunto, conforme demonstra a figura 3.9. Este método como referido em Design Builder (2011) revela-se um tanto “pesado” na simulação de grandes edifícios, por considerar a flutuabilidade da velocidade do vento e da pressão estática nas fachadas expostas.

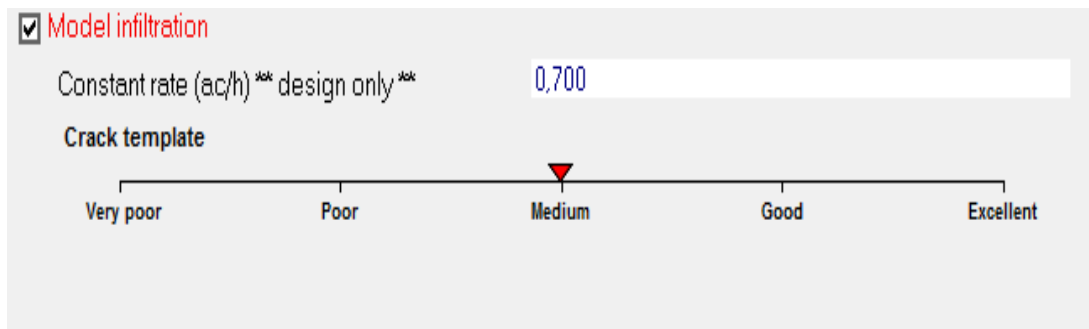


Figura 3.9 - *Slider bar* para classificação do tamanho das fendas no modo “*calculated*”.

Essas considerações são incluídas no cálculo do caudal volumétrico que atravessa as fendas traduzidas pela expressão:

$$q = C \times (\Delta p)^n \quad (3.3)$$

em que, C representa o coeficiente de avaliação da fenda, Δp a diferença de pressão e n o expoente do escoamento com domínio entre 0,5 para escoamento turbulento desenvolvido, 1 para o escoamento laminar.

Para considerar o efeito de um edifício ou de um objeto de grandes dimensões que possa causar sombreamento ou reflexão no edifício em estudo, pode ser definido um “*component block*” adiabático, não considerado na simulação do modelo, selecionado o material que o constitui e definido um *schedule* de transmitância que permite integrar o seu valor máximo ao longo do tempo.

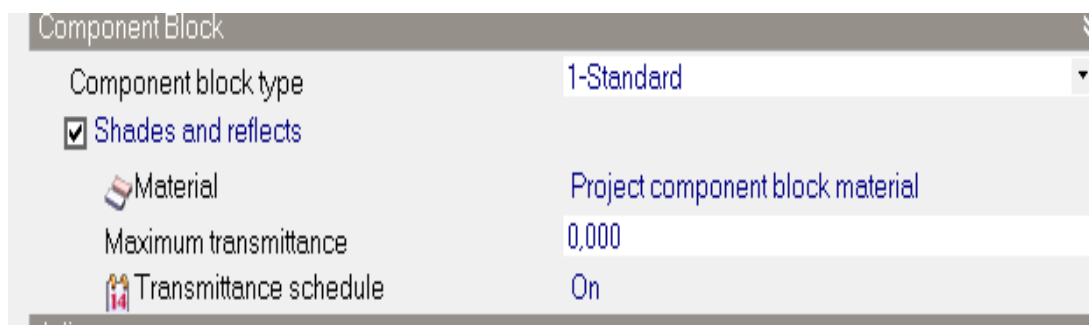


Figura 3.10 - Exemplo da parametrização de um *component block* com modelo de reflexão e sombreamento definido pelo *schedule* de transmitância.

3.2.2. Aba “openings”

A aba “openings” permite caracterizar janelas, portas e outros tipos de aberturas em todo o edifício, definidas geometricamente a nível das superfícies. Em particular para as janelas, dada a sua forte tendência a permitir ganhos térmicos no edifício (quer pela entrada de radiação solar ou infiltrações de ar), torna-se relevante efetuar uma descrição detalhada do tipo de vidro, caixilharia ou dispositivos de sombreamento que controlam a entrada de radiação.

No cabeçalho dedicado à parametrização de janelas, ou fachadas envidraçadas, pode ser caracterizado o tipo de vidro, quanto à sua espessura e composição, a caixilharia, assim como os próprios divisores dos vidros, encontrando-se também disponíveis alguns *templates* com soluções existentes no mercado. Através das dimensões das janelas, pode ser definida a percentagem da área aberta pela definição de um *schedule* de funcionamento para a ventilação natural.

Porém, a abertura das janelas exteriores só ocorre se na aba “Activity” o *setpoint* de temperatura para a ventilação natural for inferior à temperatura interior e, por conseguinte, a temperatura exterior for inferior à temperatura interior do ar nessa zona. Por sua vez, as condições de temperatura encontram-se limitadas pelo *schedule* definido para a ventilação natural e pela habilitação da ventilação natural nas abas “openings” e “HVAC”.

O caudal de infiltração, resultante da ventilação natural, é calculado com base nos coeficientes do efeito do vento e da pressão estática, referidos anteriormente na equação (3.3). Este cálculo é realizado apenas para o método de ventilação calculada, uma vez que o método de ventilação natural programada só se encontra disponível para aberturas interiores, pela utilização da seguinte expressão:

$$q = A \times A_a \times t_a \times q_m \quad (3.4)$$

em que A representa a área da abertura, A_a a área de porta aberta, t_a o tempo de abertura programado e q_m o fator que permite obter uma mistura de caudais entre a abertura (Design Builder, 2011).

Quanto aos ganhos térmicos de radiação solar, através das superfícies envidraçadas, o Energy Plus engloba a sua componente térmica pelo método de função de transferência de calor - *Conduction Transfer Function* - que considera apenas o calor sensível, desprezando o armazenamento de humidade ou o fenómeno de difusão nos elementos construtivos (Cúmano, 2009).

Uma série de estratégias de sombreamento que permitem “dosear” a entrada de radiação e, deste modo, reduzir as necessidades de climatização por parte dos equipamentos AVAC, são

consideradas pelo Design Builder. No caso de não existir nenhuma estratégia de controlo, podem-se definir os dispositivos de sombreamento como sempre ativos, não permitindo a entrada de radiação solar na zona. As estratégias de controlo que permitem satisfazer as condições de temperatura impostas na zona pelos *setpoints* da aba “*activity*”, encontram-se abaixo descritas.

O controlo “*daylight*” é uma estratégia que assegura apenas a entrada de luz natural suficiente, através do mecanismo de sombreamento eletrocromático. Os requisitos de iluminação natural na zona são conhecidos na aba “*activity*”, no cabeçalho “*environmental control*”, pela definição do seu *setpoint*, não sendo possível definir *setpoints* distintos para o controlo do sombreamento eletrocromático e para o controlo da iluminação elétrica.

No tipo de controlo “*schedule*”, o sombreamento é ativo com base no horário definido, ao contrário dos controlos “*solar*” e “*glare*”, em que os dispositivos de sombreamento são ativos pelo excesso da radiação solar incidente, comparativamente ao *setpoint* solar ou alcance do índice de brilho máximo especificado para a zona, respectivamente.

O *setpoint* solar ou fator solar de um vidro, segundo o RCCTE, é definido como o “quociente entre a energia solar transmitida através de um vidro para o interior e a energia solar nele incidente” (Decreto-lei nº80, 2006, p.2476).

Por sua vez, nas estratégias “*outside air temperature*” e “*inside air temperature*”, o sombreamento é ativo se a respetiva temperatura exceder o seu *setpoint* definido. Para a estratégia “*cooling*”, o sombreamento é ativo se no intervalo de tempo anterior existiu arrefecimento na zona.

Dos tipos de controlo que permitem reduzir a carga de arrefecimento, podem-se destacar o “*Day cooling and solar + night*”, no qual o sombreamento se encontra sempre ativo à noite, sendo, durante o dia, controlado pelo *setpoint* solar, se no intervalo de tempo anterior a zona tiver sido refrigerada. Por sua vez, o controlo “*Day cooling and solar*” é desligado à noite e utiliza a mesma estratégia do controlo anterior, durante o dia.

Quanto aos tipos de controlo para maximizar o ganho térmico de aquecimento, durante o inverno, podem-se destacar o “*Night outside low air temperature*” e o “*Night inside low air temperature*” que compreendem sombreamento caso o *setpoint* da temperatura seja superior à temperatura medida no local, sendo o sombreamento desativo durante o dia. Quanto ao controlo “*Night heating*”, só é ativo durante a noite se no intervalo de tempo anterior à simulação tenha existido aquecimento na zona.

As estratégias mais ambiciosas, que permitem ao mesmo tempo reduzir as cargas de aquecimento e arrefecimento, são: a estratégia “*Night outside low air temperature + day cooling*”, em que é ativo durante a noite, se a temperatura do ar exterior for inferior ao seu

setpoint e, durante o dia, se no intervalo de tempo anterior tiver ocorrido refrigeração na zona. A estratégia “*Night heating + day cooling*” permite o sombreamento durante a noite (caso não tenha existido aquecimento) e, durante o dia (se não existiu arrefecimento na zona). Por sua vez, a estratégia “*Horizontal solar*” permite sombreamento sempre que a radiação solar total exceda o *setpoint* solar. Para as estratégias “*Outdoor air temperature + solar on window*” e “*Outdoor air temperature + horizontal solar*” o sombreamento é ativo se a temperatura exterior e a radiação solar incidente na janela excederem os seus *setpoints* ou a temperatura exterior e a radiação solar horizontal excederem os seus *setpoints*, respetivamente.

Outros tipos de sombreamentos locais como palas, telheiros ou persianas, podem também ser definidos nesta aba.

3.2.3. Aba “*lighting*”

Na aba “*lighting*” encontra-se toda a informação que permite caracterizar o tipo de iluminação, definir as suas densidades, tipos de luminárias e controlos, bem como realizar ajustes no posicionamento de sensores para determinar o valor da intensidade luminosa na zona.

Vários tipos de luminárias existentes no mercado encontram-se definidas nos *templates*, permitindo uma rápida e fácil seleção do tipo de iluminação. Quanto aos tipos de montagens reconhecidos pelo programa, encontram-se na figura 3.11 diferentes *layouts* para luminárias.

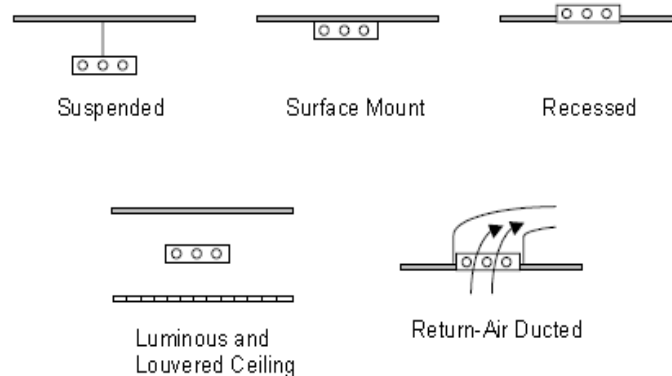


Figura 3.11 - *Layout* para iluminação no DB (Design Builder, 2011).

Como complemento ao tipo de montagem selecionado, o Design Builder arbitra valores padrão para a decomposição da luz em fração radiante, fração convetiva ou fração de luz visível, permitindo ajustar e determinar qual a potência térmica transferida pelo mecanismo de

convecção para a zona. Por sua vez, o *schedule* definido para a iluminação permite calcular a carga e consumo devido à iluminação em função do tempo (cálculo dinâmico).

O facto do *software* não considerar a introdução da potência de iluminação global por zona e admitir apenas densidades de iluminação, leva a que o utilizador tenha de calcular essa densidade pela expressão:

$$D_e = \frac{P_e}{A} \quad (3.5)$$

As unidades que qualificam este tipo de grandeza podem ser expressas em W/m^2 , como na expressão (3.5), ou em $W/m^2/100lux$, para a qual considera no seu cálculo os requisitos de intensidade luminosa definidos na aba “*activity*”.

A função de controlo da intensidade luminosa, para uma determinada zona, considera o *setpoint* definido na aba “*activity*” para a intensidade luminosa pretendida e regula a potência de entrada para iluminação artificial, em função da iluminação natural, através do sensor de intensidade luminosa configurado para a zona. Esses requisitos de luminosidade são assegurados pela leitura do sensor de luminosidade, definido num plano da zona, servindo essa leitura para o cálculo da iluminação através da componente natural disponível e da potência eléctrica de iluminação regulada, com o objetivo de obter a luminosidade pretendida. As funções das estratégias de controlo para cálculo da iluminação encontram-se abaixo descritas e ilustradas.

A função “*continuous control*”, ilustrada na figura 3.12, permite uma redução linear e contínua da potência eléctrica da iluminação artificial, em função do aumento da iluminação natural na zona. Ao ser atingida a fração da potência mínima de entrada, valor para a qual a potência eléctrica não diminui por aumento de luz natural, a potência eléctrica é mantida para esse valor constante.

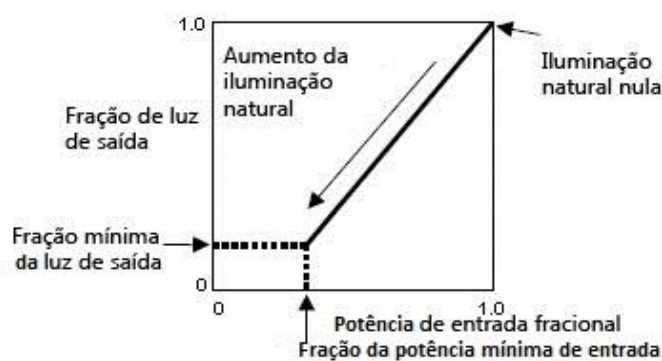


Figura 3.12 - Função de controlo contínuo para a iluminação (Design Builder, 2011).

No tipo de controlo “*continuous/off*”, a função de controlo segue o comportamento da função “*continuous control*”, à exceção de quando é atingida a fração de potência mínima de entrada, a iluminação artificial é desligada por completo.

Por outro lado, a função “*stepped control*” permite ligar ou desligar luzes, consoante a disponibilidade de iluminação natural, de um modo discreto (função degrau). Neste tipo de controlo a potência eléctrica de entrada decai discretamente ao atingir uma fração de iluminação, determinada pelo *setpoint* e o número de degraus definidos pelo utilizador, obtendo-se “degraus” igualmente espaçados.

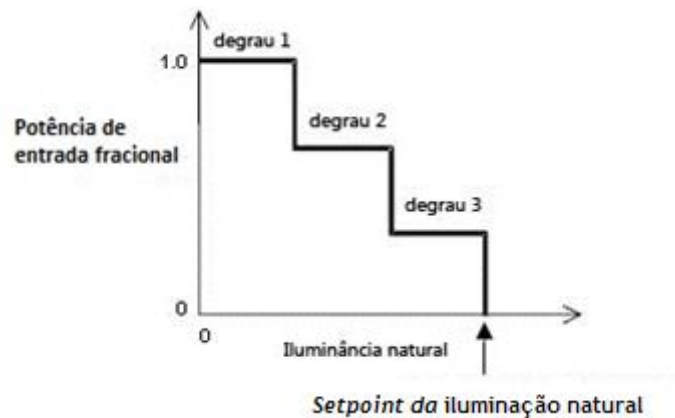


Figura 3.13 - Função de controlo em degrau para a iluminação (Design Builder, 2011).

3.2.4. Aba “*activity*”

A aba “*activity*” é uma das abas que contempla um maior número de informação, uma vez que os ganhos térmicos e os consumos de energia estão fortemente interligados com a atividade desenvolvida em cada zona do edifício.

À semelhança de outras abas, no cabeçalho de topo pode ser selecionado o tipo de atividade na zona que inclui valores *standard* para algumas atividades, comumente desenvolvidas em edifícios. A seleção do tipo de zona nesta aba permite definir alguns parâmetros característicos para quatro tipos de zona distintos: *standard*, *semi-exterior unconditioned*, *cavity* e *plenum*.

A zona *standard*, selecionada por defeito, permite definir esse espaço como ocupado e climatizado, ativando os campos para os equipamentos de “*HVAC*” e densidade de ocupação, enquanto a zona *semi exterior unconditioned* define um espaço sem climatização, como é o caso de sótãos e estacionamentos, inativando logo a seleção da aba “*HVAC*”. Por sua vez, a *cavity* surge como uma zona específica dedicada à simulação de paredes de dupla fachada ou paredes de *trombe* e a zona *plenum* um espaço ventilado sem climatização ou ventilação mecânica.

Para efeitos de simplificação em edifícios de grandes dimensões, o fator “*zone multiplier*” permite a simulação dos parâmetros definidos numa zona para outras com características similares, através do fator de multiplicação de zonas definido. Deste modo, para um edifício com várias zonas idênticas, como por exemplo um hotel, basta definir o rés-do-chão que estabelece a condição de adjacência com o solo, o último andar para a adjacência com o telhado e os “andares modelo” para referência do fator multiplicativo.

Outra forma de simplificação do modelo, devido às suas dimensões, remete para incluir ou excluir os cálculos térmicos e/ou iluminação natural, nas zonas em que se pretende obter resultados da simulação (zonas úteis). Há que salientar que este tipo de simplificação, pela exclusão de ambos os cálculos numa zona, é considerada como zona não útil e, conseqüentemente, as superfícies que as separam das zonas úteis são tratadas como adiabáticas, ou seja, não existe transferência de calor através dessa superfície.

Porém, esta consideração implica que qualquer efeito que possa advir de uma zona não útil, não seja refletido no cálculo das zonas úteis, tornando-se importante ponderar, se uma zona considerada não útil possa alterar significativamente os resultados da simulação. Quando utilizado este método de simplificação, é permitido reduzir o tempo de simulação, o trabalho de caracterização da zona pelo utilizador e, de certo modo, a probabilidade de se introduzir erros através de dados definidos para zonas irrelevantes à simulação.

Nesta aba é, também, considerada a densidade e o horário de ocupação em determinada zona. Sendo os ocupantes uma fonte de geração de calor nos edifícios, essa transferência depende do indivíduo, do tipo de vestuário e do tipo de atividade que exerce, deste modo, podem ser definidos estes parâmetros nesta aba e calculado o ganho resultante, em função do tempo de ocupação. A nível do edifício, pode também ser definido um calendário de férias que determina quais os seus períodos de desocupação. A densidade de ocupação para uma zona pode ser determinada por:

$$D_o = \frac{\text{pessoas}}{A} \quad (3.6)$$

A quantidade de água quente doméstica (DHW) e os *setpoints* de aquecimento, arrefecimento, ventilação e caudal de renovação de ar podem ser definidos no cabeçalho “*environmental control*”, servindo de referência aos sistemas de AVAC parametrizados nessa aba.

A DHW, como taxa do consumo de água quente, é explícita em litros por unidade de área ao dia, enquanto que os *setpoints* das temperaturas de aquecimento e arrefecimento que definem as temperaturas ideais de controlo na zona são explicitadas em graus Celsius. Os “*set backs*” das temperaturas para aquecimento e arrefecimento são definidos no caso de

existirem diferentes necessidades de climatização nos períodos de desocupação do edifício, permitindo definir novos *setpoints* para as temperaturas nessa situação. Os *setpoints* de humidificação e desumidificação numa zona, permitem ser ajustados neste mesmo cabeçalho, para determinados tipos de sistemas AVAC, nomeadamente VAV,CAV e sistemas de unidades individuais no modo “compact”, encontrando-se o seu domínio compreendido entre 0 a 100, para a percentagem de humidade relativa.

Por sua vez, os *setpoints* de ventilação natural e mecânica definem as temperaturas máximas na zona, para as quais é possível “acionar” os mecanismos de ventilação para arrefecimento da zona. No caso particular da ventilação natural, esta pode compreender dois métodos de simulação: o método “scheduled” ou método “calculated”, já referidos anteriormente.

Para além do *setpoint* que pode ser definido para a ventilação natural, no modo “scheduled”, a ventilação natural é desativada no caso do delta T definido ser superior à diferença entre a temperatura do ar interior e a temperatura de ar exterior, sendo restringida a sua operabilidade a esse intervalo. Esta característica permite de igual modo permitir sempre ventilação natural (mesmo para aquecimento da zona) pela introdução de um delta T com grande valor absoluto e sinal negativo.

Por outro lado, a ventilação mecânica encontra-se disponível apenas para a opção do modelo *simple HVAC*, no caso da temperatura do ar na zona ser superior ao *setpoint* da temperatura para a ventilação mecânica e a sua programação se encontrar ativa. À semelhança da ventilação natural, o delta T define a diferença de temperatura mínima entre o ar da zona e o ar exterior, para a qual ocorre ventilação mecânica. As renovações de ar, que permitem determinar o caudal de distribuição mecânica de ar exterior na aba “HVAC”, podem ser explicitadas segundo um caudal de ar fresco por pessoa (l/s) ou um caudal de ar fresco por unidade de área (l/sm²).

Em relação ao ponto de ajuste da intensidade de iluminação requerido nessa zona, o seu valor permite definir uma estratégia de controlo para a iluminação definida na aba “lighting”, no sentido de fazer uso da iluminação natural disponível e de garantir a intensidade luminosa requerida por incremento da iluminação artificial. Quanto ao parâmetro “default display lighting density” permite definir a densidade luminosa para uma tarefa específica, cujo método de iluminação é definido no cabeçalho “task and display lighting density” na aba “lighting”.

Outros ganhos térmicos que possam estar associados a equipamentos e processos relacionados com a atividade, também são parametrizados nesta aba. Nas opções do modelo encontram-se disponíveis três métodos para o cálculo desses ganhos gerados pelos diferentes tipos de equipamentos: “lumped” (no qual os ganhos gerados pelos equipamentos são aglomerados num único valor), “early” (em que os ganhos dos equipamentos podem ser discriminados em

diferentes categorias) ou “*detailed*” (onde os ganhos dos equipamentos são descritos em detalhe para cada equipamento, em cada zona na aba “*equipment*”).

Para grandes edifícios, recomenda-se o modo “*early*” em detrimento do modo “*detailed*”, pois a complexidade incrementada na descrição dos equipamentos para o segundo modelo (por utilizar ficheiros baseados em inspeções), requer grandes períodos de simulação e exigência por parte da própria máquina de simulação.

3.2.5. Aba “*HVAC*”

A aba “*HVAC*”, como o próprio nome sugere, permite caracterizar os equipamentos AVAC que climatizam zonas individuais ou mesmo um edifício na sua totalidade (sistemas de distribuição central). Um *schedule* pode ser definido para a ventilação natural e ventilação mecânica, bem como para os equipamentos de aquecimento e/ou arrefecimento e para a DHW (*domestic hot water*), permitindo o seu funcionamento com base nos respetivos *setpoints*, definidos na aba “*activity*”.

No caso dos *setpoints* das temperaturas de aquecimento e arrefecimento definidas na aba “*activity*”, os equipamentos na aba “*HVAC*” são dimensionados no sentido de satisfazer as condições de temperaturas impostas, apresentando uma variação operacional dinâmica consoante o *schedule* definido no cabeçalho “*heating*” and “*cooling*”, respetivamente. Nas opções de modelação para a aba “*HVAC*” encontram-se disponíveis três tipos de modelos diferentes: “*simple*”, “*compact*” e “*detailed*”, descritos nas seções abaixo.

3.2.5.1. Modelo “*simple HVAC*”

O modelo “*simple HVAC*” permite calcular as cargas e os consumos dos sistemas de aquecimento e arrefecimento, através de algoritmos de cálculo básicos que incluem as potências e os COP sazonais. Para este modelo podem-se selecionar quatro métodos: “*adequate*”, “*manual*”, “*autosize*” ou “*autosize when not set*”.

No método “*adequate*” o equipamento, selecionado no *template* na aba “*HVAC*”, é modelado como se tivesse capacidade ilimitada para satisfazer os requisitos de temperatura impostos na aba “*activity*”. A utilização deste método permite ao utilizador conhecer qualquer capacidade de aquecimento ou arrefecimento, independentemente da temperatura de *setpoint* definida para a zona. Contudo, os picos das cargas de aquecimento e arrefecimento calculadas nos períodos de desconforto térmico, levam a um sobredimensionamento dos consumos por parte dos equipamentos. Não são requeridos cálculos de dimensionamento para aquecimento ou arrefecimento neste método, ao contrário do método “*manual*”.

Por sua vez, o método “*autosize*” permite, *à priori*, o cálculo das cargas de aquecimento e arrefecimento em cada simulação. Neste caso, os dados com as capacidades de aquecimento e arrefecimento não são mostrados, sendo os cálculos “*heating design*” e “*cooling design*” corridos antes da simulação, para dimensionamento do equipamento. No método “*autosize when not set*”, as capacidades de aquecimento e arrefecimento são dimensionadas como no modelo anterior, à exceção dos dados para as capacidades não serem apresentados antes da simulação, sendo transportados diretamente dos cálculos “*heating design*” e “*cooling design*”. A nível do consumo energético gasto pelos equipamentos AVAC, no caso particular de um chiller, é determinado pela expressão:

$$E = \frac{Q_{refrig}}{COP_{sist}} \quad (3.7)$$

No modelo “*simple HVAC*”, para o consumo apresentado pelo equipamento, pode-se separar o consumo referente à energia auxiliar (consumos das bombas, ventiladores e outros elementos que compõem os sistemas) pela seleção das opções: “*NCM*”, que considera um valor fixo anual por unidade de área, de acordo com os dados *NCM UK*; “*separate fans and pumps*”, que admite a introdução dos consumos dos respetivos ventiladores e bombas, por unidade de área e pela configuração do seu *schedule* de funcionamento.

3.2.5.2. Modelo “*compact HVAC*”

O modelo “*compact HVAC*”, em comparação ao modelo “*simple HVAC*”, revela-se um método de cálculo mais rigoroso e completo, em que as capacidades de aquecimento e arrefecimento são determinadas no módulo de cálculo do próprio Energy Plus. O tipo de sistema que permite modelar, com maior rigor, os requisitos numa zona é o sistema de unidade individual.

Tal como acontece no modelo “*simple*”, encontram-se disponíveis os mesmos métodos de cálculo nas opções do modelo, com a diferença que o método “*adequate*” é tratado como método “*autosize*”, no modelo “*simple*”. No que concerne ao método “*manual*”, se se desejar calcular a capacidade de aquecimento e arrefecimento, bem como o caudal máximo fornecido no equipamento AVAC, deve ser seguido o seguinte procedimento: 1) Selecionar opção “*autosize*”, 2) correr os cálculos “*heating e cooling designs*”, 3) correr a simulação, 4) selecionar a opção “*manual*” 5) observar as cargas de aquecimento e arrefecimento dimensionadas para cada zona e 6) copiar o caudal máximo fornecido do ficheiro .csv da pasta Energy Plus antes de correr a simulação (Design Builder, 2011).

Para este método é necessário existir concordância entre as cargas de arrefecimento definidas e o caudal máximo de ar fornecido, caso contrário, os cálculos resultantes do Energy Plus detetam erros que impossibilitam o armazenamento das cargas de arrefecimento

requeridas para esse caudal de ar específico. Para os outros métodos o procedimento é semelhante ao descrito em “*simple HVAC*”.

Quanto ao cálculo para o consumo de um *chiller* no modelo “*compact HVAC*” é dado pela seguinte expressão:

$$E = \frac{Q_{refrig} \times f}{COP_{sist}} \quad (3.8)$$

em que esse fator de perdas por distribuição durante o arrefecimento é dado por:

$$f = 1 + \frac{p_d}{100} \quad (3.9)$$

3.2.5.3. Modelo “*detailed HVAC*”

Por sua vez, no modelo “*detailed HVAC*”, os sistemas de climatização são definidos graficamente pelo utilizador, no qual este descreve as características específicas para cada componente que o constitui (caldeiras, chillers, bombas, ventiladores, etc.) e liga-os entre si através de linhas que representam as tubagens.

Existem duas opções do modelo que permitem ser seleccionadas para o “*detailed HVAC*”: o “*simple HVAC data*” e o “*detailed HVAC data*”. No primeiro caso podem ser definidos os *setpoints* e caudais requeridos na ventilação, para que os equipamentos sejam admitidos como no modelo “*simple HVAC*”. No segundo caso, sendo uma opção que exige mais trabalho na definição dos *setpoints* e dos seus *schedules* de funcionamento por parte do utilizador, o modelo destaca-se pela vantagem no incremento de flexibilidade de configuração dos componentes.

Relativamente à seleção de um tipo de equipamento, pode ser selecionado um *template* que melhor caracterize as suas capacidades, em função dos requisitos impostos nas zonas ou edifício a climatizar. Dos diferentes tipos de sistemas disponíveis, são abaixo descritos alguns que se encontram caracterizados nos *templates* do Energy Plus.

O “*unitary single zone*” é um tipo de sistema que permite a modelação de uma unidade individual de volume constante e expansão direta. Para o sistema de expansão direta encontram-se incluídos os sistemas tipicamente designados por unidades de teto (frequentemente utilizados em edifícios comerciais) e os sistemas *split* ou unidades de janela (mais comuns nos edifícios residenciais), bem como outros sistemas que não utilizam condutas de ar.

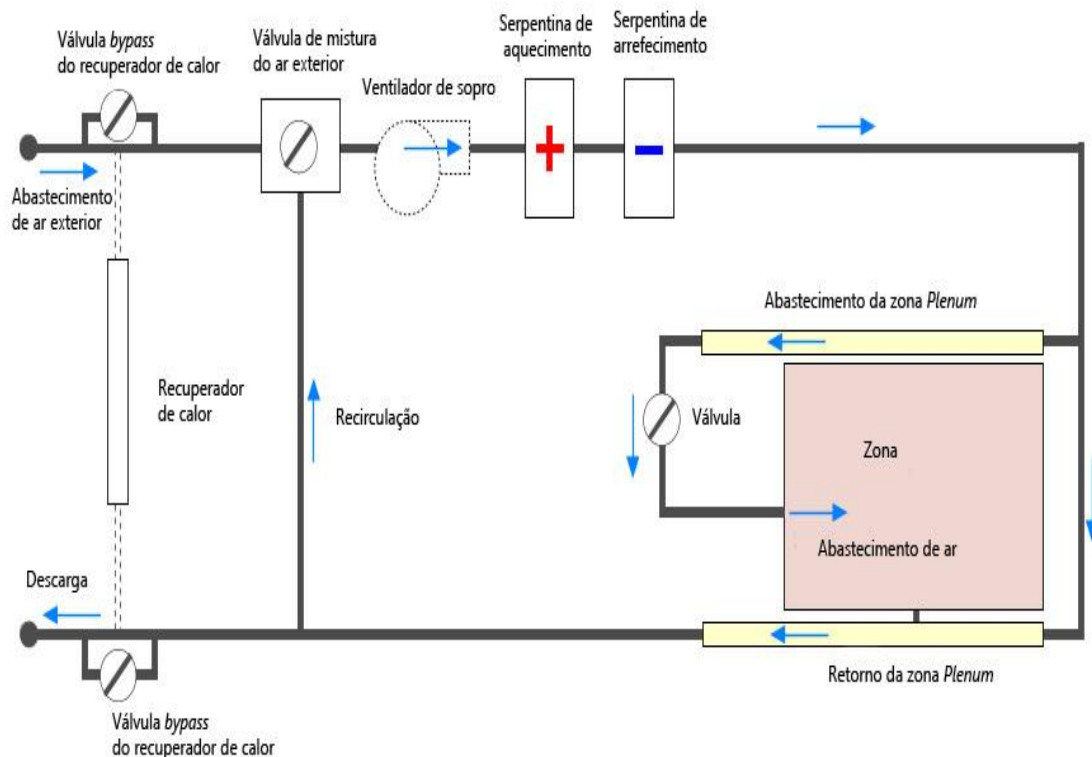


Figura 3.14 - Esquema do sistema "unitary single zone" (Design Builder, 2011).

O sistema do tipo "fan-coil" é um equipamento cujo controlo pretende satisfazer os requisitos impostos na zona, porém os pedidos de aquecimento e arrefecimento não podem ser atendidos em simultâneo, sempre que exista um pedido de aquecimento, a serpentina de água fria é imediatamente desativada e vice-versa. Este tipo de equipamento incorpora um misturador de ar exterior, um ventilador e as serpentinas de aquecimento e arrefecimento que podem ser opcionais.

A insuflação de ar exterior na zona, por intermédio de ventilação mecânica, pode ser considerada ou excluída neste tipo de sistema, sendo que o aquecimento ou arrefecimento se encontram dependentes do funcionamento da ventilação natural. Caso não se pretenda incluir renovação de ar exterior na zona, a ventilação pode ser desligada e o sistema de aquecimento e arrefecimento opera segundo o seu *schedule*.

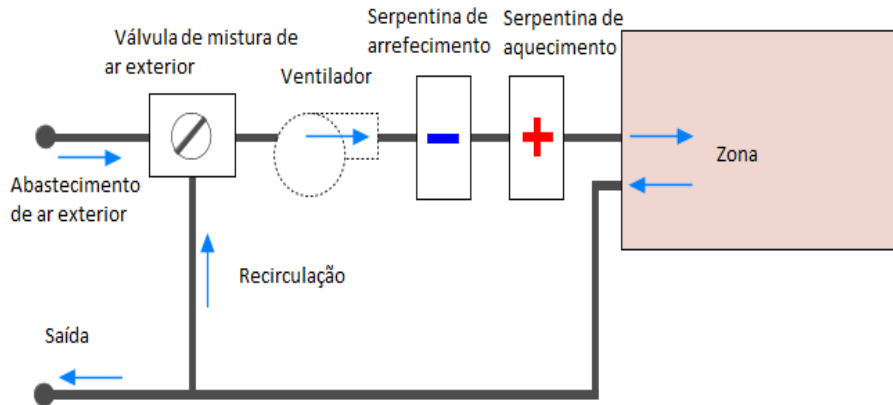


Figura 3.15 - Esquema do sistema individual "fan-coil" (Design Builder, 2011).

Em ambos os tipos de sistema, é apenas abastecida uma zona e as serpentinas de aquecimento e arrefecimento são opcionais. Para o sistema de "unitary single zone" o recuperador de calor também é opcional.

O sistema "unitary multizone", bastante semelhante ao sistema "unitary single zone", permite servir várias zonas, até cerca de 400 zonas, ao contrário da unidade individual que pode servir apenas uma. A sua configuração encontra-se ilustrada na figura 3.17.

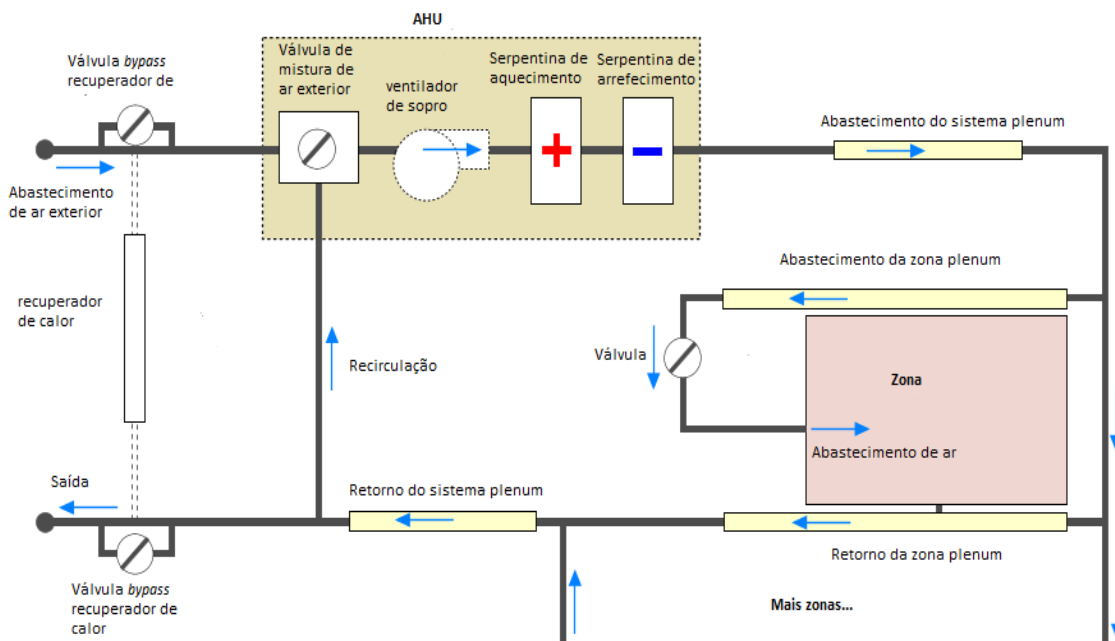


Figura 3.16 - Esquema do sistema "unitary multizone" (Design Builder, 2011).

Quanto aos sistemas “VAV” e “CAV”, são utilizados para modelação de sistemas de volume de ar variável e para os sistemas de volume de ar constante, respetivamente. Os sistemas “VAV” como ilustrado na figura 3.18, podem ser conectados a um tipo de unidade *standard*, PIU em série (unidades de indução ligadas em série) ou PIU em paralelo (unidades de indução ligadas em paralelo), podendo também abastecer mais de 400 zonas através da mesma AHU composta por um ventilador de insuflação ou de extração de ar.

Neste tipo de sistemas, os abastecimentos e os retornos nas zonas *plenum* são opcionais, bem como os componentes de recuperador de calor e as serpentinas de aquecimento e arrefecimento, sendo estas opções também válidas para o sistema “CAV”.

É importante referir que para qualquer tipo de sistema CAV, VAV ou sistema “*unitary multizone*” pode ser definido um único sistema por edifício, enquanto os sistemas “*fan-coil*” e “*unitary single zone*” podem ser introduzidos em qualquer zona, sendo os primeiros incompatíveis com o modo de ventilação natural calculada e em conjunto com os sistemas “*unitary multizone*”.

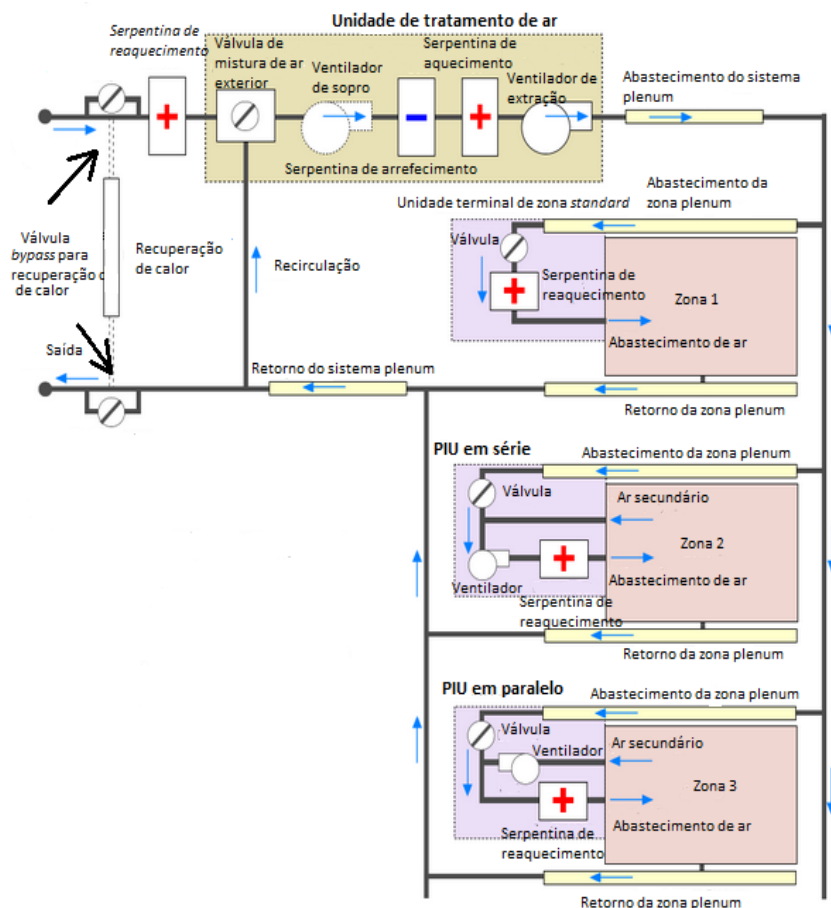


Figura 3.17 - Esquema do sistema VAV (Design Builder, 2011).

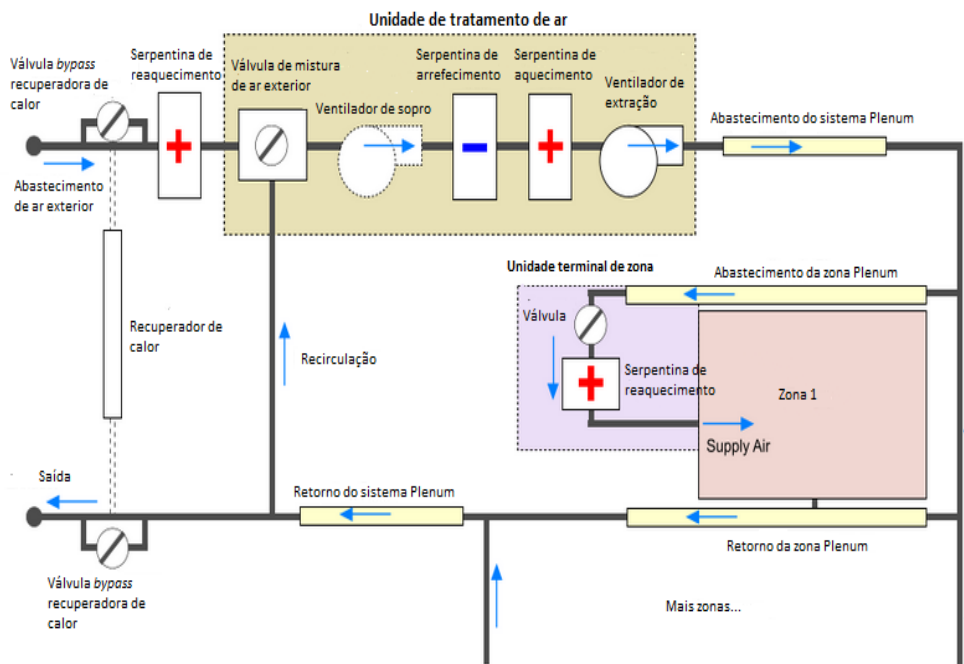


Figura 3.18 - Esquema do sistema CAV (Design Builder, 2011).

A ventilação mecânica dispõe de cinco métodos diferentes que possibilitam a admissão de ar exterior à zona ou recirculação do mesmo, identificados por: “*by zone*” (em que o caudal de ar é calculado segundo as renovações de ar por hora introduzidas na equação (3.10)), “*min fresh air (per person)*” (em que o requisito mínimo de ar fresco por pessoa e a densidade de ocupantes introduzidos na aba “*activity*” são considerados no cálculo do caudal), “*min fresh air (per area)*” (em que os valores ponderados correspondem à área da zona e ao mínimo de ar fresco requerido), “*min fresh air (sum per person + per area)*” (inclui a soma dos dois métodos anteriores) e “*min fresh air (max per person and per area)*”, (inclui o máximo de ar fresco requerido por pessoa e o máximo de ar fresco requerido por zona).

$$q = \frac{r \times A}{3600} \quad (3.10)$$

A ventilação mecânica, que por princípio recorre a dispositivos mecânicos para gerar uma diferença de pressão que imprimir determinada velocidade a um caudal de ar necessário, permite definir um ventilador que “acione” essa circulação de ar pela seleção de um ventilador do tipo de admissão (o ar é insuflado do exterior para o interior da zona) ou de extração (o ar é extraído da zona para o exterior, sendo assumido que a temperatura do ar na zona é igual à temperatura do ar exterior).

Por sua vez, a posição do ventilador em relação as serpentinas pode ser de definida a jusante “*draw through*” ou a montante “*blow through*”, sendo o gradiente de pressão gerado calculado pela expressão:

$$\Delta p = 1000 \times SFP \times \eta \quad (3.11)$$

onde, Δp representa o aumento de pressão no ventilador, SFP é a potência específica do ventilador e η o rendimento total do ventilador. A potência específica do ventilador, por sua vez, pode ser dada pela expressão (3.12):

$$SFP = \frac{P_e}{q_v} \quad (3.12)$$

sendo, P_e a potência elétrica e q_v o caudal volumétrico. Outro método para obter a potência específica do ventilador pode ser pela consideração de um valor resultante de métodos empíricos conforme os apresentados na tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Potência específica de ventilador tabelada para vários tipos de sistemas (Design Builder, 2011).

Tipo de sistema	Potência específica do ventilador (W/l.s)
Ventilação mecânica central inclui aquecimento, arrefecimento e recuperação de calor	2,5
Ventilação mecânica central inclui aquecimento e arrefecimento	2
Todos os outros sistemas centrais	1,8
Unidades de ventilação local dentro de uma zona (unidades de janelas, paredes ou telhados)	0,5
Unidades remotas de ventilação local tal como um teto vazio ou unidades montadas nos telhados, servindo uma área	1,2
Unidades <i>fan-coil</i> (valor ponderado)	0,8

A potência total do ventilador, a potência entregue ao veio e a potência térmica gerada do ser funcionamento são grandezas obtidas relativamente ao ventilador que podem ser calculadas pelas das equações (3.13), (3.14) e (3.15). A partir da manipulação matemática dessas equações, também pode ser determinada a eficiência do ventilador pelo produto do caudal de ar pela variação de pressão sobre o produto da potência do ventilador pela massa específica do ar.

$$P_e = \frac{\dot{m} \times \Delta p}{\eta_{ventilador} \times \rho_{ar}} \quad (3.13)$$

$$W = \eta_{motor} \times P_e \quad (3.14)$$

$$Q = W + (P_{e,ventilador} - P_{e,veio ventilador}) \times k \quad (3.15)$$

em que, P representa a potência, \dot{m} o caudal mássico de ar, Δp a diferença de pressão do ventilador, ρ_{ar} a massa específica do ar, Q o calor transferido para o ar ambiente e k o parâmetro “*fan motor in air*” que indica a percentagem de calor adicionado ao ar pelo funcionamento, compreendido entre 0 e 100, em que 100 representa que todo o calor dissipado pelo motor é adicionado ao ar.

No cabeçalho para a ventilação natural, como já foi abordada noutras abas, é definida o caudal de ar para o seu horário de funcionamento e considerada a informação do cabeçalho “*environmental control*” e na aba “*openings*” consoante o método de cálculo selecionado. Os métodos de cálculo para a ventilação natural encontram-se descritos na seção “*aba activity*”.

No caso do método de ventilação natural calculada, dado ser considerado o efeito do vento no seu cálculo, a pressão para um dado ponto numa parede exposta a ação do vento é dada pela equação de Bernoulli (ASHRAE, 2009c):

$$p = 0,5 \times \rho_{ar} \times C_p \times v_z^2 \quad (3.16)$$

onde, p representa a pressão na parede, ρ_{ar} a massa específica do ar, C_p o coeficiente de pressão do vento numa dada posição na superfície e V_z a velocidade média do vento para a cota z. O coeficiente C_p é uma função da direção do vento, da posição na superfície do edifício e o lado de exposição.

Por defeito, o Energy Plus assume que a temperatura de ar dentro de uma zona é completamente uniforme. Os dados nesta aba permitem ajustar o gradiente de temperatura, que varia dinamicamente com a temperatura exterior, temperatura interior e cargas de aquecimento e arrefecimento. O cabeçalho para a distribuição da temperatura do ar permite simular a sua estratificação e visualizar o seu efeito numa zona por ajuste do seu gradiente.

No método de interpolação “*inside-outside delta T*”, a diferença de temperaturas interior e exterior que se pretende, é definida para o valor a que se pretende modelar o gradiente de temperatura. Pela definição do parâmetro “*upper conditions*”, caso se verifique que a diferença entre a temperatura na zona e a temperatura exterior é maior ou igual à temperatura definida, é aplicado o gradiente de temperatura especificado. Por outro lado, o parâmetro “*lower conditions*” define a condição em que se verifica uma menor estratificação da temperatura, considerando para uma diferença de temperaturas nula que não existe gradiente de temperatura na zona, ou seja, a distribuição de ar é uniforme.

Existem outros métodos de interpolação que podem ser seleccionados, em detrimento do tipo de análise pretendida. Para aferimento destes resultados podem ser ajustadas as alturas do termostato e de retorno do ar, a fim de determinar a temperatura do termostato em relação à temperatura média do ar, pela aplicação do gradiente de temperatura, e a temperatura do retorno de ar em relação à temperatura média do ar, pela aplicação do mesmo gradiente.

Após a descrição da ferramenta serão descritos no próximo capítulo a informação recolhida na empresa para construção do modelo computacional.

Capítulo 4

Apresentação do caso em estudo

O capítulo 4 consiste na caracterização da empresa em estudo, na qual foram recolhidos os dados para elaboração do modelo computacional. Essa caracterização compreende a descrição dos elementos utilizados na construção do edifício, os horários de ocupação das zonas, o tempo de permanência nas câmaras, o tempo de funcionamento dos equipamentos, bem como as suas potências que influenciam o consumo da empresa e o seu desempenho térmico das câmaras. Os elementos descritos neste capítulo foram todos considerados no modelo computacional.

4.1. Descrição dos elementos construtivos

A empresa selecionada encontra-se inserida na fileira da distribuição alimentar e, à semelhança de outras empresas do ramo, não transforma matérias-primas, desempenhando a função de entreposto frigorífico onde recebe, armazena e distribui os produtos, sendo o consumo total da empresa fortemente associado ao consumo do sistema de refrigeração das câmaras.

O edifício em estudo é constituído por dois pisos que ocupam uma área coberta com cerca de 1000 metros quadrados, apresentando uma construção típica da década de 90, com fachadas executadas em blocos de cimento com 20 centímetros de espessura, rebocados em ambos os lados com um areado fino de 1,5 centímetros de espessura.

Uma estrutura metálica, pré-fabricada, constitui os alicerces que suportam o edifício, bem como a sua cobertura executada em chapa de zinco, de cor verde, com cerca de 2 milímetros de espessura, sem qualquer tipo de isolamento. Os remates da cobertura nas empenas foram executados, também, a chapa de zinco.

Na fachada principal do edifício, orientada a nascente, encontra-se a entrada principal, as entradas dos cais de carga e a entrada do escritório que dá acesso à restante zona administrativa. Estes acessos ao edifício encontram-se cobertos por um telheiro construído em painel *sandwich* com 5 centímetros de isolamento em poliuretano, cuja finalidade é a sua proteção das condicionantes climatéricas. Na envolvente do edifício não se observam outras edificações ou objetos que interfiram no seu sombreamento, dispondo, assim, de uma área livre em seu redor.



Figura 4.1 - Fachada principal da empresa protegida com telheiro em painel de *sandwich*.

Após a recolha de dados, resultante de algumas visitas à empresa, de conversas com o proprietário e da consulta da documentação facultada, nomeadamente plantas e descritivos da construção, verifica-se que o edifício foi executado em duas etapas e que durante a segunda fase de construção existiu maior preocupação relativamente ao desempenho térmico do edifício, resultado da evolução das técnicas de construção.

Na primeira etapa de obras, o edifício foi construído de acordo com a planta ilustrada na figura 4.2, que representa cerca de 75% do edifício atual. Na segunda fase de construção, procedeu-se à demolição das escadas de acesso ao piso superior, assinaladas pelo número 1, sendo esta a única alteração à planta do edifício inicial.

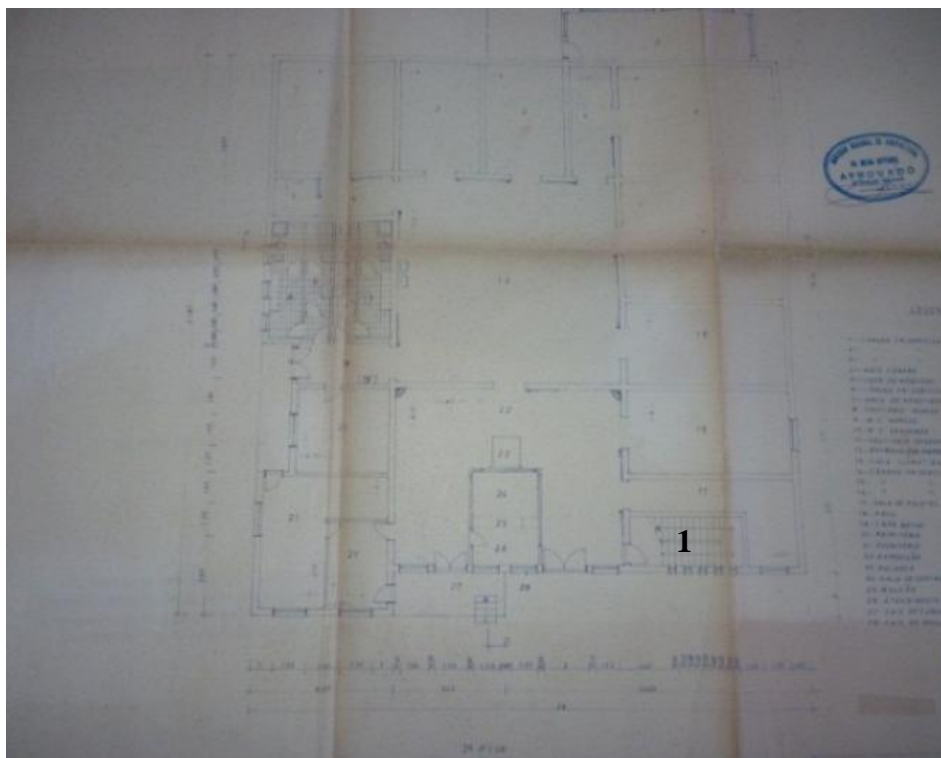


Figura 4.2 - Planta do edifício na primeira fase de obras.

A alteração das escadas, apesar de parecer insignificante, revela alguns cuidados pelo facto de, após serem demolidas, o pavimento onde se encontravam, apresentar algumas fendas que influenciam a estanquicidade do edifício. Não obstante, as janelas de escada, que tinham por função a sua iluminação natural na fase anterior, foram mantidas, intervindo diretamente no desempenho térmico da zona, dado ser a localização atual do cais de receção e expedição climatizado.

A segunda etapa de obras foi concretizada com a finalidade de aumentar a capacidade de *stock* da empresa, pela construção de uma nova câmara de congelação. Esse novo bloco é constituído pela nova câmara de congelação e por uma zona de acesso que a liga ao cais de receção e expedição climatizado. Em relação à cobertura desta zona, contrariamente ao resto do edifício, foi executada com painel de *sandwich* com 5 centímetros de isolamento em poliuretano (igual ao telheiro da entrada).

A planta do rés-do-chão, como zona de atividade laboral, é o local onde se encontram as câmaras frigoríficas, os cais de receção e expedição, a sala de controlo e a zona de distribuição climatizada. Este piso foi acrescentado na segunda fase de obras, como se verifica na figura 4.3 (destacado a vermelho).

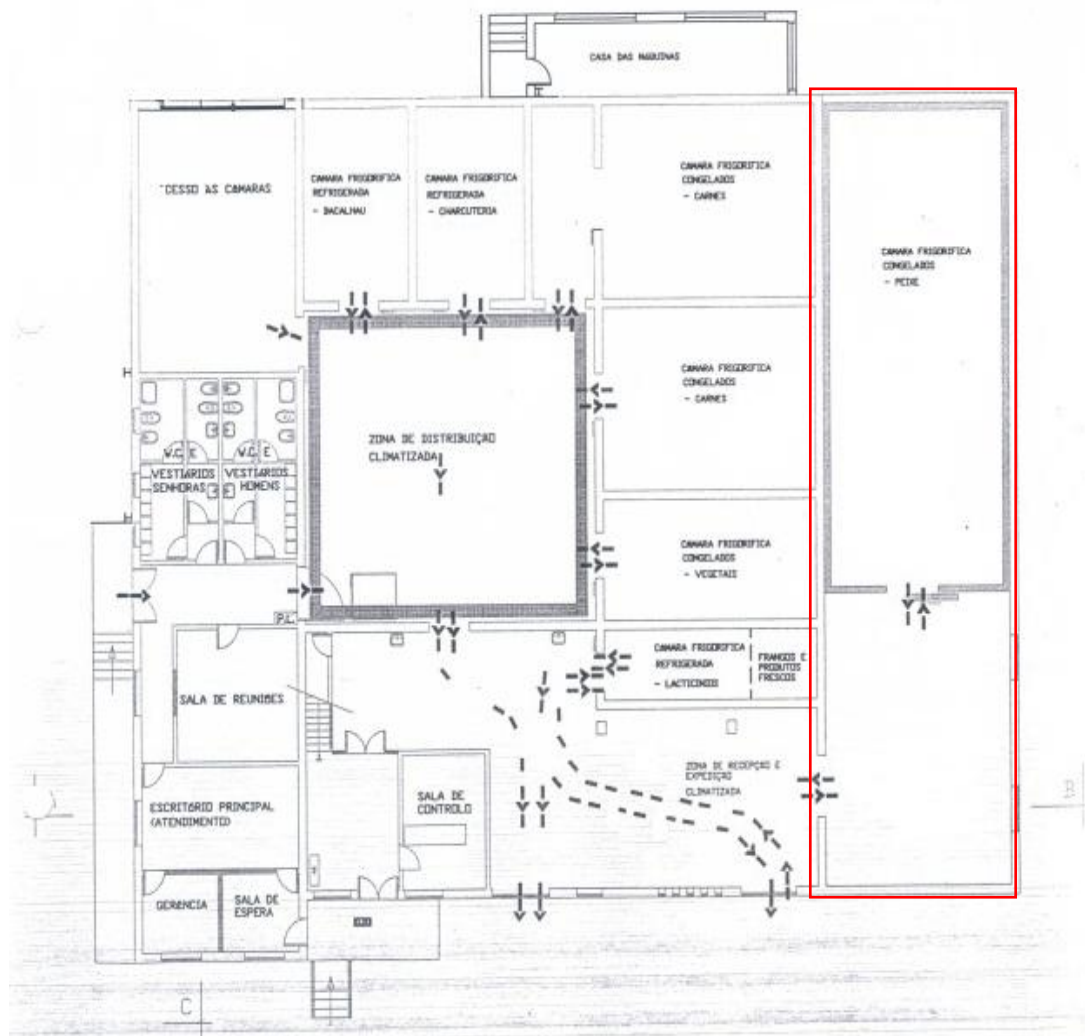


Figura 4.3 - Planta da construção atual com indicação da zona ampliada.

De um modo geral, do total da área de superfície do rés-do-chão (aproximadamente 1000 m²), cerca de 250 m² perfazem a área ocupada pelas câmaras de congelação, 80 m² a área de câmaras de refrigeração e 220 m² a área de zonas climatizadas. A área restante é dedicada à sala de controlo, à zona de enlatados, à zona de acesso às câmaras, à zona administrativa e às instalações sanitárias, sendo que nenhum destes espaços é climatizado.

No rés-do-chão, todas as câmaras apresentam um pé-direito de 4 metros, à exceção da câmara construída na zona nova (figura 4.4), que apresenta um pé-direito de 5 metros. Quanto à sua construção, entre as câmaras de conservação e as paredes exteriores do edifício existe um espaço vazio que delimita uma caixa-de-ar com 12 centímetros.








Figura 4.4 - Câmara de congelação construída na zona nova com pé-direito de 5 metros.

As câmaras de refrigeração, que compreendem temperaturas entre 1 e 4°C, são construídas em painel *sandwich* com chapa branca lacada e isolamento com 8 centímetros de poliuretano em todas as superfícies verticais e teto. Por sua vez, as câmaras de congelação, como exigem requisitos térmicos mais rigorosos, são constituídas por painéis de *sandwich*, idênticos aos das câmaras de refrigeração, mas com 12 centímetros de isolamento em poliuretano.

Entre câmaras adjacentes, foi utilizado o mesmo painel de *sandwich* para separação das zonas, sendo que, como algumas das câmaras de congelação são adjacentes às câmaras de refrigeração, o painel utilizado foi o que apresenta melhor desempenho térmico (12 centímetros). No caso da câmara da zona nova, uma parede em alvenaria executada a tijolo furado com 11 centímetros rebocado em ambos os lados separa as superfícies das câmaras.

Devido à importância do tipo de material utilizado na construção do edifício e das câmaras e da definição desse tipo de materiais no *software* Design Builder, na tabela 4.1, encontram-se descritos os principais elementos que constituem o edifício: a indicação do elemento, os materiais e as respetivas espessuras que o compõem, bem como a ilustração esquemática obtida do *software* Design Builder, resultante da sua descrição.

Tabela 4.1 - Descrição dos elementos de construção utilizados no modelo

Componente	Materiais	Espessuras (cm)
 <p>Fachadas exteriores (alvenaria)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Reboco • Bloco de cimento • Reboco 	<p>1,5</p> <p>20</p> <p>1,5</p>
 <p>Painel sandwich câmaras congelação</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Chapa branca • Poliuretano • Chapa branca 	<p>0,2</p> <p>12</p> <p>0,2</p>
 <p>Painel sandwich câmaras de refrigeração</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Chapa branca • Poliuretano • Chapa branca 	<p>0,2</p> <p>8</p> <p>0,2</p>
 <p>Piso das câmaras</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Enrocamento (granito) • Massame • Poliestireno • Poliestireno • Laje cimento com malha sol • Resina epóxi 	<p>15</p> <p>10</p> <p>8</p> <p>8</p> <p>10</p> <p>0,05</p>
 <p>Piso comum</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Enrocamento (granito) • Massame • Laje cimento com malha sol 	<p>15</p> <p>26</p> <p>10</p>

4.2. Parâmetros relacionados com o tipo de atividade

Apresentados os dados sobre o tipo de materiais utilizados na construção do edifício e das câmaras de conservação de produtos, torna-se pertinente apresentar qual o tipo de atividade que é exercida em cada zona, bem como os ganhos térmicos que estão associados ao tipo de atividade, deste modo a tabela 4.2 mostra a densidade de ocupação, a densidade de iluminação e a densidade dos ganhos térmicos nas principais zonas de atividade da empresa.

Tabela 4.2 - Densidades de ocupação, de iluminação e de equipamentos nas principais zonas de atividade da empresa.

Zona	Área (m ²)	Densidade dos ocupantes (n ^o /m ²)	Densidade de iluminação (W/m ²)	Densidade de ganhos (W/m ²)
Zona enlatados	52,8	0,019	2,27	0
Câmara congelados-carne 1	50	0,02	2,4	18,36
Câmara congelados-peixe	116	0,017	1,86	18,5
Câmara congelados - Vegetais	34	0,029	3,53	14,84
Câmara congelados - carne 2	50	0,02	2,4	18,36
Acesso à câmara de peixe	70	0,014	2,5	0
Câmara refrigerada de laticínios	21	0,021	3,43	36,22
Câmara refrigerada de bacalhau	26	0,035	4,28	5,23
Câmara refrigerada de charcutaria	26	0,035	4,28	24,92
Escritório (atendimento)	20,4	0,049	7,65	16,98
Gerência	7,28	0,137	9,89	0
Sala de controlo	13,2	0,152	15,76	37,80
Sala de reuniões	19,36	0,103	13,43	25,82
Zona de distribuição climatizada	114	0,026	1,9	0
Cais de receção e expedição climatizado	108	0,028	2,71	41,15
Casa das máquinas	28,08	0	0	284,83

Relativamente à densidade de ocupação em cada zona, os dados apresentados na tabela 4.2 foram introduzidos no modelo computacional e associados a um horário de ocupação que define a sua variação dinâmica no cálculo do balanço térmico da zona. Por sua vez, a densidade de iluminação utiliza, igualmente, um horário que por questões de coerência é igual à permanência dos ocupantes nessas zonas. Quanto aos ganhos térmicos, nas zonas referentes a câmaras de conservação, esses ganhos referem-se às cargas dos produtos e à carga de infiltração calculadas, pelo método analítico descrito no capítulo 2, apresentadas na tabela 4.3. Os ganhos nas restantes zonas referem-se a ganhos gerados por equipamentos elétricos e, em particular na zona da casa das máquinas, ao consumo devido ao carregamento dos empilhadores elétricos.

Tabela 4.3 - Resultados obtidos do cálculo das cargas de infiltração e dos produtos.

Câmaras/Zona	Total cargas (W/m²)	Carga de infiltração (W/m²)	Carga dos produtos (W/m²)
Peixe	18,65	11,96	6,69
Carne 1	18,36	8,32	10,03
Carne2	18,36	8,32	10,04
Vegetais	14,84	11,01	3,83
Charcutaria	24,92	1,51	23,42
Lacticínios	36,22	1,87	34,36
Bacalhau	5,23	0,90	4,32
Cais	41,15	36,15	0

Na tabela, os valores considerados para o fator ε , obedecem a um critério qualitativo em que para as lamelas em PVC à entrada das portas das câmaras de refrigeração em bom estado foi considerado o valor 0,9, para as das câmaras de congelação em bom estado, 0,85 e para as lamelas das câmaras em mau estado $\varepsilon = 0,5$. Para o fator D_f para o cais foi considerado $D_f = 1$, por a porta dar acesso ao exterior e para os restantes casos 0,8 conforme na literatura (ASHRAE, 2006d). Os restantes parâmetros foram definidos segundo os dados recolhidos.

Tabela 4.4 - Valores considerados para o cálculo das cargas de infiltração.

Câmara/Zona	Q_{inf} (kW/24h)	Q (kW)	Qs/A (kW/m ²)	Rs	Lporta	Hporta	Dt	Df	ϵ
Peixe	33,29	83,21811	13,5	0,74	2	2,5	1	0,8	0,5
Carne1	9,99	83,21811	13,5	0,74	2	2,5	1	0,8	0,85
Carne2	9,99	83,21811	13,5	0,74	2	2,5	1	0,8	0,85
Vegetais	8,99	74,8963	13,5	0,74	1,8	2,5	1	0,8	0,85
Charcutaria	0,94	11,76222	2,5	0,77	1,8	2,3	1	0,8	0,9
Lacticínios	0,94	11,76222	2,5	0,77	1,8	2,3	1	0,8	0,9
Bacalhau	0,56	7,057333	1,5	0,77	1,8	2,3	1	0,8	0,9
Cais	93,69	93,69312	7,5	0,48	2	3	1	1	0

Na tabela 4.4 encontram-se os cálculos para a carga gerada pelos produtos, devendo-se este ganho à diferença de temperatura entre os produtos antes de entrarem para as câmaras e a temperatura a que estas se encontram. Na realidade esta carga encontra-se, indiretamente, associada à carga de infiltração do ar exterior nos carros de distribuição devido ao cais não se adaptar a todo o tipo de viaturas, permitindo transferências de calor para os produtos que são transportadas para as câmaras. Devido à diversidade de produtos da empresa encontram-se representados os produtos mais significativos em cada câmara, não tendo sido facultada informação para todos os produtos.

Tabela 4.5 - Valores considerados para o cálculo das cargas dos produtos.

Câmara/Zona	Quantidade de produtos (kg)	Calor específico (J/Kg.K)	Diferença de temperaturas
Peixe	200000	1,7	3
Carne1	70000	3,14	3
Carne2	70000	3,14	3
Vegetais	30000	1,9	3
Charcutaria	80000	2,5	4
Lacticínios	60000	3,95	4
Bacalhau	40000	3,69	1

No que concerne ao 1º piso, a maioria da sua área representa um espaço desocupado que constitui o desvão por cima das câmaras de conservação, sendo que o seu pé-direito máximo corresponde a uma altura 4,8 metros. Na fração ocupada desse piso, nomeadamente salas de

reuniões, arrumos e corredor, a circulação não é frequente, encontrando-se usualmente livre. A composição do 1º piso encontra-se representada na figura 4.5, resultante da modelação efetuada no Design Builder.

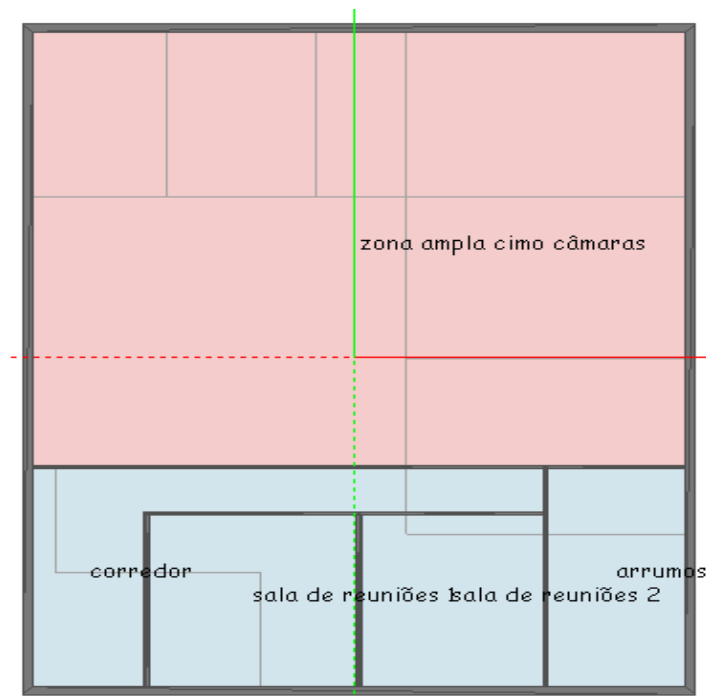


Figura 4.5 - Construção do 1º piso no DB.

O telhado orientado a norte, constituído por painel *sandwich* de poliuretano com 5 cm de espessura, cobre o desvão por cima da nova câmara de congelação, porém há que salientar que este desvão é muito menor do que o desvão do telhado central, devido à sua inclinação. Por sua vez, o telhado orientado a sul, que cobre a zona administrativa, foi construído em chapa de zinco, tal como o telhado central, sendo esse desvão separado do piso de baixo pelas placas que compõem o teto falso.

4.2.1. **Setpoints das temperaturas das zonas refrigeradas**

Os *setpoints* das temperaturas para cada uma das zonas refrigeradas encontram-se definidos de acordo com os requisitos impostos pelo HACCP, para assegurar a qualidade e segurança alimentar, consoante o tipo de produto e método de conservação.

Nas câmaras de congelação, o *setpoint* de temperatura definido foi -18°C , enquanto para as câmaras de refrigeração pode variar entre 1 e 4°C , uma vez que estas revelam maior sensibilidade a oscilações de temperatura, assim, foi ajustada uma temperatura de 1°C para as câmaras de charcutaria e lacticínios e de 4°C para a câmara de bacalhau, que não carece de temperaturas tão baixas, devido ao adicional método da salga. Por sua vez, as zonas de

cais e distribuição climatizadas, que têm a função de antecâmara, são climatizadas por unidades de teto, ajustadas a uma temperatura de 5°C.



Figura 4.6 - Unidade de teto que climatiza a zona de distribuição.

4.2.2. Horários

Os horários considerados para a ocupação, funcionamento e permanência no interior das câmaras, foram definidos de acordo com uma estimativa diária, realizada pelo proprietário da empresa. Segundo essa estimativa, estes valores são rotineiros, podendo, no entanto, variar consoante o número e tipo de encomendas e a época do ano. A empresa opera ao longo de todo o ano, sem período de interrupção para férias.

4.2.2.1. Ocupação

Os horários de ocupação, nas diferentes zonas do edifício, relacionam-se com o tipo de atividade que é exercida nessa zona. Na área administrativa (escritório, gerência e sala de reuniões), o horário de ocupação é definido das 9h até às 13h e das 14h às 18h. O mesmo se verifica nas zonas de cais e distribuição climatizadas, onde os funcionários, habitualmente, realizam as cargas e descargas dos veículos e preparam as encomendas. A zona dos balneários, piso superior e zonas que, habitualmente, não são frequentadas, são consideradas zonas desocupadas para efeito de simulação.

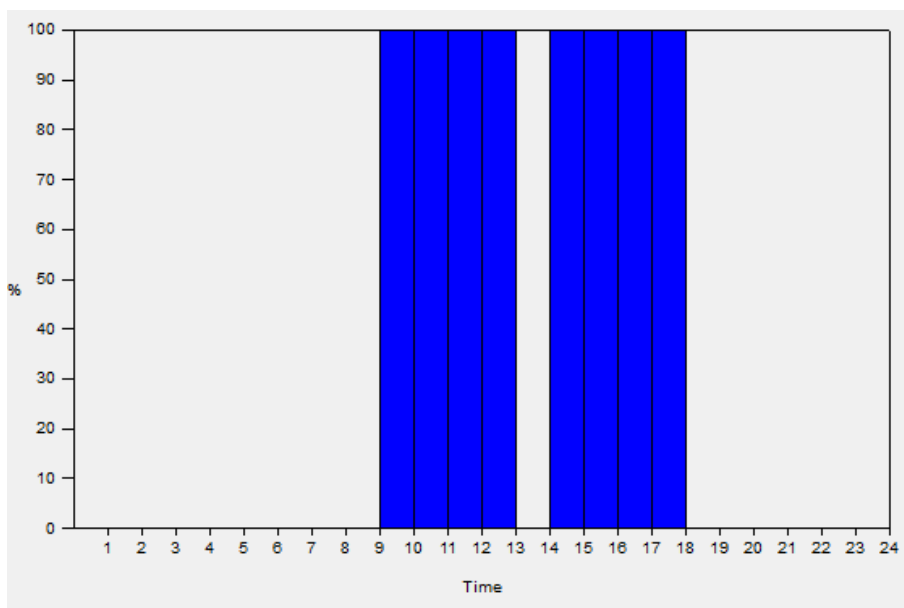


Figura 4.7 - Horário de ocupação definido para as zonas da área administrativa e espaços comuns.

4.2.2.2. Permanência nas câmaras

A permanência nas câmaras, proveniente da reposição ou expedição do *stock* de produtos para realização de encomendas, é bastante variável, não se podendo definir um horário com grau de confiança para este tipo de atividade. Deste modo, ao longo de um dia de trabalho foi arbitrado um período de permanência médio (uma hora) por câmara.

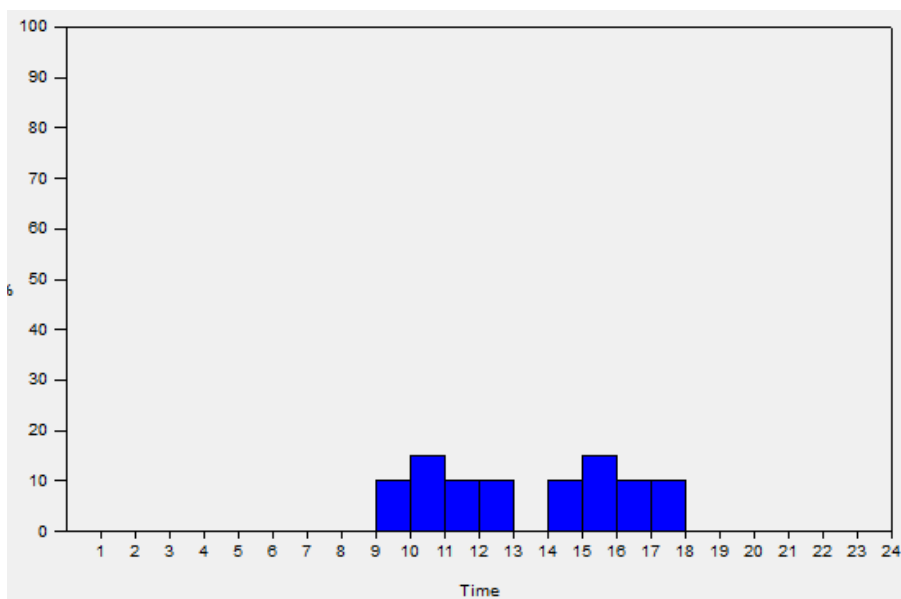


Figura 4.8 - Horário de permanência definido para as câmaras (1h por dia).

4.2.2.3. Iluminação e equipamentos

Os horários definidos para a iluminação e operabilidade dos equipamentos estão diretamente relacionados com a atividade dos ocupantes e com o seu horário de permanência nas diferentes zonas, não se justificando o seu funcionamento no caso da zona se encontrar desocupada. Aliás, no acesso às câmaras de conservação, a iluminação é ligada automaticamente pela abertura da porta por acionamento do modo de segurança da câmara para ocupantes.

Por sua vez, os equipamentos elétricos operam segundo os horários dos ocupantes (material informático), sendo considerado para os empilhadores e porta-paletes elétricos um período para o carregamento das baterias de 4 horas diárias. Quanto ao equipamento que compõe o sistema de refrigeração este encontra-se sempre ligado.

Nas opções do modelo, no Design Builder, para estes ganhos foi considerada a opção “*early*”, dado que permite a separação dos ganhos gerados por categorias, de modo a poder ser distinguida a carga dos produtos e das cargas de infiltração como “*miscellaneous*”.

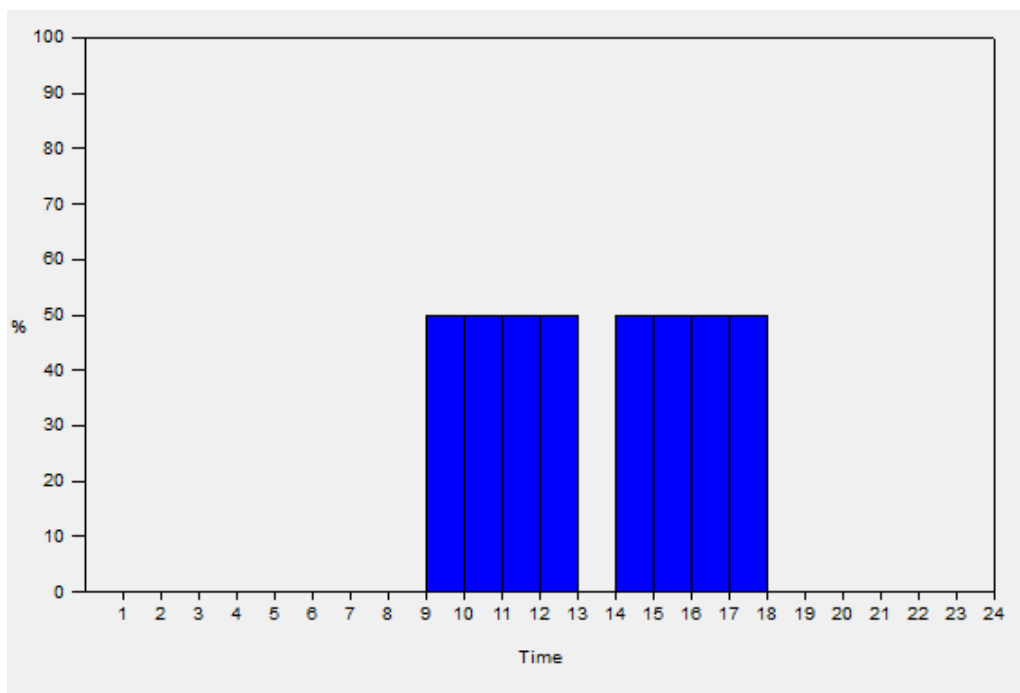


Figura 4.9 - Horário de carregamento das baterias dos empilhadores.

4.2.3. Ganhos dos produtos e infiltrações

Devido à necessidade de se considerar a carga transportada através dos produtos para os espaços refrigerados, foi introduzida esta carga como um equipamento que utilizasse calor rejeitado, no cabeçalho “*miscellaneous*” da aba “*activity*”, sendo o ganho térmico transferido para a zona puramente convectivo, ou seja, toda a potência gerada é libertada para a zona como calor.

Neste tipo de parametrização, foi também considerada uma base temporal de 1h para as cargas dos produtos e cargas de infiltração, dado ter sido definido o mesmo horário para o tempo de permanência nas câmaras.

Nas cargas de infiltração poderia ter sido considerado o modelo disponível no Design Builder, nomeadamente no modo “*scheduled*” para a ventilação natural, porém, por não se conhecer o caudal de infiltrações associado à infiltração, optou-se por este método.

Capítulo 5

Análise e discussão de resultados

O capítulo 5 contempla a análise e discussão dos resultados obtidos da simulação dos parâmetros introduzidos como entradas, descritos no capítulo anterior. Da simulação foram analisados os consumos totais (anuais e mensais), a contribuição do consumo do sistema de refrigeração no consumo total da empresa, identificadas as principais fontes térmicas que apresentam maior influência na carga total de refrigeração do sistema e, que conseqüentemente, levam a maiores consumos de energia, bem como a análise térmica e as cargas associadas a algumas zonas do edifício.

Porém, o consumo elétrico obtido da simulação apresenta uma discrepância em valor absoluto comparativamente aos consumos reais apresentados nas faturas elétricas, apesar de se verificar uma curva de consumos similar em ambos os casos. Deste modo, após terem sido revistos várias vezes os dados introduzidos com os dados recolhidos, foram realizadas várias análises de sensibilidade, no âmbito de avaliar a influência de algumas condicionantes na carga de refrigeração do sistema.

5.1. Definição de um modelo

Como anteriormente referido, os dados recolhidos na empresa, apresentados no capítulo 4, foram introduzidos como dados de entrada no programa, de modo a serem produzidos ficheiros e relatórios de saída com resultados como o consumo total de energia, o consumo do sistema de refrigeração face ao consumo apresentado pela empresa e os ganhos e temperaturas nas zonas refrigeradas, bem como outras zonas envolventes que possam ter influência no comportamento térmico das zonas refrigeradas.

Além desses dados introduzidos, foi definido para as zonas das câmaras, unidades *split* sem renovação de ar com um COP de 2 e abastecimento de ar cuja temperatura é igual à temperatura de *setpoint* para refrigeração da zona. A opção do modelo selecionada para o módulo “HVAC” foi a opção “adequate” no modo “simple”, uma vez que, esta opção permite obter qualquer requisito de temperatura imposto na zona, independentemente da capacidade do sistema de refrigeração. Dos dados introduzidos obtiveram-se os resultados que serão analisados e discutidos em seguida.

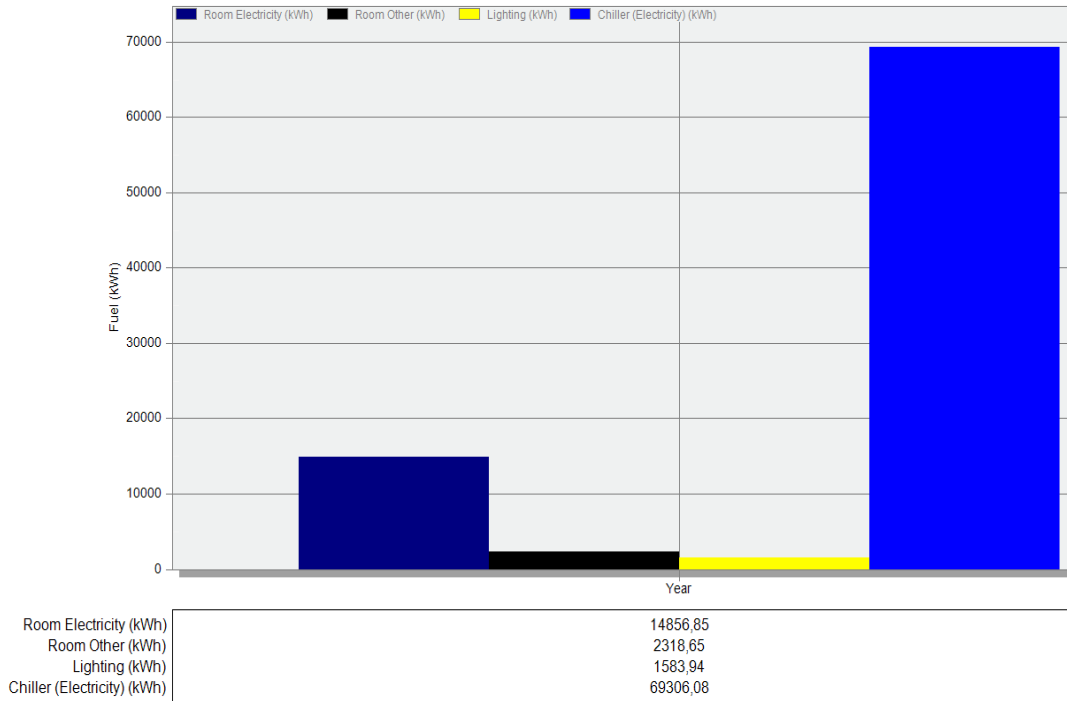


Figura 5.1 - Consumo anual da empresa dividido por categorias.

A figura 5.1 apresenta os consumos anuais obtidos na simulação, repartidos por categorias, como iluminação, os consumos elétricos dos equipamentos e o consumo total dos sistemas de refrigeração para o período de simulação de um ano. O consumo elétrico obtido para o sistema de refrigeração indica um total de 69306 kWh anuais face a um consumo total anual de 857456 kWh, chegando-se à relação que 80,83% da energia total é devido ao consumo dos sistemas de refrigeração.

Relativamente a esta relação encontrada, há a comentar que a contribuição do sistema de frio se encontrada dentro dos valores expectados, representando a maior parte da “fatia” dos consumos elétricos da empresa, encontrando-se em concordância com a literatura (Altwies & Reidnl, 2001; Lekov, 2008). Quanto aos restantes consumo elétricos, salienta-se uma contribuição de 1,84% para a iluminação e de 17,09% para os restantes equipamentos, relativamente ao total de energia consumida ao longo de um ano.

O gráfico da figura 5.2 mostra a variação das cargas de refrigeração mensais ao longo do ano, observando-se um pico de carga no mês de julho (16513 kWh) e uma baixa no mês de janeiro (7855 kWh), bem como a respetiva curva de variação das cargas de refrigeração ao longo do ano.

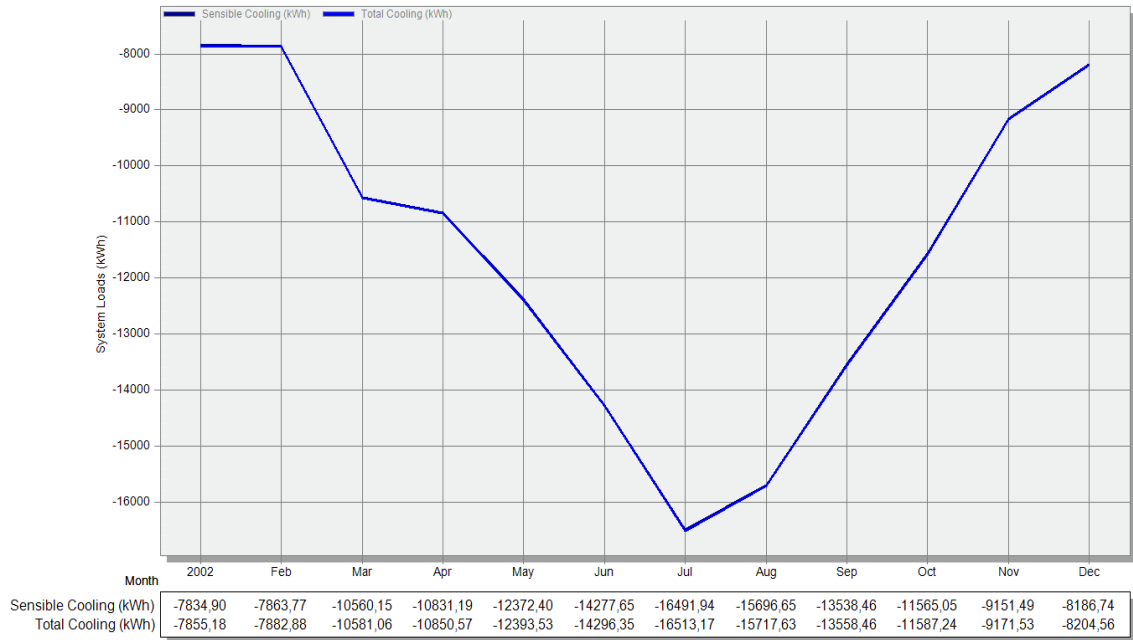


Figura 5.2 - Variação das cargas de refrigeração mensais ao longo do ano.

Face à curva apresentada, verifica-se uma tendência inversa comparativamente à variação de temperaturas apresentadas pelo ficheiro climático de entrada ao longo do ano. Esses dados encontram-se ilustrados na figura 5.3, observando-se uma correlação entre a temperatura de bolbo seco exterior e a carga de refrigeração do sistema, conforme referido por alguns autores na revisão bibliográfica.

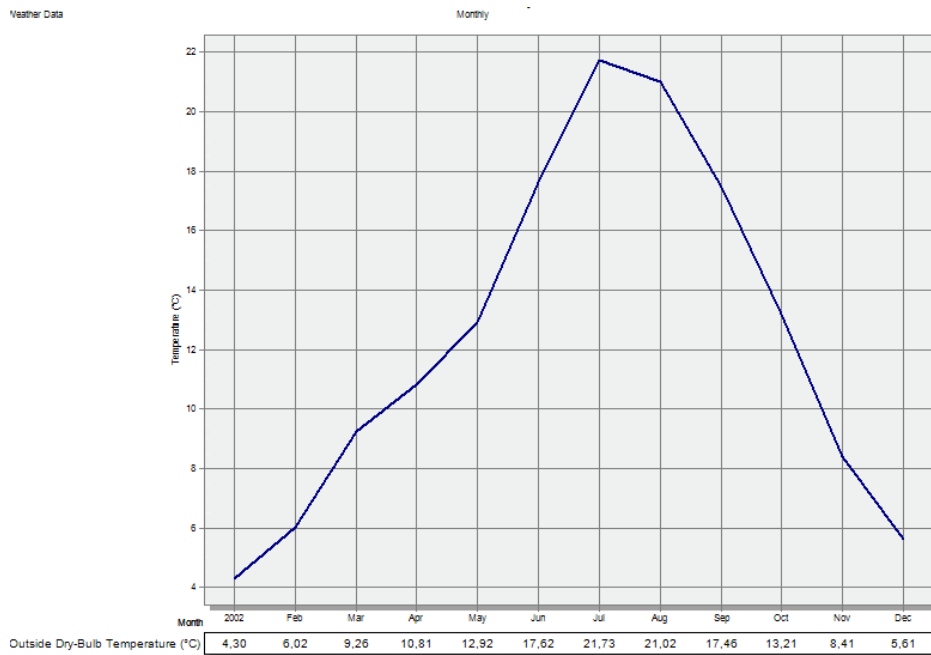


Figura 5.3 - Curva de variação da temperatura exterior de bolbo seco considerada pelos ficheiros climáticos durante um ano.

Verificando-se esta correlação, entre a temperatura exterior e a carga de refrigeração, torna-se pertinente identificar quais os elementos da construção do edifício através dos quais ocorrem maiores transferências de calor.

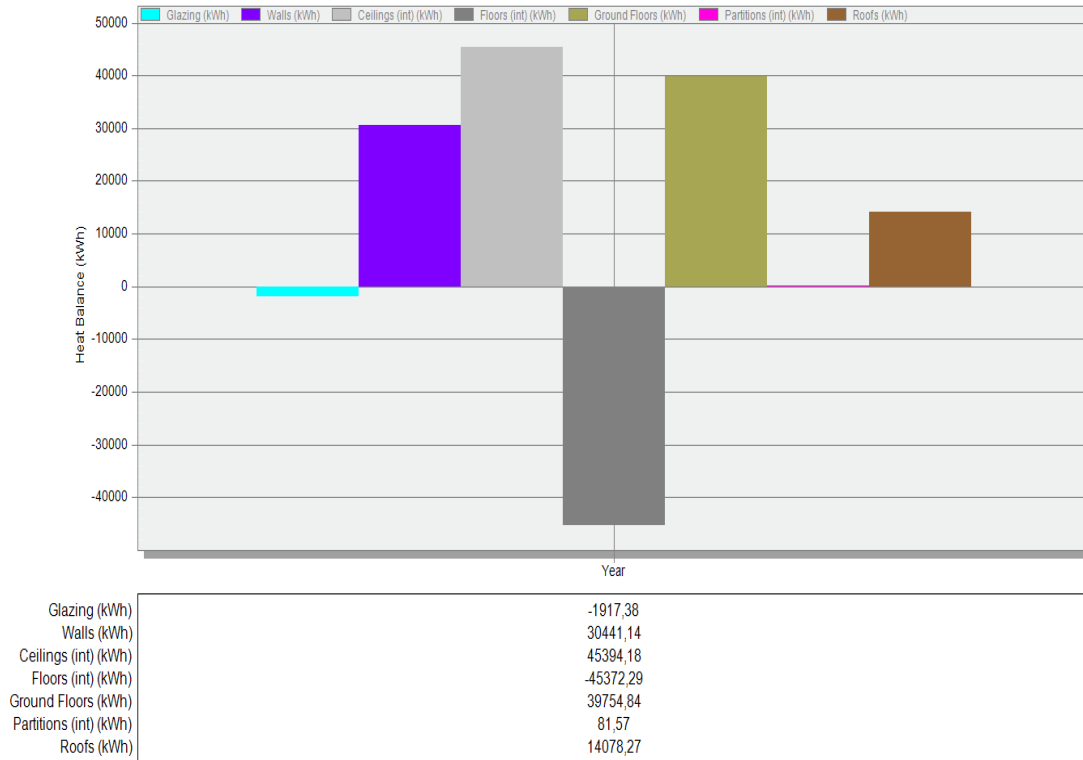


Figura 5.4 - Transferências de calor anuais através dos diferentes elementos do edifício.

Em análise ao gráfico da figura 5.4, verifica-se que o elemento de construção no qual ocorrem maiores transferências de calor no edifício é através dos tetos. Este facto pode ser justificado pela extensa área de superfície que constitui os tetos das câmaras ser adjacente a uma zona de desvão, que consequentemente apresenta temperaturas bastante superiores relativamente às temperaturas das câmaras como se verifica na figura 5.5.

Por sua vez, essa diferença de temperaturas deve-se à grande amplitude térmica que se faz sentir nessa zona ao longo do ano, uma vez que, a sua cobertura é constituída em chapa de zinco e, consequentemente, apresenta uma inércia térmica fraca face à variação das temperaturas ambientais exteriores.

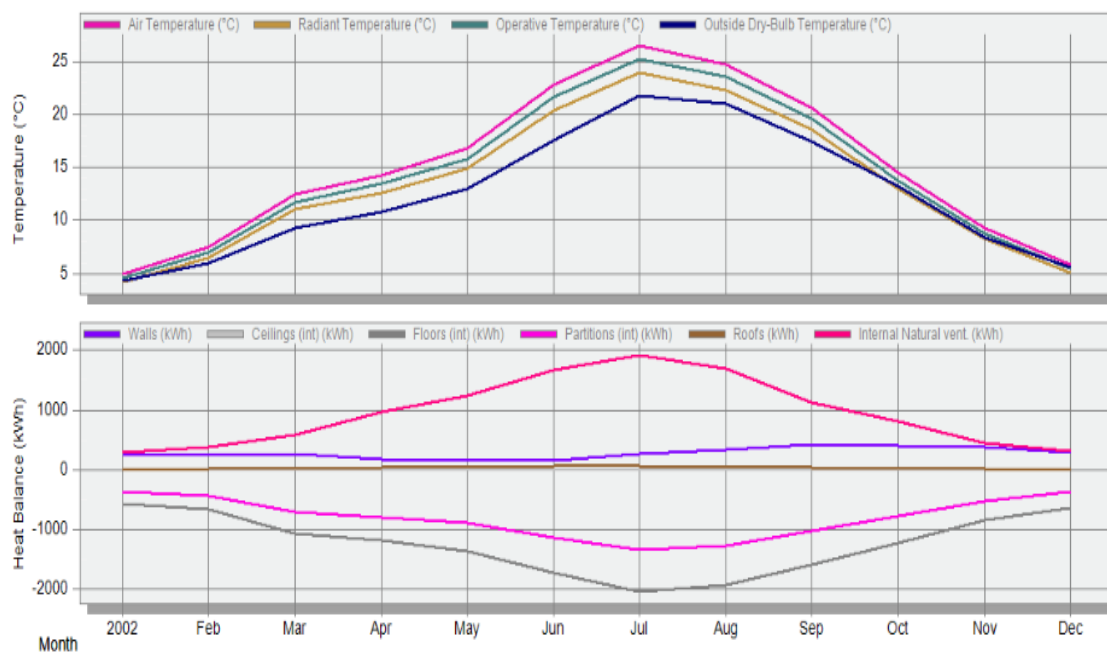


Figura 5.5 - Temperatura e ganho térmico na zona de desvão por cima das câmaras.

Da análise ao gráfico 5.5, pode-se constatar que a amplitude térmica encontra-se associada a ganhos térmicos significativos, especialmente na época de verão, originando um sobreaquecimento na zona. Na origem desse sobreaquecimento, a carga térmica acumulada é transferida pelas diferentes superfícies que delimitam a zona, observando-se uma maior transferência de calor através do chão (teto das câmaras e zona distribuição climatizada), dado que a diferença de temperaturas entre as duas zonas separadas por essa superfície atua como “força motriz” do fluxo de calor.

As “partitions”, por apresentarem um elemento construtivo de isolamento mais fraco, são o segundo elemento através do qual ocorre maior transferência de calor. Devido à única fachada exterior na zona se encontrar orientada a poente, a transferência de calor do exterior para a zona é praticamente insignificante, dado esta não se encontrar sujeita a uma grande exposição solar. Por sua vez, a ventilação natural interior, desciminada no gráfico, é referente à carga de infiltração ganha pela zona devido ao caudal de ar que atravessa o “hole” definido na construção geométrica do edifício.

No entanto, para o desvão do telhado norte, dado a sua cobertura ter sido construída em painel sandwich com 5 cm de poliuretano, prevê-se que esse sobreaquecimento não se verifique, encontrando-se os resultados obtidos para as temperaturas e ganhos térmicos da zona ilustrados na figura 5.6.

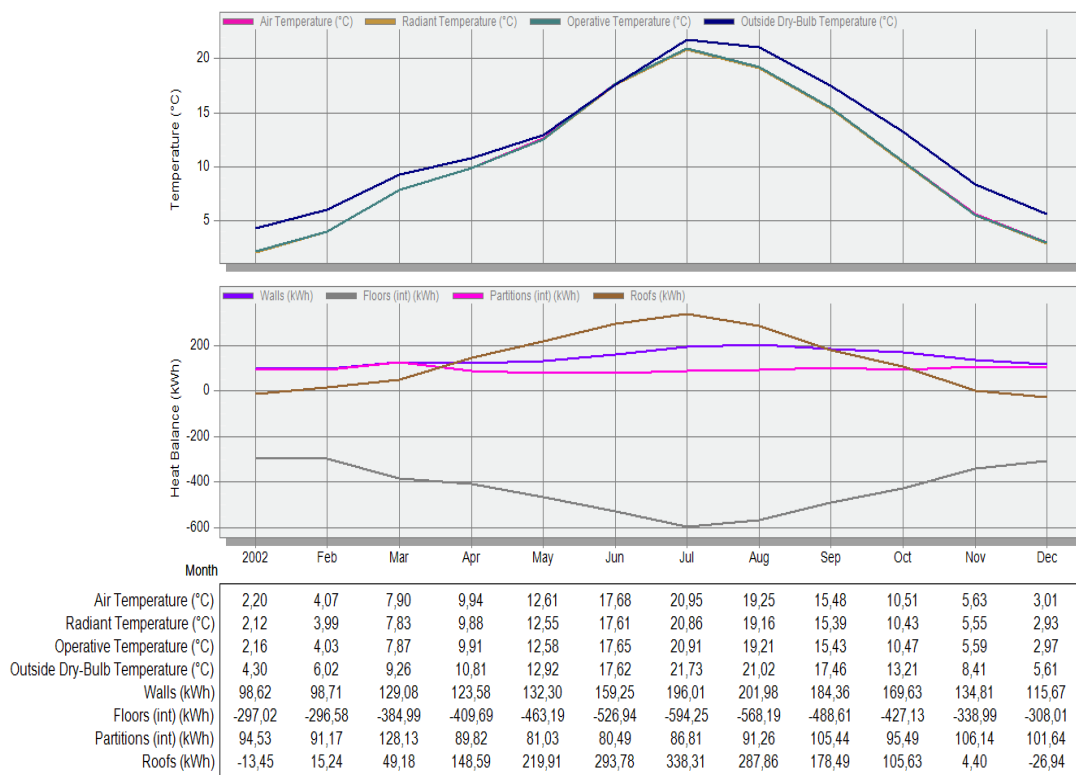


Figura 5.6 - Temperatura e ganhos térmicos na zona de desvão do telhado norte.

Conforme o esperado, a zona compreende menores oscilações da temperatura interior em relação à temperatura exterior, não se verificando o sobreaquecimento da zona de desvão do telhado central. Neste caso em particular, o ganho térmico perdido através do chão é absorvido pela câmara de congelados do peixe (câmara nova), que se encontra por baixo deste desvão.

Devido a esta câmara apresentar um pé-direito de 5 metros, contrariamente às outras com um pé-direito de 4 metros, foram utilizados dois blocos (4m + 1 m) e retirado o chão do bloco superior. Ambos os blocos que constituem a câmara de congelados do peixe, se encontram a uma temperatura de -18°C , sendo possível determinar a carga de refrigeração necessária para a remoção do calor transferido através do teto da câmara (figura 5.7) e a carga de refrigeração para remover as restantes cargas (figura 5.8) que foram introduzidas separadamente no bloco inferior.

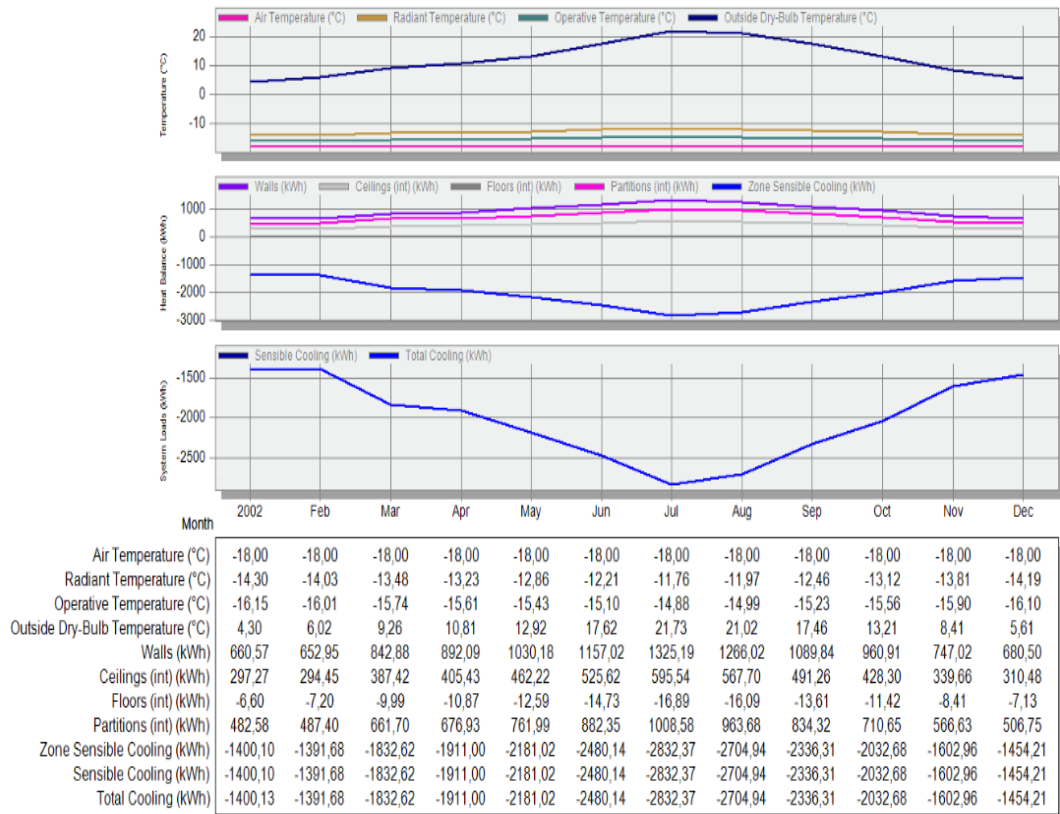


Figura 5.7 - Temperaturas, ganhos térmicos e carga de refrigeração da câmara de peixe (bloco superior).

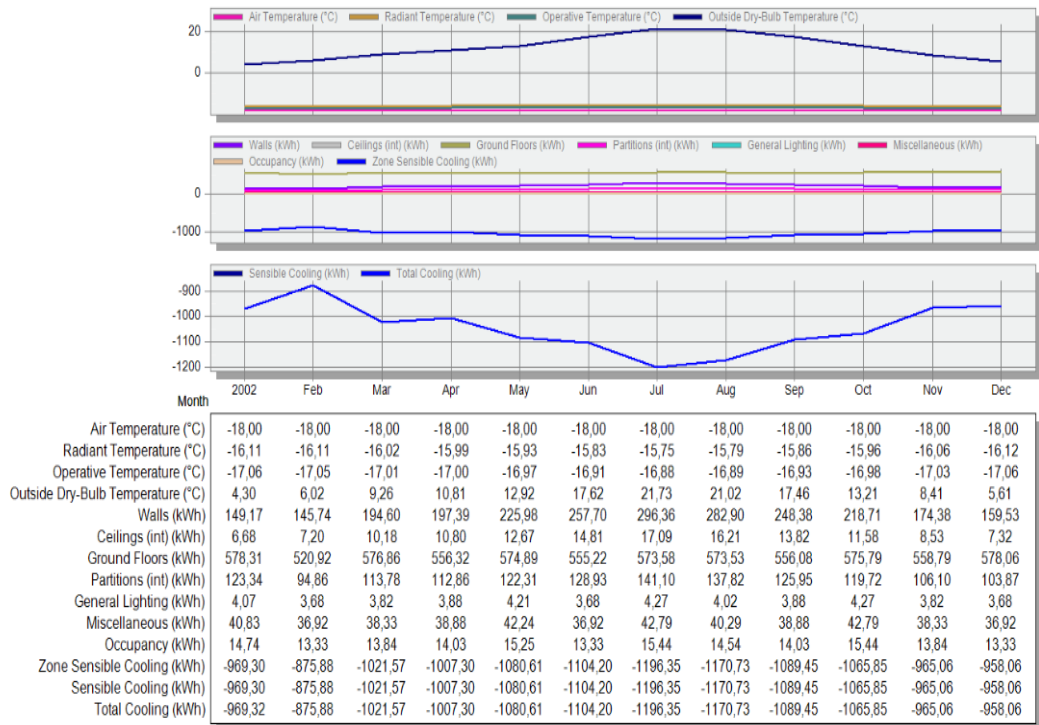


Figura 5.8 - Temperaturas, ganhos térmicos e carga de refrigeração da câmara do peixe (bloco inferior).

Os resultados apresentados na tabela da figura 5.7 mostram que a carga de refrigeração na câmara reflete o calor transferido através do teto e das paredes no bloco superior da câmara, obtendo-se uma carga total de refrigeração para essa zona de 24160 kWh equivalente a um consumo elétrico pelo sistema de refrigeração de 12080 kWh para remoção desse calor. Para se ter uma noção da relação desse valor, cerca de 17% do consumo total do sistema de refrigeração é consumido para remoção do calor transferido através do teto da câmara de peixe congelado.

No bloco inferior da câmara foram introduzidas as restantes cargas térmicas, nomeadamente as cargas dos produtos e de infiltração, bem como as cargas devido à iluminação e aos ocupantes, referidas na tabela 4.2 do capítulo 4, obtendo-se os resultados apresentados no gráfico da figura 5.8. Desses resultados, os que se encontram designados por “miscellaneous” representam o somatório das componentes das cargas de infiltração e dos produtos, verificando-se valores praticamente constantes ao longo do ano por terem sido consideradas as condições mais adversas (condições de verão).

A suposição realizada relativamente à influência da entrada de radiação solar na zona do cais refrigerado, durante a descrição da zona no capítulo 4, foi considerada de modo a ser avaliada a sua influência no desempenho térmico da zona. Relativamente ao mês de julho (194,19 kWh), verifica-se que esse ganho quadruplica comparativamente ao mês de janeiro (47,02 kWh), porém esses ganhos não se revelam significativos quando comparados com as transferências de calor através dos tetos e do chão.

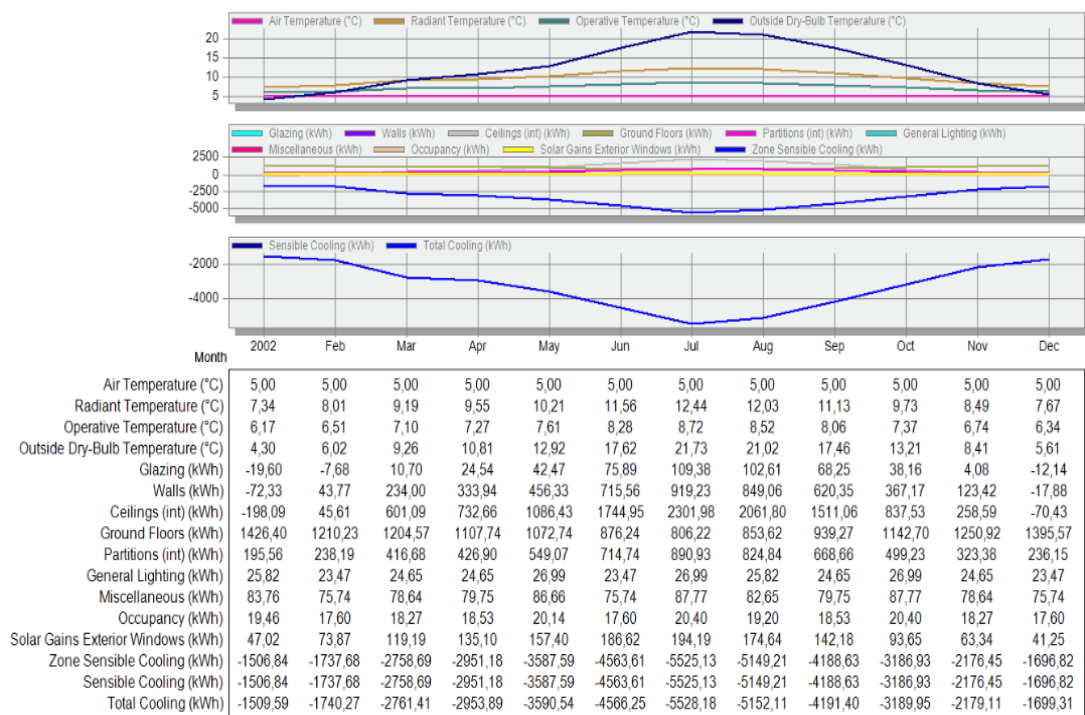


Figura 5.9 - Temperatura, ganhos térmicos e carga de refrigeração da zona de cais climatizado.

5.2. Análises de sensibilidade das variáveis

Após apresentados os resultados obtidos na simulação, foi comparado o consumo elétrico total obtido com o consumo real apresentado pelas faturas da EDP, verificando-se um discrepância nos resultados. Procedeu-se à verificação de todos os dados de entrada com a informação que fora recolhida e ajustados outros parâmetros arbitrados, sendo realizadas várias simulações, sem que, no entanto, se verificasse uma alteração significativa face aos resultados obtidos anteriormente.

Neste sentido, foi considerada uma análise de sensibilidade de algumas variáveis face ao consumo apresentado na primeira simulação, para avaliação do seu impacto no cálculo da carga de refrigeração efetuado pelo Energy Plus. De análise para análise, tendo em consideração que se pretende avaliar o impacto de apenas uma variável, é alterada ou removida essa condicionante relativamente aos dados considerados na simulação modelo. Existindo a curiosidade eminente de verificar qual o consumo necessário para manter uma câmara a uma determinada temperatura, procedeu-se em seguida à análise desta variável.

5.2.1. Temperatura

De modo a avaliar o consumo necessário para manter uma zona a determinada temperatura face às condições definidas, procedeu-se à substituição das temperaturas em todas as câmaras no modelo pelas temperaturas de -18, 1, 4 e 5°C, em quatro simulações distintas.

Dado que o *software* Design Builder não permite a repartição os consumos por zonas (Cartas, 2011; Cúmano, 2009; Design Builder, 2011) e pelo facto do Energy Plus considerar as superfícies que separam uma zona útil de uma zona não útil como adiabáticas, caso se considerasse o cálculo térmico apenas numa câmara (única zona útil) a determinada temperatura, os resultados obtidos seriam adulterados, utilizando-se o tipo de metodologia de considerar todas as câmaras a uma temperatura e comparar os consumos pela alteração das temperaturas.

Os resultados obtidos das simulações encontram-se apresentados na tabela 5.1, sendo calculada a diferença entre os consumos apresentados pelo sistema de refrigeração pela alteração da temperatura comparativamente aos consumos obtidos no modelo, bem como a relação que se verifica (aumento ou redução percentual) face ao padrão.

Nessa tabela e nas próximas que apresentam os dados relativos a este tipo de análise, o sinal (+) representa um aumento e analogamente o sinal (-) uma redução do consumo do sistema de refrigeração pela alteração da variável em estudo face ao consumo do sistema de refrigeração obtido na simulação modelo.

Tabela 5.1 - Resultados obtidos na análise de sensibilidade face à alteração das temperaturas nas câmaras.

Temperaturas (°C)	Consumo anual sistema refrigeração (kWh)	Consumo anual empresa (kWh)	Diferença do consumo do sistema de refrigeração face ao modelo	Relação do consumo do sistema de refrigeração face ao modelo
-18	76276,55	92717,34	+6970,47	+10,06%
1	53499,99	69940,78	-15806,09	-22,81%
4	49999,66	66440,45	-19306,42	-27,86%
5	48846,7	65287,79	-20459,38	-29,52%
Modelo	69306,08	85746,88		

Em relação aos resultados obtidos, pode afirmar-se que o consumo do sistema de refrigeração diminui com o aumento das temperaturas, conforme esperado. Pela imposição de temperaturas de congelação em todas as câmaras (-18°C) são evidenciados os elevados consumos que se fazem sentir numa empresa que compreenda, maioritariamente, esta gama de temperaturas, alertando, circunstancialmente, para o facto da alteração de temperaturas de 1 e 4°C para temperaturas na gama dos -18°C, para um espaço refrigerado com aproximadamente 290 m³, verificou-se um aumento de 10,06% em relação ao consumo do sistema no modelo, equivalente a um consumo absoluto de cerca de 7 MWh.

Por outro lado, da alteração das temperaturas em todas as câmaras para temperaturas de refrigeração, a redução do consumo é bastante significativa, variando entre os 22,81% e 29,52%, para as temperaturas de 1 e 5°C, respetivamente. Estes resultados destacam, mais uma vez, os elevados consumos do sistema de refrigeração pela aplicação de uma temperatura de congelação, comparativamente à imposição de temperaturas de refrigeração nessas zonas, dado no modelo o espaço de temperaturas de congelação ser muito superior ao espaço com temperaturas de refrigeração.

Em seguida, será analisada a influência das cargas de infiltração e dos produtos pela sua remoção nas simulações.

5.2.2. Carga de infiltração e carga dos produtos

O método utilizado, para análise da sensibilidade da carga de refrigeração do sistema em função das cargas de infiltração e dos produtos nas câmaras, foi conseguido pela remoção dos ganhos introduzidos relativamente à carga de infiltração apresentados na tabela 4.2 em cada câmara, procedendo-se à simulação. Posteriormente, foi realizada uma outra simulação pela remoção da carga dos produtos utilizando-se o mesmo método, onde se obtiveram os resultados da tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Resultados obtidos na análise de sensibilidade face às cargas de infiltração e dos produtos.

Cargas	Consumo anual sistema refrigeração (kWh)	Consumo anual empresa (kWh)	Diferença do consumo do sistema de refrigeração face ao modelo	Relação do consumo do sistema de refrigeração face ao modelo
Cargas dos produtos	68931,6	85372,4	-374,48	-0,54%
Cargas de infiltração	69007,55	85448,34	-290,53	-0,43%
Modelo	69306,08	85746,88		

Em discussão aos resultados obtidos, destaca-se que apesar da componente das cargas de infiltração parecer insignificante (0,43%), no seu cálculo foi considerado a eficiência dos dispositivos de proteção contra infiltrações de ar à entrada das câmaras (lamelas em PVC), evitando a entrada desta componente térmica nos espaços refrigerados. Em relação à carga dos produtos, não se expectava que este contributo fosse muito representativo, dado constituir uma hipótese formulada, uma vez que, as temperaturas de conservação dos alimentos nos veículos de transporte também são inspeccionadas pela entidade de segurança alimentar que não permite grandes variações nas temperaturas ao longo da cadeia de frio.

Quanto à análise da carga de infiltração foi recalculado o seu contributo para cada câmara, considerando a hipótese de remoção das lamelas de proteção nas portas, obtendo-se os resultados apresentados na tabela 5.3.

Tabela 5.3 - Resultados das cargas totais obtidas no cálculo da carga de infiltração pela remoção da eficiência das lamelas.

Câmaras/Zona	Total das cargas (W/m ²)	Carga de infiltração (W/m ²)	Carga dos produtos (W/m ²)
Peixe	30,61	23,91	6,69
Carne 1	65,52	55,48	10,04
Carne2	65,52	55,48	10,04
Vegetais	77,26	73,43	3,83
Charcutaria	38,50	15,08	23,42
Lacticínios	53,03	18,67	34,36
Bacalhau	13,37	9,05	4,32
Cais	41,15	36,15	5,00

5.2.3. Carga de infiltração pela remoção lamelas nas portas

Após a simulação das novas cargas calculadas, considerando a hipótese de remoção da eficiência das lamelas nas câmaras, apresentam-se os resultados da tabela 5.4 que foram, também, comparados com os resultados obtidos no modelo.

Tabela 5.4 - Resultados obtidos na análise de sensibilidade face às cargas de infiltração pela remoção das lamelas.

Cargas	Consumo anual sistema refrigeração (kWh)	Consumo anual empresa (kWh)	Diferença do consumo do sistema de refrigeração face ao modelo	Relação do consumo do sistema de refrigeração face ao modelo
Infiltração sem lamelas nas portas	70327,8	86768,59	+1017,72	+1,47%
Modelo	69306,08	85746,88		

Considerando a relação do consumo do sistema de refrigeração face a esta alteração, constata-se que a influência da carga de infiltração, em função do consumo obtido, representa um contributo reduzido face aos resultados expectados e sustentados pela literatura, em que as cargas de infiltração representam um elevado “peso” no total da carga de refrigeração (Foster *et al.*, 2002)

Na hipótese deste método de modelação ter sido mal conseguido e o Energy Plus não considerar corretamente as cargas introduzidas no cabeçalho “*miscellaneous*”, procedeu-se a uma simulação meramente indicativa, na qual foi definido o caudal de infiltrações com base numa tabela de renovações de ar, resultante de análises empíricas e, através do módulo de cálculo “*scheduled*” com um *setpoint* de temperatura para a ventilação natural negativo (-20°C) e um horário de funcionamento de 1h, compararam-se os resultados obtidos com os resultados anteriores.

Tabela 5.5 - Dados empíricos das renovações de ar geradas pela abertura de portas das câmaras em função do seu volume e temperatura para 24h (Venturini & Pirani, 2005).

Câmaras de refrigeração (T>0°C)				Câmaras de congelação (T<0°C)			
Vol. (m³)	Nº Troca de ar (24h)	Volume (m³)	Nº Troca de ar (24h)	Vol. (m³)	Nº Troca de ar (24h)	Volume (m³)	Nº Troca de ar (24h)
5	47	200	6	5	36	200	4,5
7	39	300	5	7	30	300	3,7
10	32	400	4,1	10	24	400	3,2
15	26	500	3,6	15	20	500	2,8
20	22	700	3	20	17	700	2,3
25	19	1000	2,5	25	15	1000	1,9
30	17	1200	2,2	30	13	1200	1,7
40	15	1500	2	40	11	1500	1,5
50	13	2000	1,7	50	10	2000	1,3
60	12	3000	1,4	60	9	3000	1,1
80	10	4000	1,2	80	8	4000	1,1
100	9	5000	1,1	100	7	5000	1
125	8	10000	0,95	125	6	10000	0,8
150	7	15000	0,9	150	5,5	15000	0,8

Convertendo os valores para uma base horária em função das temperaturas de conservação e volume de cada câmara, obteve-se a tabela 5.6.

Tabela 5.6 - Cálculo das renovações de ar obtidas pela abertura das portas das câmaras para 1h.

Câmaras/Zona	Volume (m³)	Temperatura (°C)	Renovações de ar por hora
Peixe	464	-18	0,1
Carne 1	200	-18	0,54
Carne2	200	-18	0,54
Vegetais	136	-18	0,67
Charcutaria	104	1	0,79
Lacticínios	84	1	0,92
Bacalhau	104	4	0,79

5.2.3.1. Verificação da carga de infiltração pelo método “*scheduled*”

Para as renovações de ar calculadas na tabela 5.6, procedeu-se à simulação do modelo obtendo-se as seguintes discrepâncias em relação ao método anterior.

Tabela 5.7 - Resultados obtidos na análise de sensibilidade das cargas de infiltração calculadas pelo método “*scheduled*”.

Cargas	Consumo anual sistema refrigeração (kWh)	Consumo anual empresa (kWh)	Diferença do consumo do sistema de refrigeração face ao modelo	Relação do consumo do sistema de refrigeração face ao modelo
Infiltração pelo método “ <i>scheduled</i> ”	69198,99	85639,78	-107,09	-0,15%
Modelo	69306,08	85746,88		

Em análise a esses resultados, verifica-se que a diferença é reduzida (0,15%) pelo que se pode comprovar que as cargas introduzidas no cabeçalho “*miscellaneous*”, foram bem consideradas pelo Energy Plus. A título de curiosidade, para se verificar qual a variação da carga de infiltração ao longo de um ano, foi produzido o gráfico da figura 5.10 relativo à câmara de congelação de vegetais.

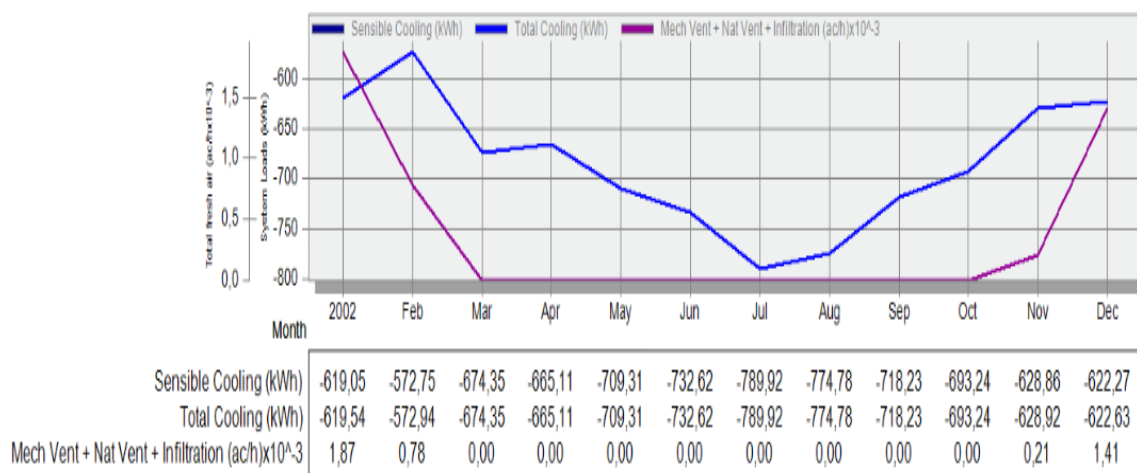


Figura 5.10 - Variação da carga térmica associada às infiltrações pelo método “*scheduled*” para uma câmara de congelados (vegetais).

Como anteriormente discutido, a zona ampla por cima das câmaras tem uma grande influência no comportamento térmico do edifício, devido aos sobreaquecimentos que apresenta pelo fraco isolamento da cobertura (chapa de zinco). Pelo telhado que cobre o desvão por cima da câmara nova ter sido construído na segunda fase de obras, em painel *sandwich*, e apresentar melhor desempenho térmico comparativamente ao telhado inicial (figura 5.6), foi considerada a substituição de toda a cobertura do edifício por painel *sandwich* com isolamento em poliuretano de 5 cm.

5.2.4. Substituição da cobertura existente por painel *sandwich*

Os consumos obtidos para o sistema de refrigeração, pela substituição de toda a cobertura do edifício por painel *sandwich* com 5 cm de espessura em poliuretano, encontram-se registados na tabela 5.8.

Tabela 5.8 - Resultados obtidos na análise de sensibilidade devido à substituição da cobertura.

Cobertura	Consumo anual sistema refrigeração (kWh)	Consumo anual empresa (kWh)	Diferença do consumo do sistema de refrigeração face ao modelo	Relação do consumo do sistema de refrigeração face ao modelo
Telhado em painel <i>sandwich</i>	64788,13	81228,92	-4517,95	-6,52%
Modelo	69306,08	85746,88		

Este tipo de avaliação remete para a importância de aplicação de materiais de construção que proporcionem um bom isolamento do edifício, de modo a reduzir os requisitos energéticos do mesmo. Porém, é importante salientar que a substituição de toda a cobertura do edifício numa situação real, acarreta elevados custos económicos, devido ao custo deste tipo de materiais e da mão-de-obra, levando a tempos de amortização do investimento bastante elevados. Por outro lado, é um investimento a longo prazo que, segundo os resultados obtidos na simulação, poderiam traduzir-se numa redução de 4517 kWh por ano, face à solução existente no edifício.

A comparação do desempenho térmico da zona ampla (desvão) por cima das câmaras para a cobertura em chapa de zinco e para a hipótese de substituição do telhado pela solução em painel sandwich encontra-se ilustrada na figura 5.11, verificando-se as temperaturas e os ganhos térmicos tratados pela zona para cada situação.

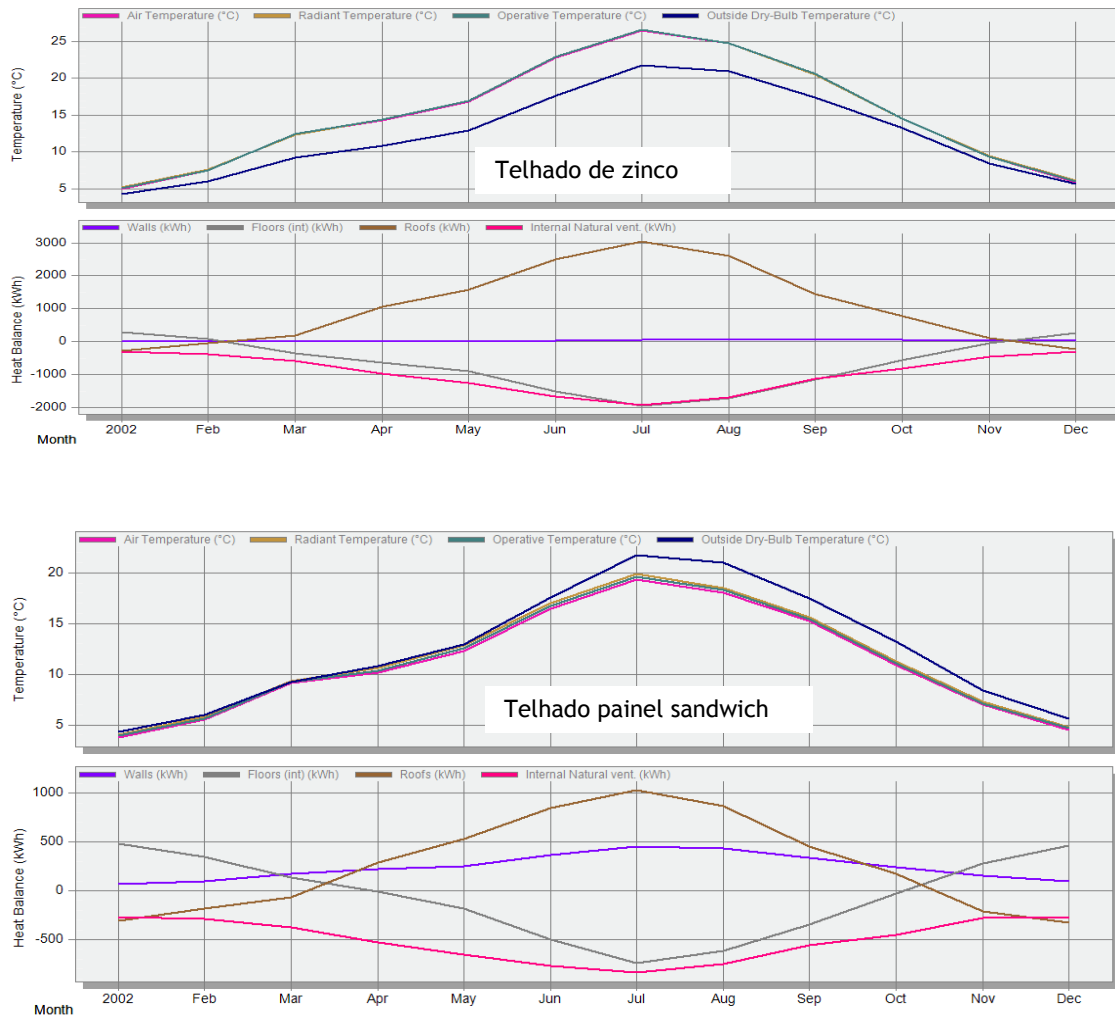


Figura 5.11 - Temperaturas e ganhos térmicos na zona ampla por cima das câmaras para a cobertura existente e substituição pela solução em painel sandwich.

Da leitura dos gráficos, observa-se que a variação da temperatura em função da construção optada segue a tendência esperada, obtendo-se a mesma curva de variação da zona do telhado norte (figura 5.6) para a zona ampla central. O calor transferido através do teto das câmaras também é menor neste tipo de solução, justificando a redução do consumo por parte do sistema de refrigeração.

Assim, na sequência das análises de sensibilidade realizadas foi também avaliada a influência da orientação do edifício em função do consumo do sistema de refrigeração.

5.2.5. Orientação

Para avaliação da sensibilidade do consumo de refrigeração em função da orientação do edifício, foi apenas alterada a posição relativa para as orientações norte, sul e oeste, uma vez que, a simulação modelo considera a orientação este (orientação real do edifício). Os resultados obtidos deste tipo de análise encontram-se na tabela 5.9.

Tabela 5.9 - Resultados obtidos na análise de sensibilidade face à orientação do edifício

Orientação	Consumo anual sistema refrigeração (kWh)	Consumo anual empresa (kWh)	Diferença do consumo do sistema de refrigeração face ao modelo	Relação do consumo do sistema de refrigeração face ao modelo
Norte	70216,97	86657,77	+910,83	+1,31%
Sul	68180,8	84621,77	-1125,28	-1,62%
Oeste	69464,07	85904,86	-752,9	-0,23%
Modelo	69306,08	85746,88		

Em discussão aos resultados obtidos, constata-se que a orientação menos favorável é a orientação norte referente à fachada principal, orientação para a qual a fachada do lado oposto adjacente à maioria das câmaras se encontra orientada a sul e, conseqüentemente, se encontra sujeita a uma maior exposição solar. Por outro lado, a orientação em que o sistema apresenta menores consumos, é para a orientação sul, ou seja, quando a fachada adjacente às câmaras se encontra orientada a norte.

Quanto à orientação oeste, observa-se uma redução relativamente ao modelo, levando ao propósito que uma fachada orientada a nascente para um edifício em condições similares, requer menores recursos energéticos.

Por fim, devido aos ficheiros climáticos utilizados nas simulações se apresentarem como uma variável influente nos consumos energéticos do edifício (Crawley & Hang, 1996; Westphal & Lambert, 2004; Chen *et al.*, 2010; Bhandari *et al.*, 2012), foi estudada a variação do consumo do sistema de refrigeração em função da localização do edifício.

5.2.6. Localização

A influência da localização do edifício, face aos consumos anuais do sistema de refrigeração, é avaliada pela substituição do ficheiro climático para diferentes cidades portuguesas. Foram realizadas simulações para as cidades de Porto, Coimbra, Lisboa, Beja e Faro, verificando-se os consumos apresentados na tabela 5.10.

Tabela 5.10 - Resultados obtidos na análise de sensibilidade face à localização do edifício

Localização	Consumo anual sistema refrigeração (kWh)	Consumo anual empresa (kWh)	Diferença do consumo do sistema de refrigeração face ao modelo	Relação do consumo do sistema de refrigeração face ao modelo
Porto	72329,20	88770	+3023,12	+4,36%
Coimbra	75800,3	92241,09	+6494,22	+9,37%
Lisboa	77139,19	93579,98	+7833,11	+11,30%
Beja	76636,3	93077,10	+7330,22	+10,58%
Faro	81246,51	97687,3	+11940,43	+17,22%
Modelo	69306,08	85746,88		

Na simulação modelo foi utilizado o ficheiro para a cidade de Bragança, observando-se a tendência no aumento do consumo pelo sistema de refrigeração consoante as cidades se localizam para sul, à exceção da cidade de Beja que apresenta um consumo inferior ao da cidade de Lisboa. Em relação ao máximo consumo encontrado destaca-se a cidade de Faro com um aumento relativo de 17,22% face ao modelo, correspondente a um aumento em valor absoluto de 11940 kWh.

Identificando-se a cidade de Beja como exceção à tendência de consumos do edifício obtidos para as restantes cidades, achou-se pertinente determinar a alteração deste comportamento pela análise dos ficheiros climáticos produzidos pelo Energy Plus para as cidades de Lisboa e para a cidade de Beja ilustrados nas figuras 5.12 e 5.13, respetivamente.

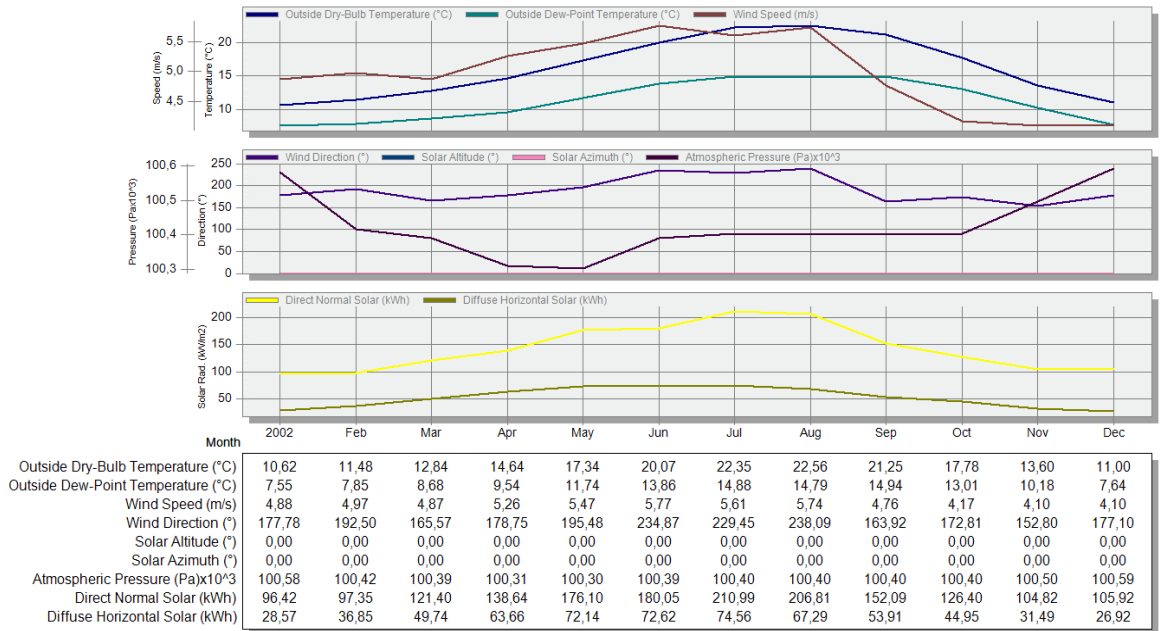


Figura 5.12 - Relatório ficheiro climático produzido pelo Energy Plus para Lisboa

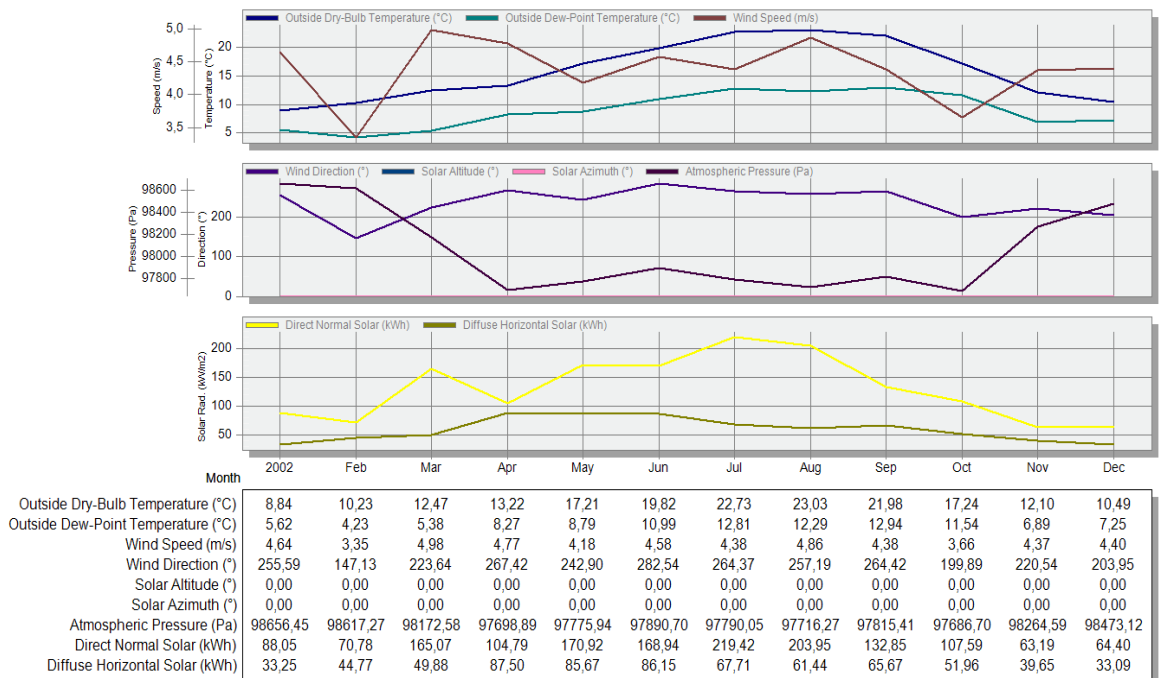


Figura 5.13 - Relatório ficheiro climático produzido pelo Energy Plus para Beja

Da análise a estes dois ficheiros produzidos, verifica-se que os consumos obtidos fazem sentido se calculadas as temperaturas médias anuais (bolbo seco) para as duas cidades obtendo-se uma temperatura de 16,21°C para a cidade de Lisboa e 15,78°C para a cidade de Beja.

Capítulo 6

Conclusão

Os sistemas de refrigeração, como referido por Altwies & Reidnl (2001) e Lekov *et al.* (2008), são significativos consumidores de energia, em edifícios dedicados à transformação e armazenamento de produtos alimentares, devido à contínua necessidade de manter as condições de conservação. Pela indiscutível importância que este tipo de equipamentos tem para a sociedade, quer pela sua função (conservação dos alimentos) quer pelas consequências que dela resultam (consumo de recursos e poluição ambiental), o estudo de soluções e estratégias que se traduzam em medidas de utilização racional de energia, revela o interesse e o propósito desta dissertação.

Assim, a utilização de *softwares* de modelação numérica demonstra ser bastante útil e eficaz, permitindo a análise, a baixo custo, de inúmeras variáveis que influenciam o consumo dos sistemas de refrigeração, pois de outro modo teriam de ser avaliadas experimentalmente. Porém, a construção de um modelo computacional de um edifício é um processo oneroso que exige o conhecimento de todos os dados de entrada e de como estes são tratados pelo *software*, essencialmente numa ferramenta de grande versatilidade como o Energy Plus.

Tendo em conta o total desconhecimento do programa, na fase inicial do presente estudo, a utilização da *interface* gráfica Design Builder, permitiu uma análise precoce às potencialidades do programa, pela simplificação na introdução dos dados e, posteriormente, pela melhor resposta, tanto durante a construção do modelo como na visualização dos resultados.

Quanto aos resultados obtidos, dado a simulação do modelo apresentar uma discrepância nos consumos totais anuais, relativamente aos consumos reais apresentados pelas faturas elétricas, as análises de sensibilidade realizadas às variáveis estudadas em função do consumo do sistema de refrigeração permitem concluir quais as condicionantes que detêm maior influência no consumo apresentado pelas unidades de conservação.

Dessas condicionantes destacam-se, como as mais significativas, as temperaturas de conservação, nomeadamente, temperaturas de congelação que representam elevados consumos, seguida da localização do edifício e dos materiais de construção utilizados na conceção do edifício. Em relação à análise das cargas de infiltração, devido ao seu contributo ter-se apresentado reduzido face ao esperado, conclui-se que foi bem considerado pela utilização de um segundo método de cálculo.

Como causas da discrepância entre os consumos obtidos e os consumos reais, podem-se apontar a não consideração dos ciclos de descongelação dos equipamentos de refrigeração, a

falta de alguma informação recolhida (nomeadamente, a quantidade total de produtos anuais, tendo sido facultada informação apenas para os produtos mais representativos) e a não consideração do armazenamento de humidade pelos materiais de construção no método *Conduction Transfer Fuction* do Energy Plus, como possíveis fatores justificativos dessa diferença.

Apesar da diferença nos resultados encontrados, pode-se concluir, de um modo geral, que o programa permitiu considerar todos os dados que foram recolhidos na empresa e que as contribuições de cada variável estudada refletem a sua importância nos consumos da empresa. Porém, como em qualquer trabalho existem melhorias e novas considerações que podem ser realizadas, dando continuidade à temática em estudo. Na secção abaixo encontram-se algumas sugestões que podem incentivar a continuidade deste tema.

6.1. Sugestões para trabalhos futuros

Como sugestão a futuros estudos que possam advir deste trabalho, salienta-se uma recolha mais exaustiva de dados, em que sejam recolhidos padrões de funcionamento para diferentes épocas do ano, medições analíticas dos consumos de alguns equipamentos, no sentido de se apurar se os equipamentos não apresentam sobrecargas em relação aos seus valores nominais, e, se possível, a realização de uma auditoria energética que possa apurar quais os consumos reais de cada equipamento.

Outro aspeto relevante a análise, seria a determinação do *payback*, no que concerne à substituição da cobertura existente por uma solução de melhor desempenho térmico analisada (painel sandwich), comparando esse investimento com a redução da fatura elétrica resultante dessa melhoria.

Bibliografia

- Afonso, J. F. D. S. (2009). *Estudo do comportamento térmico de edifícios antigos - um caso de estudo*. Dissertação para obtenção do Grau Mestre em Engenharia Civil, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, Lisboa.
- Altwies, J.E. & Reindl, D.T. Passive thermal energy storage in refrigerated warehouses. *International Journal of Refrigeration*, 24(2001), pp.149-157.
- ASHRAE (2006a). Cooling and freezing times of foods. In ASHRAE, *ASHRAE handbook - Refrigeration*. 10(pp.1-15).
- ASHRAE (2006b). Food Microbiology and Refrigeration. In ASHRAE, *ASHRAE handbook - Refrigeration*. 12(pp.1-5).
- ASHRAE (2006c). Refrigerated-facility design. In ASHRAE, *ASHRAE handbook - Refrigeration*. 14(pp.1-15).
- ASHRAE (2006d). Refrigeration Load. In ASHRAE, *ASHRAE handbook - Refrigeration*. 13(pp.1-8).
- ASHRAE (2009a). Energy estimating and modeling methods. In ASHRAE, *ASHRAE handbook - Fundamentals*. 19 (pp.1-33).
- ASHRAE (2009b). Nonresidential cooling and heating load calculations. In ASHRAE, *ASHRAE handbook - Fundamentals*. 18(pp.1-49).
- ASHRAE (2009c). Ventilation and Infiltration. In ASHRAE, *ASHRAE handbook - Fundamentals*. 16(pp.1-31).
- Baptista, P., & Venâncio, A. (2003). *Os perigos para a segurança alimentar no processamento de alimentos*. Guimarães: Forvisão.
- Baptista, P., Gaspar, P.D. & Oliveira, J. (2007). *Higiene e Segurança Alimentar na distribuição de Produtos Alimentares*. Guimarães: Forvisão.
- Bhandari, M., Sherestha, S., & New, J. Evaluation of weather datasets for buildings energy simulation. *Energy and Buildings*, (2012).
- Cartas, J. F. D. N. (2011). *Simulação dinâmica de um edifício de escritórios como os programas Energy Plus e Trace 700*. Dissertação para a obtenção do grau de mestre em Engenharia Mecânica, Instituto Superior Técnico, Lisboa.
- Chaves, F. (2009). *Instalações de climatização e refrigeração*. Apontamentos de mestrado em manutenção técnica de edifícios. Escola Superior de Tecnologia de Abrantes.
- Chan, A. (2011). Developing future hourly weather files for studying the impact of climate change on building energy performance in Hong Kong. *Energy and Buildings*, 43(10), pp.2860-2868.
- Chen, D., Wang, X., & Ren, Z. Assessment of climate change impact on residential building heating and cooling energy requirement in Australia. *Building and Environment*, 45(2010), pp.1663-1682.
- Coley, D., & Kershaw, T. Changes in international temperatures within the built environment as a response to changing climate. *Building and Environment*. 45(2010), pp.89-93.
- CCE (2006). *Livro Verde - Estratégias para uma energia sustentável, competitiva e segura*. Bruxelas.

- Coulomb, D. Refrigeration and the cold chain serving the global food industry and creating a better future: Two key IIR challenges for improving health and environment. *Trends in Food Science & Technology*. 19(2008), pp.413-417.
- Cúmano, G. N. R. (2009). *Análise técnico-económica de diferentes estratégias passivas de eficiência energética em edifícios - Caso de estudo: edifício Pombalino*. Dissertação para obtenção de grau de mestre em Engenharia Mecânica, Instituto Superior Técnico - Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa.
- Crawley, D., & Huang, Y. (1996). *Does it matter which weather data you use in energy simulations?*. Pacific Grove, CA: Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory.
- Crawley, D., Hand, J., Kummert, M., & Griffith, B. Contrasting the capabilities of building energy performance simulation programs. *Building and Environment*, 43(2008), pp. 661-673.
- Crawley, D., Lawrie, L., Winklemann, F., Buhl, W., Huang, Y., Pedersen, C., et al. EnergyPlus: creating a new-generation building. *Energy and Buildings*, 33(2001), pp. 314-331.
- Decreto-Lei nº 56/2011 de 21 de Abril. Diário da República, 1ª série, nº79. Ministério do Ambiente e do ordenamento do território. Lisboa
- Decreto-Lei nº 80/2006 de 4 de Abril de 2006. *Diário da República DR 67 Série I-A*. Ministério das Obras Públicas, Transportes e Comunicações que aprova o Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE). Lisboa.
- Energy Plus (2010). *Getting started with Energy Plus - Basic concepts manual*. Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory
- Foster, A. M., Barrett, R., James, S. J. & Swain, M. J. Measurement and prediction of air movement through doorways in refrigerated rooms. *International Journal of Refrigeration*, 25(2002), pp.1102-1109.
- Gaspar, P. D. (2008). *Optimização do Desempenho e da Eficiência Energética de Equipamentos de Refrigeração*. Tese de Doutoramento em Engenharia Mecânica, Universidade da Beira Interior, Covilhã.
- Gaspar, P. D., Domingues, C., Gonçalves, L., & Andrade, L. Avaliação da qualidade e segurança alimentar pela previsão do crescimento microbiano em diferentes condições de conservação. *CYTEF. V congresso Ibérico y III Congreso Iberoamericanode ciencias y técnicas del frio*, (2009).
- James, S.J. & James, C. *Improving energy efficiency within the food cold-chain*. Food Research International, 43(2010), pp. 1944-1956.
- Korolija, I., Halburd, L.M., Zhang, Y., & Hanby, V. Influence of building parameters and HVAC systems coupling on building energy performance. *Energy and Buildings*, 43(2011), pp.1247-1253.
- Lam, T.N.T., Lam, J.C., Wan, K.K.W. & Wong, S.L. Impact of climate change on commercial sector air conditioning energy consumption in subtropical Hong Kong. *Applied Energy*. 87(2010), pp.2321-2327.
- Lekov, A., Thompson, L., McKane, A., Rockoff, A., & Piette, M. (2009). *Opportunities for energy and automated demand response in industrial refrigerated warehouses in California*. California: Lawrence Berkeley National Laboratory.
- Li, Y., Wu, J. & Shiochi, S. Modeling and energy simulation of the variable refrigerant flow air conditioning system with water-cooled condenser under cooling conditions. *Energy and Buildings*, 41(2009), pp.949-957.

- Li, Y.M. & Wu, J.Y. Energy simulation and analysis of the heat recovery variable refrigerant flow system in winter. *Energy and Buildings*, 42(2010), pp.1093-1099.
- Neymark, J.& Judkoff, R. (2006). *Model validation and testing the methodological foundation of ASHRAE STANDARD 140*. Quebec City, Canada: National Renewable Energy Laboratory.
- Oliveira, P. J. P. (2001). *Apontamentos de Mecânica Computacional*. Departamento de Engenharia Eletromecânica. UBI, pp.164
- Pulselli, R. M., Simoncini, E. & Marchettini, N. Energy and energy based cost-benefit evaluation of building envelopes relative to geographical location and climate. *Building and Environment*, 44(2009), pp.920-928.
- Rahghi, O. & Hittle, D. Energy simulation in buildings:overview and Blast example. *Energy Conversion & Management*, 42(2001), pp.1623-1635
- Sá, M. (2010). *Avaliação de um edifício escolar segundo o sistema Lider A*. Tese de Mestrado em Engenharia Civil, Universidade de Aveiro, Aveiro.
- Santos, C. A. P. D. & Matias, L. (2006). *Coeficientes de transmissão térmica de elementos da envolvente dos edifícios*. Lisboa: LNEC- ITE 50.
- Silva, P. D. (2005). *Apontamentos de transmissão de calor*. Departamento de Engenharia Eletromecânica. UBI
- Tsikaloudaki, K., Laskos, K., Theodosiou, Th. & Bikas, D. Assessing cooling energy performance of windows for office buildings in the Mediterranean zone. *Energy and Buildings*, (2012).
- Tzempelikos, A. & Athienitis, A. K. The impact of shading design and control on building cooling and lighting demand. *Solar Energy*, 81(2007), pp.369-382.
- Venturini, O.J. & Pirani, M.J. (2005). *Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial*. Brasil: Eletrobrás.
- Westphal, F. & Lambert, R. The use of simplified weather data to estimate thermal loads of non-residential buildings. *Energy and Buildings*, 36(2004), pp.847-854
- Zhang, J. & Chen, A. Thermal energy storage strategies and their benefits in refrigerated warehouses. *International Conference of Refrigeration*. Prague, Czech Republic, (2011).
- Zhou, Y. P., Wu, J. Y., Wang, R. Z. & Shiochi, S. Energy simulation in a variable refrigerant flow air - conditioning system under cooling conditions. *Energy and Buildings*, 39(2007), pp. 212-220

Webgrafia

APIRAC (2007). Acedido em maio de 2012 de APIRAC: <http://www.apirac.pt/noticias.php>

Design Builder (2011). *Design Builder software help*. Acedido em maio de 2012, de Design Builder: <http://www.designbuilder.co.uk/helpv3/>

EDP (2012). *ECO-EDP*. Acedido em março de 2012 de EDP: <http://www.eco.edp.pt/pt/particulares/conhecer/o-que-e-a-eficiencia-energetica/grandes-marcos-das-alteracoes-climaticas>

USDOE (2011). *Energy Plus Energy Simulation Software*. Acedido em Maio de 2012, em <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/>

IPCC (2011). *Data distribution centre*. Acedido em março de 2012 de IPCC: http://www.ipcc-data.org/ddc_gcm_guide.html

HACCP. (2004). Acedido em dezembro de 2011, de Portal HACCP: <http://www.segurancalimentar.com/conteudos.php?id=20>