

Caracterização do uso específico da energia para ventilação com ênfase nos requisitos de filtragem

FEUP

Ricardo Jorge Teixeira Correia

Relatório do Projecto Final / Dissertação do MIEM

Orientador na RGA: Eng. Luís Graça

Orientador na FEUP: Prof. Vítor Leal



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Janeiro de 2011

Resumo

Esta dissertação apresenta os resultados do trabalho efectuado na empresa Rodrigues Gomes & Associados - Consultores de Engenharia, S.A., realizado no âmbito do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, na opção de Energia Térmica.

Com a entrada em vigor da certificação energética dos edifícios passa a ser necessário avaliar o desempenho energético dos edifícios em condições nominais de funcionamento, expresso através do índice IEE e de uma classe energética.

Os parâmetros que mais influenciam a classe energética são tipicamente a energia necessária para aquecimento e arrefecimento, iluminação e movimentação de fluidos térmicos e ar de ventilação. Sendo esta última a menos estudada, existe o crescente interesse na avaliação do desempenho de sistemas de movimentação de fluidos, sendo nesta perspectiva que a presente dissertação se enquadra, pois tem como objectivo principal calcular os valores actuais de *Specific Fan Power* (SFP) de projectos em Portugal e compara-los com valores de referência internacionais, assim como avaliar o contributo da energia dos ventiladores no desempenho global e na classe energética SCE, tentando também identificar oportunidades de melhoria e avaliar repercussões implementadas por variações em parâmetros dos sistemas de ventilação, com ênfase nos requisitos de filtragem. Dentro destes parâmetros será abordado o contributo que diferentes soluções de recuperação de calor, classes de motores, aumentos geométricos de unidades de tratamento de ar e requisitos de filtragem introduzem na eficiência dos sistemas de ventilação.

Foram adoptados como casos de estudo um edifício de escritórios com uma área útil de aproximadamente 9765m^2 , uma agência bancária com cerca de 220m^2 , uma escola secundária com 12305m^2 e três blocos de um hospital, perfazendo no seu conjunto 3105m^2 .

Através de softwares de simulação foram modeladas as soluções de ventilação correspondentes às dos casos de estudo analisados, sendo posteriormente efectuadas variações (quer nos sistemas de condutas quer nos sistemas de ventilação) com o intuito de avaliar o peso das diversas opções na eficiência energética. De modo a caracterizar a eficiência energética dos sistemas de ventilação foi utilizada a variável SFP, expressa em $[\text{kW}/(\text{m}^3/\text{s})]$.

A gama média de valores de SFP nos sistemas de ventilação dos casos de estudo encontra-se na sua grande generalidade entre 0,75 e 2 $[\text{kW}/(\text{m}^3/\text{s})]$, traduzindo situações de média ou baixa eficiência quando comparada com a norma EN 13779.

O peso da energia de movimentação do ar é em alguns dos casos de estudo bastante significativo, quando comparado com o parâmetro S do SCE (pesos relativos entre 13 e 50%).

Abstract

This dissertation presents the results of the work performed in the company Rodrigues Gomes & Associados - Consultores de Engenharia, S.A in the ambit of the integrated Master's of Mechanical Engineering in Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto on the variant of Thermal Energy.

With the enforcement of the energetic certification of buildings it becomes necessary to evaluate the buildings energy performance under nominal operating conditions, expressed through the IEE index and an energy class.

The parameters that most influence the energy class are typically the energy needed for heating and cooling, lighting and motion of termic fluids and ventilation air. Being the last one the least studied, there is a growing interest in assessing the performance of fluid handling systems, and this dissertation fits this context, as it aims at assessing the current Specific Fan Power (SFP) value of projects in Portugal and compare them with international benchmarks, as well as assess the fans energetic contribution in the overall performance and in the SCE energy class, aslo trying to identify improvement opportunities and assess the repercussions implemented by multiple parameter variations on the ventilation systems, whith enphases on filtering requirements. Among the parameters it will be addressed the contribution that different solutions for heat recovery, engine classes, geometrical increases in air handling units and filtering requirements introduce in the efficiency of the ventilation systems.

There were adopted as cases of study an office building with a floor area of approximately 9765m², a bank with about 220m², a school with 12305m² and three blocks from a hospital, totalizing 3105m².

Through simulation software there were shaped ventilation solutions corresponding to the case studies analyzed, and subsequently some changes were made (either in the pipeline or ventilation systems) in order to assess their contribution in improving energy efficiency. In order to characterize the energy efficiency of the ventilation systems it was used the variable SFP, expressed in [kW/(m³/s)].

The average range of SFP values in the ventilation systems of the case studies lies in its great generality between 0.75 and 2 [kW/(m³/s)], reflecting situations of medium or low efficiency when compared with standard EN 13779.

The weight of the air movement's energy is in some case studies very significant, when compared to the S parameter of the SCE (relative weights between 13 and 50%).

Nomenclatura

ΔP_f	– Perda de carga em linha	(Pa)
f	– Coeficiente de atrito de Darcy	(–)
L	– Comprimento da conduta	(m)
D	– Diâmetro da conduta	(m)
C	– Velocidade	(m/s)
ρ	– Massa volúmica	(kg/m ³)
ν	– Viscosidade cinemática	(m ² /s)
μ	– Viscosidade dinâmica	(N.s/m ²)
ε	– Factor de rugosidade do material	(mm)
\dot{V}	– Caudal volúmico	(m ³ /s)
\dot{m}	– Caudal mássico	(kg/s)
Re_D	– Número de Reynolds	(–)
a	– Altura	(m)
b	– Comprimento	(m)
A	– Área	(m ²)
P	– Perímetro	(m)
D_h	– Diâmetro hidráulico	(m)
$D_{e\ oval}$	– Diâmetro equivalente para condutas ovais	(m)
$D_{e\ rectangular}$	– Diâmetro equivalente para condutas rectangulares	(m)
ΔP_{loc}	– Perda de carga em linha	(em Pa)
V	– Velocidade	(em m/s)
ρ	– Massa volúmica	(em kg/m ³)
K	– Coeficiente de perda de carga localizada	(–)
\dot{V}_{novo}	– Caudal volúmico novo	(m ³ /s)

$\dot{V}_{anterior}$	– Caudal volúmico considerado anteriormente	(m ³ /s)
$v.rot_{nova}$	– Velocidade de rotação nova	(rpm)
$v.rot_{anterior}$	– Velocidade de rotação considerada anteriormente	(rpm)
PE_{nova}	– Pressão estática actual	(m/s)
$PE_{anterior}$	– Pressão estática considerada anteriormente	(m/s)
ρ_{nova}	– Massa volúmica actual	(kg/m ³)
$\rho_{anterior}$	– Massa volúmica considerada anteriormente	(kg/m ³)
P_{nova}	– Potência nova	(kW)
$P_{anterior}$	– Potência considerada anteriormente	(kW)
P_{el}	– Potência eléctrica absorvida	(kW)
\dot{V}	– Fluxo de ar que atravessa o ventilador	(m ³)
P_t	– Pressão total do ventilador calculada com filtros limpos	(Pa)
η_{vent}	– Eficiência do ventilador	(%)
η_{trans}	– Eficiência da transmissão	(%)
η_{mot}	– Eficiência do motor	(%)
η_{cont}	– Eficiência do variador de velocidade	(%)
SFP_I	– <i>Specific fan power</i> de insuflação	(kW/m ³ /s)
$SFP_{I1,2,n}$	– <i>Specific fan power</i> de insuflação dos ventiladores 1, 2, até n	(kW/m ³ /s)
\dot{V}_I	– Caudal volúmico	(m ³ /s)
$\dot{V}_{I1,2,n}$	– Caudal volúmico de insuflação dos ventiladores 1, 2, até n	(m ³ /s)
SFP_E	– <i>Specific fan power</i> de insuflação	(kW/m ³ /s)
$SFP_{E1,2,n}$	– <i>Specific fan power</i> de insuflação dos ventiladores 1, 2, até n	(kW/m ³ /s)
\dot{V}_E	– Caudal volúmico (m ³ /s)	
$\dot{V}_{E1,2,n}$	– Caudal volúmico de insuflação dos ventiladores 1, 2, até n	(m ³ /s)
$q_{v,SUP}$	– Caudal volúmico do ar de alimentação	(m ³ /s)
$q_{m,E}$	– Caudal mássico de emissão no espaço	(mg/s)
c_{IDA}	– Concentração permitida no espaço	(mg/m ³)
c_{SUP}	– Concentração no ar de alimentação	(mg/m ³)
$c_{IDA}(t)$	– Concentração no espaço no instante t	(mg/m ³)
c_{SUP}	– Concentração no ar de alimentação	(mg/m ³)
$c_{IDA}(0)$	– Concentração no espaço no instante inicial t=0	(mg/m ³)
$q_{v,SUP}$	– Caudal de ar de alimentação	(m ³ /s)
$q_{m,E}$	– Caudal mássico de emissão no espaço	(mg/s)

V_r	– Volume de ar na sala	(m ³)
t	– Tempo	(s)
n	– Último ventilador do conjunto de ventiladores em questão	(–)
SFP	– Specific fan power	(kW/m ³ /s)
P_{sf}	– Potência do ventilador de insuflação (supply air fan)	(kW)
P_{ef}	– Potência do ventilador de insuflação (extract air fan)	(kW)
$q_{máx}$	– Maior caudal (de insuflação ou extracção) que atravessa a unidade de tratamento de ar	(m ³ /s)

Agradecimentos

Gostaria de expressar o meu sincero agradecimento ao Professor Vítor Leal pela oportunidade, pelo apoio, pela inteira disponibilidade, conhecimento transmitido e motivação com que abraçou este projecto.

Expresso também a minha gratidão ao Engenheiro Luís Graça da empresa RGA, que com todo o seu conhecimento, interesse e colaboração demonstrados, ajudou de forma objectiva a esclarecer um conjunto de problemas que foram colocados ao longo deste projecto.

Quero transmitir o mais profundo agradecimento aos meus pais, pelo apoio transmitido ao longo da minha vida académica.

Índice

Resumo	iii
Abstract	v
Nomenclatura.....	vii
Agradecimentos	xi
1. Introdução	1
1.1. Contexto e Objectivos do Projecto	1
1.2. Organização e Temas Abordados no Projecto	2
1.3. Empresa RGA	4
2. ELEMENTOS DE ENQUADRAMENTO E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1. Enquadramento.....	5
2.2. Práticas de projecto de sistemas de ventilação	6
2.2.1. Métodos de dimensionamento de condutas.....	6
2.2.1.1. Método de perda de carga constante	6
2.2.2. Cálculo das Perda de carga.....	7
2.2.2.1. Perdas de carga em Linha.....	8
2.2.2.2. Condutas não circulares	9
2.2.2.3. Perdas de carga localizadas	10
2.3. Técnicas e tecnologia de Ventiladores	11
2.3.1. Classificação de Ventiladores	11
2.3.2. Princípios de funcionamento de Ventiladores.....	11
2.3.3. Tipos de turbinas de ventiladores.....	12
2.3.4. Curvas dos ventiladores	15
2.3.5. Leis dos ventiladores.....	15
2.3.6. Curva da instalação	17
2.3.7. Ventiladores em série e em paralelo	17
2.4. Eficiência energética dos Sistemas de Ventilação.....	18
2.4.1. Consumo específico de ventilação (<i>Specific Fan Power</i> - SFP).....	18
2.4.2. Contextualização do consumo específico de ventilação SFP.....	19
2.4.3. Valores máximos ou típicos de SFP segundo diferentes normas.....	19
2.4.4. Valores máximos ou típicos de SFP segundo diferentes regiões	22
3. ANÁLISE DOS CASOS DE ESTUDO.....	27
3.1. Apresentação dos casos de estudo.....	27
3.1.1. Edifícios de Escritórios	27
3.1.2. Edifício Agência Bancária	28
3.1.3. Estabelecimento de Ensino.....	29

3.1.4. Hospital	29
3.2. <i>Eficiência energética dos sistemas de ventilação</i>	30
3.2.1. Escritórios.....	31
3.2.2. Agência Bancária	33
3.2.3. Escola	34
3.2.4. Hospital	36
3.3. <i>Eficiência de ventilação nos edifícios por espaço</i>	38
3.4. <i>Avaliação de eficiência energética de movimentação do ar</i>	41
3.5. <i>Revisão do processo de dimensionamento</i>	42
4. ESTUDO DE SENSIBILIDADE.....	45
4.1. <i>Mudança de material</i>	45
4.2. <i>Variação do parâmetro de dimensionamento no valor de ΔP</i>	48
4.2.1. <i>Variação do parâmetro de dimensionamento com aumento de secção</i>	49
4.2.2. <i>Variação do parâmetro de dimensionamento com diminuição de secção</i>	51
4.3. <i>Ventiladores com variação de velocidade</i>	54
4.3.1. Transformadores.....	55
4.3.2. Variadores Electrónicos de velocidade	56
4.3.3. Resultados da introdução de equipamentos	57
4.3.4. Eficiência com parâmetro de dimensionamento de 0,5Pa/m	62
4.3.5. Análise económica da introdução de equipamentos	65
4.4. <i>SFP do edifício</i>	72
4.4.1. SFP do edifício de Escritórios.....	73
4.4.2. SFP do edifício Agência Bancária	74
4.4.3. SFP do edifício Escola	74
4.4.4. SFP do edifício Hospital	75
4.5. <i>Recuperação de calor</i>	75
4.5.1. Soluções de recuperação de calor.....	76
4.5.1.1. Recuperação de calor nos casos de estudo	78
4.6. <i>Eficiência de motores eléctricos</i>	81
4.6.1. Eficiência dos motores eléctricos nos casos de estudo	83
4.7. <i>ESTUDO DE SENSIBILIDADE AOS REQUISITOS DE FILTRAGEM</i>	86
4.7.1. Contextualização de Requisitos de Filtragem	86
4.7.2. Filtros de ar.....	88
4.7.2.1. Filtros de Partículas	89
4.7.2.2. Classificação de filtros de acordo com a norma CEN EN 779	90
4.7.2.3. Classificação de filtros absolutos de acordo com a norma EN 1882	91
4.7.2.4. Escolha de Filtros	92
4.7.2.5. Diferentes Tipos de Filtros.....	94
4.7.3. Diferentes requisitos de filtragem nos casos de estudo.....	94

5. POTENCIAL IMPACTO NA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DOS EDIFÍCIOS AFERIDO PELO SCE	101
5.1. Índice de eficiência energética dos edifícios	101
5.2. Influência da filtragem no índice de eficiência energética.....	106
5.2.1. Influência da filtragem dos ventiladores de insuflação	106
5.2.2. Influência da filtragem dos ventiladores de extracção	109
5.2.3. Influência da filtragem dos ventiladores de insuflação na classificação energética dos edifícios.....	110
5.2.4. Influência da filtragem dos ventiladores de extracção na classificação energética dos edifícios.....	112
6. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS DE TRABALHO FUTURO	115
6.1. Conclusões	115
6.2. Sugestões de Trabalho Futuro	117
7.BIBLIOGRAFIA	119
ANEXOS	123
ANEXO A: Valores de Perda de Carga.....	123
ANEXO B: Valores de perda de carga obtidos com a mudança de material	126
ANEXO C: Valores de perda de carga obtidos com a variação do parâmetro de dimensionamento de condutas com aumento de secção.....	129
ANEXO D: Valores de perda de carga obtidos com a variação do parâmetro de dimensionamento de condutas com diminuição de secção	133
ANEXO E: Valores de SFP com introdução de variação de velocidade	136
ANEXO F: Valores de SFP com introdução de equipamentos de variação de velocidade e parâmetro de dimensionamento de condutas de 0,5 Pa/m.....	140
ANEXO G: Métodos de dimensionamento de condutas	144
G.1. Método da velocidade constante.....	144
G.2. Método da redução da velocidade	144
G.3. Método da recuperação da pressão estática	145
ANEXO H: Tipos de ventiladores.....	147
ANEXO I: Diferentes tipos de edifícios (<i>ENERGY CONSUMPTION GUIDE 19</i>).....	148
ANEXO J: Metodologias da norma CEN 13779 relativas à filtragem	150
ANEXO K: Soluções de recuperação de calor	152

<i>K.1. Roda Térmica</i>	152
<i>K.2. Recuperador de calor de placas</i>	153
<i>K.3. Bateria de Recuperação</i>	153
<i>K.4. Tubo de Calor (Caloduc)</i>	154
ANEXO L: Fontes e efeitos de poluentes na saúde	156
ANEXO M: Métodos de classificação de qualidade do ar interior	157
<i>M.1. Classificação através do nível de CO₂</i>	157
<i>M.2. Classificação indirecta através da taxa de ar exterior por pessoa</i>	157
<i>M.3. Classificação indirecta através do fluxo de ar por área</i>	158
<i>M.4. Classificação através de níveis de concentração de poluentes específicos</i>	159
ANEXO N: Filtros de gases	160
ANEXO O: Testes realizados nos filtros de ar	162
ANEXO P: Diferentes tipos de filtros	165
<i>P.1. Filtros Metálicos</i>	165
<i>P.2. Filtros de Fibras</i>	165
<i>P.3. Filtros Compactos</i>	166
<i>P.4. Filtros Absolutos</i>	166
<i>P.5. Filtros de Carvão Activado</i>	166
<i>P.6. Filtros Eléctricos</i>	167
<i>P.7. Filtros Automáticos</i>	168
<i>P.8. Filtros Multietapas</i>	169
ANEXO Q: Valores de referência para o cálculo da classe energética	171
ANEXO R: Perfis de ocupação	172

1. Introdução

1.1. Contexto e Objectivos do Projecto

A regulamentação térmica e energética de edifícios, nomeadamente o Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE) e o Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios (RSECE) (Decretos-Lei 79 e 80, 2006), desempenha um papel essencial no incentivo à utilização de soluções de maior eficiência energética (incluindo as que recorram a sistemas baseados em energias renováveis), pois estabelece as características mínimas de desempenho dos edifícios em termos da sua envolvente e dos seus sistemas consumidores de energia, nomeadamente os de climatização.

Torna-se assim, essencial o desenvolvimento de uma estratégia sustentável que deve ter em conta o impacto ambiental, social e económico de todas as partes que compõem o edifício. Neste sentido, a optimização energética assume um papel de relevo na condução e exploração dos edifícios, devendo estas preocupações estarem presentes e reflectirem-se desde a fase de concepção e desenvolvimento do respectivo projecto.

A optimização energética passa por seleccionar as soluções que promovam a redução dos consumos de energia, desperdícios e emissões de gases com efeito de estufa (CO₂). Este tipo de optimizações não passa só por efectuar grandes medidas com elevados impactos energéticos e de custos de exploração, mas também muitas vezes pelo resultado da adopção de pequenas acções resultando em pequenos impactos, cujo somatório se revela importante para o objectivo a alcançar, nomeadamente a redução dos consumos energéticos e dos custos de exploração associados.

Da crescente procura de soluções mais energeticamente eficientes, surge a necessidade de análise de parâmetros construtivos e tecnológicos intrínsecos à regulamentação, visando melhores relações entre as opções de projecto e respectivas consequências energéticas. No entanto, algumas soluções de melhoria da qualidade do ar interior ou soluções mais

energeticamente eficientes, como os requisitos mais exigentes de qualidade de ar interior (e consequentes requisitos de filtragem) e recuperação de energia (obrigatoriedade de recuperação de calor), incrementam também um aumento no esforço exigido aos ventiladores, criando o consequente aumento de consumo dos mesmos. Torna-se assim cada vez mais importante a evolução de sistemas de ventilação que permitam a implementação de soluções energeticamente mais eficientes que recorram a motores das melhores classes de eficiência, a unidades de tratamento de ar de menores dimensões, a equipamentos electrónicos que permitam melhores ajustes de funcionamento e promovam menores consumos (como variadores electrónicos de velocidade ou transformadores), entre outras.

Este projecto pretende calcular os valores de SFP que resultam dos princípios de dimensionamento usados em projectos realizados em Portugal e compará-los com valores de referência internacionais, assim como avaliar o contributo da energia dos ventiladores no desempenho global e no certificado energético, tentando também identificar oportunidades de melhoria e avaliar repercussões implementadas por várias fontes de influência dos sistemas de ventilação, com ênfase nos requisitos de filtragem.

1.2. Organização e Temas Abordados no Projecto

A presente dissertação é constituída por sete capítulos e respectivos anexos, a saber:

Capítulo 1

Este capítulo é constituído por uma breve descrição do projecto e respectivos objectivos, seguido da apresentação da empresa RODRIGUES GOMES & ASSOCIADOS.

Capítulo 2

Neste capítulo é apresentado um enquadramento da necessidade e interesse na melhoria da eficiência de sistemas de ventilação, sendo também efectuada uma pequena revisão bibliográfica onde são abordados métodos ou princípios em que se basearam diversos temas abordados nos restantes capítulos, como métodos de dimensionamento de sistemas de condutas e métodos de cálculo de perdas de carga. É também apresentada a caracterização de ventiladores e seu funcionamento, assim como a descrição dos vários tipos existentes no mercado. Por fim é efectuada uma contextualização referente à eficiência energética dos sistemas de ventilação.

Capítulo 3

Neste capítulo é efectuada a apresentação dos casos de estudo, assim como da eficiência dos seus sistemas de ventilação e dos diferentes espaços de cada edifício. É também efectuada a avaliação dos sistemas de ventilação para os diferentes casos de estudo e revisão do método de dimensionamento dos seus sistemas de condutas.

Capítulo 4

Neste capítulo são testadas nos casos de estudo diversas simulações referentes a modificações efectuadas virtualmente quer nos sistemas de condutas, quer nos sistemas de ventilação (estudos de sensibilidade).

São apresentados os resultados dessas simulações, a partir dos quais é efectuada uma análise e discussão da influência que os diferentes cenários de simulação teriam na eficiência dos sistemas de ventilação. É também efectuada uma análise económica relativa aos cenários de simulação que permitiram a obtenção de melhores valores de eficiência dos sistemas de ventilação.

Foram ainda testadas simulações referentes a mudanças efectuadas em componentes específicos quer das unidades de tratamento de ar dos casos de estudo (nomeadamente na recuperação de calor e tamanho das unidades) quer dos ventiladores associados às mesmas (nos motores dos ventiladores) e obtidos os respectivos valores de consumo específico de ventilação. Após a apresentação dos resultados dessas simulações é efectuada uma análise e discussão sobre a influência que os diferentes cenários de simulação teriam na eficiência dos sistemas de ventilação.

É também neste capítulo efectuada uma contextualização de requisitos de filtragem, assim como apresentação de diferentes classes de filtros de ar e parâmetros que influenciam a sua escolha.

Foram por fim testadas várias simulações referentes a modificações efectuadas nos requisitos de filtragem das unidades de tratamento de ar dos casos de estudo. Após a apresentação dos resultados dessas simulações é efectuada uma análise e discussão da influência que os diferentes cenários teriam na eficiência dos sistemas de ventilação.

Capítulo 5

É analisada neste capítulo a influência da eficiência dos sistemas de ventilação e requisitos de filtragem no desempenho energético aferido pelo Sistema Nacional de Certificação Energética e de Qualidade do Ar Interior nos Edifícios.

Capítulo 6

Após obtenção dos resultados e discussão dos mesmos, são retiradas as devidas conclusões e apresentadas algumas sugestões para trabalho futuro.

1.3. Empresa RGA

A empresa RODRIGUES GOMES & ASSOCIADOS - CONSULTORES DE ENGENHARIA, S.A., (RGA) tem por finalidade a elaboração de projectos de instalações especiais (instalações de ar condicionado, aquecimento e ventilação, instalações eléctricas e de telecomunicações, de segurança activa e passiva, de produção de energia eléctrica, de gestão técnica, de elevadores, de escadas e tapetes rolantes, de gás, de ar comprimido e de gases especiais). Áreas como auditorias energéticas e verificação da regulamentação sobre edifícios nos diversos aspectos interdisciplinares atrás referidos, também são contemplados por esta empresa. Tem como principais objectivos a prestação de serviços de alta qualidade técnico/científica e de serviços respeitando os cronogramas estabelecidos com os diferentes promotores em termos de tempo e investimento. O investimento contínuo na área descrita, tem permitido a formação de equipas altamente motivadas e dotadas dos meios técnicos necessários, sendo assim capazes de desenvolverem nos tempos adequados um trabalho com elevada capacidade técnico/profissional. No sentido de otimizar os seus recursos, a empresa está organizada em equipas de projecto, responsáveis pela elaboração dos mesmos, que constituem unidades autónomas de tamanho, versatilidade e capacidade adequada à dimensão dos trabalhos atribuídos. Possui no portfólio intervenções em aeroportos, complexos desportivos, edifícios e espaços comerciais, edifícios de habitação, edifícios de lazer e cultura, edifícios de escritórios, edifícios de ensino, edifícios bancários, edifícios de saúde e edifícios de hotelaria.

Endereço electrónico: www.rga.pt

E-mail: rga.geral@rga.pt

Morada: Rua Brito Capelo 1023, 4450-077 Matosinhos

Telefone / Fax: 351 226 171 897 / 351 226 101 267



2. ELEMENTOS DE ENQUADRAMENTO E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Enquadramento

As actuais preocupações energéticas encontram-se vinculadas nos regulamentos (RSECE e RCCTE) através da necessidade de utilizar soluções de maior eficiência energética, assim como do recurso a sistemas baseados em energias renováveis (mesmo que possuam um custo inicial mais elevado, se tiverem viabilidade económica traduzida por um período de retorno aceitável há obrigatoriedade de recorrer a energias renováveis), ou através da obrigatoriedade na utilização de recuperação de calor (excepto nos casos em que seja demonstrada em projecto a não viabilidade económica da sua instalação é obrigatório o recurso à recuperação de energia no ar de rejeição, na estação de aquecimento, com uma eficiência mínima de 50 %, ou recuperação de calor equivalente, sempre que a potência térmica de rejeição em condições de projecto seja superior a 80 kW) ou ainda de motores eléctricos mais eficientes (os motores dos elementos propulsores dos fluidos de transporte devem ter classificação mínima EFF2, conforme classificação nos termos do acordo voluntário entre os fabricantes de motores eléctricos e a Comissão Europeia).

Tendo em conta a crescente exigência nos parâmetros de qualidade de ar interior e consequentes requisitos de filtragem (presentes na NOTA TÉCNICA NT-SCE-02, que por sua vez remete também para as metodologias da norma CEN 13779 referentes à filtragem), é também crescente a necessidade de melhoria da eficiência dos sistemas de ventilação, para que se torne possível atingir um melhor equilíbrio entre a qualidade do ar no interior dos edifícios e a energia dispendida na sua obtenção.

É neste contexto que surge este projecto, que pretende efectuar uma análise sobre a eficiência de ventilação de vários casos de estudo, avaliando não só as necessidades energéticas associadas a estes sistemas, como também a influência de vários parâmetros na sua eficiência, com ênfase nos requisitos de filtragem.

2.2. Práticas de projecto de sistemas de ventilação

2.2.1. Métodos de dimensionamento de condutas

Não existe um método único de dimensionamento que permita conceber automaticamente o sistema de condutas mais económico ou adequado para todas as condições de projecto. Os sistemas de condutas são projectados usando um ou mais métodos, ou variações dos mesmos [1].

Os métodos de dimensionamento de condutas abordados nesta dissertação foram o método da velocidade constante, o da redução da velocidade, o da perda de carga constante e o da recuperação estática. Porém, visto que as redes de condutas de todos os projectos analisados foram dimensionadas através do método da perda de carga constante, apenas esse será descrito em detalhe neste capítulo, encontrando-se os restantes no ANEXO G.

2.2.1.1. Método de perda de carga constante

No método de perda de carga constante a secção das condutas é dimensionada de modo a que a perda de carga por unidade de comprimento seja aproximadamente constante [2].

A área sombreada do gráfico de perda de carga linear (figura 2.1) delimita os valores aconselhados de perda de carga por fricção (*friction loss*) e velocidade do ar. Quando o custo da energia é elevado e o custo da instalação de condutas é baixo, projectar segundo baixas taxas de fricção torna-se mais económico, e vice-versa. Após o dimensionamento inicial, deverá ser calculada a perda de carga total para todas as secções da conduta, e redimensionar as secções de modo a equilibrar as perdas de carga em cada junção [3].

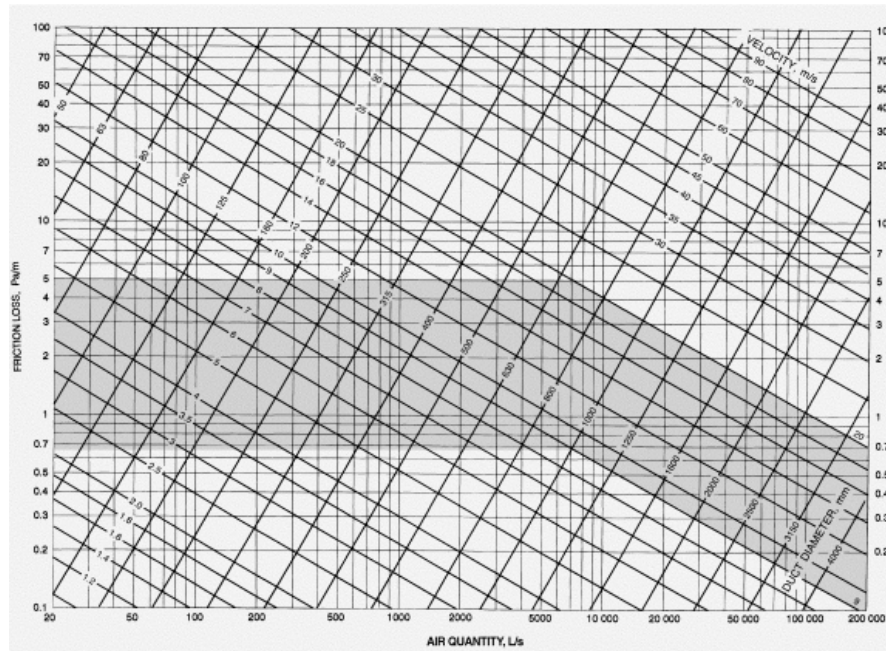


Figura 2.1- Gráfico de perda de carga linear por unidade de comprimento para uma conduta redonda [3]

Este método tem a desvantagem de por vezes não ser possível evitar velocidades do ar elevadas nas zonas com maiores caudais, requerendo assim o uso de atenuadores de som [4].

O princípio deste método consiste em determinar o caminho em que o valor de perda de carga é máximo e aplicar registos reguláveis (de ΔP regulável) nas saídas dos sistemas de distribuição, de forma a garantir que ΔP é igual em todos os ramais, e a ajustar os caudais pretendidos em cada ramal de saída. Estes registos são ajustados após a montagem do sistema (na fase de teste, ajuste e balanço do sistema) para que os caudais correspondam aos caudais de projecto. A verificação é feita na fase de auditoria.

2.2.2. Cálculo das Perda de carga

No escoamento de ar em condutas através de ventilação mecânica, a perda de carga total (ΔP_{total}) tem de ser compensada pelo ventilador (P_{vent}) que se introduz no circuito de condutas.

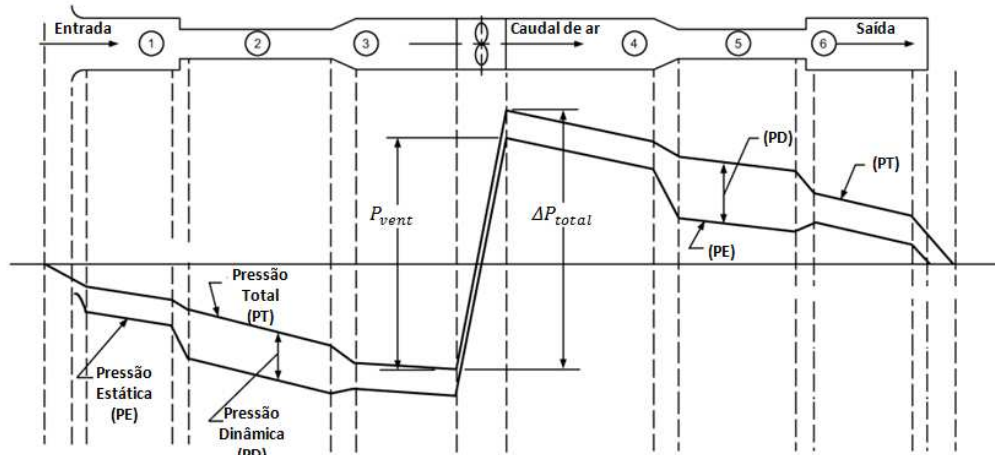


Figura 2.2 - Variação da Pressão ao longo da conduta [4]

A figura 2.2 mostra genericamente a variação da pressão estática, dinâmica e total num circuito de um ventilador a operar com condutas de insuflação e extracção, assim como os gradientes de pressão relativamente à pressão atmosférica.

De notar que nas secções de área constante a pressão dinâmica não varia, diminuindo nas secções divergentes (ao passo que a pressão estática aumenta), e aumentando nas secções convergentes (ao passo que a pressão estática diminui).

Como será mais aprofundadamente explicado no capítulo 2.3.4. quanto maior for o valor de perdas de carga que o ventilador tenha que vencer, maior será a potência exigível ao mesmo, de onde se conclui que é conveniente ter um ΔP_{total} minimizado para que seja possível obter a implementação de um ventilador de menores dimensões, um custo inicial mais baixo e menores custos de operação. Assim, dentro das limitações impostas pelo projecto, o caminho das condutas deverá ser o menor possível e deverá ter o mínimo de fontes de perda de carga possível (curvas, bifurcações, mudanças de secção, registos, etc).

As perdas de carga nas condutas são transformações irreversíveis de energia mecânica em calor [4]. Existem dois tipos de perda de carga, em linha (perdas por atrito) e localizadas (perdas dinâmicas).

2.2.2.1. Perdas de carga em Linha

Este tipo de perdas de carga ocorrem ao longo de todo o comprimento (L) da conduta, devido à viscosidade do fluido. Resultam da variação da quantidade de movimento quer entre moléculas no escoamento laminar, quer entre partículas de camadas adjacentes do fluido que se movem a velocidades diferentes no escoamento turbulento.

$$Re_D = \frac{\rho CD}{\mu} = \frac{CD}{\nu} = \frac{4\dot{V}}{\pi D\nu} = \frac{4\dot{m}}{\pi\rho D\nu} \text{ (número de Reynolds)} \quad [2.2.1]$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 * \log \left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{Re*\sqrt{f}} \right) \text{ (equação de Colebrook)} \quad [2.2.2]$$

$$\Delta P_f = f \frac{L}{D} \rho \frac{C^2}{2} \text{ (equação de Darcy- Weisbach)} \quad [2.2.3]$$

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad [2.2.4]$$

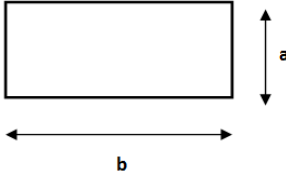
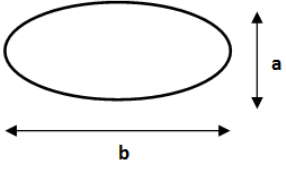
Experimentalmente, Reynolds estudou a separação entre o escoamento laminar (ordenado, com base em mecanismos de difusão molecular, com o domínio da viscosidade) e o escoamento turbulento (aleatório, com domínio da inércia das partículas sobre a viscosidade). O critério de separação é o Número de Reynolds, obtido através de uma das expressões acima enunciadas (equação 2.2.1). O valor crítico da transição não tem sempre o mesmo valor embora se considere que abaixo de $Re_D = 2100$ os escoamentos em tubagens ou condutas sejam sempre laminares. De resto, os limites são variáveis segundo a geometria do escoamento e outros aspectos específicos. Acima de certo valor de Reynolds os escoamentos tornam-se turbulentos.

A perda de carga linear é obtida através da equação de Darcy-Weisbach descrita acima (equação 2.2.3). Esta equação depende do coeficiente de atrito de Darcy, que por sua vez depende da rugosidade do material da conduta e do número de Reynolds para escoamentos turbulentos (equação 2.2.2.), ou simplesmente do número de Reynolds para escoamentos laminares (equação 2.2.4).

2.2.2.2. Condutas não circulares

Uma vez que existem diferentes geometrias de condutas não contempladas pela expressão de Colebrook, torna-se necessária a conversão dessas mesmas geometrias para a circular. Assim, para condutas rectangulares e ovais são utilizados o diâmetro hidráulico (D_h) na expressão de Colebrook, e o diâmetro equivalente (D_e) para qualquer outro cálculo ou dado em que seja necessária essa conversão (tabela 2.1) [3].

Tabela 2.1 – Conduas rectangulares e ovais

Conduto Rectangular	Conduto Oval
	
$D_h = 4 \frac{A}{P}$	
$D_{e\ rectangular} = 1,3 \frac{(ab)^{0,625}}{(a+b)^{0,250}}$	$D_{e\ oval} = 1,55 \frac{(A)^{0,625}}{(P)^{0,250}}$
$A_{Rectangular} = ab$	$A_{oval} = \frac{\pi b^2}{4} + b(a - b)$
$P_{Rectangular} = 2a + 2b$	$P_{oval} = \pi b + 2(a - b)$

2.2.2.3. Perdas de carga localizadas

As tubagens que se encontram na prática não são feitas só de tubos rectos e de secção constante. Qualquer tubagem técnica tende a comportar uma série de componentes, perturbações ou singularidades cujo contributo individual para a perda de carga é necessário contabilizar [5].

$$\Delta P_{loc} = \rho K \frac{c^2}{2} \quad [2.2.5]$$

O coeficiente de perda de carga localizada (K) representa a razão entre a pressão total e a pressão dinâmica numa determinada secção transversal.

Os valores de coeficientes de perda de carga localizada são obtidos através de métodos experimentais e dependem da geometria do acessório em questão e do caudal que o atravessa. As perdas de carga localizadas dependem também da rugosidade superficial do material constituinte do acessório, visto que as perdas dinâmicas ocorrem ao longo do comprimento das condutas (independentemente da geometria) e não podem ser separadas das perdas por atrito, porém, para facilidade de cálculo, as perdas dinâmicas são assumidas como concentradas num ponto (local) e é excluída a fricção, devendo esta ser considerada apenas para acessórios muito longos. Geralmente as perdas de carga por atrito são apenas contabilizadas para comprimentos de condutas entre acessórios [3].

2.3. Técnicas e tecnologia de Ventiladores

Um ventilador é uma bomba de ar, que através de uma diferença de pressão movimentam um fluxo de ar. No ar aspirado para o rotor, a energia mecânica de rotação é transformada em energia estática e cinética que variam em proporção, dependendo do tipo de ventilador.

As avaliações de eficiência de ventiladores são baseadas em condições ideais e alguns ventiladores estão avaliados em mais de 90% de eficiência total. No entanto, as condições práticas impossibilitam muitas vezes a obtenção dessas eficiências em ambiente real [6].

2.3.1. Classificação de Ventiladores

Os ventiladores são geralmente classificados como centrífugos ou axiais de acordo com a direção do fluxo de ar através do rotor. A figura 2.3a) mostra a configuração geral de um ventilador centrífugo. Os componentes de um ventilador axial são mostrados na figura 2.3b). A tabela apresentada no ANEXO H descreve as características típicas de alguns dos tipos mais comuns de ventiladores.

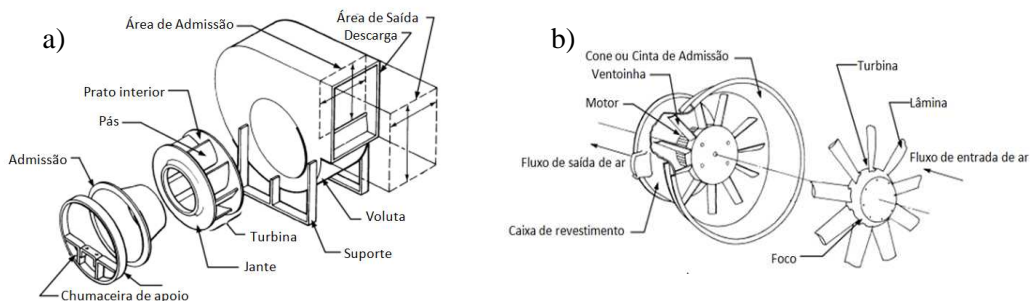


Figura 2.3 – Componentes de ventiladores [6]: a) centrífugos; b) axiais.

2.3.2. Princípios de funcionamento de Ventiladores

Os ventiladores produzem variações de pressão através da alteração do vector de velocidade do fluxo de ar. Um ventilador gera um fluxo de ar ou variação de pressão devido à rotação das lâminas e consequente transmissão de energia cinética do rotor para o ar por variação da sua velocidade. Essa variação de velocidade ocorre nas componentes tangencial e radial para ventiladores centrífugos e nas componentes axial e tangencial para ventiladores axiais. As turbinas dos ventiladores centrífugos conseguem obter diferenças de pressão através da força centrífuga criada pela rotação da coluna de ar contida entre as lâminas e

energia cinética transmitida para o ar através da sua velocidade de saída do rotor. Esta velocidade é uma combinação da velocidade de rotação do rotor e da velocidade do ar em relação ao rotor. Quando as pás são inclinadas para a frente, essas duas velocidades são cumulativas, nas inclinadas para trás são opostas. Os ventiladores de lâminas curvadas para trás são geralmente mais eficientes do que os ventiladores da lâmina curvada para frente.

As turbinas de ventiladores axiais conseguem produzir diferenças de pressão através da mudança na velocidade do ar que passa através das pás, sem que haja diferença de pressão obtida através da força centrífuga.

Quanto à transmissão, esta poderá ser feita de modo directo entre o motor e o ventilador, ou de modo indirecto através de correias, como exemplificado nas figuras 2.4 e 2.5.

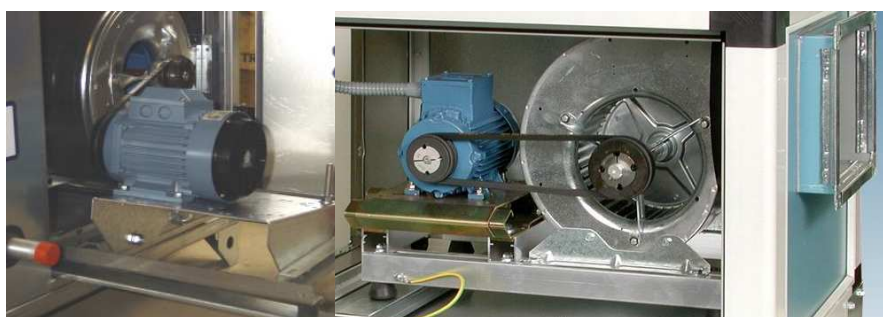


Figura 2.4 – Exemplo de ventiladores com transmissão indirecta através de correias



Figura 2.5 – Exemplo de ventiladores com transmissão directa

2.3.3. Tipos de turbinas de ventiladores

Quanto ao tipo de turbinas, estas podem ser do tipo axial, centrífugo de fluxo radial (de pás avançadas ou recuadas), misto e tangencial [7].

As turbinas axiais (figura 2.6) são normalmente utilizadas quando a instalação requer caudais elevados e baixas pressões. Os ventiladores axiais são apropriados para movimentar caudais elevados em instalações com pequenas redes de conduta. A eficiência destes

ventiladores pode variar entre 60 e 75%, podendo atingir 85% com a incorporação de cones de aspiração ou difusores na descarga.

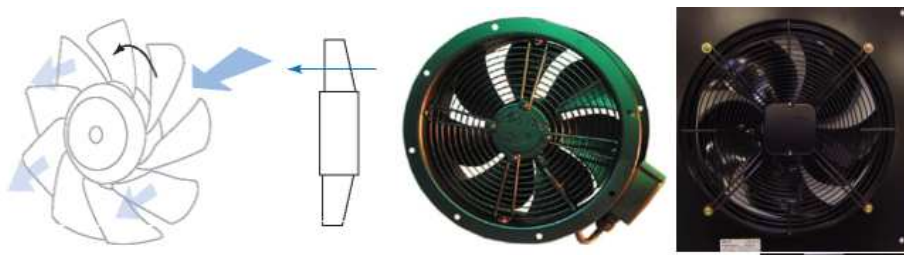


Figura 2.6 – Exemplo de turbinas axiais

Os ventiladores centrífugos são normalmente empregues em instalações que necessitem de baixos caudais e pressões elevadas. As turbinas centrífugas de pás avançadas (figura 2.7) possuem uma eficiência aproximada de 60% e o caudal movimentado por este tipo de turbina, pode variar consideravelmente com oscilações nas condições de pressão. Quando comparada com as turbinas de pás recuadas, este tipo de ventilador tem uma faixa de funcionamento optimizado, situada mais à direita na curva de funcionamento e em termos de dimensões são mais compactas.

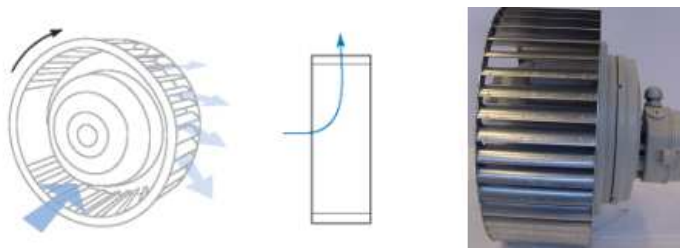


Figura 2.7 – Exemplo de turbina de pás avançadas

As turbinas centrífugas de pás recuadas (figura 2.8) possuem uma eficiência de aproximadamente 80%, mantendo um nível de ruído aceitável. O caudal movimentado por ventiladores de pás recuadas varia pouco com oscilações nas condições de pressão. Este tipo de ventilador é mais eficiente numa estreita faixa situada no lado esquerdo da curva de funcionamento. Nas unidades de tratamento de ar é cada vez mais comum a utilização de ventiladores do tipo Plug (ventiladores centrífugos de transmissão directa e pás recuadas).

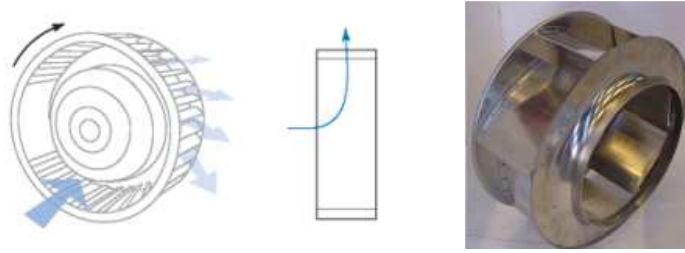


Figura 2.8 – Exemplo de turbina de pás recuadas

As turbinas de fluxo misto (figura 2.9) são frequentemente utilizadas em instalações de caudais e pressões médias. Este tipo de turbina é uma mistura de turbina radial e axial, visto que o ar escoa numa direcção axial, mas é deflectido 45° na turbina. O factor de velocidade radial que é obtido com esta deflexão causa um aumento de pressão devido ao aumento da força centrífuga. Neste tipo de turbinas é possível obter eficiências até 80%.



Figura 2.9 – Exemplo de turbinas de fluxo misto

As turbinas tangenciais (figura 2.10) são adequadas para baixos valores de pressão e caudal. Numa turbina tangencial o escoamento dá-se directamente através da turbina e apesar do seu diâmetro reduzido podem movimentar caudais razoáveis. São normalmente utilizadas para inserção em cortinas de ar, ventilo-convectores, etc.

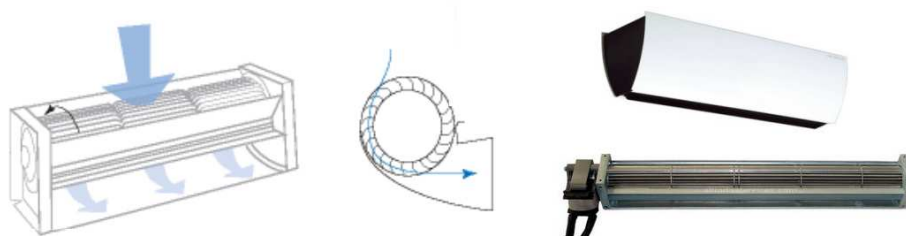


Figura 2.10 – Exemplo de turbinas tangenciais

2.3.4. Curvas dos ventiladores

A curva de desempenho (ou Potência) típica de ventiladores é mostrada nas figuras 2.11 ou 3.5a). As curvas de potência de ventiladores são uma ferramenta básica utilizada na concepção e análise de desempenho. Estas curvas são apresentadas com o caudal do ar no eixo horizontal e a perda de carga no eixo vertical, permitindo assim que as relações entre a pressão e o fluxo de ar a ser transportado por um ventilador sejam apresentados num único ponto, permitindo a sua comparação com a curva de potência do ventilador, operando a uma determinada velocidade [8]. Estas curvas deverão estar sobrepostas ao ponto de intersecção entre a pressão e caudal exigível pela instalação, ou seja, para um determinado caudal, a perda de carga que o ventilador consegue vencer deverá ser maior do que a requerida pela instalação (caso contrário será necessária a escolha de um ventilador mais potente com uma curva que suporte maiores valores de perda de carga), devendo este funcionar na sua zona de máxima eficiência (dado cedido normalmente pelo fabricante). De notar também que a variação da velocidade do ventilador ou alterações na densidade do ar irão modificar as curvas de potência dos ventiladores.

Aliadas às curvas de potência são muitas vezes também disponibilizadas pelos fabricantes curvas de consumo (figura 3.5b) por exemplo). Estas indicam para o ponto requerido, a potência do ventilador no ponto de consumo, ou seja, ao passo que na curva de potência o ponto de funcionamento é comparado com a potência nominal do ventilador (ou potência para o caudal nominal), na curva de consumo a potência de consumo do ventilador é obtida para esse mesmo ponto. Assim, quando conhecidas as condições de projecto, são normalmente utilizadas as curvas de potência para verificar se o ventilador referente à curva consegue suportar as condições requeridas, e as de consumo para obter a potência de consumo nessas mesmas condições.

2.3.5. Leis dos ventiladores

As leis dos ventiladores relacionam variáveis de desempenho para ventiladores de tipo e geometria semelhantes. Curvas ou tabelas de desempenho de ventiladores são específicas para um ventilador particular a funcionar a uma determinada velocidade e condições atmosféricas padrão. Com a utilização das leis dos ventiladores é permitida a previsão do funcionamento de um ventilador com diferentes velocidades, caudais, pressões e densidades do ar. Existem três leis fundamentais dos ventiladores que poderão ser usadas para prever mudanças nas variáveis anteriormente descritas [8].

Segundo a primeira lei, num sistema fixo, o fluxo de ar que atravessa o ventilador é proporcional à velocidade de rotação do ventilador (equação 2.3.1). Um ventilador funciona como um dispositivo de volume constante, ou seja, quanto maior for a velocidade de rotação no rotor, maior será o caudal que atravessa o ventilador.

A segunda lei sustenta a ideia de que num sistema fixo, o aumento de pressão estática através do ventilador varia com o quadrado da velocidade do ventilador (equação 2.3.2). Uma vez que maior caudal mássico gera uma maior perda de carga ao longo do ventilador, um importante axioma desta segunda lei é que a variação de pressão ao longo do ventilador é directamente proporcional ao valor de massa volúmica do ar. Esta relação é expressa na equação 2.3.3.

Segundo a terceira lei, num sistema fixo, a potência de um ventilador varia com o cubo da velocidade de rotação do rotor do ventilador (equação 2.3.4). À semelhança da segunda lei, um axioma da terceira lei dos ventiladores é a variação directa da potência do ventilador com a massa volúmica do ar (equação 2.3.5).

$$\dot{V}_{nova} = \dot{V}_{anterior} * \frac{v.rot_{nova}}{v.rot_{anterior}} \quad [2.3.1]$$

$$PE_{nova} = PE_{anterior} * \left[\frac{v.rot_{nova}}{v.rot_{anterior}} \right]^2 \quad [2.3.2]$$

$$PE_{nova} = PE_{anterior} * \frac{\rho_{nova}}{\rho_{anterior}} \quad [2.3.3]$$

$$P_{nova} = P_{anterior} * \left[\frac{v.rot_{nova}}{v.rot_{anterior}} \right]^3 \quad [2.3.4]$$

$$P_{nova} = P_{anterior} * \frac{\rho_{nova}}{\rho_{anterior}} \quad [2.3.5]$$

O uso mais comum destas leis dos ventiladores é o de determinar o desempenho de um ventilador específico em altitudes ou temperaturas do ar que não sejam aquelas em que o ventilador foi avaliado. Como aumentos de altitude ou temperatura, a densidade do ar diminui e a diferença de pressão e potência necessárias serão proporcionalmente reduzidas segundo a segunda ou terceira lei.

2.3.6. Curva da instalação

Os obstáculos presentes nas instalações de ventilação (equipamentos, condutas, divergentes, convergentes, bifurcações, curvas, etc) representam elementos resistentes que terão de ser ultrapassados. Em sistemas de aplicação de ventiladores, a relação entre perda de carga e caudal de ar seguem a segunda lei dos ventiladores. Com a aplicação da mesma, a curva da instalação poderá num dado sistema ser determinada a partir de um ponto de funcionamento conhecido. Uma vez determinada a curva da instalação, a relação descrita através da segunda lei poderá ser utilizada para calcular outros pontos de funcionamento da instalação, possibilitando diferentes curvas da instalação.

Sobrepondo a curva da instalação na curva de potência de um ventilador, será determinado o ponto de funcionamento de um determinado ventilador na instalação em causa (Figura 2.11).

Os dados de desempenho dos ventiladores são geralmente publicados para uma velocidade de rotação específica, as leis do ventilador podem ser usadas para gerar curvas adicionais de desempenho do ventilador. A intersecção entre a curva da instalação e a curva do ventilador identifica o diferencial de caudal e pressão em que o ventilador poderá funcionar num determinado sistema.

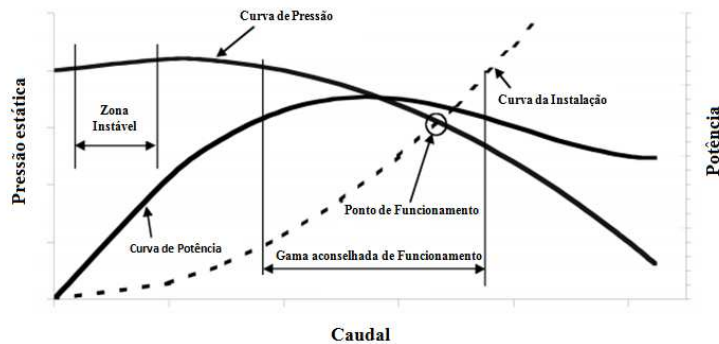


Figura 2.11 – Exemplo de sobreposição de curva de potência e curva da instalação [8]

2.3.7. Ventiladores em série e em paralelo

Se um ventilador assegura uma altura manométrica requerida mas não permite escoar o caudal necessário, então poderá ser montado em paralelo com outro ventilador, permitindo para a mesma perda de carga a adição de caudal de ar ventilado pelos dois ventiladores (figura 2.12a)).

Se pelo contrário um dado tipo de ventilador poder assegurar o caudal adequado mas não conseguir vencer a altura manométrica que o sistema de condutas impõe para aquele caudal,

há a possibilidade de fazer uma associação em série, permitindo para o mesmo caudal de ar a adição de perda de carga suportada pelo conjunto dos dois ventiladores (figura 2.12b)).

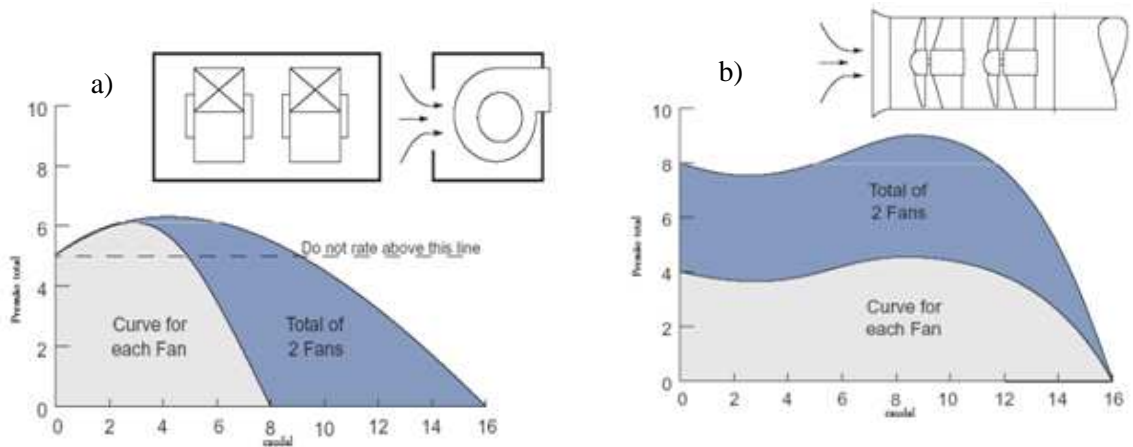


Figura 2.12 – Exemplo de curva de potência de ventiladores: a)em paralelo; b)em série

2.4. Eficiência energética dos Sistemas de Ventilação

2.4.1. Consumo específico de ventilação (*Specific Fan Power - SFP*)

A potência dos ventiladores é um importante factor no consumo energético de qualquer edifício. Depende do caudal a insuflar ou extrair, das perdas de carga do circuito de condutas e da eficiência do ventilador. Para simplificar e sistematizar as análises efectuadas nos ventiladores, optou-se pela utilização do conceito de consumo específico de ventilação ou SFP (*Specific Fan Power*). O Consumo específico de ventilação (SFP) é um indicador que caracteriza directamente a eficiência energética de um sistema de ventilação (expresso em kW/(m³/h)) em termos de movimentação do ar e representa a potência necessária para transportar determinado caudal de ar, pelo que quanto menor for o valor de SFP mais eficiente será o ventilador. O SFP é calculado de acordo com a expressão 2.4.1, e a potência absorvida pelo ventilador (P_{el}) é dada pela expressão 2.4.2.

$$SFP = \frac{P_{el}}{\dot{V}} \quad [2.4.1]$$

$$P_{el} = \frac{P_t * \dot{V}}{\eta_{vent} * \eta_{transf} * \eta_{mot} * \eta_{cont} * 1000} \quad [2.4.2]$$

Vários países já estabeleceram, quer como requisitos ou recomendações, os máximos valores-alvo para consumo específico de ventilação. A consideração deste indicador energético é um passo importante na implementação de sistemas de ar de energia eficiente.

Por questões de simplificação, em referências futuras será utilizada a terminologia SFP em vez de consumo específico de ventilação.

2.4.2. Contextualização do consumo específico de ventilação SFP

No actual panorama de avaliação de comportamento energético dos edifícios e seus sistemas, a energia eléctrica necessária para a alimentação de ventiladores assume um papel de crescente importância na procura de edifícios mais económicos e eficientes. É neste contexto que se encontram várias normas e regulamentos, estabelecidos para avaliar ou regular a eficiência energética dos edifícios.

Um dos parâmetros avaliados neste tipo de documentos é o SFP, em que são definidos intervalos limite, ou simplesmente valores de referência para este indicador de eficiência de ventiladores, que é cada vez é mais amplamente utilizado.

Tendo em conta que diferentes países ou regiões se guiam através de diferentes normas e regulamentos referentes à ventilação de edifícios, são também diferentes os valores de SFP tidos como referência.

2.4.3. Valores máximos ou típicos de SFP segundo diferentes normas

Visando uma melhor compreensão sobre os actuais valores regulamentares de SFP referentes a diferentes regiões, foram abordados neste capítulo os valores típicos ou máximos apontados em diferentes normas. Na Tabela 2.2 são apresentados limites máximos de SFP em diferentes normas:

Tabela 2.2 - Limites de SFP nas respectivas normas referentes à construção de edifícios (para unidades de tratamento de ar de caudal de ar constante e com caudais até 10m³/s) [9]

País ou Estado	Norma energética	SFP [kW/(m³/s)]
Califórnia	Title 24 Standards	1,692
UK	Part L2A	1,800
Espanha	RITE	2
Hong Kong	EEACI	1,600

A norma CEN EN 13779 divide o SFP em 5 categorias diferentes (tabela 2.3) e apresenta alguns exemplos de valores típicos e padrão (tabela 2.4) para diferentes soluções de ventilação [10]:

Tabela 2.3 – Categorias de SFP segundo a norma CEN 13779

Categoria	SFP [kW/(m ³ /s)]
SFP 1	<0,5
SFP 2	0,5 - 0,75
SFP 3	0,75 - 1,25
SFP 4	1,25 – 2
SFP 5	>2

Tabela 2.4 – Exemplos de categorias de SFP

	Valores Típicos	Valor Padrão
Ventilador de insuflação em sistemas de HVAC complexos	SFP 1 a SFP5	SFP 3
Ventilador de Insuflação em sistemas de HVAC simples	SFP 1 a SFP 4	SFP 2
Ventilador de Extracção em sistemas de HVAC complexos	SFP 1 a SFP 4	SFP 3
Ventilador de Extracção em sistemas de HVAC simples	SFP 1 a SFP 3	SFP 2
Ventilador de Extracção de ar	SFP 1 a SFP 3	SFP 2

Na norma americana são definidos os valores máximos admissíveis de SFP através da norma ASHRAE 90.1-1999 (tabela 2.5).

Tabela 2.5 - Limitações previstas na norma americana US ASHRAE 90.1-1999 [11], [12]

Caudal	Limite admissível de SFP	
	Volume de ar constante (CAV)	Volume de ar variável (VAV)
Inferior a 9,4m ³ /s	1.9 kW/(m ³ /s)	2,7 kW/(m ³ /s)
Superior a 9,4m ³ /s	1.7 kW/(m ³ /s)	2,4 kW/(m ³ /s)

A norma UK ECON19 e os regulamentos irlandeses parametrizam os edifícios segundo quatro diferentes tipos, descritos segundo o documento ENERGY CONSUMPTION GUIDE, aqui apresentada no ANEXO I [13]:

Na tabela 2.6 encontram-se os valores típicos e de boa prática segundo a norma do Reino Unido UK ECON1 [11] :

Tabela 2.6 – Valores típicos e de boa prática segundo a norma UK ECON19 [14]

	Tipo 3		Tipo 4	
SFP	Boa prática	Típico	Boa prática	Típico
[kW/(m ³ /s)]	2	3	2	3

Os regulamentos irlandeses definiram um valor máximo de SFP de 2kW/(m³/s) para edifícios novos e 3 kW/(m³/s) para edifícios remodelados (tabela 2.7) [14].

Tabela 2.7 – Valores típicos e de boa prática segundo a norma irlandesa [14]

	Tipos 1 e 2		Tipos 3 e 4	
SFP	Boa prática	Típico	Boa prática	Típico
[kW/(m ³ /s)]	1	1,5	2	3

Na norma California Title 24, para ventiladores com potências superiores a 19 kW, os limites de SFP são de 2,6 kW/(m³/s) para ventiladores VAV e 1,7 kW/(m³/s) para os outros tipos de ventiladores [15] [11].

A organização SCANVAC (*Scandinavian Federation of the Societies of Heating, Air-conditioning and Sanitary Engeniers*) que rege a norma sueca, emitiu uma classificação energética de sistemas de ventilação baseada no valor de SFP dividida em 4 classes para sistemas de volume de ar constante, de 4, 2,5, 1,5 e 1 kW/(m³/s) no documento “electricity thrifty”, para edifícios de classes energéticas baixa, razoável, média e alta, respectivamente [11] [12]. Na revisão do código de construção sueco de 1994, a Boverket (*National Board of Housing, Building and planning*) propôs que fossem incluídas recomendações relativas aos valores de SFP e que o seu valor alvo de fosse de 1 kW/(m³/s) [11].

É necessário cuidado para garantir que as comparações são sempre feitas numa base comum, uma vez que diferentes regras ou sistemas justificam muitas vezes os diferentes valores de SFP obtidos para cada país ou região. Por exemplo, os sistemas escandinavos

incluem geralmente recuperação de calor e respectivo incremento em perdas de carga parametrizados e previstos nas normas.

A abordagem do código energético CIBISE (*Chartered Institution of Building Services Engineers*) para o cálculo de SFP esperado, assim como para eficiências de motores e ventiladores necessita de muito cuidado para que sejam obtidos valores realistas (métodos de cálculo complexo).

A norma Title 24 (norma californiana) considera com algum detalhe diferentes tipos de sistemas de ventilação para especificar quais os tipos de ventiladores permitidos.

Os métodos referidos têm uma grande variação em termos de complexidade, podendo por vezes transmitir uma percepção incorrecta de avaliação ou exactidão em comparações efectuadas a partir de diferentes normas.

As tolerâncias limite de valores de SFP variavam por vezes significativamente entre os diferentes códigos, mas há já uma grande compatibilidade nos códigos mais recentes (o código anterior ASHRAE100 por exemplo, possuía grandes tolerâncias no valor limite de SFP) [11].

2.4.4. Valores máximos ou típicos de SFP segundo diferentes regiões

As diferenças encontradas nos valores de SFP variam entre países, não só relativamente às diferentes normas, como também nos valores típicos ou de referência encontrados em cada um.

Na Noruega os sistemas de volume de ar constante (CAV) variam entre valores de SFP compreendidos entre 2 e 5 kW/(m³/s), com um valor médio de 3,5 kW/(m³/s) (incluindo edifícios novos e existentes) [16]. O valor máximo recomendado pela sua norma é de 2 kW/(m³/s) para edifícios novos com menos de 4000 horas de funcionamento por ano, sendo este valor mais exigente dependendo da tipologia do edifício. Para escolas novas por exemplo, o valor alvo recomendado é de 0,65 kW/(m³/s) [17].

O valor comum de SFP na construção de edifícios públicos chineses é de 1,9 kW/(m³/s) [18].

Tipicamente o valor de SFP varia entre os 0,5 e 3 kW/(m³/s) sendo o valor adoptado de 0,9 kW/(m³/s) como referência na Europa [19].

Na Suécia o SFP máximo admissível para sistemas mecânicos que façam insuflação e extracção de ar é normalmente cerca de 2,5 kW/(m³/s), contudo, o SFP máximo admissível de para um sistema mecânico que apenas faça extracção de ar é normalmente 1 kW/(m³/s). [20]

Segundo estudos STIL (*statistical study in commercial permises*) efectuados na Suécia na década de 90 (que incluía um levantamento de dados sobre edifícios no sector de serviços comerciais e públicos, com um consumo anual de electricidade igual ou superior a 20 MWh), da auditoria de vários edifícios resultou, entre outros parâmetros, a análise de eficiência de 510 ventiladores (tabela 2.8), em que aproximadamente 50% dos sistemas de ventilação operavam sem parar (168 horas por semana) [21].

Tabela 2.8 – valores de SFP recolhidos nos estudos STIL

	Médio	Mínimo	Máximo
SFP [kW/(m ³ /s)]	1,42	0,13	6,80

Apesar da média se encontrar nos 1,42 kW/(m³/s), edifícios de 1995 com boas práticas de projecto, possuíam já ventiladores cujos valores de SFP rondavam um intervalo de valores compreendido entre 0,5 e 1,5 kW/(m³/s) [21].

É possível observar na figura 2.13 que apesar de ao longo dos anos existirem ventiladores com elevados valores de SFP (cerca de 6 kW/(m³/s)), existiu um crescente investimento em ventilação mecânica e cada vez é maior a concentração de ventiladores de valores mais baixos de SFP (entre 0,5 e 2,5 kW/(m³/s)).

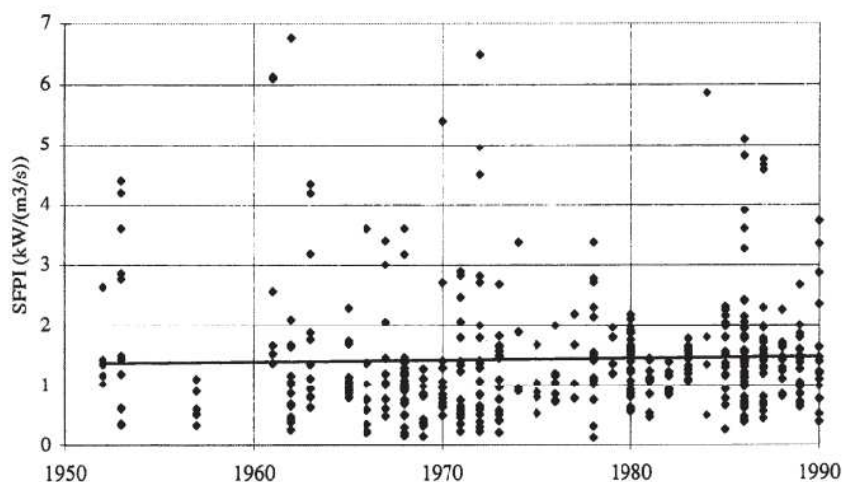


Figura 2.13 – Valores de SFP obtidos através dos estudos STIL para cada ventilador (valores obtidos no ano de construção ou no ano de reabilitação do edifício para os de edifícios existentes)

O Conselho Nacional Sueco para Desenvolvimento Técnico e Industrial (NUTEK) iniciou em 1995 um programa de investigação de eficiência energética para introduzir unidades de tratamento de ar mais eficientes no mercado. O programa apontava para uma introdução de

unidades de tratamento de ar com um SFP entre 1 e 1,5 kW/(m³/s), para unidades com capacidade para caudais de 2m³/s e assumindo uma perda de carga de 500 Pa [21].

Dado que o valor de SFP está também dependente da eficiência dos motores, a figura 2.14 mostra os resultados de testes efectuados em 1995 à eficiência de motores, exibindo tanto exemplos de gama mais baixa como exemplos de motores com elevada eficiência energética (limite superior) no mercado sueco, baseado em dados da ABB, a VEM, Siemens e Parkinson.

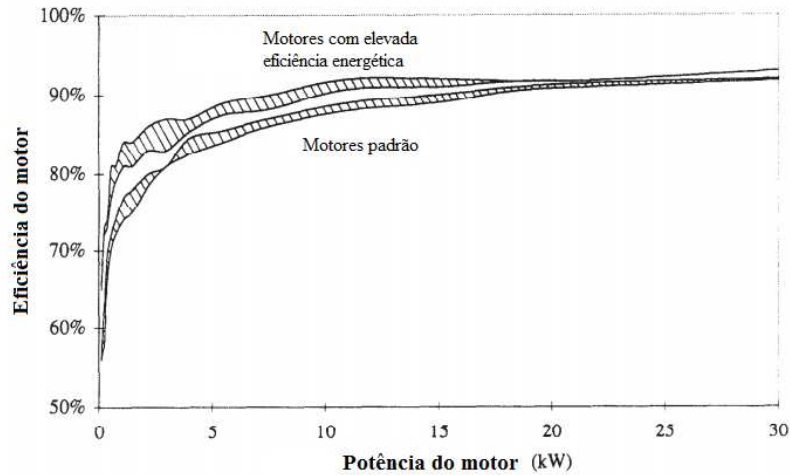


Figura 2.14 – Intervalos de eficiência de motores

Na figura 2.14 torna-se possível a percepção do incremento de eficiência dos motores com elevada eficiência face aos motores padrão, que é ainda algo considerável.

Analisando agora os dados dos estudos STIL em conjunto com os estudos AIB (referente a dados recolhidos para sistemas de ventilação em edifícios multifamiliares, também na Suécia), KBS (referente a dados recolhidos para sistemas de ventilação em edifícios pertencentes ao estado, também na Suécia), e dividindo os STIL em STIL-E/R (ventiladores do estudo STIL de extracção ou retorno) e STIL-S (ventiladores do estudo STIL de insuflação), é possível observar que com boas práticas de projecto o valor de SFP dos ventiladores estará compreendido entre 0,5 e 1 [kW/(m³/s)] para todo o tipo de edifícios observados, porém, dados de cerca de 1000 ventiladores auditados mostram que o valor médio medido de SFP sobe ligeiramente para os 1,5 [kW/(m³/s)] (tabela 2.9) [12].

Tabela 2.9 – Valores de SFP recolhidos nos estudos STIL, KBS e AIB para edifícios existentes.

Estudo	SFP [kW/(m³/s)]		
	Mínimo	Máximo	Médio
AIB	0,54	4,6	2,1
KBS	0,17	4,5	1
STIL-E/R	0,13	6,5	1,5
STIL-S	0,22	6,8	1,4

3. ANÁLISE DOS CASOS DE ESTUDO

3.1. Apresentação dos casos de estudo

3.1.1. Edifícios de Escritórios

O empreendimento Lake Towers é constituído por quatro edifícios, dois edifícios habitacionais (A e B) e dois edifícios de escritórios (C e D), sendo apenas estes dois últimos analisados neste projecto. Os edifícios C e D são edifícios de 9 andares com uma área de construção de aproximadamente 9765m² e encontram-se localizados na Rua de Chãs, no concelho de Vila Nova de Gaia. Neste relatório, por questões de simplificação e devido ao facto de serem muito semelhantes, foram considerados os edifícios C e D em conjunto, e foi-lhes dado o nome de “Escritórios”. Estes edifícios possuem também três pisos de estacionamento subterrâneo que são comuns aos edifícios A e B, ou seja, parte do parque de estacionamento é público (parte referente aos edifícios C e D) e parte residencial (parte referente aos edifícios A e B). Este conjunto de parques de estacionamento não foi considerado neste projecto visto tratar-se de uma tipologia particular de edifícios, cuja ocupação possui períodos muito reduzidos.

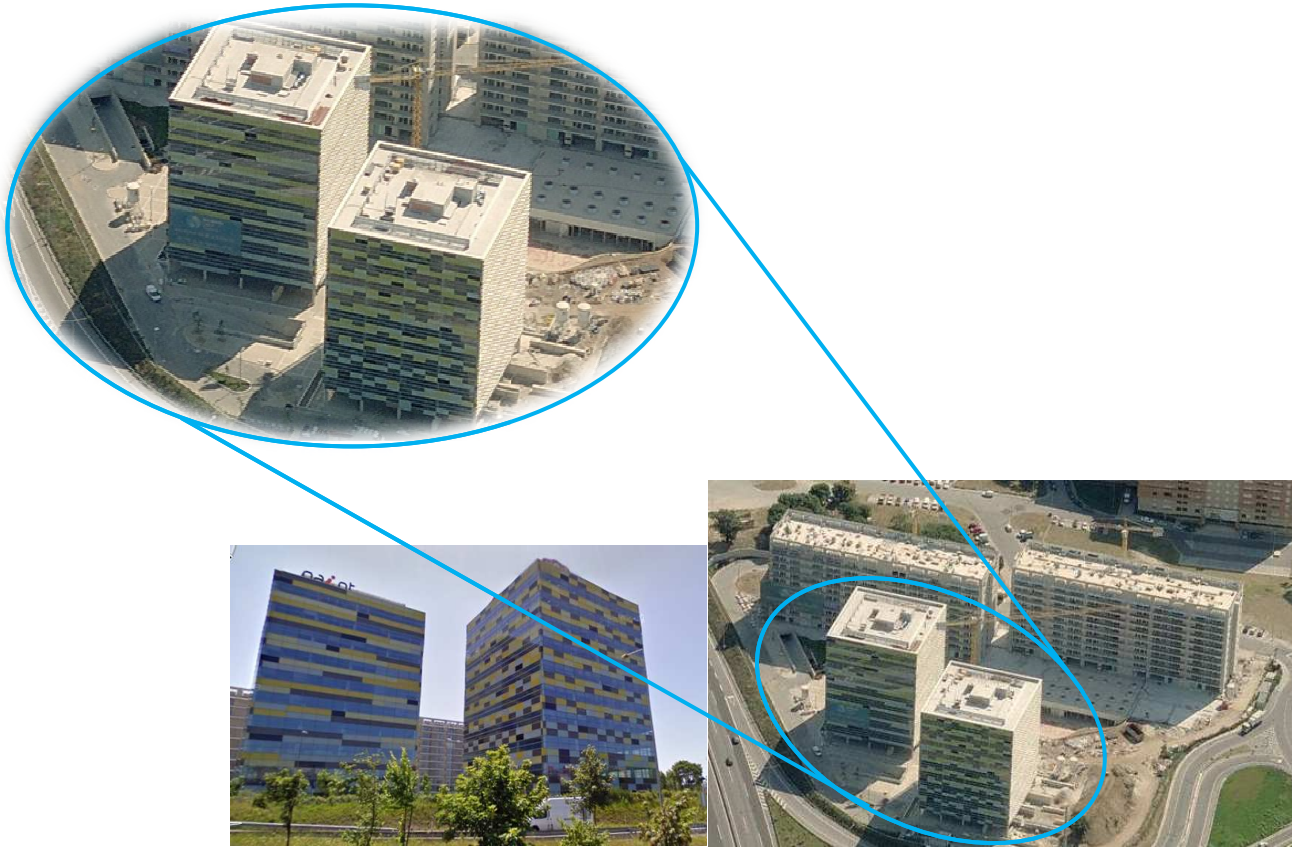


Figura 3.1 - Blocos C e D do conjunto de edifícios Lake Towers

3.1.2. Edifício Agência Bancária

O edifício Agência Bancária é uma filial de um banco com aproximadamente de 219,8m² situado na rua dos Combatentes da Grande Guerra, no concelho de Vila Real. Trata-se do rés-do-chão de um edifício.



Figura 3.2 – Agência Bancária

3.1.3. Estabelecimento de Ensino

O estabelecimento de ensino Filipa de Vilhena encontra-se dividido 3 edifícios (A, B e C), porém, estes foram analisados em conjunto, ao qual se deu o nome de “Escola”, visto tratar-se de uma escola secundária. O edifício A possui 5 pisos (do piso menos um ao piso 3) e os restantes dois edifícios possuem 4 pisos (do piso menos um ao piso dois), perfazendo uma área total de aproximadamente 12305m² (no conjunto dos 3 edifícios). Este estabelecimento encontra-se localizado na rua do Covelo em Paranhos (Porto). O projecto desta escola é de 2009 e a obra foi concluída em 2010.



Figura 3.3 – Escola Filipa de Vilhena

3.1.4. Hospital

Este estabelecimento de saúde com internamento encontra-se em construção em Loures com conclusão prevista de empreitada para 2011.

Visto tratar-se de um edifício muito grande, foram apenas abordados três diferentes blocos deste hospital, até porque nos restantes blocos não existiam soluções de ventilação muito diferentes das três abordadas. Os três casos de análise escolhidos foram um bloco de internamento, um bloco de operações e um bloco de partos, sendo a este conjunto dado o nome de “Hospital”.

O bloco de internamento é constituído por três pisos divididos em quartos de internamento, quartos de isolamento, salas de pessoal, entre outras, perfazendo uma área de aproximadamente 2738m². O bloco de operações é constituído por quatro salas de operações,

perfazendo uma área de aproximadamente 212m².O bloco de partos é constituído por cinco quartos de parto, perfazendo uma área de aproximadamente 155m².



Figura 3.4 – Hospital de Loures

3.2. Eficiência energética dos sistemas de ventilação

Com base nos valores de caudal e perdas de carga de projecto (valores obtidos nas condições técnicas do projecto de cada edifício), tornou-se possível a obtenção dos valores de potência dos ventiladores (tanto a nominal do motor como no ponto de consumo), recorrendo ao auxílio de catálogos ou software de simulação, nos modelos de ventiladores escolhidos nas condições técnicas dos projectos [22] [23] [10] [24]. Assim, quando consultados catálogos, é inicialmente obtido um ponto através da intersecção do valor de caudal e perda de carga da instalação de condutas (obtidos a partir das condições técnicas de projecto), sendo este comparado com a curva de potência (figura 3.5a)) para verificar se esta se encontra a um nível de perda de carga superior, ou seja, para confirmar que a perda de carga suportada pelo ventilador (correspondente à curva de potência) é superior à requerida pela instalação. Caso isso se verifique, se for pretendida a potência do ventilador em causa nas condições impostas é consultada a curva de consumo (figura 3.5b)) e obtido um ponto no seu cruzamento com o valor de caudal, obtendo-se nesse ponto a potência de consumo (no eixo das ordenadas).

Nos casos de aplicação de softwares, eram para os ventiladores em causa modeladas as situações exteriores (como caudal e perdas de carga de projecto), assim como diversos equipamentos no interior das unidades de tratamento de ar (descritos também nas condições técnicas de projecto) e da simulação obtida era apresentado o valor de potência eléctrica do ventilador para as condições impostas.

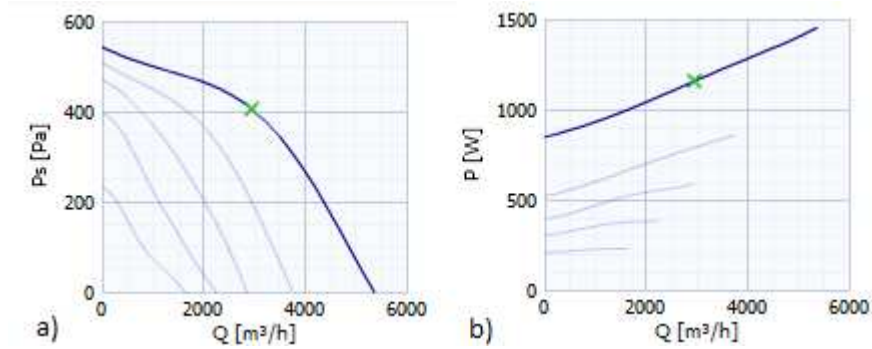


Figura 3.5 – Curvas típicas de: a) potência de um ventilador; b) consumo de um ventilador [22]

Recolhidos os valores de potência dos ventiladores (no ponto de consumo) foi possível proceder ao cálculo dos valores de SFP (de projecto) através da expressão enunciada no capítulo 2.4.1. Estes foram separados em dois grupos, o de ventiladores de insuflação e os de extracção.

3.2.1. Escritórios

Este conjunto de dois edifícios possui quatro unidades de tratamento de ar, quatro ventiladores de insuflação e treze ventiladores de extracção, ou seja, oito ventiladores pertencentes a unidades de tratamento de ar, e dezassete não pertencentes.

Nestes edifícios de escritórios os valores mais elevados de SFP de insuflação são referentes às unidades de tratamento de ar e os mais reduzidos referentes aos ventiladores (figura 3.6).

Na extracção (figura 3.7) passa-se exactamente o contrário (valores mais elevados de SFP referentes aos ventiladores simples de extracção e os mais reduzidos referentes às unidades de tratamento de ar), devendo-se não só ao maior valor de SFP encontrado nos ventiladores simples de extracção (os valores de SFP dos ventiladores simples de extracção são maiores que os simples de insuflação) como também à menor exigência de filtragem dos ventiladores de extracção das unidades de tratamento de ar, face aos de insuflação das mesmas (perceptível por exemplo nas metodologias da norma 13779 relativas à filtragem, aqui apresentadas no ANEXO J).

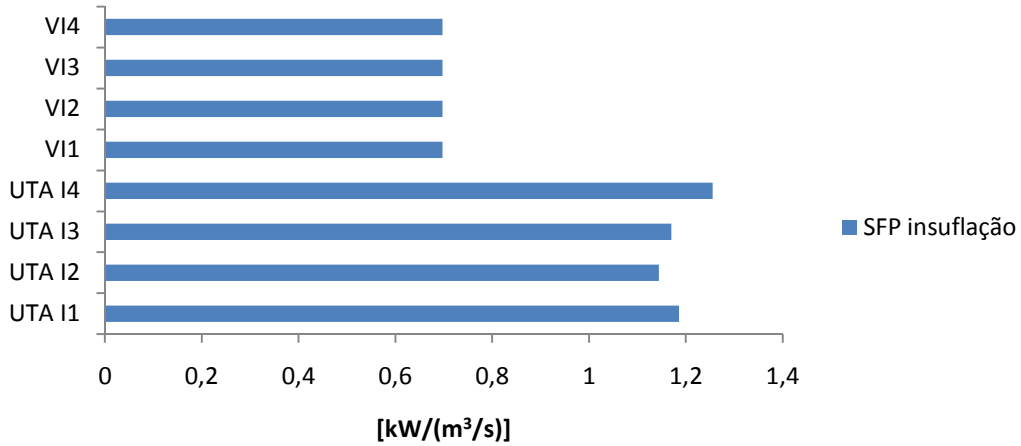


Figura 3.6 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de insuflação dos Escritórios

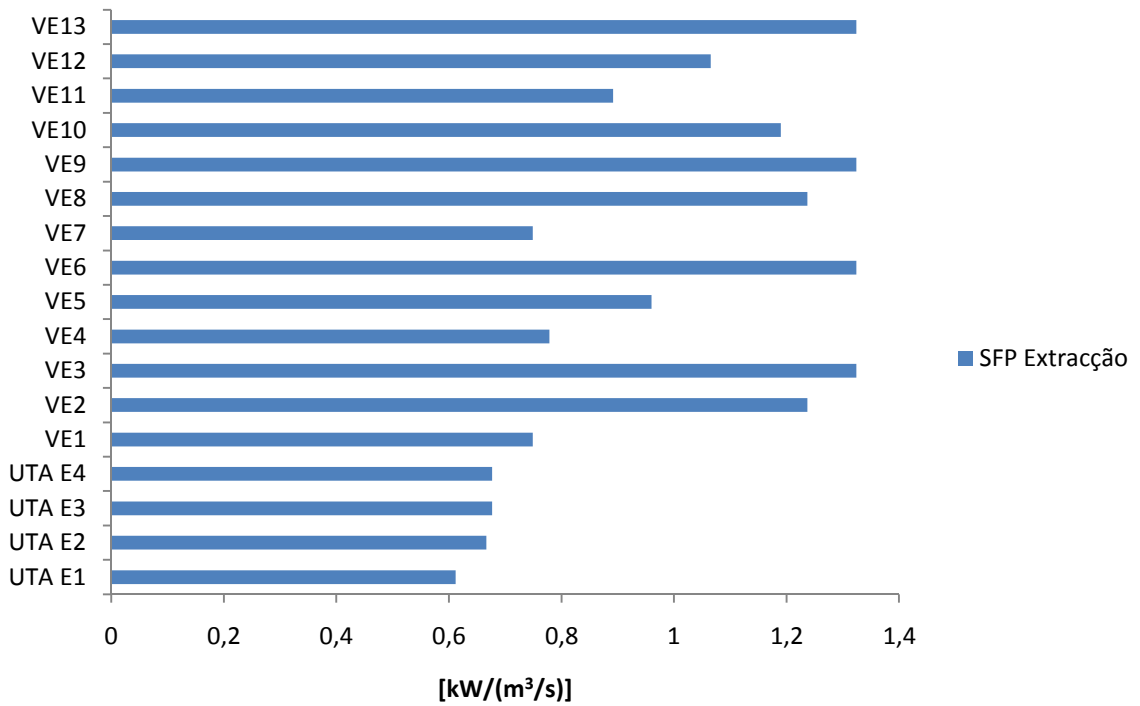


Figura 3.7 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de extracção dos Escritórios

Tabela 3.1 – Valores de SFP médio, máximo e mínimo dos Escritórios

Ventiladores	SFP[kW/(m3/s)]		
	Médio	Máximo	Mínimo
Insuflação	0,943	1,255	0,697
Extracção	0,987	1,324	0,612

Assim, os ventiladores simples de extracção são os menos eficientes (têm dos valores mais elevados de SFP) e os que transportam na sua generalidade os menores valores de caudal (figura 3.8).

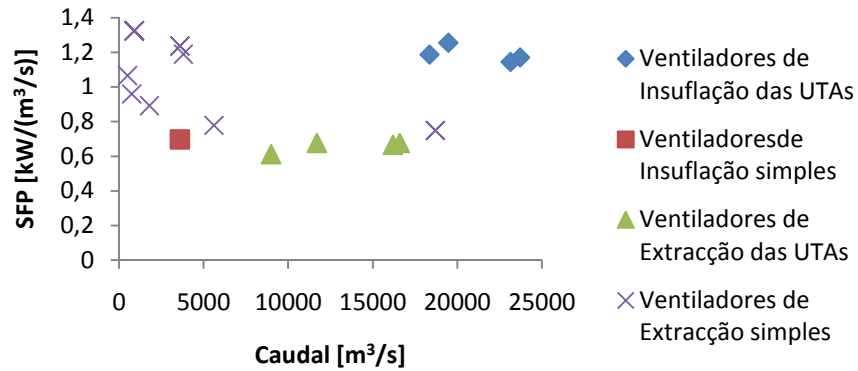


Figura 3.8 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores dos Escritórios e respectivos caudais

3.2.2. Agência Bancária

Este edifício possui uma unidade de recuperação de calor (com dois ventiladores, um de insuflação e outro de extracção), e um ventilador de extracção. Os valores de SFP obtidos para este edifício encontram-se apresentados nas figuras 3.9 e 3.10.

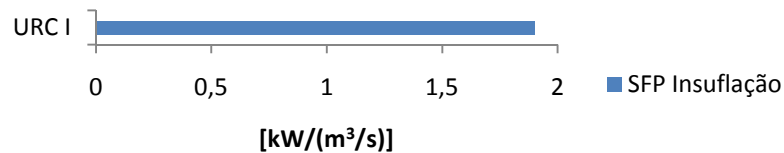


Figura 3.9 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de insuflação da Agência bancária

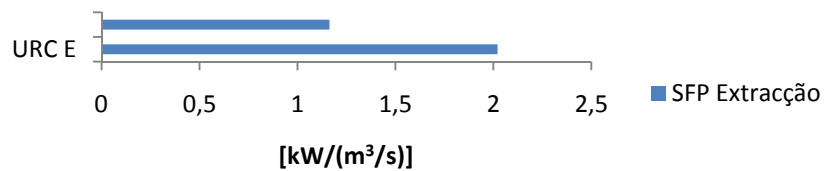


Figura 3.10 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de extracção da Agência bancária

Tabela 3.2 – Valores de SFP médio, máximo e mínimo da Agência bancária

Ventiladores	SFP [kW/(m ³ /s)]		
	Médio	Máximo	Mínimo
Insuflação	1,900	1,900	1,900
Extracção	1,592	2,021	1,164

Nesta agência bancária o valor de SFP mais elevado é referente ao ventilador de extracção da unidade de recuperação de calor, seguido do de insuflação da mesma e por último do ventilador de extracção.

3.2.3. Escola

Este edifício possui oito unidades de tratamento de ar (dezasseis ventiladores), dois ventiladores de insuflação, três unidades de ventilo-convecção (também de insuflação) e quinze ventiladores de extracção.

Neste estabelecimento de ensino os valores mais elevados de SFP de insuflação (figura 3.11) são referentes aos ventiladores de insuflação, sendo os das unidades de ventilo-convecção e unidades de tratamento de ar ligeiramente mais baixos (e semelhantes entre si).

Na extracção os valores mais elevados de SFP são referentes aos ventiladores de extracção e os mais reduzidos às unidades de tratamento de ar (figura3.12).

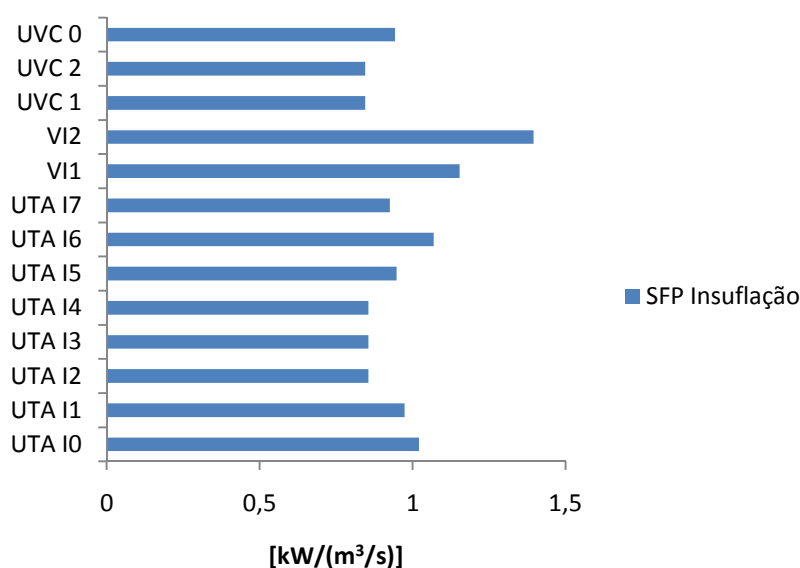


Figura 3.11 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de insuflação da Escola

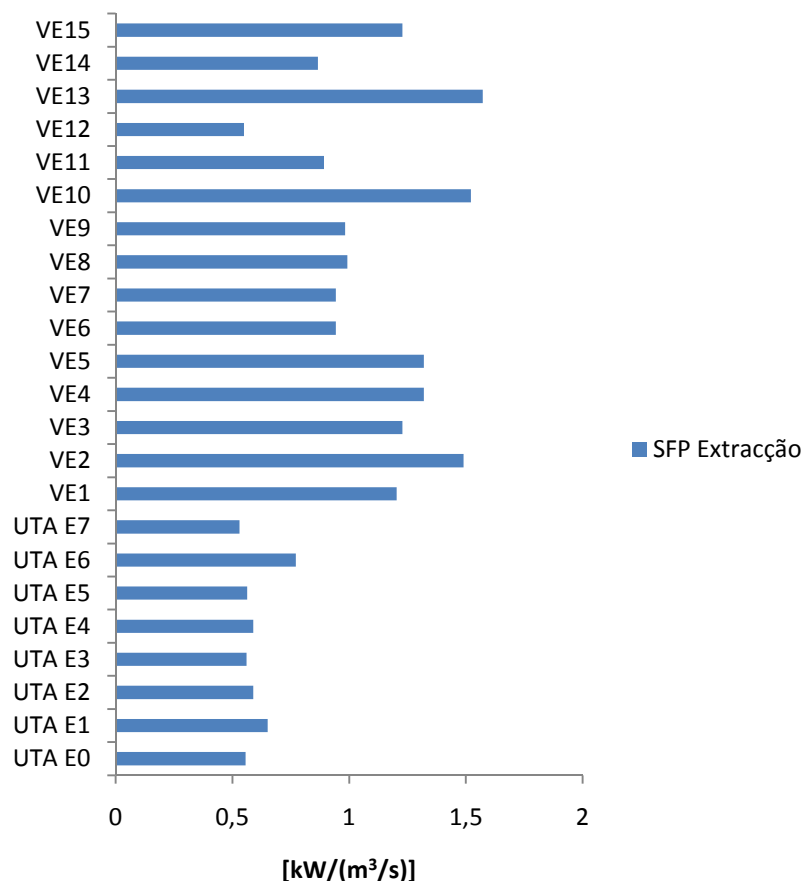


Figura 3.12 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de extracção da Escola

Tabela 3.3 – Valores de SFP médio, máximo e mínimo da Escola

Ventiladores	SFP[kW/(m3/s)]		
	Médio	Máximo	Mínimo
Insuflação	0,976	1,396	0,845
Extracção	0,951	1,572	0,531

À semelhança do que acontecia nos escritórios nos ventiladores simples de extracção, neste edifício são os ventiladores simples de insuflação e extracção os menos eficientes (pois têm dos valores mais elevados de SFP) e os que transportam na sua generalidade os menores valores de caudal (figura 3.13).

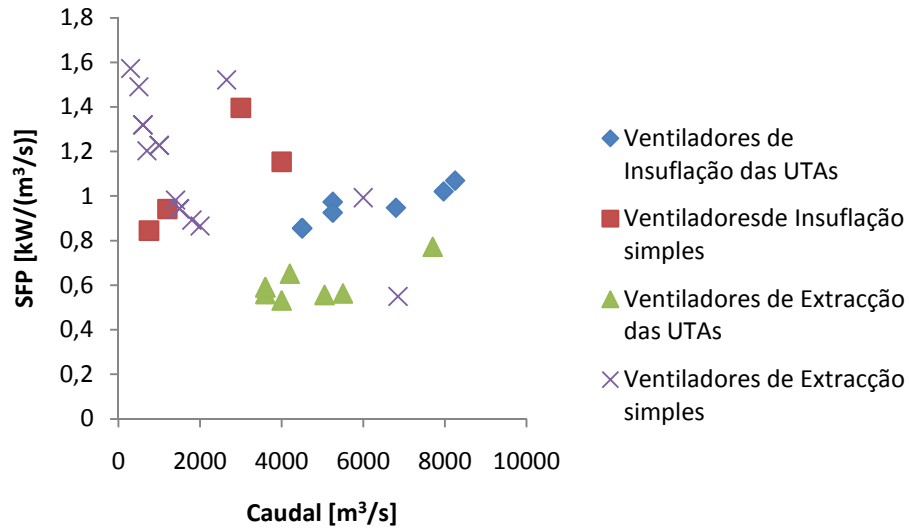


Figura 3.13 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores e respectivos caudais

3.2.4. Hospital

As partes analisadas deste edifício possuem dez unidades de tratamento de ar e doze ventiladores de extracção. Uma destas unidades de tratamento de ar está associada ao bloco de internamento (UTA 1) e possui dois ventiladores, um de insuflação e outro de extracção. As restantes apenas possuem um ventilador que executa insuflação e extracção de ar, sendo aqui apresentadas apenas na insuflação (visto ser referente ao percurso crítico). Estes ventiladores (figura 3.14) estão associados ao bloco de operações (UTAs 2 a 5) e ao bloco de partos (UTAs 6 a 10).

Quanto aos ventiladores de extracção (figura 3.15), três são referentes ao bloco de internamento (VE 1 a 3), quatro são referentes ao bloco de operações (VE 4 a 7) e cinco referentes ao bloco de partos (VE 8 a 12).

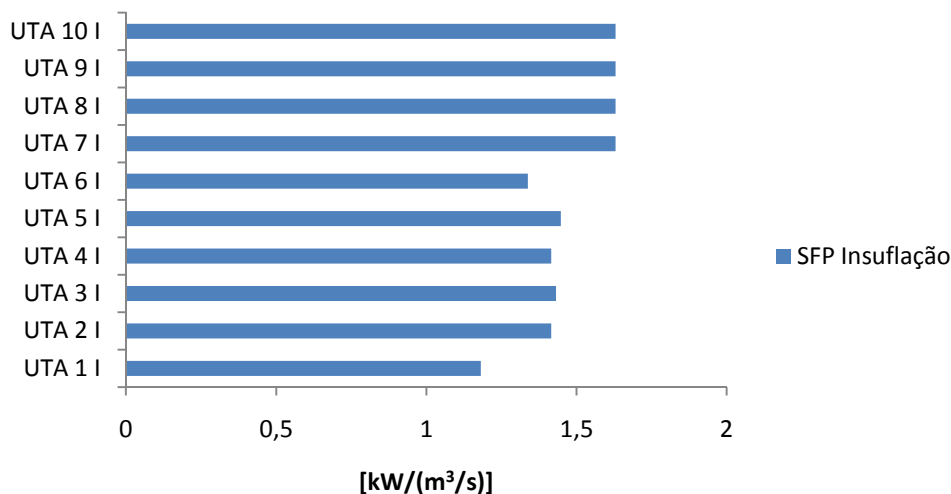


Figura 3.14 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de insuflação do Hospital

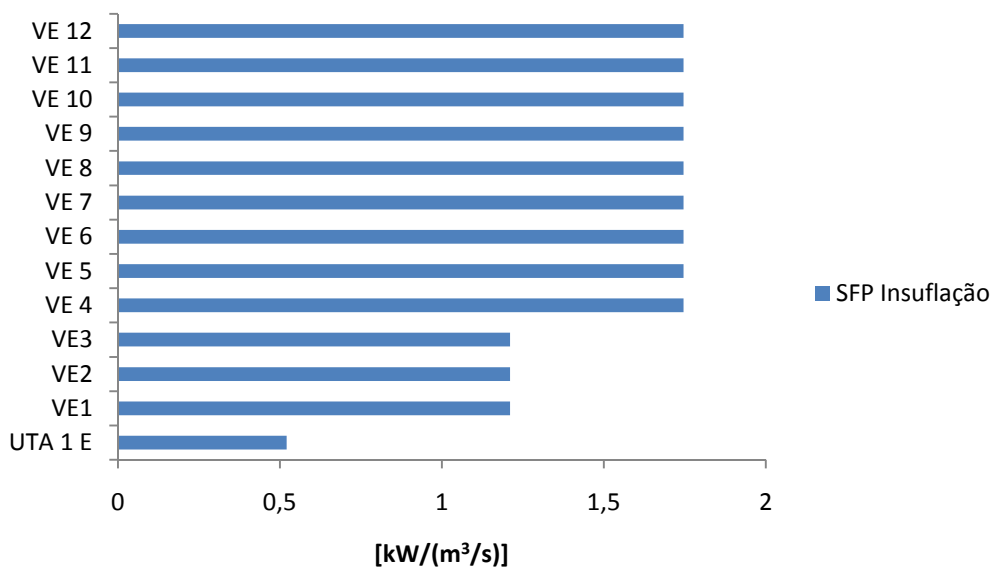


Figura 3.15 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de extracção do Hospital

Tabela 3.4 – Valores de SFP médio, máximo e mínimo do Hospital

Ventiladores	SFP[kW/(m3/s)]		
	Médio	Máximo	Mínimo
Insuflação	1,475	1,631	1,182
Extracção	1,528	1,746	0,520

Neste estabelecimento de saúde os valores mais elevados de SFP de insuflação são referentes às unidades de tratamento de ar do ao bloco de partos, seguidos dos valores das unidades dos blocos de operação e por fim do bloco de internamento. Na extracção os valores

mais elevados de SFP são referentes aos ventiladores de extracção referentes aos blocos de operações e partos (com valores iguais), seguidos dos ventiladores referentes ao bloco de internamento e por fim a unidade de tratamento de ar também do bloco de internamento.

Foram também apresentados os valores de SFP referentes apenas ao caudal de ar novo (Figura 3.16) para as UTAs que possuem recirculação de ar (as do Bloco Operatório e de Partos), uma vez que no valor de SFP calculado para todas as outras unidades de tratamento de ar ao longo do projecto foi utilizado o caudal de ar novo (que era também igual ao total). Dada a importância da ventilação de ar novo e renovação de ar nos espaços, se for calculado o consumo específico de ventilação (SFP) considerando apenas o ar novo, que em casos em que exista recirculação representam normalmente cerca de 20 a 30% do total, o seu valor sofrerá uma subida muito considerável (face ao SFP calculado como caudal total), diminuindo assim a eficiência aparente dos sistemas de ventilação. Uma vez que a recirculação destas unidades de tratamento de ar está relacionada com os elevados requisitos de filtragem a que as salas em questão estão sujeitas e não com questões de maior facilidade em aquecimento ou arrefecimento do ar, os valores de SFP tidos em consideração para futuras referências neste edifício foram os referentes ao caudal total.

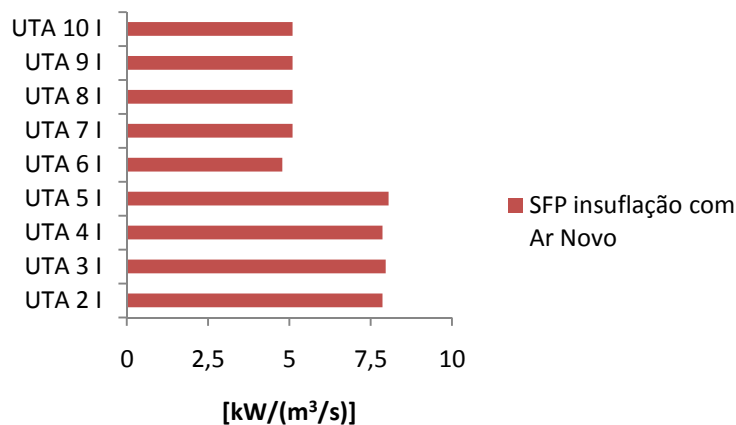


Figura 3.16 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de insuflação do Hospital considerando apenas Ar Novo

3.3. Eficiência de ventilação nos edifícios por espaço

Foram também calculados os valores de SFP por espaço para cada edifício, visto que dentro do mesmo edifício poderão existir espaços com valores de SFP com alguma discrepância.

Para casos em que existisse exclusivamente insuflação ou extracção mecânica, o SFP da sala seria igual ao SFP do ventilador que lhe conferia insuflação ou extracção. Para casos em

que existisse mais de um ventilador a efectuar insuflação ou extracção, o SFP de insuflação ou extracção seria calculado segundo as expressões (3.3.1) ou (3.3.2). Para salas a que estivessem associadas pelo menos um ventilador de insuflação e um de extracção, o SFP da sala era calculado segundo a expressão (3.3.3).

$$SFP_I = \frac{SFP_{I1} \dot{V}_{I1} + SFP_{I2} \dot{V}_{I2} + SFP_{In} \dot{V}_{In}}{\dot{V}_{I1} + \dot{V}_{I2} + \dot{V}_{In}} \quad [3.3.1]$$

$$SFP_E = \frac{SFP_{E1} \dot{V}_{E1} + SFP_{E2} \dot{V}_{E2} + SFP_{En} \dot{V}_{En}}{\dot{V}_{E1} + \dot{V}_{E2} + \dot{V}_{En}} \quad [3.3.2]$$

$$SFP_{Espaço} = \frac{SFP_I \dot{V}_I + SFP_E \dot{V}_E}{MÁX(\dot{V}_I; \dot{V}_E)} \quad [3.3.3]$$

SFP dos espaços Escritórios

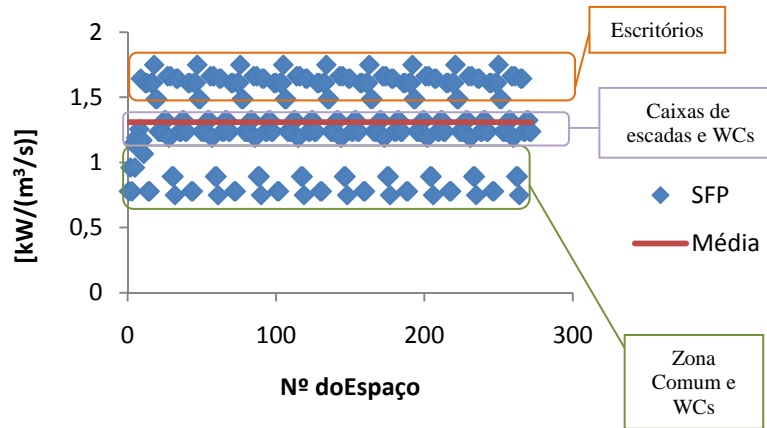


Figura 3.17 – Valores de SFP obtidos para os espaços dos edifícios Escritórios

SFP dos espaços Agência Bancária

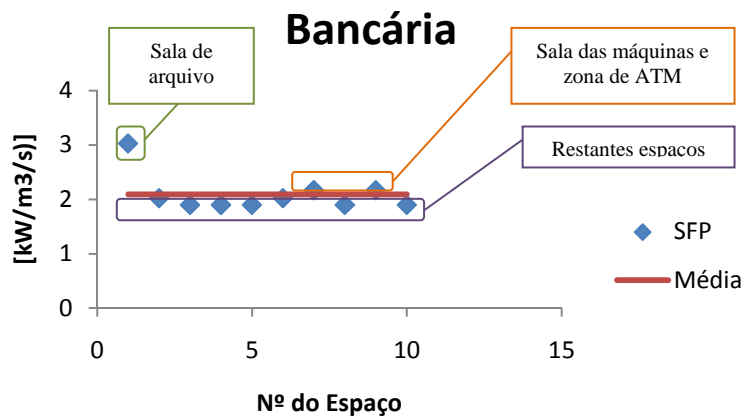


Figura 3.18 – Valores de SFP obtidos para os espaços da Agência Bancária

SFP dos espaços Escola

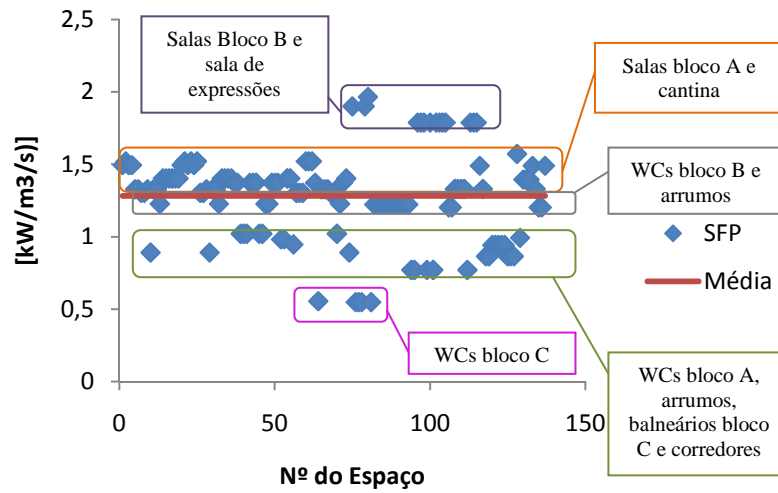


Figura 3.19 – Valores de SFP obtidos para os espaços da Escola

SFP dos espaços Hospital

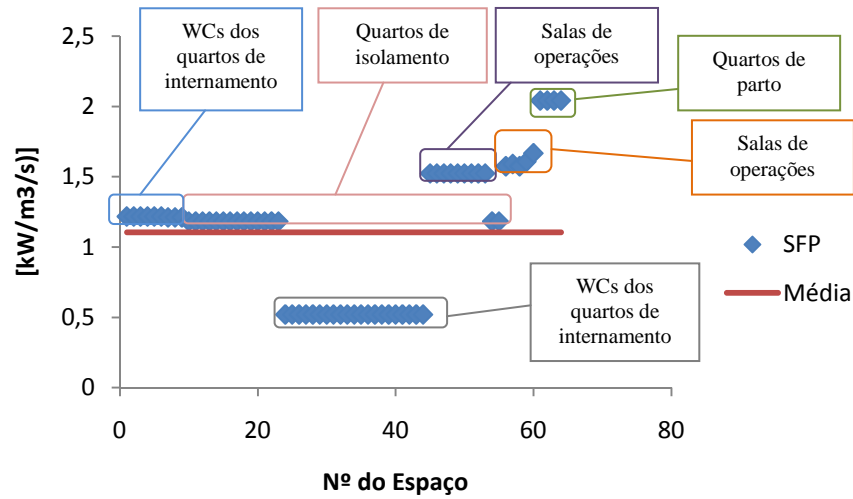


Figura 3.20 – Valores de SFP obtidos para os espaços do Hospital

Tabela 3.5 – Valores de SFP médio, máximo e mínimo dos espaços dos casos de estudo

Edifício	SFP [kW/(m ³ /s)]		
	Médio	Máximo	Mínimo
Escritórios	1,31	1,75	0,75
Agência Bancária	2,09	3,03	1,90
Escola	1,28	1,97	0,55
Hospital	1,1	2,04	0,52

À exceção da agência bancária que possui um valor médio de SFP por espaços de 2,09 (tabela 3.5), os restantes edifícios possuem médias compreendidas entre 1,1 e 1,31 kW/(m³/s). No edifício de Escritórios os espaços de melhor eficiência de ventilação são as zonas comuns e WCs e os piores os escritórios. No edifício de Agência bancária não há grande diferença entre os valores obtidos para os diferentes espaços, sendo a exceção a sala de arquivo, que possui um valor de SFP ligeiramente superior. No edifício Escola os espaços de melhor eficiência de ventilação são os WCs do bloco C e os piores as Salas do Bloco B e sala de expressões. No Hospital os espaços de melhor eficiência de ventilação são os WCs dos quartos de internamento e os piores os quartos de parto.

3.4. Avaliação de eficiência energética de movimentação do ar

Utilizando como referência as 5 categorias da norma CEN EN 13779 e tendo em consideração os valores de *benchmarking* analisados no capítulo 2.4.3, foram neste projecto classificadas essas categorias e adicionado o número de ventiladores (obtidos em todos os projectos analisados) parametrizados pelas mesmas, da seguinte forma:

Tabela 3.6 – Classificação das diferentes categorias de SFP

Categoria	SFP [kW/(m³/s)]	Classificação	Nº de ventiladores	[%]
SFP 1	<0,5	Eficiência muito alta	0	0
SFP 2	0,5 - 0,75	Eficiência alta	7	8,4%
SFP 3	0,75 - 1,25	Eficiência média	22	26,5%
SFP 4	1,25 – 2	Eficiência baixa	54	65,1%
SFP 5	>2	Eficiência muito baixa	0	0

De notar que nesta análise as unidades de tratamento de ar foram parametrizadas como uma só máquina de ventilação e não com os respectivos ventiladores de insuflação e extracção, através da seguinte expressão [25]:

$$SFP = \frac{P_{sf} + P_{ef}}{q_{m\acute{a}x}} \quad [3.4.1]$$

Esta aproximação referente às unidades de tratamento de ar permite obter um valor mais realista da unidade, visto que há normalmente alguma discrepância entre o valor de SFP de insuflação e extracção devido à maior exigência de filtragem no ar de insuflação e consequente necessidade de aumento de potência e SFP, face à extracção.

Segundo esta caracterização cerca de 65% dos ventiladores estão situados na zona de baixa eficiência, 27% na zona de média eficiência e os restantes 8% na zona de alta eficiência. Tendo em conta que apenas cerca de 35% dos ventiladores se encontram em situações de eficiência média ou alta, o panorama inicial em termos de eficiência não é muito favorável e poderia provavelmente ser melhorado.

Foi também efectuada uma análise à classificação dos ventiladores parametrizados pelos diferentes edifícios no capítulo 4.4.

3.5. Revisão do processo de dimensionamento

Na análise dos diferentes projectos, o primeiro passo foi efectuar o cálculo teórico das perdas de carga das instalações (ΔP Recalculado), recorrendo às equações descritas anteriormente no Capítulo 2.2.2.1 e auxiliado pelos métodos de cálculo previstos para perdas de carga pontuais na norma ASHRAE (para a perda de carga localizada nos respectivos equipamentos) [3]. Foi também apresentado o valor referente às perdas de carga de projecto, obtidas através das condições técnicas de cada edifício (ΔP Original). Este cálculo viria também a ser bastante útil para estabelecer uma base de cálculo (em Excel) que permitisse mais tarde a sua extrapolação para diferentes cenários de melhoria dos sistemas de ventilação.

Os valores de perda de carga calculados para as redes de condutas referentes a cada ventilador dos diferentes edifícios encontram-se apresentados no ANEXO A.

Para os casos de estudo analisados os valores de perda de carga de grande parte das unidades de tratamento de ar referentes à insuflação (UTA I) são superiores aos das unidades de extracção (UTA E), o que significa que o ventilador escolhido para vencer as perdas de carga poderá necessitar de uma maior potência na insuflação do que na extracção, não só devido ao maior incremento de perda de carga referente aos diferentes requisitos de filtragem a que estão sujeitos (perceptível por exemplo no ANEXO J), como também pela própria perda de carga inerente às condutas, uma vez que os valores-limite de perda de carga que um ventilador consegue suportar são os correspondentes à sua curva de potência (figura 3.5a) por exemplo). Nos ventiladores referentes às unidades de tratamento de ar dos blocos operatório e de partos (UTAs 2 a 10 do Hospital), apesar de nas condições técnicas do projecto apenas ser apresentado o valor de perda de carga referente à insuflação (o mais crítico), foi também

calculada a perda de carga do sistema de condutas referente à extracção (aqui apresentados como UTAs E de 2 até 10).

A título de curiosidade, como referido anteriormente, foram também apresentados os valores de projecto obtidos nas condições técnicas de cada edifício (ΔP Original), que na sua grande maioria são razoavelmente superiores aos valores calculados (aproximadamente 20% em média) como se pode observar na figura 3.21. Tal poderá dever-se não só às diferenças inerentes aos métodos de cálculo, uma vez que o utilizado na empresa é um pouco mais simplificado e expedito, como também devido à utilização de coeficientes de segurança. Um sobredimensionamento deverá sempre ser equacionado não só para colocar o projectista do lado da segurança, como também para precaver que qualquer pequena alteração futura (quer ainda na fase de projecto, quer já na fase de obra) implique necessariamente novos dimensionamentos ou mudança de equipamentos. Existem alguns casos pontuais em que a perda de carga de projecto possui um valor muito próximo ou em raros casos inclusivamente inferior ao valor de perda de carga calculado.

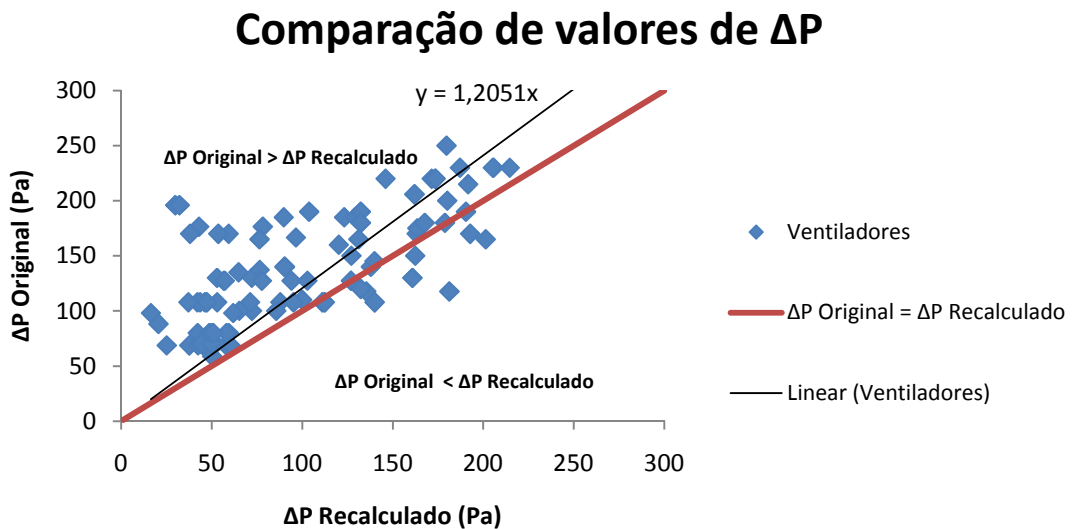


Figura 3.21 – Valores de perda de carga Originais e Recalculados

4. ESTUDO DE SENSIBILIDADE

Com os cálculos de perdas de carga anteriormente referidos (capítulo 3.5) e valores de SFP obtidos através de parâmetros de projecto (capítulo 3.2), foram analisadas diferentes alternativas que possibilitassem a melhoria de eficiência dos sistemas de ventilação, avaliando diferentes cenários e condições que pudessem permitir o aumento da eficiência dos ventiladores.

4.1. Mudança de material

O material de eleição para a construção de condutas de qualquer geometria é o aço galvanizado. Porém, a mudança de material permite a introdução de um valor de rugosidade superficial diferente, que por sua vez influencia o coeficiente de atrito de Darcy e consequentemente o valor de perda de carga em linha, que afectará o valor de perda de carga total, no pressuposto de se tratar de um regime de escoamento turbulento (equações do subcapítulo 2.2.2.1.).

A primeira alternativa analisada foi a mudança de material das condutas rectangulares, uma vez que a sua consequente influência no valor de perda de carga calculado poderia levar à escolha de diferentes ventiladores.

Esta abordagem de mudança de material foi apenas equacionada para condutas rectangulares, visto ser extremamente rara a introdução de condutas circulares ou ovais de materiais que não sejam o aço galvanizado, e tornar-se-ia um pouco irreal fazê-lo.

Nesta mudança de material, as condutas rectangulares de aço galvanizado foram substituídas por condutas de chapa metálica soldada [26], condutas autoportantes constituídas por lã de vidro com revestimento interior e exterior em alumínio (*¹), condutas autoportantes constituídas por lã de vidro com revestimento interior de “véu negro” (polímero de textura

rugosa) e exterior em alumínio (*²), condutas isoladas com revestimento em alumínio do tipo P3 (*³) e condutas de PVC [26]. As suas rugosidades superficiais são as seguintes:

Tabela 4.1- Rugosidade dos materiais

Material	Aço galvanizado	Chapa soldada	Fib Air A2	Fib Air M0	P3	PVC
ϵ (mm)	0,15	0,05	0,09	3,2	0,12	0,03

Será pertinente ter em conta que nestas mudanças de rugosidade apenas serão influenciadas as perdas de carga em linha das instalações (explicado mais aprofundadamente no capítulo 2.2.2.1), cujo valor nos projectos tidos em consideração foi sempre inferior ao das perdas de carga localizadas, que mesmo nas perdas de carga em linha apenas os troços de conduta rectangulares serão afectados (em casos de percursos de condutas que envolvam condutas rectangulares e circulares ou ovais) e que nessas perdas de carga afectadas apenas o coeficiente de atrito de Darcy (f) tomará um valor diferente, dependendo esse coeficiente não só da rugosidade relativa (ϵ/D) como também do número de Reynolds (Re).

Assim, não será de esperar uma grande variação no valor de perdas de carga, porém, quanto maior for a parcela de perda de carga em linha referente a condutas rectangulares maior será o valor passível de ser reduzido, o que poderá tornar-se significativo em alguns percursos de condutas.

Apresentam-se neste capítulo a título de exemplo as variações obtidas com diferentes materiais nas condutas de insuflação de um edifício (figura 4.1), encontrando-se as referentes à sua extracção no ANEXO B, assim como as referentes aos restantes edifícios. Na tabela 4.2 são apresentadas as reduções média e máxima do valor de perda de carga com a mudança de material.

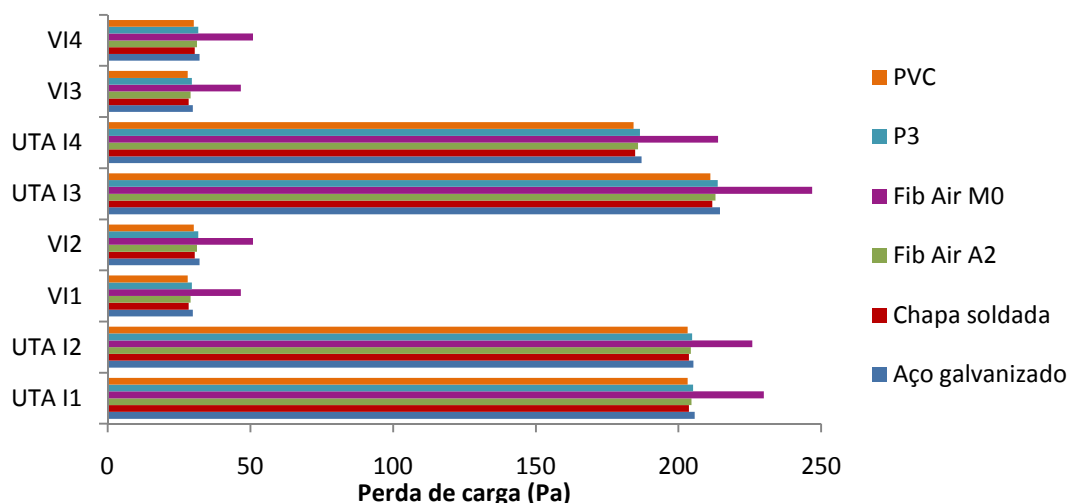


Figura 4.1 – Valores de perda de carga obtidos com mudança de materiais nas condutas de insuflação dos Escritórios

*1 -Conduta do tipo Fib Air A2, modelo da marca France Air [23]

*2 - Condutado tipo tipo Fib Air M0, modelo da marca France Air [23]

*3 – Usadas como referência as condutas da decflex [27]

Tabela 4.2 – Variações do valor de perda de carga com a mudança de material

	Material	Chapa soldada		Fib Air A2		Fib Air M0		P3		PVC	
		[Pa]	[%]	[Pa]	[%]	[Pa]	[%]	[Pa]	[%]	[Pa]	[%]
Perda de carga	Redução média	0,8	0,7	0,5	0,4	-	-	0,2	0,2	1,0	0,8
	Redução máxima	4,7	2,9	2,8	1,7	-	-	1,5	0,9	5,8	3,6
	Aumento médio	-	-	-	-	8,8	7,3	-	-	-	-
	Aumento máximo	-	-	-	-	50,3	27,9	-	-	-	-

Verificou-se que com a mudança de materiais a diminuição do valor de perda de carga era muito reduzida (a maior redução foi de aproximadamente 3,6%, numa conduta de PVC), pelo que não permitiria a escolha de diferentes modelos de ventiladores. A redução do valor de perdas de carga foi nula para os ventiladores a que apenas estão associadas condutas circulares ou ovais (pelas razões apresentadas no início deste capítulo). O aumento verificado

nas condutas de Fib Air M0 não era também suficiente para que houvesse mudança de ventilador.

Se for tido em consideração que na simulação de mudança de aço galvanizado (referente ao material real das condutas) para PVC há uma redução na rugosidade de 80% (de 0,15 para 0,03 mm) e na mudança para Fib Air M0 um aumento de rugosidade de mais de 2000% (de 0,15 para 3,2 mm), é possível concluir que o peso da variação da rugosidade do material das condutas rectangulares na influência do valor de perda de carga total do sistema de condutas é reduzido (nos casos de estudo abordados), dadas as baixas variações nos valores médios de perda de carga (redução média de PVC de 0,8% e aumento médio de Fib Air M0 de 7%).

De notar que os valores de perdas de carga das condutas de aço galvanizado (utilizados como referência de comparação) foram os valores inicialmente calculados sem coeficiente de segurança, uma vez que não se encontravam disponíveis os cálculos a partir dos quais foram realizadas as condições técnicas dos projectos.

4.2. Variação do parâmetro de dimensionamento no valor de ΔP

No método da perda de carga constante, o valor de perda de carga por metro ($\Delta P/L$) utilizado como base para o dimensionamento de condutas dos projectos analisados foi o de 0,7 Pa/m (valor de prática corrente na empresa). Contudo, torna-se por vezes necessário recorrer a um afastamento do valor de base, quer seja por razões relacionadas com a geometria das condutas, quer seja relacionado com diferentes limites de velocidades do ar. Há por vezes necessidade de recorrer a acertos geométricos para perfazer os tamanhos normalizados de condutas circulares (assim como em transições de condutas rectangulares para circulares, ou vice versa), e mesmo nas rectangulares, apesar de poderem ser utilizadas medidas mais flexíveis, estas são normalmente variadas em intervalos de 50mm.

Os limites máximos de velocidade do ar normalmente utilizados no dimensionamento de condutas são de 2,5 a 3m/s na proximidade de zonas com ocupação e de 4 a 6m/s em zonas mais afastadas das mesmas [4], visto velocidades mais elevadas serem favoráveis à geração de ruído. Há também situações de necessidades acústicas especiais que exigem velocidades do ar e conseqüente $\Delta P/L$ de valores bastante mais baixos (como auditórios ou salas de espectáculos por exemplo). Assim, há por vezes a conseqüente necessidade de acertos geométricos que satisfaçam os limites máximos de velocidade do ar (aumentando as secções das condutas caso a velocidade seja excessiva), mas que ao mesmo tempo sejam conciliados com as limitações geométricas dos edifícios (em que é em determinadas situações necessária a diminuição de secção das condutas para que possam passar nas coretes por exemplo), ou seja,

se as restrições de velocidade do ar ou da construção forem violadas durante o dimensionamento de condutas, a secção das mesmas deve ser recalculada [3].

4.2.1. Variação do parâmetro de dimensionamento com aumento de secção

Visando apenas a diminuição de perdas de carga e ignorando as limitações geométricas dos edifícios, foi efectuada uma fixação de $\Delta P/L$ que consiste em estabelecer alguns valores que funcionam como limites máximos de perda de carga constante.

Como referido anteriormente, o parâmetro utilizado como base para o dimensionamento de condutas dos projectos analisados foi o de 0,7 Pa/m, surgindo variações do mesmo consoante a necessidade de acertos geométricos (pelas razões descritas no capítulo 4.2). Assim, foram fixados os valores de 0,7 Pa/m, 0,6 Pa/m e 0,5 Pa/m e aumentado o valor de diâmetro normalizado (se conduta circular) ou a percentagem da secção necessária (conduta rectangular) nos troços de conduta correspondentes a valores de $\Delta P/L$ que excedessem os valores fixados (até perfazerem ou superarem o valor fixado).

De notar que, à semelhança do capítulo anterior, os valores de perdas de carga a partir das quais foram efectuadas as fixações do parâmetro de dimensionamento (utilizados como referência de comparação) foram os valores inicialmente calculados sem coeficiente de segurança, uma vez que não se encontravam disponíveis os cálculos a partir dos quais foram realizadas as condições técnicas dos projectos, acontecendo o mesmo no seguinte (Capítulo 4.2.2).

Apresentam-se neste capítulo a título de exemplo as variações obtidas com variação do parâmetro de dimensionamento com aumento de secção nas condutas de insuflação de um edifício (figura 4.2), encontrando-se as referentes à sua extracção no ANEXO C, assim como as referentes aos restantes edifícios. Na tabela 4.3 são apresentadas as reduções média e máxima do valor de perda de carga com a variação do parâmetro de dimensionamento de condutas com o aumento de secção.

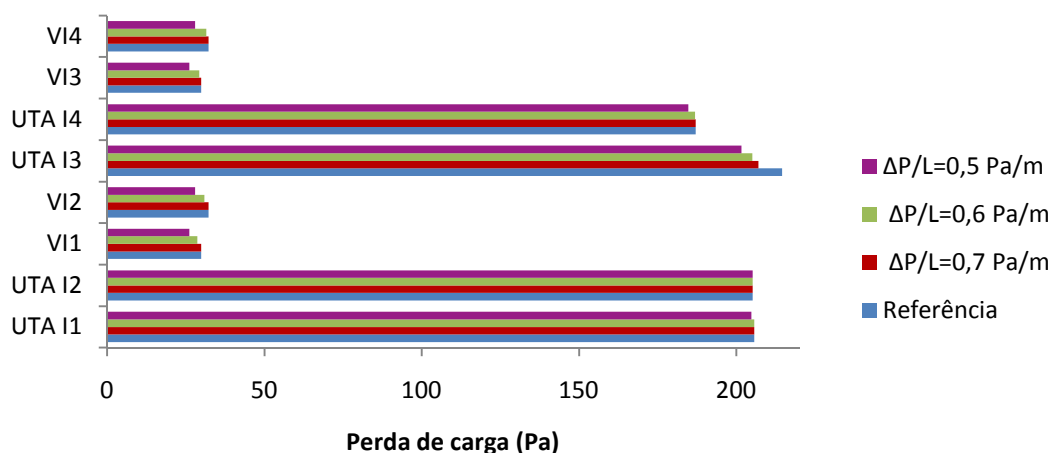


Figura 4.2 - Valores de perda de carga com variação do parâmetro de dimensionamento das condutas de insuflação dos edifícios Escritórios

Tabela 4.3 - Redução média e máxima de perda de carga nos face ao de referência

	Valor Fixado (Pa/m)	0,7		0,6		0,5	
		[Pa]	[%]	[Pa]	[%]	[Pa]	[%]
Perda de carga nos ventiladores de Insuflação	Redução média	1,7	1,0	3,3	2,0	6,3	3,9
	Redução máxima	20,5	11,4	24,2	13,5	26,1	14,5
Perda de carga nos ventiladores de Extracção	Redução média	2,4	2,5	3,4	3,5	4,9	5,0
	Redução máxima	21,0	13,0	24,8	13,5	28,5	17,6

Esta solução de variação do parâmetro de dimensionamento, face à mudança de material, permitiu reduções de perda de carga mais acentuadas, apesar de na maior parte dos casos serem pouco consideráveis e em alguns serem inclusivamente nulas (o que explica os baixos valores da redução média).

As reduções nulas de perda de carga (ANEXO C) são referentes a casos em que o parâmetro de dimensionamento original era mais reduzido do que o valor máximo de fixação imposto, da mesma forma que quanto menor era o valor de redução de perda de carga verificada mais próximo era o valor de referência do de fixação, ou menor era a perda de carga associada a essa redução (quanto mais reduzido for comprimento das condutas em questão mais reduzida será a perda de carga que estas introduzem, por exemplo).

Analisando a tabela 4.3 é possível verificar que a alternativa de fixação dos valores de $\Delta P/L$ não produz também reduções de valor de perda de carga elevado o suficiente, na sua generalidade, para que sejam consideradas novas selecções de ventiladores dado que apesar dos valores de redução máxima representarem 13,0%, 13,5% e 17,6% (correspondentes a fixações de 0,7Pa/m, 0,6Pa/m e 0,5Pa/m respectivamente) do valor de perda de carga, a média de redução percentual dos mesmos é de 3,3%, 4,5% e 6,3% (correspondentes a fixações de 0,7Pa/m, 0,6Pa/m e 0,5Pa/m respectivamente). Assim, para os casos de estudo abordados depreende-se que poderá ser interessante a redução da perda de carga através deste tipo de fixações (se o edifício reunir condições que o permitam) em algumas situações pontuais, cuja magnitude dessa mesma redução permita a escolha de um ventilador diferente de potência e consumo mais baixos, mas que na generalidade dos casos tal não será possível.

Poderá no entanto haver mudanças na potência do ventilador (de funcionamento) e respectivo SFP, recorrendo a equipamentos que permitam um melhor ajuste do funcionamento do ventilador às conduções requeridas pelo sistema, como variadores electrónicos de velocidade ou transformadores (questão abordada mais aprofundadamente no capítulo 4.3.4).

4.2.2. Variação do parâmetro de dimensionamento com diminuição de secção

Procedendo ainda à aplicação desta metodologia de fixação do parâmetro de dimensionamento, visando uma melhor compreensão da influência da diminuição de secção das condutas, foi calculado o aumento de perda de carga que se obteria com fixações de valor igual ao das situações anteriores, avaliando também necessidade de substituição dos ventiladores (para modelos que necessitassem de uma maior potência).

Neste caso as fixações irão passar a funcionar como valores mínimos de $\Delta P/L$, sendo diminuído o valor de diâmetro normalizado ou a percentagem da secção necessária nos troços de conduta correspondentes a valores de $\Delta P/L$ que não iguallassem ou excedessem os valores fixados.

Apresentam-se neste capítulo a título de exemplo as variações obtidas com variação do parâmetro de dimensionamento com diminuição de secção nas condutas de insuflação de um edifício (figura 4.3), encontrando-se as referentes à sua extracção no ANEXO D, assim como as referentes aos restantes edifícios. Na tabela 4.4 são apresentadas as reduções média e máxima do valor de perda de carga com a variação do parâmetro de dimensionamento de condutas com a diminuição de secção.

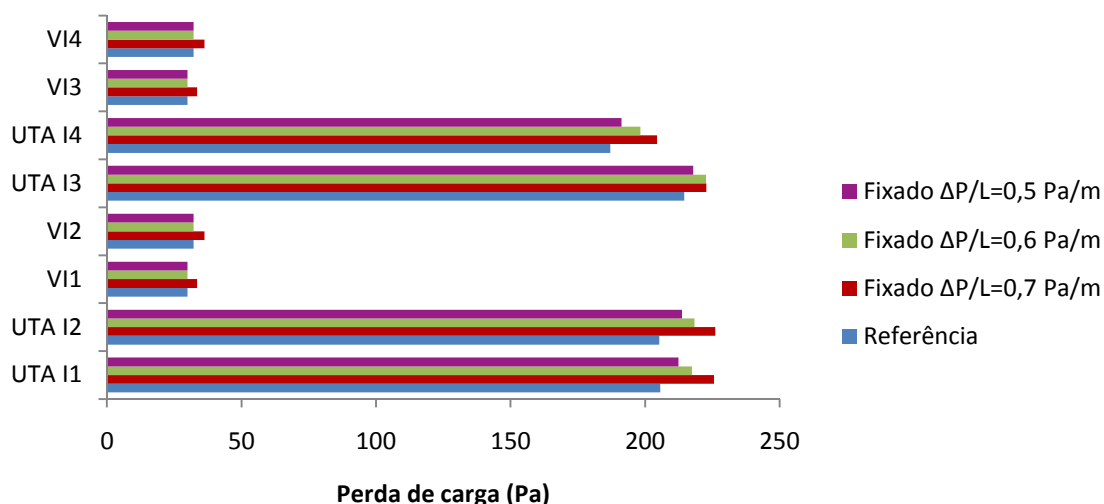


Figura 4.3 - Valores de perda de carga com variação do parâmetro de dimensionamento das condutas de insuflação dos Escritórios

Foi obtido um aumento de perda de carga em quase todos os casos analisados, sendo este bem mais considerável nos caminhos de condutas circulares, pois ao passo que as rectangulares podem ser fabricadas com as medidas necessárias (aproximadamente), as circulares possuem valores normalizados cujo aumento ou diminuição de um ou dois tamanhos causará muito maiores variações de secção, que irão interferir na velocidade do escoamento e consequentemente no valor de perda de carga em linha com maior intensidade (visto o valor de perda de carga em linha depender do quadrado da velocidade).

Tabela 4.4 – Aumento médio e máximo de perda de carga face aos de referência

Valor Fixado (Pa/m)	0,7		0,6		0,5		
	[Pa]	[%]	[Pa]	[%]	[Pa]	[%]	
Perda de carga nos ventiladores de Insuflação	Aumento médio	13,8	8,6	8,7	5,4	5,3	3,3
	Aumento máximo	96,3	50,0	96,3	50,0	96,3	50,0
Perda de carga nos ventiladores de Extracção	Aumento médio	20,8	21,5	17,6	18,0	12,2	12,6
	Aumento máximo	130,5	351,0	130,5	351,0	130,5	351,0

O aumento de perda de carga verificado, embora por vezes bastante significativo, não ultrapassou em nenhum dos casos o valor máximo que cada ventilador consegue vencer (correspondente ao valor da curva de potência do ventilador, explicado mais aprofundadamente no Capítulo 2.3.4), não havendo assim nenhuma situação que justificasse a mudança de ventilador (para uma melhor compreensão das diferenças entre perda de carga suportada e a original poderá ser consultada a figura 4.6).

A variação das perdas de carga em linha como meio para obter uma potência diferente nos sistemas de ventilação dos casos de estudo abordados revela-se pouco eficaz, devido não só às baixas variações que estas incrementaram na perda de carga total da grande maioria dos casos (devido ao facto de as localizadas representarem uma percentagem muito maior no valor de perdas de carga total), como também ao facto das perdas de carga suportadas pelos ventiladores em questão serem normalmente de valor bastante superior às obtidas nas condições técnicas de projecto, ou seja, mesmo que se tratassem de variações de perda de carga localizada de valor mais avultado, não haveria garantia de mudança de sistema de ventilação dada a elevada discrepância entre a perda de carga da instalação e a suportada pelo sistema (visível por exemplo na tabela 4.6). Para reforçar esta ideia foi analisada a variação descrita entre o SFP de cada ventilador e o comprimento médio do sistema das condutas a que cada um está associado, sendo o mesmo feito para o diâmetro médio de cada sistema de condutas.

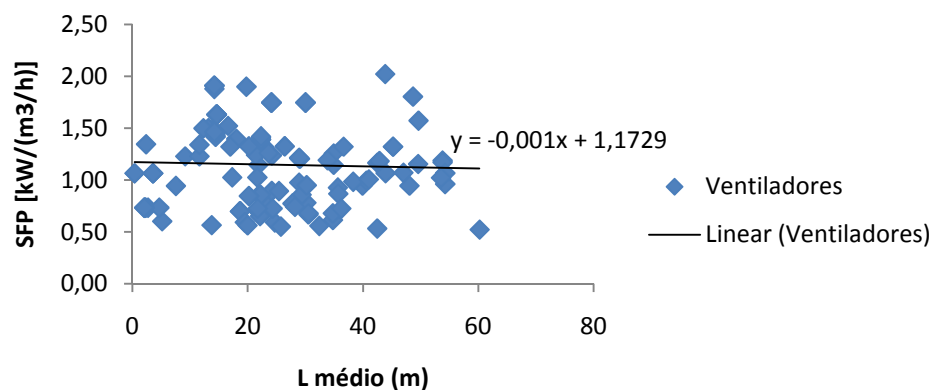


Figura 4.4 – Valores de SFP com a variação do comprimento das condutas

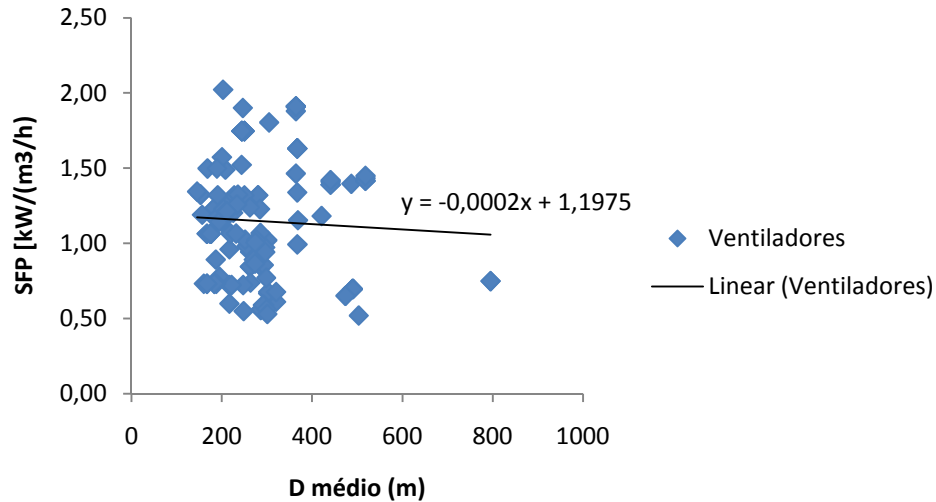


Figura 4.5 - Valores de SFP com a variação do diâmetro das condutas

Se as perdas de carga em linha possuísem uma grande influência na potência dos ventiladores, seria de esperar que com o aumento do comprimento médio das condutas (L médio) existisse uma maior potência da parte dos ventiladores (e conseqüente valor de SFP) para vencer a crescente perda de carga linear (de acordo com as equações do capítulo 2.2.2.1), ou seja, seria de esperar que o valor de SFP aumentasse à medida que aumenta o comprimento das condutas.

Da mesma forma, se a perda de carga linear traduzisse uma grande influência na potência dos ventiladores, seria de esperar que com o aumento do diâmetro médio das condutas (D médio) exigisse uma menor potência por parte dos ventiladores (e conseqüente valor de SFP) para vencer a decrescente perda de carga linear (de acordo com as equações do capítulo 2.2.2.1), ou seja, seria de esperar que o valor de SFP diminuísse à medida que aumenta o diâmetro das condutas.

No entanto, o que acontece em ambos os casos é que a recta de aproximação linear destes gráficos (figuras 4.4 e 4.5) traduz um declive aproximadamente nulo, nada corroborante das hipóteses anteriormente descritas, de onde se poderá concluir que de facto a variação de perda de carga em linha não traduz grande influência no valor de SFP (nos casos de estudo analisados).

4.3. Ventiladores com variação de velocidade

Visto que nos casos abordados o valor de perdas de carga (ΔP Original) se encontra quase sempre bastante abaixo do valor que os ventiladores conseguem suportar (correspondentes aos

da curva de potência aqui designados como ΔP Suportado), em vez de tentar reduzir esse valor poderá tornar-se interessante, do ponto de vista de redução de potência e consumo, a adição de componentes que permitam um diferente ajustamento no funcionamento dos ventiladores, de modo a baixar o ponto de consumo do mesmo. Os equipamentos abordados neste capítulo foram transformadores e variadores electrónicos de velocidade.

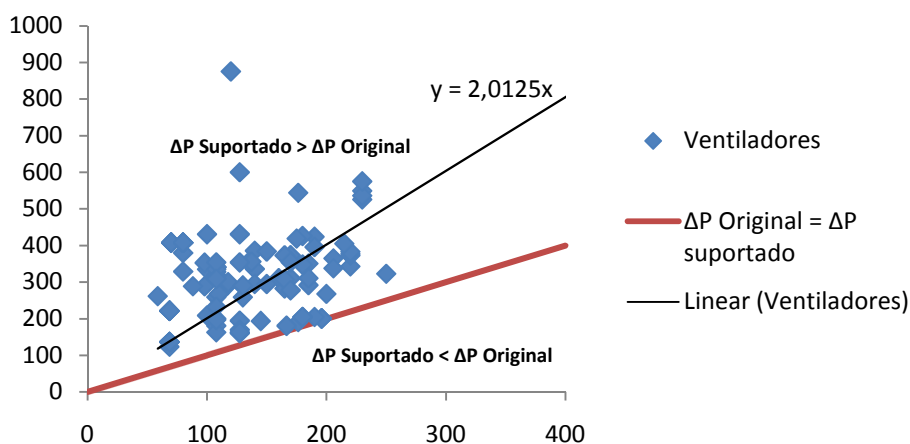


Figura 4.6 – Valores de perda de carga original e suportado

Tabela 4.5 – Valores de aumento necessários para que ΔP Original fosse igual a ΔP Suportado

Aumento					
Médio		Máximo		Mínimo	
[Pa]	[%]	[Pa]	[%]	[Pa]	[%]
198,49	122,31	755,00	629,17	22,58	11,52

4.3.1. Transformadores

Os transformadores controlam a velocidade dos ventiladores através da voltagem fornecida ao mesmo em diferentes passos ou níveis (correspondentes às diferentes linhas de potência observadas por exemplo na figura 4.7a). Esses diferentes passos ou níveis de funcionamento são ajustados manualmente através de um botão de controlo montado no dispositivo, que poderá ser regulado num número de posições igual ao número de curvas de potência em que o ventilador poderá funcionar com a introdução deste dispositivo (visto que a cada posição em que o botão se encontra corresponde uma curva de funcionamento).

Com a introdução de transformadores, nos ventiladores que a permitem (nos ventiladores do tipo Plug por exemplo, a variação de velocidade é conseguida unicamente através de variadores electrónicos de velocidade), torna-se possível a acção dos mesmos em vários níveis

de funcionamento, ou seja, em vez da curva máxima abordada inicialmente é permitido o funcionamento em várias outras curvas de valor mais reduzido, tornando-se assim possível um melhor ajuste às condições da instalação.

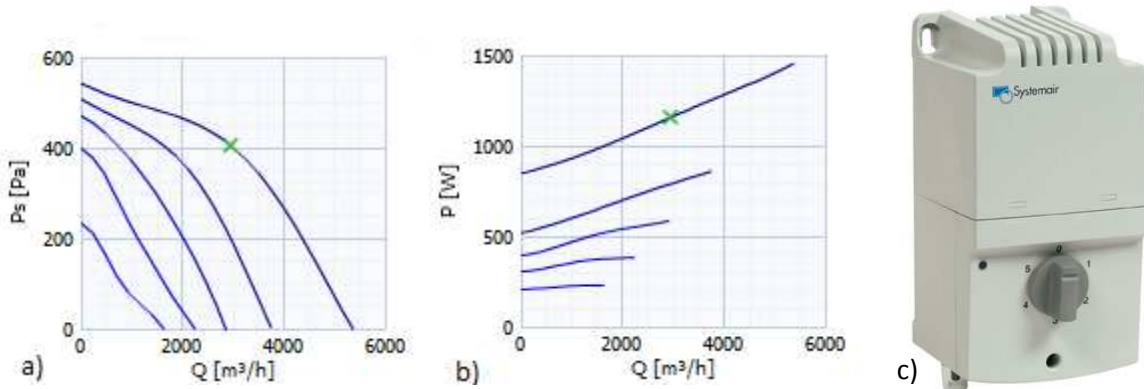


Figura 4.7- a) Exemplo de curvas de potência de um ventilador com transformador [22]; b) exemplo de curvas de consumo de um ventilador com transformador; c) exemplo de um transformador

4.3.2. Variadores Electrónicos de velocidade

Os variadores electrónicos de velocidade (tiristores por exemplo) conseguem, com regulação manual ou digital, variar a velocidade de rotação no ventilador, através da variação da voltagem ou frequência na alimentação do mesmo.

Com a introdução de variadores electrónicos de velocidade é conseguido um ajuste mais fino do ventilador às necessidades da instalação, pois neste caso em vez da curva de potência do ventilador abordada inicialmente é permitido um funcionamento do ventilador ajustado ao próprio ponto pretendido, ou seja, o ponto de consumo é ajustado ao requerido pela instalação.

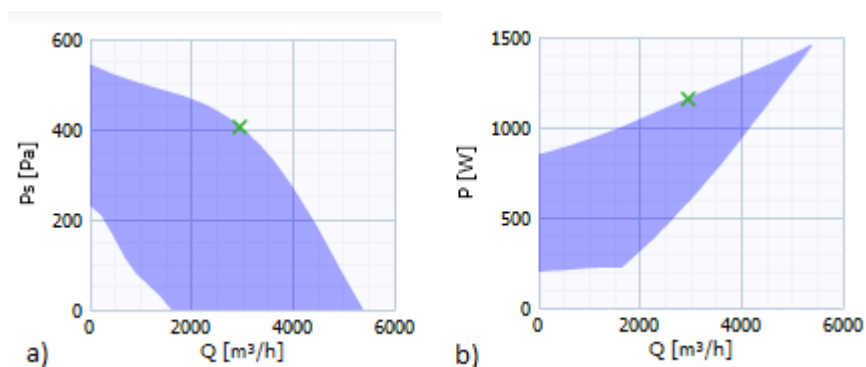


Figura 4.8 - a) Exemplo de intervalo de funcionamento de um ventilador com variador electrónico; b) exemplo de intervalo de consumo de um ventilador com variador electrónico [24]



Figura 4.9 - Exemplos de variadores de velocidade [22]

4.3.3. Resultados da introdução de equipamentos

Neste capítulo foram já utilizados como base de comparação os valores de SFP obtidos através de valores consultados nas condições técnicas dos projectos (valores obtidos no capítulo 3.2), apresentados nas figuras presentes no ANEXO E com a designação de “Ventilador (Standard)” e correspondentes aos valores de ventiladores de velocidade constante (VVC) na figura 4.10. As figuras presentes no ANEXO E são referentes aos valores de SFP obtidos para cada ventilador dos diferentes edifícios.

Através da consulta de catálogos ou recorrendo a softwares de simulação [22] [23] [24] [28], foram obtidas as novas potências que cada ventilador teria caso se recorresse à introdução de um transformador ou variador de velocidade.

Com os novos valores de potência dos ventiladores foi possível proceder ao cálculo dos valores de SFP (referentes à introdução dos equipamentos). Os resultados obtidos para todos os ventiladores são seguidamente apresentados na figura 4.10, em que se torna possível a percepção da redução dos ventiladores com adição de equipamentos (ventiladores de velocidade variável - VVV) face aos originais (ventiladores de velocidade constante - VVC). No ANEXO E os resultados obtidos com a introdução de equipamentos encontram-se separados em dois grupos, o de ventiladores de insuflação e o de ventiladores de extracção.

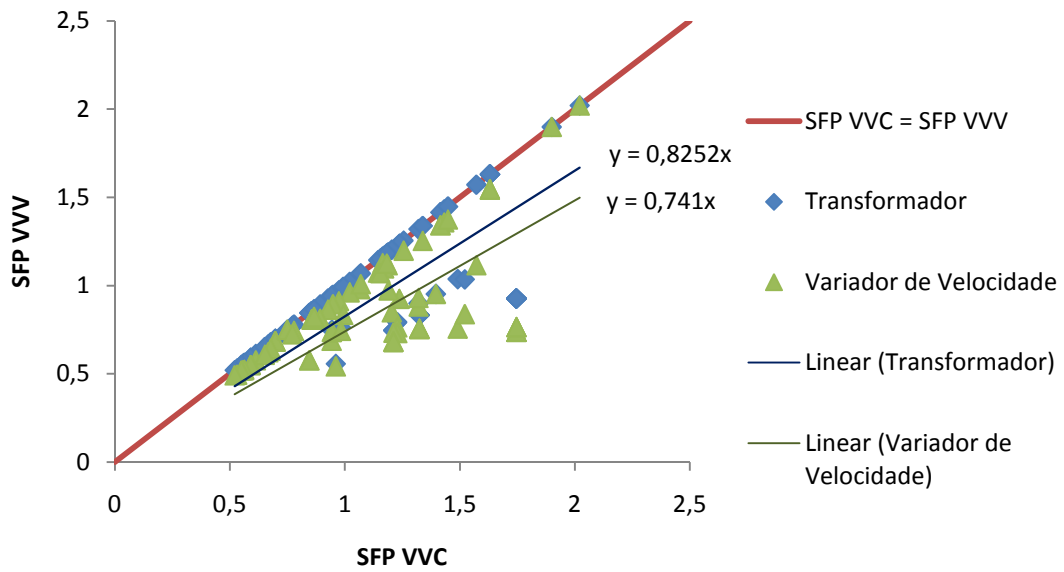


Figura 4.10 – Valores de SFP obtidos com introdução de variação de velocidade

Tabela 4.6 – Valores de SFP obtidos com introdução de variação de velocidade, face aos originais

		SFP Transformador [kW/(m ³ /s)]	SFP Variador Electrónico [kW/(m ³ /s)]	SFP Transformador [%]	SFP Variador Electrónico [%]
Ventiladores de insuflação	Redução média	0,10	0,18	8,4	16,0
	Redução máxima	0,87	0,94	48,1	52,3
Ventiladores de Extracção	Redução média	0,25	0,36	22,9	33,1
	Redução máxima	0,819	1,01	46,9	57,7

Com a implementação destes equipamentos há, na generalidade dos casos, uma considerável redução do valor de SFP, visível não só na apresentação gráfica, em que os valores de ventiladores de velocidade variável (VVV) possuem na grande generalidade valores de SFP inferiores aos de velocidade constante (VVC), como também na redução média (tabela 4.6), tanto dos ventiladores de insuflação como nos de extracção. Os casos em que não existiu variação de SFP com implementação de transformador devem-se a situações em que a curva máxima (do ventilador sem equipamentos) era a única capaz de suportar os valores de caudal e perda de carga requeridos, ou por incompatibilidade de equipamentos (caso dos ventiladores das unidades de tratamento de ar em que não se apresentava disponível

nos softwares de simulação a opção de introdução de transformadores nos mesmos), não havendo assim vantagens em recorrer a um transformador (com os modelos de ventiladores e transformadores simulados). De facto, à excepção da UTA 1 (I e E) do Hospital, em que são utilizados ventiladores centrífugos com transmissão por correias, todos os restantes ventiladores de unidades de tratamento de ar de todos os casos de estudo são do tipo Plug (modelos de ventiladores centrífugos de transmissão directa e pás recuadas com eficiências até 80%), cuja variação de velocidade é conseguida unicamente através de variadores electrónicos de velocidade.

Há também situações em que a implementação de um variador electrónico de velocidade resulta numa redução pouco significativa (visto o valor requerido pela instalação encontrar-se relativamente próximo da curva máxima), pelo que não haveria também grande vantagem no investimento dos mesmos.

Analisando cada edifício individualmente poderá ser obtida uma análise mais concreta dos resultados.

Tabela 4.7 – Valores de SFP obtidos com introdução de variação de velocidade em cada edifício, face aos originais

		SFP Transformador [kW/(m³/s)]	SFP Variador Electrónico [kW/(m³/s)]	SFP Transformador [%]	SFP Variador Electrónico [%]
Ventiladores de insuflação dos Escritórios	Redução média	0	0,04	0	4,3
	Redução máxima	0	0,07	0	6,2
Ventiladores de Extracção dos Escritórios	Redução média	0,14	0,23	14,1	23,2
	Redução máxima	0,49	0,57	37,1	43,2
Ventiladores de insuflação da Agência Bancária	Redução média	0	0	0	0
	Redução máxima	0	0	0	0
Ventiladores de Extracção da Agência Bancária	Redução média	0	0,02	0	1,1
	Redução máxima	0	0,04	0	3,1
Ventiladores de insuflação da Filipa de Vilhena	Redução média	0,03	0,13	3,5	13,9
	Redução máxima	0,44	0,44	31,7	31,7
Ventiladores de Extracção da Escola	Redução média	0,12	0,23	13,0	24,2
	Redução máxima	0,49	0,73	32,0	49,3
Ventiladores de insuflação do Hospital	Redução média	0,00	0,08	0,0	5,3
	Redução máxima	0	0,09	0,0	5,9
Ventiladores de Extracção do Hospital	Redução média	0,67	0,81	44,1	53,0
	Redução máxima	0,819	1,01	46,9	57,7

No edifício de Escritórios a redução de SFP obtida com a introdução de transformadores é nula na insuflação, pelo que não haverá à partida interesse na sua introdução (com a configuração do modelos de ventiladores e transformadores testados). Já nos ventiladores de extracção é conseguida uma redução média de aproximadamente 14%, que apesar de não ser uma redução muito grande valerá a pena ter em consideração a sua introdução. Com a introdução dos variadores electrónicos de velocidade é permitida uma pequena redução média nos valores de insuflação (cerca de 4%) e uma redução já mais considerável nos ventiladores de extracção (de aproximadamente 23%), o que significa não só que valerá a pena ter em consideração a introdução deste tipo de equipamentos nos ventiladores de extracção como

também que poderão ser uma melhor opção quando comparados com os transformadores, do ponto de vista da eficiência dos ventiladores, visto permitirem uma maior redução de SFP.

No edifício Agência Bancária, apenas num ventilador é permitida a introdução de equipamentos, sendo este o de menor potência. Assim, e tendo em conta que se trata de um ventilador de extracção, não haverá qualquer vantagem na introdução de qualquer um dos equipamentos no ventilador de insuflação (com a configuração dos modelos de ventiladores e transformadores testados). No ventilador de extracção a redução de SFP obtida através da introdução de um variador electrónico de velocidade foi reduzida (aproximadamente 3%), pelo que à partida não será um investimento interessante, a menos que o investimento no mesmo seja irrisório face ao preço do ventilador ou possua um período reduzido de retorno do investimento. A redução de transformadores no ventilador de extracção é nula.

No edifício Escola a redução média de SFP obtida com a introdução de transformadores nos ventiladores de insuflação é reduzida (cerca de 3,5%). Tal acontece porque apesar do valor de redução máximo ser igual ao máximo obtido na introdução de variadores electrónicos de velocidade (e correspondentes ao mesmo ventilador), apenas num ventilador foi possível a sua redução com este tipo de equipamento, ao passo que com a introdução de variadores foi possível uma redução de SFP em todos os ventiladores (o que explica um maior valor de redução média de SFP de aproximadamente 14%). Assim, se for viável a introdução de equipamentos nos ventiladores de insuflação, no ventilador em que a redução foi igual (VI2) compensará o equipamento de custo mais baixo, nos restantes haverá apenas a opção de introdução de variadores de velocidade. Nos ventiladores de extracção, a redução de SFP obtida através da introdução de variadores de velocidade (aproximadamente 24%) é quase o dobro da obtida com transformadores (aproximadamente 13%), de onde se conclui que do ponto de vista da eficiência dos ventiladores fará muito mais sentido a implementação dos variadores. De notar também que há nestes ventiladores casos em que, mediante o valor do investimento nos respectivos equipamentos, compensará a introdução dos mesmos tendo em conta os valores que se verificaram nas reduções máximas (de aproximadamente 32% e 49% nos transformadores e variadores, respectivamente).

No edifício Hospital a redução de SFP obtida com a introdução de transformadores nos ventiladores de insuflação é nula, visto não ser possível a sua implementação nas unidades de tratamento de ar analisadas. Já nos ventiladores de extracção é conseguida uma redução média de aproximadamente 47%, pelo que valerá a pena ter em consideração a sua introdução. Com a introdução dos variadores electrónicos de velocidade é permitida uma pequena redução média nos valores de insuflação (aproximadamente 5,4%) e uma redução bem mais

considerável nos ventiladores de extracção (aproximadamente 53%), o que significa não só que valerá a pena ter em consideração a introdução deste tipo de equipamentos nos ventiladores de extracção como também que poderão ser uma melhor opção quando comparados com os transformadores, do ponto de vista da eficiência dos ventiladores, visto permitirem uma maior redução de SFP.

4.3.4. Eficiência com parâmetro de dimensionamento de 0,5Pa/m

Neste capítulo foram utilizados como base de comparação os valores de SFP obtidos através de valores consultados nas condições técnicas dos projectos (valores obtidos no capítulo 4.3.3 correspondentes ao ventilador standard), e nos valores correspondentes à introdução de equipamentos foram utilizadas as perdas de carga de projecto afectadas pela redução obtida no cálculo referente a $\Delta P/L = 0,5\text{Pa}$, ou seja, aos valores de perda de carga obtidos nas condições técnicas de projecto foram subtraídos os valores de redução de perda de carga obtidos no cálculo $\Delta P/L = 0,5\text{Pa}$, e só depois simulada a introdução de equipamentos.

Com a implementação deste tipo de equipamentos poderá tornar-se interessante analisar os efeitos resultantes de fixações de diferentes valores de $\Delta P/L$. Analisando o caso de maior redução abordada ($\Delta P/L = 0,5 \text{ Pa/m}$), torna-se agora possível uma redução no valor de potência (de consumo) e consequentemente de SFP.

Os valores consultados nas condições técnicas dos projectos são apresentados nas figuras presentes no ANEXO F com a designação de “Ventilador (Standard)” e correspondem aos valores de ventiladores de velocidade constante (VVC) da figura 4.11. No ANEXO F os resultados obtidos com a introdução de equipamentos encontram-se separados em dois grupos, o de ventiladores de insuflação e o de ventiladores de extracção.

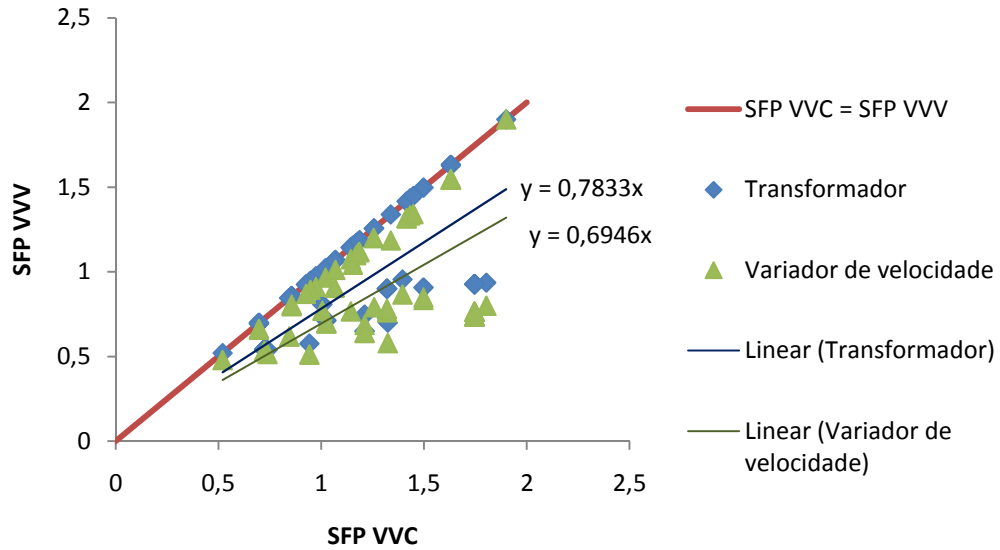


Figura 4.11 – Valores de SFP obtidos com introdução de variação de velocidade

Tabela 4.8 – Valores de SFP para diferentes valores de dimensionamento e com variação de velocidade, face aos originais

		SFP Transformador [kW/(m³/s)]		SFP Variador Electrónico [kW/(m³/s)]		SFP Transformador [%]		SFP Variador Electrónico [%]	
		$\Delta P/L=0,5$	$\Delta P/L=0,7$	$\Delta P/L=0,5$	$\Delta P/L=0,7$	$\Delta P/L=0,5$	$\Delta P/L=0,7$	$\Delta P/L=0,5$	$\Delta P/L=0,7$
		Ventiladores de Insuflação	Redução média	0,15	0,12	0,25	0,21	12,7	9,1
	Redução máxima	0,87	0,87	1,00	0,94	48,1	48,1	56,2	52,3
Ventiladores de Extracção	Redução média	0,18	0,15	0,30	0,25	15,3	12,2	26,7	22,6
	Redução máxima	0,72	0,72	0,81	0,79	54,3	54,3	60,7	58,9

Com a implementação destes equipamentos há, na generalidade dos casos, uma ligeira redução do valor de SFP face ao valor de redução obtido com $\Delta P/L=0,7$ (correspondentes aos valores com introdução de equipamentos do capítulo 4.3.3) visível na redução média tanto dos ventiladores de insuflação como nos de extracção. Há um incremento de redução de 3,64% e de 3,71% nos valores médios de SFP dos ventiladores de insuflação correspondentes à adição de um transformador e variador electrónico de velocidade, respectivamente. Verifica-se também um incremento de 3,19% e 7,04% nos valores médios de SFP dos ventiladores de extracção correspondentes à adição de um transformador e variador electrónico de velocidade, respectivamente.

Os valores de redução máxima mantêm-se inalterados nos ventiladores correspondentes à adição de um transformador 48,1% nos de insuflação e 54,3% nos de extracção, e há um aumento de redução nos ventiladores correspondentes à adição de um variador electrónico de velocidade, de 3,91% no ventilador de insuflação e de 1,78% no de extracção.

Analisando cada edifício individualmente poderá ser obtida uma análise menos generalista dos resultados.

Tabela 4.9 – Variações de SFP para diferentes valores de dimensionamento e com variação de velocidade, face aos originais

		SFP Transformador [kW/(m ³ /s)]		SFP Variador Electrónico [kW/(m ³ /s)]		SFP Transformador [%]		SFP Variador Electrónico [%]	
		$\Delta P/L=0,5$	$\Delta P/L=0,7$	$\Delta P/L=0,5$	$\Delta P/L=0,7$	$\Delta P/L=0,5$	$\Delta P/L=0,7$	$\Delta P/L=0,5$	$\Delta P/L=0,7$
Ventiladores de insuflação dos Escritórios	Redução média	0	0	0,05	0,04	0	0	5,27	4,28
	Redução máxima	0	0	0,07	0,07	0	0	6,22	6,22
Ventiladores de Extracção dos Escritórios	Redução média	0,15	0,14	0,24	0,23	15,52	14,13	22,2	23,23
	Redução máxima	0,50	0,49	0,58	0,57	38,04	37,16	44	43,20
Ventiladores de insuflação da Agência Bancária	Redução média	0	0	0	0	0	0	0	0
	Redução máxima	0	0	0	0	0	0	0	0
Ventiladores de Extracção da Agência Bancária	Redução média	0	0	0,14	0,02	0	0	21,2	1,13
	Redução máxima	0	0	0,28	0,036	0	0	23,71	3,09
Ventiladores de insuflação da Escola	Redução média	0,06	0,03	0,15	0,13	5,4	3,49	14,90	13,86
	Redução máxima	0,46	0,44	0,53	0,44	33,32	31,73	45,54	31,73
Ventiladores de Extracção da Escola	Redução média	0,17	0,12	0,25	0,23	13,52	12,98	25,06	24,24
	Redução máxima	0,72	0,49	0,76	0,73	48,3	31,96	50,70	49,27
Ventiladores de insuflação do Hospital	Redução média	0	0	0,1	0,08	0	0	6,5	5,25
	Redução máxima	0	0	0,15	0,09	0	0	11,39	5,85
Ventiladores de Extracção do Hospital	Redução média	0,69	0,67	0,82	0,81	45,11	44,12	53,69	53,01
	Redução máxima	0,819	0,819	1,01	1,01	46,91	46,91	57,73	57,73

Na maioria dos casos, o acréscimo de redução foi pouco significativo (face ao de referência), havendo no entanto algumas excepções (como o ventilador de extracção do banco) que se devem na sua grande maioria ao facto de por serem compostas exclusivamente ou pelo menos em grande parte por condutas circulares, o aumento de tamanhos normalizados de diâmetro permitiu incrementar uma maior diminuição de perda de carga, que por sua vez possibilitou um ajuste dos equipamentos a um ponto bastante mais baixo requerido pela instalação, resultando numa maior diminuição de potência e SFP. Para a generalidade dos casos, à semelhança do que acontecia na diminuição de perda de carga através da fixação de $\Delta P/L$, não há uma grande diminuição nos valores resultantes de SFP para $\Delta P/L=0,5$ Pa/m, quando comparados com os de referência (correspondentes a $\Delta P/L=0,7$ Pa/m).

4.3.5. Análise económica da introdução de equipamentos

Para uma melhor compreensão da viabilidade do investimento em equipamentos foi estimado o tempo em que seria possível amortiza-lo em energia eléctrica poupada, através da introdução dos mesmos (período de retorno de investimento - PRI). Assim, foi efectuada a multiplicação da potência de cada ventilador pelo número de horas que funcionava por ano (obtido através dos perfis de ocupação dos espaços presente no RSECE – ANEXO R) de modo a obter o consumo anual de cada um (kWh/ano).. Com a soma desses consumos e assumindo o preço de electricidade pago à rede de 0,15€/kWh, foi então estimado o tempo que levaria a igualar a redução de consumo energético incrementada pela introdução de equipamentos ao custo dos mesmos, através da comparação entre os ventiladores sem e com introdução de equipamentos (após o investimento inicial em ventiladores e unidades de tratamento de ar). Em casos em que a implementação de equipamentos se reflectia numa redução nula de consumo energético não fazia sentido contabilizar o investimento no mesmo, caso da introdução de transformadores em situações em que a curva máxima, do ventilador sem equipamentos, era a única capaz de suportar os valores de caudal e perda de carga requeridos, ou situações de incompatibilidade de equipamentos (explicado mais pormenorizadamente no capítulo 4.3.3).

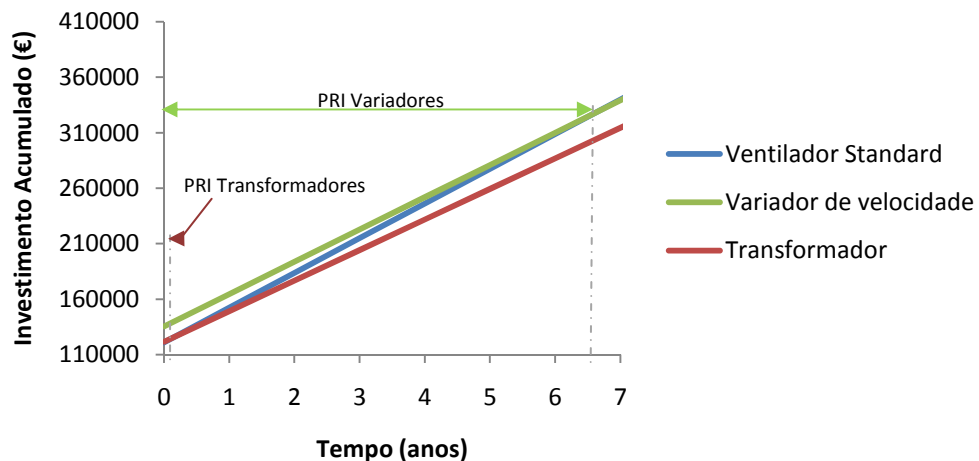


Figura 4.12 – PRI de equipamentos nos Escritórios

No edifício de Escritórios seriam necessários 1 mês e meio e 6 anos e 7 meses para o retorno de investimento em transformadores e variadores de velocidade, respectivamente (figura 4.12).

O investimento em transformadores possui um prazo de amortização relativamente curto (1 ano e 6 meses), pelo que poderá ser uma alternativa a ter em consideração. Porém, neste edifício este tipo de equipamentos apenas poderiam ser utilizados nos ventiladores simples que promovem a extracção de ar, para os quais os variadores de velocidade conseguem maiores reduções de SFP (tabela 4.7), pelo que se exigirá uma comparação mais aprofundada sobre a melhor alternativa de investimento e sua viabilidade, até porque os variadores de velocidade conseguem obter reduções de consumo em 23 ventiladores e os transformadores em apenas 5.

O prazo de amortização do investimento em variadores de velocidade é um pouco longo (6 anos e 7 meses), pelo que poderá não se tratar da melhor alternativa a ter em consideração, pelo menos em todos os ventiladores.

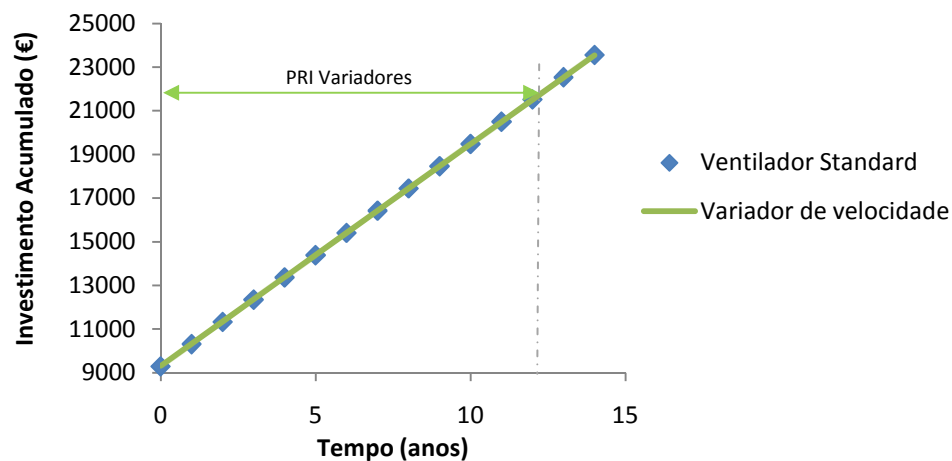


Figura 4.13 – PRI de equipamentos na Agência Bancária

Na Agência Bancária seriam necessários 12 anos e 3 meses para o retorno de investimento em variadores de velocidade (figura 4.13). Neste caso apenas foi abordado o investimento em variadores de velocidade dado que no único ventilador (em 3 possíveis) que permitia a introdução de equipamentos, a introdução de um transformador não produzia qualquer redução de consumo energético. O investimento em variadores de velocidade possui um prazo de amortização muito longo (12 anos e 3 meses), pelo que seria um mau investimento (com o sistema de ventilação e equipamentos analisados). Tal acontece pois apesar do investimento no variador possuir um valor baixo (31,46€), a redução de consumo energético que introduz é muito reduzida e traduz um período de amortização elevado.

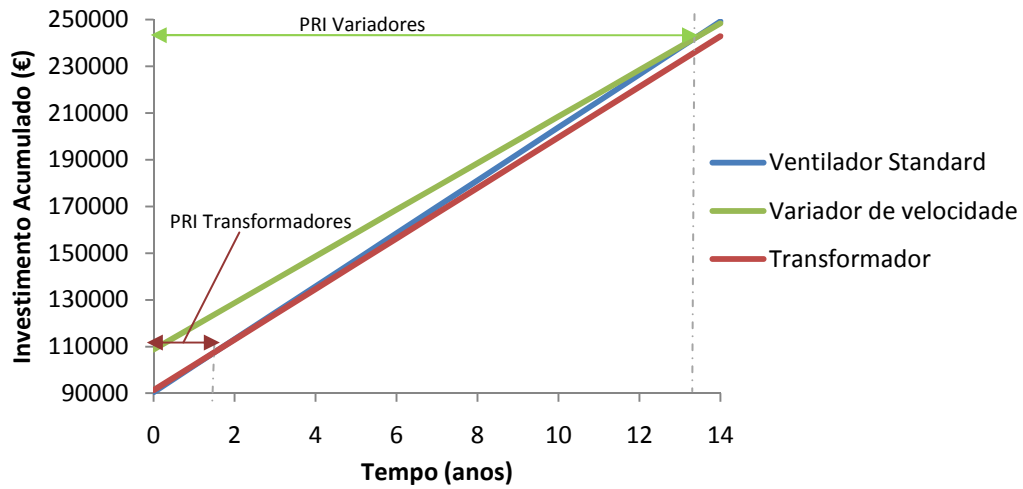


Figura 4.14 – PRI de equipamentos na Escola

No edifício Escola seriam necessários 1 ano e 8 meses e 13 anos e 4 meses para o retorno de investimento em transformadores e variadores de velocidade, respectivamente (figura 4.14). O investimento em transformadores possui um prazo de amortização relativamente curto (1 ano e 8 meses), pelo que poderá ser uma alternativa a ter em consideração. Porém, os variadores de velocidade conseguem maiores reduções de SFP (observável na tabela 4.7 por exemplo), pelo que se exigirá uma comparação mais aprofundada sobre a melhor alternativa de investimento e sua viabilidade, até porque os variadores de velocidade conseguem obter reduções de consumo em 36 ventiladores e os transformadores em apenas 20.

O prazo de amortização do investimento em variadores de velocidade é muito longo (13 anos e 4 meses), pelo que poderá não se tratar da melhor alternativa a ter em consideração, pelo menos em todos os ventiladores.

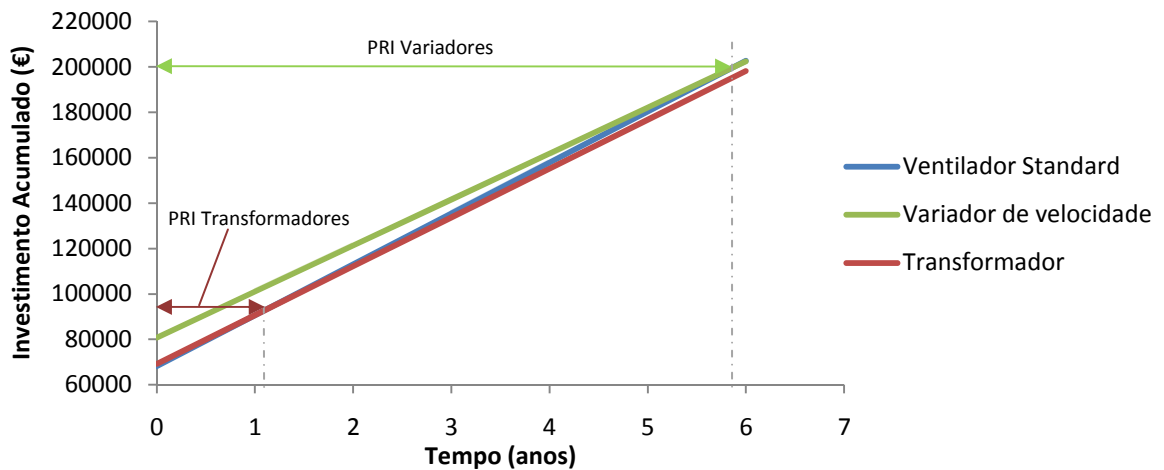


Figura 4.15 – PRI de equipamentos no Hospital

Para o Hospital seriam necessários 1 ano e 1 mês e 5 anos e 10 meses para o retorno de investimento em transformadores e variadores de velocidade, respectivamente (figura 4.15). Investimento em transformadores possui um prazo de amortização relativamente curto (1 ano e 1 mês), pelo que poderá ser uma alternativa a ter em consideração. Porém, os variadores de velocidade conseguem maiores reduções de SFP (tabela 4.7 por exemplo), pelo que se exigirá uma comparação mais aprofundada sobre a melhor alternativa de investimento e sua viabilidade, até porque os variadores de velocidade conseguem obter reduções de consumo em 23 ventiladores e os transformadores em apenas 12.

O prazo de amortização do investimento em variadores de velocidade é bastante longo (5 anos e 10 meses), pelo que poderá não se tratar da melhor alternativa a ter em consideração, pelo menos em todos os ventiladores.

Nesta análise poderá ficar a ideia de que a viabilidade é maior no investimento em transformadores, uma vez que acarretam um investimento acumulado inferior e normalmente um menor período de amortização (nos edifícios de Escritórios, Escola e Hospital). Tal não é necessariamente verdade, uma vez que em muitos casos o custo dos transformadores não era contabilizado visto estes não incrementarem qualquer redução no consumo energético, pelo facto da sua aplicação ser incompatível com as unidades de tratamento de ar (que possuem um enorme peso no valor de investimento dos variadores de velocidade) e também pelo facto de possuírem um custo mais elevado na generalidade dos casos (em apenas dois ventiladores os transformadores introduzidos eram de custo mais baixo que os variadores de velocidade, para o mesmo ventilador).

Assim, foi efectuada uma análise em tudo semelhante à anterior, mas excluindo a implementação de variadores de velocidade nos ventiladores das unidades de tratamento de ar, nos edifícios de Escritórios, Escola e Hospital.

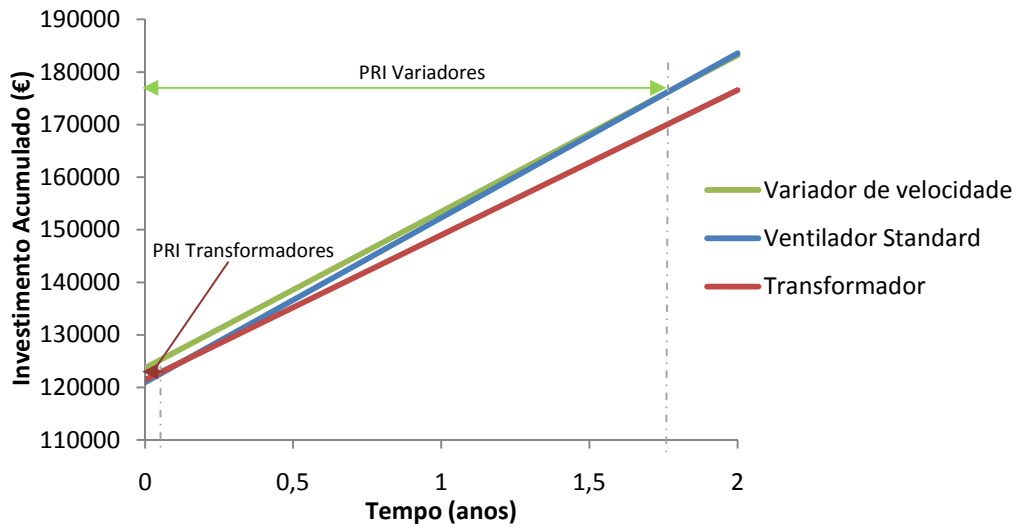


Figura 4.16 – PRI de equipamentos nos Escritórios

Com esta nova abordagem nos edifícios de Escritórios seriam necessários 1 mês e meio e 1 ano e 9 meses para o retorno de investimento em transformadores e variadores de velocidade, respectivamente (figura 4.16). O investimento em qualquer um dos equipamentos possui prazos de amortização relativamente curtos (ano e 6 meses e 1 ano e 9 meses), pelo que poderão ser alternativas a ter em consideração. Porém, tendo em conta que variadores de velocidade permitem maiores reduções de SFP, conseguem efectuar reduções no consumo de todos os ventiladores analisados (os transformadores não o conseguem em 10 ventiladores) e possuem um período relativamente baixo de amortização, tornam-se um melhor investimento.

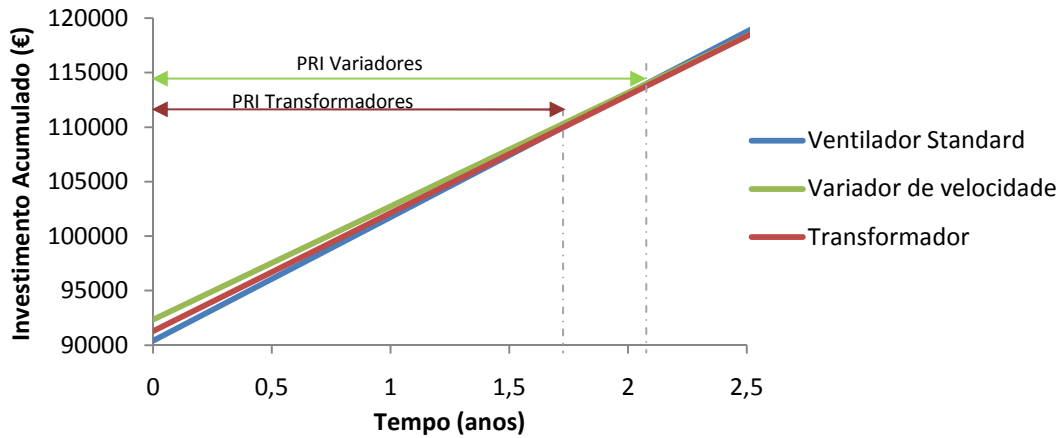


Figura 4.17 – PRI de equipamentos na Escola

Para o edifício Escola seriam necessários 1 ano e 8 meses e 2 anos e 1 mês para o retorno de investimento em transformadores e variadores de velocidade, respectivamente (figura 4.17). O investimento em qualquer um dos equipamentos possui prazos de amortização relativamente curtos (1 ano e 8 meses e 2 anos e 1 mês), pelo que poderão ser alternativas a ter em consideração. Porém, tendo em conta que variadores de velocidade permitem maiores reduções de SFP, conseguem efectuar reduções no consumo de todos os ventiladores analisados (os transformadores não o conseguem em 11 ventiladores) e possuem um período apenas ligeiramente maior de amortização, tornam-se um melhor investimento.

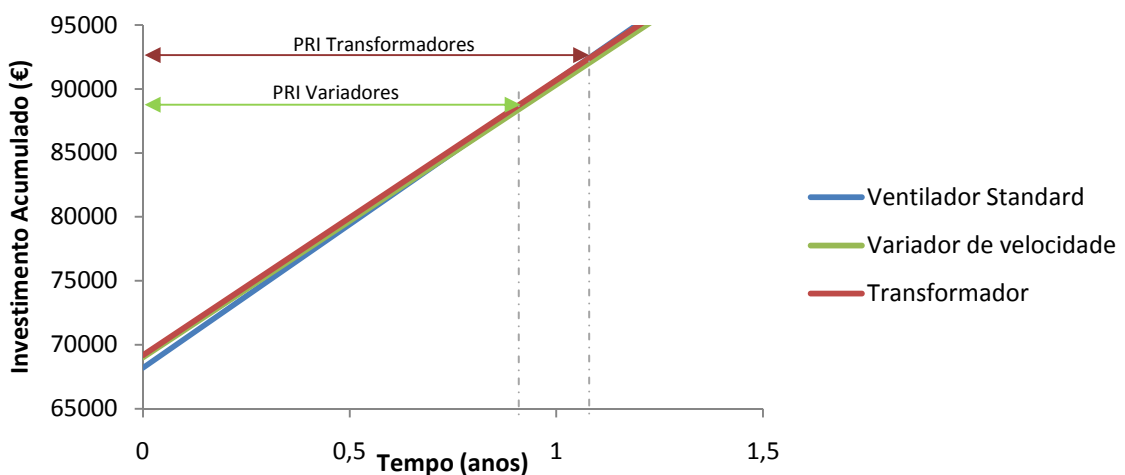


Figura 4.18 – PRI de equipamentos no Hospital

Para o Hospital seriam necessários 1 ano e 1 mês e 9 meses para o retorno de investimento em transformadores e variadores de velocidade, respectivamente (figura 4.18). O investimento em qualquer um dos equipamentos possui prazos de amortização relativamente curtos (1 ano e

1 mês e 9 meses), pelo que poderão ser alternativas a ter em consideração. Porém, tendo em conta que variadores de velocidade permitem maiores reduções de SFP e possuem um menor período de amortização, tornam-se um melhor investimento.

Com a implementação de variadores electrónicos de velocidade apenas nos ventiladores que não pertençam a unidades de tratamento de ar a redução de consumo de energia obtida torna-se bastante menor (tabela 4.10), contudo, conseguem-se prazos de amortização muito mais aceitáveis e valores de investimento muito mais baixos (tabela 4.11).

Tabela 4.10 – Redução de consumo com introdução de variadores de velocidade

Edifício	Variadores de velocidade					
	Redução em todos os ventiladores		Redução excluindo os ventiladores das UTAs		Diferença	
	[kWh/ano]	[%]	[kWh/ano]	[%]	[kWh/ano]	[%]
Escritórios	14608,31	7,0	10465,71	5,0	4142,60	2,0
Escola	9140,26	12,1	6200,86	8,2	2939,40	3,9
Hospital	2152,58	9,6	1089,47	4,9	1063,11	4,7

Tabela 4.11 – Redução de investimento com introdução de variadores de velocidade

Edifício	Variadores de velocidade			
	Investimento em todos os ventiladores	Investimento excluindo os ventiladores das UTAs	Redução	
	€	€	€	[%]
Escritórios	14405,7	2755,7	11650	80,9
Escola	18264,85	1922,85	16342	89,5
Hospital	12563,84	813,84	11750	93,5

Considerando a enorme redução passível de ser obtida no investimento de equipamentos (aproximadamente 81% nos Escritórios, 89% na Escola e 93,52% no Hospital) e a consequente redução no tempo de amortização dos mesmos (redução de aproximadamente 4 anos e 10 meses nos Escritórios, de 11 anos e 3 meses na Escola e de 5 anos e 1 mês), abdicar da introdução de variadores electrónicos de velocidade nas unidades de tratamento de ar (mantendo-os nos restantes) poderá ser a melhor solução, mesmo considerando a menor

redução obtida no consumo energético (menos 1,98% nos Escritórios, 3,89% na Escola e 4,74% no Hospital). De notar no entanto que apesar do investimento de variadores electrónicos de velocidade passíveis de serem instalados nos ventiladores das unidades de tratamento incrementam um elevado valor do investimento que apenas em energia eléctrica poupada demoraria prazos muito longos a perfazer, estes representam em média aproximadamente 16% do investimento total nas unidades de tratamento de ar analisadas, pelo que poderá ainda ser uma alternativa ter em consideração visto o seu peso relativamente reduzido face à totalidade do investimento feito na unidade de tratamento de ar.

Tabela 4.12 – Peso de variadores de velocidade no custo das UTAs

Peso de variadores electrónicos de velocidade no investimento total das unidades de tratamento de ar[%]		
Média	Máximo	Mínimo
16,3	19,5	10,0

4.4. SFP do edifício

Foram calculados os valores de SFP de cada edifício através da média de valores de SFP obtidos para cada ventilador, ponderada pelo respectivo caudal.

Tabela 4.13 – Valor de SFP dos diferentes edifícios

Edifício	SFP do edifício	SFP do edifício com aplicação de transformadores		SFP do edifício com aplicação de variadores de velocidade	
	[kW/(m ³ /s)]	[kW/(m ³ /s)]	Redução [%]	[kW/(m ³ /s)]	Redução [%]
Escritórios	0,94	0,93	1,0	0,87	7,0
Agência Bancária	1,84	1,84	0,0	1,84	0,3
Escola	0,87	0,83	4,5	0,77	12,0
Hospital	1,21	1,15	5,0	1,1	10,7

À excepção da Agência Bancária que se encontra na zona da categoria “Baixa eficiência”, os valores de SFP dos restantes edifícios analisados encontram-se na zona da categoria “Média eficiência”.

Apesar da redução significativa de SFP em alguns casos de aplicação de equipamentos nos ventiladores, analisando o SFP do edifício a diminuição do seu valor é bastante reduzida. Porém, poderá ser interessante uma observação mais cuidada de cada edifício. Nesta análise já não fará muito sentido que as unidades de tratamento de ar sejam parametrizadas como máquina de ventilação uma vez que com a adição de equipamentos a potência irá variar de modo diferente nos ventiladores de insuflação e extracção.

4.4.1. SFP do edifício de Escritórios

Tabela 4.14 – Número de ventiladores e respectiva classificação nos Escritórios

Edifício	Categoria	SFP [kW/(m ³ /s)]	Classificação	Ventiladores		Ventiladores (transformador)		Ventiladores (variador)	
				Nº	[%]	Nº	[%]	Nº	[%]
Escritórios	SFP 1	<0,5	Muito alta eficiência	0	0	0	0	0	0
	SFP 2	0,5 - 0,75	Alta eficiência	10	40	11	44	12	48
	SFP 3	0,75 - 1,25	Média eficiência	10	40	13	52	13	52
	SFP 4	1,25 – 2	Baixa eficiência	5	20	1	4	0	0
	SFP 5	>2	Muito baixa eficiência	0	0	0	0	0	0

Nestes edifícios de escritórios 20% dos seus ventiladores são de eficiência baixa e 40% dos ventiladores quer de alta quer de média eficiência.

Com a implementação de transformadores estas percentagens poderão ser modificadas para 4% de ventiladores de eficiência baixa, 52% de média eficiência e 44% de alta eficiência, ou seja, quatro ventiladores passaram de baixa para média eficiência, e um de média para alta eficiência.

Com a implementação de variadores de velocidade as percentagens poderão ser modificadas para 0% de ventiladores de eficiência baixa, 52% de média eficiência e 48% de alta eficiência, ou seja, cinco ventiladores passaram de baixa para média eficiência, e dois de média para alta eficiência.

4.4.2. SFP do edifício Agência Bancária

Tabela 4.15 - Número de ventiladores e respectiva classificação na Agência Bancária

Edifício	Categoria	SFP [kW/(m ³ /s)]	Classificação	Ventiladores		Ventiladores (transformador)		Ventiladores (variador)	
				Nº	[%]	Nº	[%]	Nº	[%]
Agência Bancária	SFP 1	<0,5	Muito alta eficiência	0	0	0	0	0	0
	SFP 2	0,5 - 0,75	Alta eficiência	0	0	0	0	0	0
	SFP 3	0,75 - 1,25	Média eficiência	1	33	1	33	1	33
	SFP 4	1,25 – 2	Baixa eficiência	2	66	2	66	2	66
	SFP 5	>2	Muito baixa eficiência	0	0	0	0	0	0

Neste edifício 66% dos seus ventiladores são de eficiência baixa e 33% de média eficiência, não havendo qualquer alteração nas classificações de ventilação com a implementação de equipamentos. Tal poderá ser explicado pelo facto de 2 dos 3 ventiladores não permitirem a introdução de equipamentos (os dois que se encontram com baixa eficiência), e o restante apesar de sofrer uma diminuição no valor de SFP com a introdução de um variador de velocidade, não é suficiente para que este mude de classificação.

4.4.3. SFP do edifício Escola

Tabela 4.16 - Número de ventiladores e respectiva classificação na Escola

Edifício	Categoria	SFP [kW/(m ³ /s)]	Classificação	Ventiladores		Ventiladores (transformador)		Ventiladores (variador)	
				Nº	[%]	Nº	[%]	Nº	[%]
Escritórios	SFP 1	<0,5	Muito alta eficiência	0	0	0	0	1	3
	SFP 2	0,5 - 0,75	Alta eficiência	8	22	10	27	15	42
	SFP 3	0,75 - 1,25	Média eficiência	22	61	24	67	20	55
	SFP 4	1,25 – 2	Baixa eficiência	6	17	2	6	0	0
	SFP 5	>2	Muito baixa eficiência	0	0	0	0	0	0

Neste estabelecimento de ensino 17% dos seus ventiladores são de eficiência baixa, 61% de média eficiência e 22% de alta eficiência.

Com a implementação de transformadores estas percentagens poderão ser modificadas para 6% de ventiladores de eficiência baixa, 67% de média eficiência e 27% de alta eficiência, ou seja, quatro ventiladores passaram de baixa para média eficiência, e dois de média para alta eficiência.

Com a implementação de variadores de velocidade as percentagens poderão ser modificadas para 0% de ventiladores de eficiência baixa, 55% de média eficiência, 42% de alta eficiência e 3% de muito alta eficiência, ou seja, seis ventiladores passaram de baixa para média eficiência, sete de média para alta eficiência e um de alta para muito alta eficiência.

4.4.4. SFP do edifício Hospital

Tabela 4.17 - Número de ventiladores e respectiva classificação no Hospital

Edifício	Categoria	SFP [kW/(m ³ /s)]	Classificação	Ventiladores		Ventiladores (transformador)		Ventiladores (variador)	
				Nº	[%]	Nº	[%]	Nº	[%]
Escritório ^s	SFP 1	<0,5	Muito alta eficiência	0	0	0	0	1	4
	SFP 2	0,5 - 0,75	Alta eficiência	1	4	5	22	8	35
	SFP 3	0,75 - 1,25	Média eficiência	4	17	9	39	5	22
	SFP 4	1,25 - 2	Baixa eficiência	18	79	9	39	9	39
	SFP 5	>2	Muito baixa eficiência	0	0	0	0	0	0

Neste estabelecimento de saúde 79% dos seus ventiladores são de eficiência baixa, 17% de média eficiência e 4% de alta eficiência.

Com a implementação de transformadores estas percentagens poderão ser modificadas para 39% de ventiladores de eficiência baixa, 39% de média eficiência e 22% de alta eficiência, ou seja, nove ventiladores passaram de baixa para média eficiência, e quatro de média para alta eficiência.

Com a implementação de variadores de velocidade as percentagens poderão ser modificadas para 39% de ventiladores de eficiência baixa, 22% de média eficiência, 35% de alta eficiência e 4% de muito alta eficiência, ou seja, quatro ventiladores passaram de baixa para média eficiência e cinco para alta eficiência, três de média para alta eficiência e um de alta para muito alta eficiência.

4.5. Recuperação de calor

As unidades de tratamento de ar são constituídas por diversos componentes agrupados numa dada sequência. Actualmente cada um destes componentes vem inserido num módulo com porta de abertura rápida para fácil manutenção, podendo o número de módulos e a sua sequência ser escolhido em função do fim pretendido.

Uma unidade de tratamento de ar pode incluir ventiladores, bombas, baterias de aquecimento, bateria de arrefecimento, lavador de ar ou injectores, caixa de mistura, recuperação de calor, válvulas, filtros, entre outros. [29].

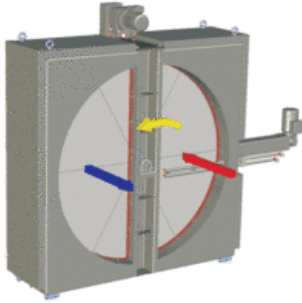
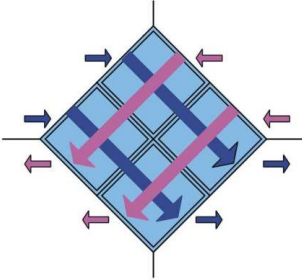
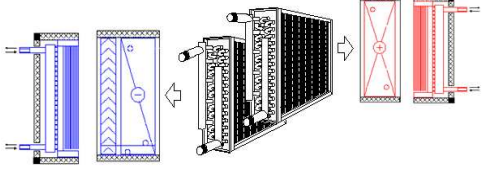
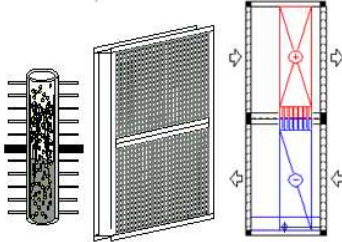
Foi neste capítulo focada a influência que a recuperação de calor introduz na eficiência dos ventiladores das unidades de tratamento de ar, visto segundo o RSECE ser obrigatório o recurso à recuperação de energia no ar de rejeição na estação de aquecimento, com uma eficiência mínima de 50 %, ou recuperação de calor equivalente, sempre que a potência térmica de rejeição em condições de projecto seja superior a 80 kW, (excepto nos casos em que seja demonstrada em projecto a não viabilidade económica da sua instalação).

Segundo a norma CEN 13779 sempre que é necessário o aquecimento do ar de alimentação, deverá ser considerada a instalação de um sistema de recuperação de calor. As excepções são os casos com grande desperdício da produção de calor, ou casos especiais em que a instalação de um sistema de recuperação de calor não seja economicamente viável.

4.5.1. Soluções de recuperação de calor

Os diferentes métodos de recuperação de calor influenciam a eficiência dos ventiladores nas unidades de tratamento de ar. Assim, foi neste subcapítulo analisada a influência desses diferentes métodos nas unidades dos casos de estudo abordados anteriormente. Encontra-se na tabela 4.18 um breve resumo referente aos métodos de recuperação de calor abordados, sendo também efectuada a descrição do seu funcionamento no ANEXO K.

Tabela 4.18 – Resumo das diferentes soluções de recuperação de calor utilizadas [30]

Esquema de Princípio	Descrição	Vantagens
<p data-bbox="459 293 647 327">Roda Térmica</p> 	<p data-bbox="871 371 1118 568">Uma roda transfere o calor do ar de extracção para o ar novo.</p>	<p data-bbox="1158 371 1390 568">Eficácia elevada. Possibilidade de recuperação de humidade.</p>
<p data-bbox="352 674 756 707">Recuperador de calor de placas</p> 	<p data-bbox="879 741 1110 938">Permuta de calor transportado pelo ar sem fluído intermediário.</p>	<p data-bbox="1150 768 1406 913">Sem peças móveis e de funcionamento seguro.</p>
<p data-bbox="400 1104 708 1137">Bateria de Recuperação</p> 	<p data-bbox="871 1032 1118 1447">O calor é recuperado fazendo circular água glicolada através de baterias montadas nos fluxos de ar de extracção e novo.</p>	<p data-bbox="1150 1055 1406 1424">As baterias podem ser instaladas independentemente umas das outras. Facilidade de instalação nos sistemas existentes.</p>
<p data-bbox="308 1469 799 1503">Recuperador de calor do tipo Caloduc</p> 	<p data-bbox="871 1473 1118 1783">Baterias com tubos alhetados verticais ou horizontais em material poroso, contendo um fluído refrigerante.</p>	<p data-bbox="1150 1559 1406 1704">Sem peças móveis e de funcionamento seguro.</p>

4.5.1.1. Recuperação de calor nos casos de estudo

Foi avaliada a influência que diferentes soluções de recuperação de calor teriam nas unidades de tratamento de ar dos projectos abordados anteriormente. Para tal, foram inicialmente obtidas as potências dos ventiladores das unidades de tratamento de ar [28], constituída cada uma por dois ventiladores (um na insuflação e um na extracção), uma bateria de aquecimento e uma bateria de arrefecimento (com as condições de projecto referentes ao caudal e perda de carga do sistema de condutas). Às unidades com estas características foi dado o nome de “Sem Recuperação”.

Seguidamente foram obtidas as potências dos ventiladores em cada uma das dessas unidades (“Sem Recuperação”) em cenários com diferentes sistemas de recuperação de calor. Os diferentes cenários de simulação tidos em consideração na recuperação de calor foram a introdução de uma roda térmica (situação de referência), de um permutador de placas, de uma bateria de recuperação e de recuperação por caloduc. Assim, mediante as diferentes soluções introduzidas para a recuperação de calor são obtidos diferentes valores de perda de carga (referentes a cada solução) que permitem ao software escolher diferentes gamas de modelos de ventiladores (aos quais correspondem novos valores de potência) mais adequados a cada nova solução.

Após obtidos os valores de potência dos ventiladores foi calculado o SFP para cada ventilador (através da divisão das potências obtidas pelo caudal de ar que atravessa cada ventilador) nos diferentes cenários de recuperação referidos anteriormente (figuras 4.19 e 4.20).

Para uma melhor compreensão sobre a influência que diferentes sistemas de recuperação de calor têm sobre o valor de eficiência dos ventiladores foram comparados os valores de SFP obtidos nos diferentes cenários de recuperação de calor com o de referência (recuperação de calor através de uma roda térmica), através da tabela 4.19.

De notar que não se encontram nesta abordagem presentes as unidades de tratamento de ar referentes ao bloco de operações e bloco de partos dado que estas não possuem recuperação de calor.

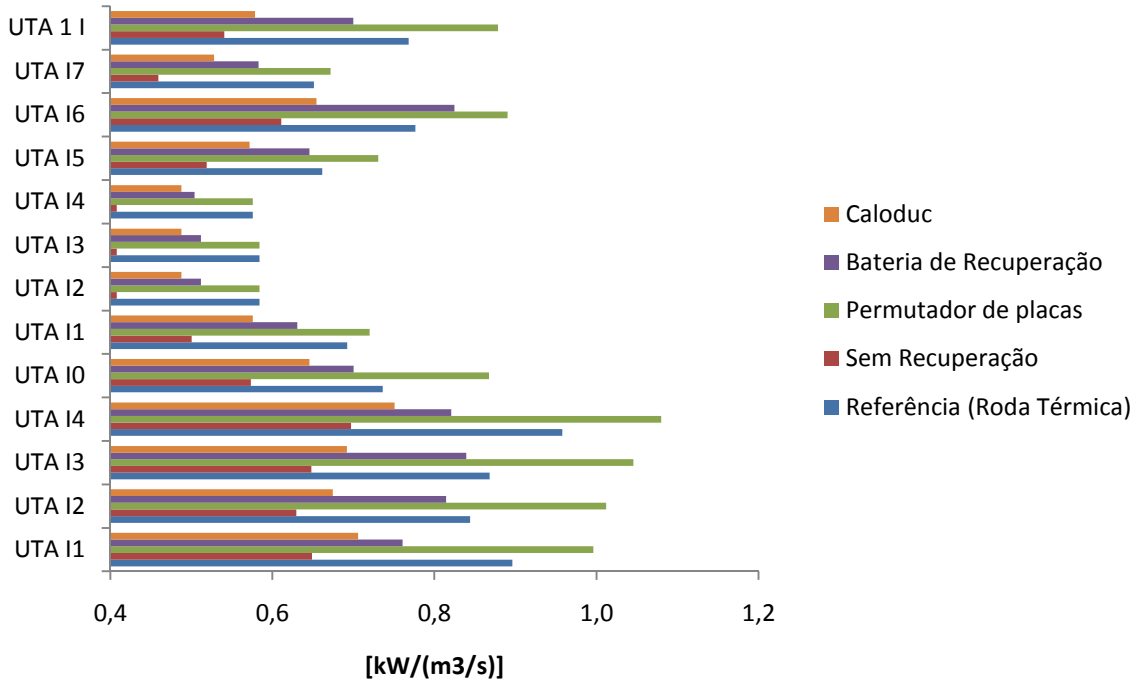


Figura 4.19 - Valores de SFP obtidos para os ventiladores de Insuflação

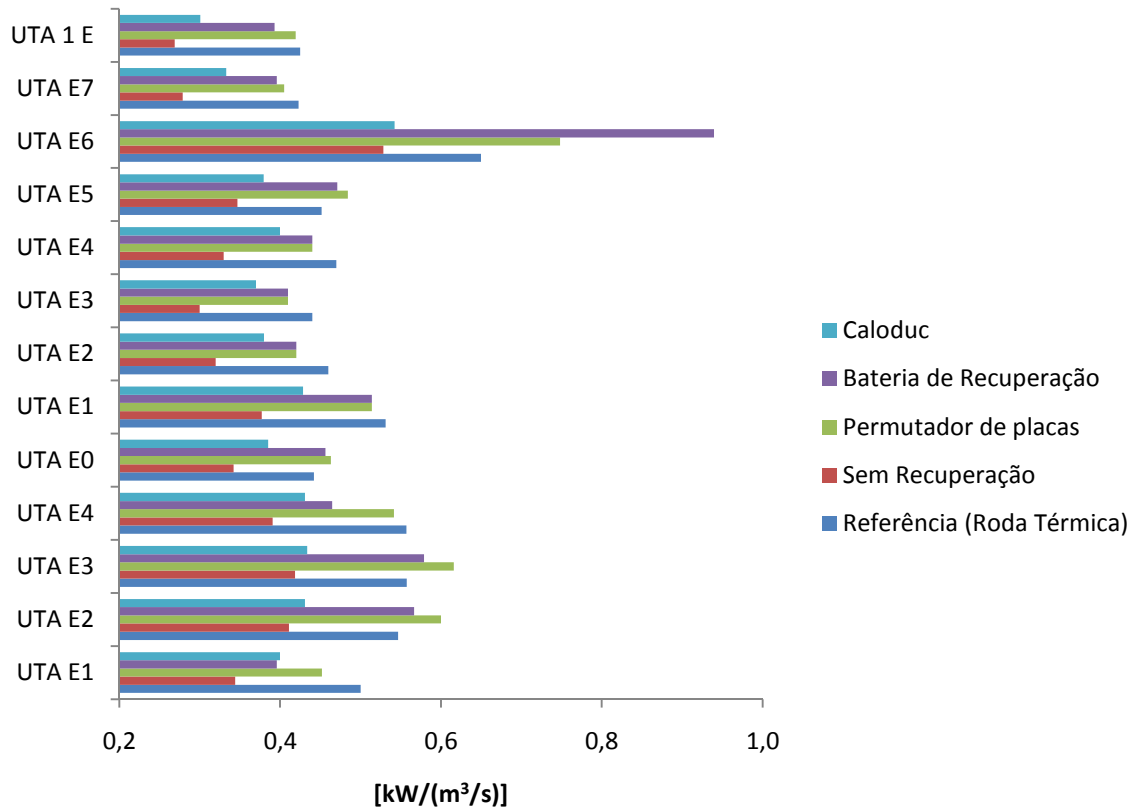


Figura 4.20 - Valores de SFP obtidos para os ventiladores de Extracção.

Tabela 4.19 – Valores de SFP obtidos nos vários sistemas de recuperação de calor, face ao de referência

Edifício	Classificação	Sem Recuperação		Permutador de placas		Bateria de recuperação		Caloduc	
		SFP	[%]	SFP	[%]	SFP	[%]	SFP	[%]
Ventiladores de insuflação nos Escritórios	Redução média	0,24	26,39	0	0	0,08	9,05	0,19	20,80
	Redução máxima	0,26	27,57	0	0	0,14	15,1	0,21	21,62
	Aumento médio	0	0	0,14	16,06	0	0	0	0
	Aumento máximo	0	0	0,18	20,45	0	0	0	0
Ventiladores de extracção nos Escritórios	Redução média	0,15	27,68	0	0	0,03	5,06	0,12	18,95
	Redução máxima	0,17	31,20	0	0	0,09	16,57	0,13	22,65
	Aumento médio	0	0	0,01	1,97	0	0	0	0
	Aumento máximo	0	0	0,06	10,51	0	0	0	0
Ventiladores de insuflação na Escola	Redução média	0,17	26,46	0	0	0,04	7,22	0,1	15,69
	Redução máxima	0,19	30,14	0	0	0,07	12,5	0,12	18,95
	Aumento médio	0	0	0,05	6,24	0	0	0	0
	Aumento máximo	0	0	0,13	17,79	0	0	0	0
Ventiladores de extracção na Escola	Redução média	0,13	27,45	0	0	0,02	2,58	0,08	16,78
	Redução máxima	0,15	34,04	0	0	0,04	8,70	0,11	21,28
	Aumento médio	0	0	2E-3	0,27	0	0	0	0
	Aumento máximo	0	0	0,10	15,11	0	0	0	0
Ventilador de insuflação no Hospital	Redução média	0,23	29,63	0	0	0,07	8,89	0,19	24,69
	Redução máxima	0,23	29,63	0	0	0,07	8,89	0,19	24,69
	Aumento médio	0	0	0,11	14,32	0	0	0	0
	Aumento máximo	0	0	0,11	14,32	0	0	0	0
Ventilador de extracção no Hospital	Redução média	0,16	36,73	0,01	1,36	0,03	7,48	0,12	29,25
	Redução máxima	0,16	36,73	0,01	1,36	0,03	7,48	0,12	29,25
	Aumento médio	0	0	0	0	0	0	0	0
	Aumento máximo	0	0	0	0	0	0	0	0

Na insuflação, face ao caso de referência (Roda Térmica), há uma ligeira diminuição média do valor de SFP de aproximadamente 9%, 7% e 9% nos ventiladores dos Escritórios, Escola e Hospital respectivamente, com a implementação de baterias de recuperação. Esta redução é já mais considerável com a implementação de caloduc (20,80% nos Escritórios, 15,69% na Escola e 24,69% no Hospital). Com a introdução de um permutador de placas o

valor médio de SFP sofre um aumento de 16,06%, 6,24% e 14,32% nos Escritórios, Escola e Hospital, respectivamente. A redução obtida no caso “sem recuperação” é de aproximadamente 26%, nos edifícios de Escritórios e Escola, sendo ligeiramente maior no Hospital (redução de 29,63%).

Na extracção, face ao caso de referência (Roda Térmica), há uma ligeira diminuição média do valor de SFP de aproximadamente 5,06%, 7% e 7,5% nos ventiladores dos Escritórios, Escola e Hospital respectivamente, com a implementação de baterias de recuperação. Esta redução torna-se mais considerável com a implementação de caloduc (18,95% nos Escritórios, 16,78% na Escola e 29,25% no Hospital). Com a introdução de um permutador de placas o valor médio de SFP sofre um aumento de 1,97% e 0,27% nos Escritórios e Escola, havendo uma diminuição de 1,36% no hospital. Os reduzidos valores de aumento médio de SFP referentes aos permutadores de placas devem-se ao facto de bastantes ventiladores sofrerem um de aumento de SFP muito reduzido ou nulo face aos de referência, o que faz com que mesmo os maiores valores de aumento sejam diluídos na média dos valores baixos ou nulos, produzindo um valor médio muito baixo, apesar do valor médio mais baixo obtido (de 0,27% nos Escritórios) se dever ao facto de todos os ventiladores terem valores absolutos de SFP muito semelhantes, mas alguns positivos e outros negativos.

A redução obtida no caso “sem recuperação” é de cerca de 27% nos edifícios de Escritórios e Escola e de 37% no Hospital.

4.6. Eficiência de motores eléctricos

Os motores eléctricos são responsáveis por quase dois terços do consumo de electricidade na indústria. Os utilizadores podem reduzir as facturas de energia e ajudar o meio ambiente por um reduzido ou inexistente custo adicional, sendo cuidadosos na escolha de motores de maior eficiência. O sistema europeu de rotulagem da eficiência dos motores industriais fornece um meio simples para que os utilizadores possam seleccionar uma maior eficiência eléctrica [31].

Com o apoio da Comissão Europeia, um conjunto de fabricantes que representa cerca de 80% da produção europeia de motores padrão, concordou em estabelecer três classes ou fanchas de eficiência para os motores trifásicos TEFV (de 2 e 4 pólos) de indução *squirrel cage* na faixa de potência compreendida entre 1,1 e 90 kW.

As três classes definidas foram EFF1, EFF2 e EFF3, sendo EFF1 a classe de maior eficiência [31].

Esta divisão permite que vários motores sejam comparados na mesma base, e que se torne mais fácil a sua selecção e compra tendo em conta o tipo ou frequência da aplicação, sendo o motor de classe EFF3 mais comum em aplicações ocasionais, EFF2 mais utilizado em aplicações regulares e EFF1 mais utilizado em aplicações contínuas.

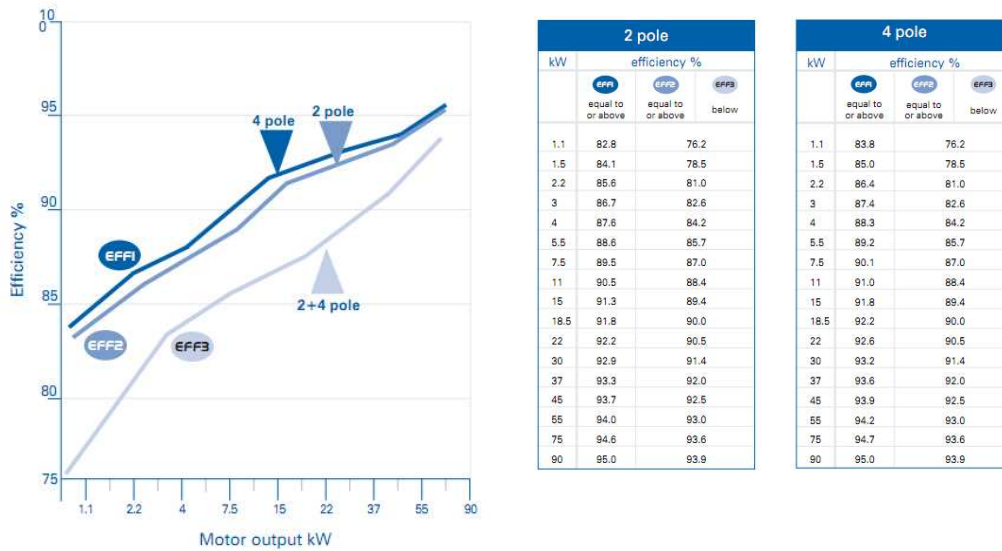


Figura 4.21 – Exemplo de eficiência de motores testados pela Brook Crompton e respectivas classes [31]

Ao incentivar o uso de motores de maior eficiência EFF1, a Comissão Europeia espera reduzir significativamente o consumo de electricidade na indústria [31].

Motores da classe EFF2 são cada vez mais o padrão europeu, como o declínio de utilização de motores EFF3 (é já pouco utilizado).

De facto existem já motores mais eficientes do que a classe EFF1, criando-se assim a necessidade de mudança de nomenclatura das classes energéticas referentes a motores. Assim, as classes actuais de eficiência dos motores possuem a designação de IE1 (equivalente a FF2), IE2 (equivalente a FF1), IE3 ou IE4, correspondendo esta ordem a uma ordem crescente de eficiência, em que IE4 é a maior eficiência conhecida actualmente e apenas se torna possível de atingir com motores EC (Electronicamente Comutados, motores com campo magnético permanente e comutação velocidade integrada). Além do número de classes e nome das mesmas para IE (*International Efficiency*), segundo o regulamento EU 640/2009 (aplicável em todos os países europeus) o limite mínimo legal de classe energética imposto será de IE2 a partir de 16/06/2011, a partir de 01/01/2015 o limite mínimo será de IE3 e para motores de potências entre 7,5 e 375kW (ou em alternativa IE2 com variadores electrónicos de velocidade) e a partir de 01/01/2017 os limites serão iguais mas aplicáveis a motores de potências compreendidas entre 0,75 e 375kW [32].

4.6.1. Eficiência dos motores eléctricos nos casos de estudo

Nos casos de estudo abordados os motores utilizados nos ventiladores das unidades de tratamento de ar eram de classe EFF2. Com o intuito de verificar a melhoria de eficiência dos ventiladores obtida com a mudança de motor para um de classe mais eficiente foram simuladas as mesmas unidades de tratamento de ar que serviram de referência no capítulo 4.5.1.1, mas desta vez com motores de classe EFF1 (nas unidades de tratamento de ar do bloco operatório e bloco de partos do Hospital, a situação de referência é em tudo igual à do capítulo 4.5.1.1 com a excepção da roda térmica, que não possuem). Poderia também interessante a simulação com motores ainda mais eficientes de classes IE3 e IE4, mas uma vez que os softwares de simulação não o permitiam, tal não se tornou possível.

Foi também simulada nessa situação de referência o aumento de um tamanho das unidades de tratamento de ar, para perceber também o aumento de eficiência passível de ser obtido com maiores dimensões das mesmas (o aumento das unidades de tratamento de ar foi simulado com motores EFF2) para unidades em que se opte por essa solução em vez de inserir um separador de gotas por exemplo (a partir de velocidades do ar na bateria de frio superiores a 2,5m/s torna-se necessária a introdução de um separador de gotas) ou simplesmente para obter um menor valor de perda de carga. Os resultados obtidos encontram-se apresentados nas figuras 4.22 e 4.23.

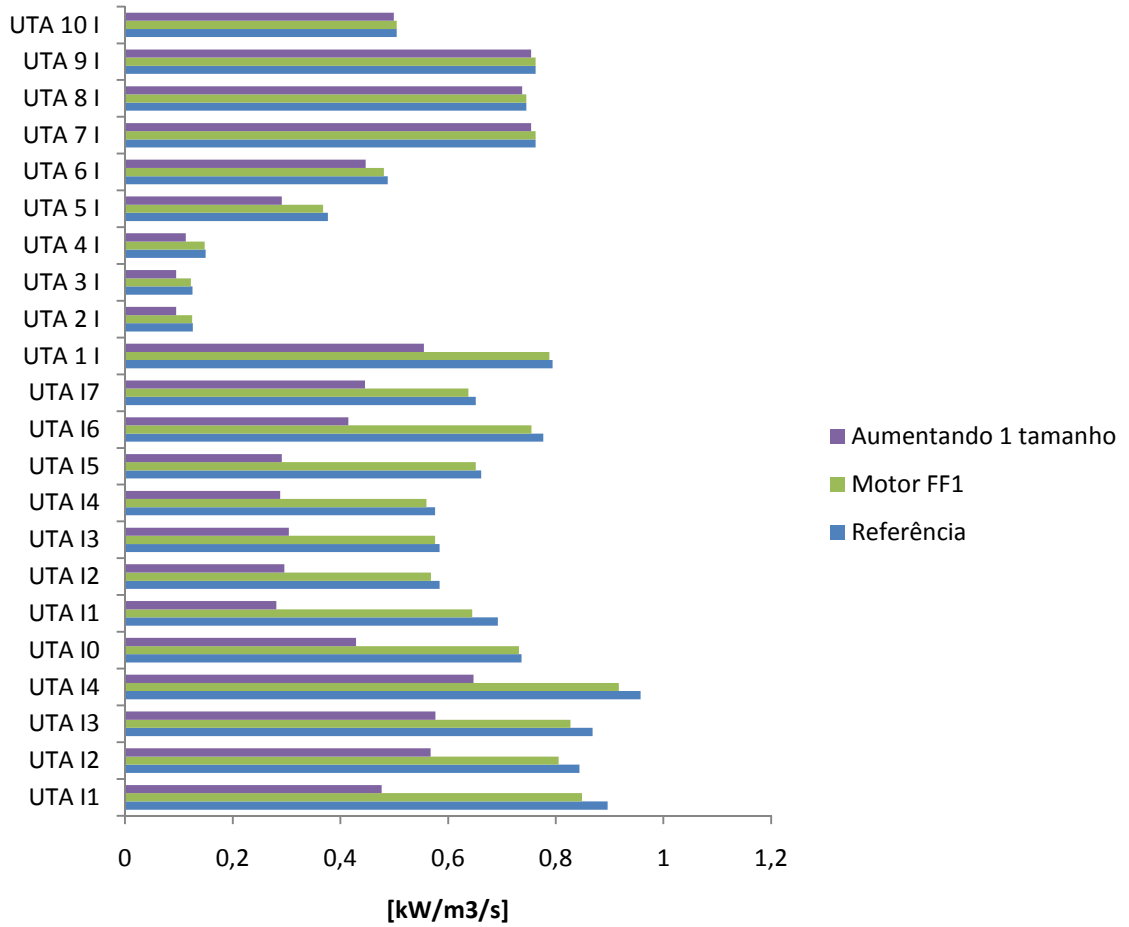


Figura 4.22 - Valores de SFP obtidos para os ventiladores de Insuflação

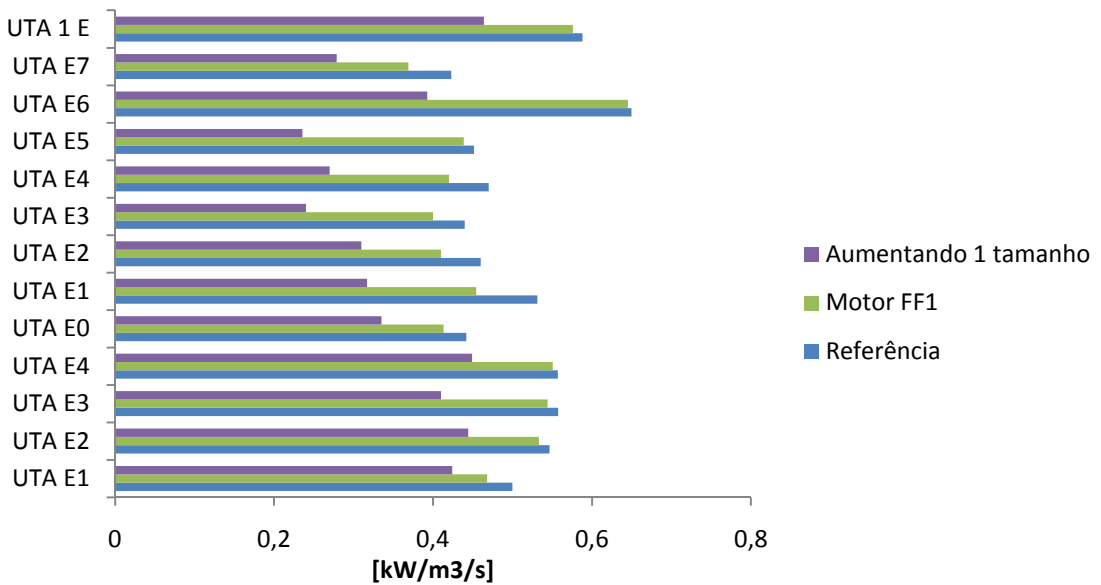


Figura 4.23 - Valores de SFP obtidos para os ventiladores de Extracção

Tabela 4.20 – Reduções média e máxima obtidas na mudança de classe de motor e tamanho da UTA

Ventiladores	Classificação	Motor FF1		Aumento de um tamanho	
		SFP	[%]	SFP	[%]
de insuflação nos Escritórios	Redução média	0,04	4,71	0,32	36,40
	Redução máxima	0,05	5,25	0,42	46,83
Ventiladores de extracção nos Escritórios	Redução média	0,02	3,07	0,1	18,32
	Redução máxima	0,03	6,40	0,15	26,46
Ventiladores de insuflação na Escola	Redução média	0,02	2,62	0,31	47,82
	Redução máxima	0,05	6,93	0,41	59,41
Ventiladores de extracção na Escola	Redução média	0,04	8,50	0,19	38,32
	Redução máxima	0,08	14,52	0,26	47,83
Ventiladores de insuflação no Hospital	Redução média	2,8E-3	0,94	0,05	13,91
	Redução máxima	0,01	2,42	0,24	30,12
Ventiladores de extracção no Hospital	Redução média	0,01	0,11	2,04	19,05
	Redução máxima	0,01	0,11	2,04	19,05

Como se pode observar na tabela 4.20, com a introdução de motores da classe EFF1 foram possíveis reduções do valor médio de SFP de 4,71%, 2,62% e 0,94% na insuflação (nos edifícios de Escritórios, Escola e Hospital respectivamente) e de 3,07%, 8,50% e 0,11% na extracção (nos edifícios de Escritórios, Escola e Hospital respectivamente). Com esta mudança de classificação de motores as reduções médias de SFP não foram muito elevadas, o que leva a crer que poderia não haver uma grande vantagem no investimento nos mesmos.

Com o aumento de um tamanho nas unidades de tratamento de ar foram obtidas reduções bastante consideráveis do valor médio de SFP, de 36,4%, 47,82% e 13,91% na insuflação (nos edifícios de Escritórios, Escola e Hospital de Loures respectivamente) e de 18,32%, 38,32% e 19,05% na extracção (nos edifícios de Escritórios, Escola e Hospital de Loures respectivamente).

Com o aumento de um tamanho das unidades de tratamento de ar irá aumentar a secção de passagem do ar, permitindo a passagem do mesmo caudal a velocidades mais baixas. Tendo em conta que tanto as perdas de carga em linha como as localizadas dependem do quadrado da velocidade, todos os dispositivos internos à unidade de tratamento de ar irão sofrer uma redução de perda de carga, permitindo assim a escolha de ventiladores que necessitem de potências inferiores, gerando as conseqüentes reduções do valor de SFP. De notar que no edifício Hospital de Loures apenas um ventilador de uma unidade de tratamento de ar exercia

exclusivamente extracção, pelo que os seus valores de redução média e máxima são os mesmos.

4.7. ESTUDO DE SENSIBILIDADE AOS REQUISITOS DE FILTRAGEM

Existem diversos factores que influenciam a qualidade de ar interior dos edifícios, assim como a exigibilidade de qualidade da mesma. Assim, quando se recorre à filtragem são também variados os factores que influenciam os requisitos de filtragem, assim como as aplicações e diferentes níveis de exigibilidade dos mesmos.

4.7.1. Contextualização de Requisitos de Filtragem

No processo de concepção de sistemas de ventilação, será necessário ter em consideração a qualidade do ar exterior em torno da localização do edifício em causa. As abordagens tidas em conta na limpeza do ar serão mais ou menos apropriadas, dependendo dos requisitos exigíveis para a qualidade do ar interior e das propriedades do próprio ar exterior (estando este mais ou menos poluído com gases, partículas ou ambos).

A norma EN 13779 parametriza a qualidade do ar exterior (ODA – out door air) em 5 distintas categorias.

Tabela 4.21 – Classificação do ar exterior [10]

Categoria	Descrição
ODA 1	Ar puro que pode estar apenas temporária empoeirado (devido ao pólen, por exemplo).
ODA 2	Ar exterior com elevadas concentrações de partículas em suspensão.
ODA 3	Ar exterior com elevadas concentrações de gases poluentes.
ODA 4	Ar exterior com elevadas concentrações de poluentes gasosos e de partículas em suspensão.
ODA 5	Ar exterior com muito elevadas concentrações de gases poluentes ou de partículas.

A classificação é feita de acordo com o gás poluente mais crítico e número de partículas que se encontram no ar. O ar é considerado "puro", quando são satisfeitos níveis de

concentração máxima de substâncias relevantes para a qualidade do ar exterior, segundo as directrizes WHO (1999) ou outro qualquer regulamento adoptado como norma Nacional referente à qualidade do ar. As concentrações são consideradas elevadas, quando excedem os requisitos de concentração máxima por um factor máximo de 1,5 e muito elevadas quando excedam esses requisitos por um factor superior a 1,5.

Tipicamente, os gases poluentes considerados na avaliação do ar exterior são o monóxido de carbono, dióxido de carbono, dióxido de enxofre, óxidos de azoto e compostos orgânicos.

As partículas são referentes à quantidade total de partículas sólidas ou líquidas presentes no ar, desde a poeira visível a partículas submicrométricas. A maioria dos documentos relativos à qualidade do ar referem-se a PM10 (partículas com diâmetro aerodinâmico de até 10 μm) mas há uma crescente aceitação de que, para efeitos de protecção da saúde, maior ênfase deve ser colocado em partículas de menores dimensões [10]. Pois quando é necessária a consideração de partículas biológicas, as orientações PM10 são irrelevantes e torna-se mais importante ter em consideração o perigo imunológico ou infeccioso representado pelas partículas.

Tabela 4.22 - Exemplos de concentrações típicas de poluentes no ar exterior [10]

Descrição do local	Concentração					
	CO ₂ ppm	CO mg/m ³	NO ₂ μg/m ³	SO ₂ μg/m ³	PM total mg/m ³	PM ₁₀ μg/m ³
Área rural (sem fontes significativas)	350	< 1	5 a 35	< 5	< 0,1	< 20
Pequena cidade	375	1 a 3	15 a 40	5 a 15	0,1 a 0,3	10 a 30
Centro poluído de uma cidade poluída	400	2 a 6	30 a 80	10 a 50	0,2 a 1	20 a 50

Os valores apresentados para os poluentes do ar são as concentrações anuais e não devem ser utilizadas para a concepção de sistemas. As concentrações máximas são maiores, como se poderá observar na Tabela 5.3.

Tabela 4.23 - Concentração máxima permitida segundo regulamentação nacional para edifícios climatizados (RSECE)

Parâmetros	Concentração máxima permitida
Partículas suspensas no ar	0,15 mg/m ³
Dióxido de Carbono	1800 mg/m ³
Monóxido de Carbono	12,5 mg/m ³
Ozono	0,2 mg/m ³
Formaldeído	0,1 mg/m ³
Compostos Orgânicos	0,6 mg/m ³
Microrganismos – bactérias	500 UFC
Microrganismos – fungos	500 UFC
Legionela (se aplicável)	100 UFC
Radon (se aplicável)	400 Bq/m ³

A norma EN13779 classifica também a qualidade do ar interior em quatro diferentes classes (relativas a zonas interiores ocupadas).

Tabela 4.24 – Classificação do ar interior [10]

Categoria	Descrição
IDA 1	Qualidade alta de ar interior
IDA 2	Qualidade média de ar interior
IDA 3	Qualidade razoável de ar interior
IDA 4	Qualidade baixa de ar interior

A definição exacta de classificações da qualidade de ar interior depende de características inerentes às fontes poluentes tidas em consideração, assim como ao efeito desses mesmos poluentes. Visto que as fontes poluentes podem estar localizadas em espaços distribuídos pelo edifício, as suas emissões poderão ser constantes ou intermitentes e a sua origem pode estar relacionada com emissões de partículas ou gases e vapores (orgânicos e inorgânicos). O efeito dos poluentes pode também ser de diferentes naturezas, consoante o risco de saúde que possa provocar (desde irritações respiratórias, exposição a efeitos tóxicos ou cancerígenos, infecções, reacções alérgicas, etc), assim como da própria condição das pessoas (adultos, crianças, pacientes de um hospital, etc) (ANEXO L).

Para aplicação das classificações enunciadas acima poderão ser utilizados diferentes métodos de quantificação, como o da classificação através do nível de CO₂, classificação indirecta através da taxa de ar exterior por pessoa, classificação indirecta através do fluxo de ar por área, classificação através de níveis de concentração de poluentes específicos, entre outros. Estes métodos encontram-se descritos no ANEXO M.

4.7.2. Filtros de ar

O nível de qualidade do ar pretendido limita as concepções de sistema que podem ser escolhidas. A necessidade de um controlo efectivo da qualidade do ar obriga à admissão de um mínimo de ar novo e uma insuflação controlada, com um dado nível mínimo de filtragem [29].

Em projecto, há essencialmente duas formas de atenuar os efeitos de ar de fraca qualidade no ambiente exterior: localizar as entradas de ar nas zonas menos poluídas em redor do edifício (caso a poluição do ar não seja uniforme em redor do prédio), ou recorrer a alguma

forma de limpeza do ar. Focalizando apenas a segunda forma, foram descritos e analisados diferentes tipos de filtros de ar.

Os filtros de ar são dispositivos destinados a garantir a retenção das impurezas sólidas, líquidas ou gasosas contidas no ar atmosférico. Estas impurezas são formadas por partículas de diferentes origens e dimensões, misturadas e dispersas no ar. A captação das partículas sólidas ou líquidas pode efectuar-se através de diversos métodos físicos, ao passo que nas partículas gasosas são feitas por absorção química e/ou física. Visto no estudo de sensibilidade referente aos requisitos de filtragem apenas terem sido abordados os filtros de partículas, apenas estes se encontram descritos neste capítulo. É no entanto apresentada uma contextualização referente aos filtros de gases no ANEXO N.

4.7.2.1. Filtros de Partículas

A escolha de filtros de partículas é condicionada pela aplicação requerida e respectivo grau de exigência, assim como pelo custo da sua implementação (no investimento inicial e nas despesas de manutenção), perda de carga introduzida (influenciadora da potência requerida para a ventilação e conseqüente consumo energético), geometria e dimensão. Todas estas condicionantes fundamentam a grande diversidade de filtros existentes deste tipo, assim como o seu desenvolvimento ao longo do tempo.

Há essencialmente três características que permitem avaliar um filtro de ar em termos operacionais, a sua eficiência, a perda de carga que introduz e a sua capacidade de retenção de partículas.

A eficiência mede a capacidade do filtro de reter as partículas de um fluxo de ar, a perda de carga traduz a pressão estática introduzida pelo filtro num determinado caudal que o atravessa e a capacidade de retenção de partículas define a quantidade (massa) de partículas de um determinado tipo, que um filtro consegue reter quando opera com um caudal de ar específico, até atingir uma perda de carga máxima ou até a sua eficiência descer drasticamente em resultado da deposição das partículas num meio filtrante. Segundo Beck (Beck, 1990) é esta propriedade que determina o tempo de utilização que um filtro deve ter [33].

Segundo esses critérios, existem diversas instituições que realizam e certificam testes para a caracterização do desempenho de filtros, parametrizando assim as características acima referidas. De entre essas instituições serão de salientar as seguintes normas:

- . ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), mais concretamente as normas ASHRAE 52.2 (1999) e 52.1 (1992).

. EUROVENT (European ventilating), mais concretamente as normas EUROVENT 4/5 (1992), para filtros de baixa e média eficiência e a norma EUROVENT 4/4 (1984), para filtros de elevada eficiência ou absolutos.

.CEN (Comité Europeu de Normalização), mais concretamente nas normas CEN EN 779 (2002), para filtros de média e baixa eficiências e CEN 1882 (1999) para filtros de elevada eficiência ou absolutos.

Alguns dos testes realizados pelas instituições anteriormente referidas encontram-se descritas no ANEXO O.

4.7.2.2. Classificação de filtros de acordo com a norma CEN EN 779

Na norma EN 779 são atribuídas diferentes classificações aos filtros aplicados genericamente nos sistemas de climatização. São nesta norma abordados dois tipos de filtros, os filtros de classe G (filtros grossos ou gravimétricos) e os filtros de classe F (filtros finos ou opacimétricos) [34]. São na tabela 4.25 apresentadas as classificações dos filtros anteriormente referidos, assim como a sua classificação equivalente segundo a norma EUROVENT4/5:

Tabela 4.25 – Classificação de filtros de acordo com a norma EN 779 e EUROVENT 4/5

	Classe (norma EN 779)	Classe (norma EUROVENT 4/5)	Eficiência média de retenção com pó sintético [%]	Eficiência média com partículas de 0,4 µm [%]
G	G1	EU 1	$50 \leq Am < 65$	-
	G2	EU 2	$65 \leq Am < 80$	-
	G3	EU 3	$80 \leq Am < 90$	-
	G4	EU 4	$80 \leq Am$	-
F	F5	EU 5	-	$40 \leq Em < 60$
	F6	EU 6	-	$60 \leq Em < 80$
	F7	EU 7	-	$80 \leq Em < 90$
	F8	EU 8	-	$90 \leq Em < 95$
	F9	EU 9	-	$95 \leq Em$

O Grau de separação médio ou de retenção médio (Am) é referente à média dos graus de separação obtidos no teste de separação, que determina a capacidade do filtro em reter

partículas sintéticas que são introduzidas no fluxo de ar. Segundo Beck (Beck 1990) a separação determina a capacidade dos filtros de retirar do fluxo de ar as partículas de maior dimensão (diâmetros > 1mm), que são também as que representam maior massa [33]. A ASHRAE define também a retenção (*Arrestance*) como a percentagem de massa de poeira ASHRAE capturada pelo filtro em relação ao peso total de poeira alimentada no filtro em todo o teste [35]. A poeira ASHRAE é constituída por 72% de poeira de teste Padronizado fina (tamanho médio de partícula - 7.7 microns, 23% de carbono em pó e 5% de tomentos de algodão número 7).

A eficiência média (E_m) é referente à média das eficiências obtidas a partir do ensaio opacimétrico e determina a capacidade do filtro de reter as partículas do ar. A ASHRAE define a eficiência do teste opacimétrico como a capacidade do filtro de remover manchas causadas por partículas no ar atmosférico [35].

Os testes efectuados às classes de filtros descritos encontram-se no ANEXO O.

4.7.2.3. Classificação de filtros absolutos de acordo com a norma EN 1882

Os filtros com eficiência inicial (E_{in}) superior a 98% são denominados filtros absolutos. Os testes de caracterização do desempenho destes filtros já não são abrangidos pela norma CEN EN 779 (2002), mas sim da norma CEN 1882 (1998).

Os filtros absolutos podem ser do tipo HEPA (*High Efficiency Particle Air*) ou do tipo ULPA (*Ultra Low Penetration Air*). São na tabela 4.26 apresentadas as classificações dos filtros anteriormente referidos, assim como a sua classificação equivalente segundo a norma EUROVENT4/4.

Tabela 4.26 – Classificação de filtros de elevada eficiência segundo a norma CEN EN 1822

	Classe (norma EN 1822)	Classe (norma EUROVENT 4/4)	Eficiência média com partículas de 0,3 μm [%]	Eficiência média com partículas de 0,12 μm [%]
HEPA	H10	EU 10	85	-
	H11	EU 11	95	-
	H12	EU 12	99,5	-
	H13	EU 13	99,95	-
	H14	EU 14	99,995	-
ULPA	U15	-	-	99.9995
	U16	-	-	99.99995
	U17	-	-	99.999995

A norma CEN EN 1822 (1999) altera um pouco a técnica de teste de filtros de alta eficiência. Segundo esta norma os parâmetros característicos deste tipo de filtros são a eficiência MPPS (*Most Penetrating Particle Size*) e a percentagem de fugas. O procedimento de teste desta norma baseia-se em determinar o tamanho da partícula mais penetrante (MPPS), que tem na maioria dos casos diâmetros compreendidos entre 0,1 e 0,25 μm , e seguidamente em determinar a eficiência do filtro na retenção das partículas MPPS. O teste de fugas e o teste MPPS são semelhantes aos testes indicados pela ASHRAE (ANEXO O).

4.7.2.4. Escolha de Filtros

A filtragem do ar exterior é escolhida de modo a cumprir os requisitos de ar interior necessários no edifício, tendo em consideração a categoria em que se encontra o ar exterior. Assim, o dimensionamento das secções de filtragem deverá resultar numa optimização que tenha em conta a situação específica do local (a carga de pó, a situação de poluição local, etc). Na norma CEN 779 são apresentadas recomendações de diferentes classes de filtros, dependentes da qualidade do ar interior do edifício e exterior do local em que o mesmo se encontra.

Tabela 4.27 – Classes de filtros recomendada segundo a qualidade do ar interior e exterior [10]

Qualidade do ar exterior	Qualidade do ar interior			
	IDA 1 (elevada)	IDA 2 (média)	IDA 3 (razoável)	IDA 4 (baixa)
ODA 1 (ar puro)	F9	F8	F7	F6
ODA 2 (pó)	F7/F9	F6/F8	F6/F7	G4/F6
ODA 3 (gases)	F7/F9	F8	F7	F6
ODA 4 (pó e gases)	F7/F9	F6/F8	F6/F7	G4/F6
ODA 5 (altas concentrações)	F6/GF/F9	F6/GF/F9	F6/F7	G4/F6

O parâmetro “GF” refere-se aos filtros de gases (*gas filters*), como filtros de carbono ou filtros químicos.

Em Portugal, segundo as recomendações da ADENE relativas à filtragem [36], deverá existir de um andar de filtragem composto por, pelo menos, um filtro com classificação mínima F5 (EN 779) nas seguintes condições:

- Antes das baterias ou permutadores de calor;
- A seguir a ventiladores com acoplamento aos motores através de correias e polias. Neste caso deve ser garantida a normalização do escoamento, interpondo se necessário secções vazias.
- A seguir a atenuadores acústicos, dispensando neste caso o referido no ponto anterior.

É também requerida a acessibilidade para efeitos de manutenção de todas as unidades de tratamento de ar e independência permanente do caudal de ar em relação à perda de carga dos filtros. A concentração superficial das partículas depositadas nas condutas de ar deverá ser inferior a 7 g/m². No caso de ensaios realizados após uma operação de limpeza da rede de condutas e/ou de todas as superfícies em contacto com o ar, esse valor deve ser inferior a 1 g/m².

O mesmo documento indica que devem ser tidas em conta como referência, as metodologias aplicáveis à filtragem através da norma CEN 13779, pelo que se encontram descritas no ANEXO J algumas metodologias ou recomendações referidas na mesma.

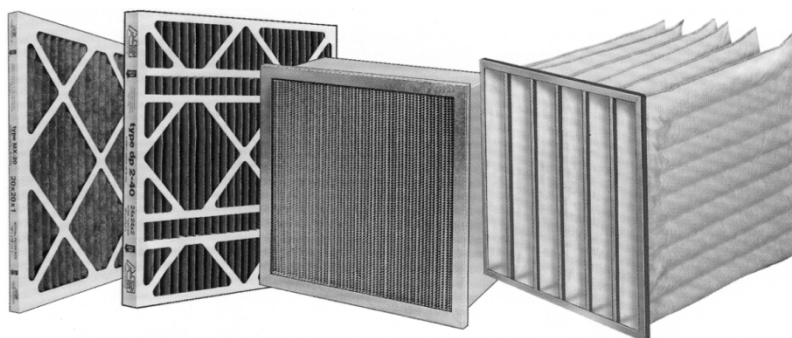


Figura 4.24 – Exemplos de Filtros de ar [8]

4.7.2.5. Diferentes Tipos de Filtros

Encontram-se disponíveis no mercado filtros de tipo muito diversificado. Para uma familiarização com os diferentes tipos de filtros (tanto do ponto de vista do material de construção, como de utilização, classe e funcionamento) foram descritos alguns dos principais no ANEXO P. Os filtros podem ser classificados da seguinte forma [30]:

Tabela 4.28 – Resumo de diferentes classificações de filtros

Classificação					
Material	Instalação	Utilização	Tamanho das poeiras filtradas	Modo de funcionamento	Tipo de construção
Filtros metálicos	Filtros verticais	Filtros não regeneráveis (a substituir)	Filtros de poeiras ordinárias	Filtros fixos	Filtros inclinados
Filtros de fibras	Filtros de conduta	Filtros regeneráveis (permanentes)	Filtros de poeiras finas	Filtros de desenrolamento	Filtros redondos
Filtros de carvão activado	Filtros murais	-	Filtros de poeiras ultra-finas (filtros absolutos)	Electro-filtros	Filtros de tambor
Filtros em banho de óleo	Filtros de tecto	-	-	Filtros automáticos	Filtros de desenrolamento automático
Filtros de fibras elásticas	-	-	-	-	Filtros de sacos

4.7.3. Diferentes requisitos de filtragem nos casos de estudo

O grau de requisitos de filtragem assume um papel relevante no valor de perdas de carga que os ventiladores terão de suportar, tornando-se assim num dos factores que mais poderá

influenciar a potência exigível nos mesmos. Visando uma melhor compreensão desses requisitos, foi estudada a influência que diferentes níveis de filtragem poderão ter nas unidades de tratamento de ar dos casos de estudo abordados.

Foi tomada como base de comparação (Referência) a hipótese de que as unidades de tratamento de ar estariam equipadas com uma roda térmica, uma bateria de aquecimento, uma bateria de arrefecimento, um pré filtro G4 e um filtro F5 na insuflação e um filtro G4 na extracção.

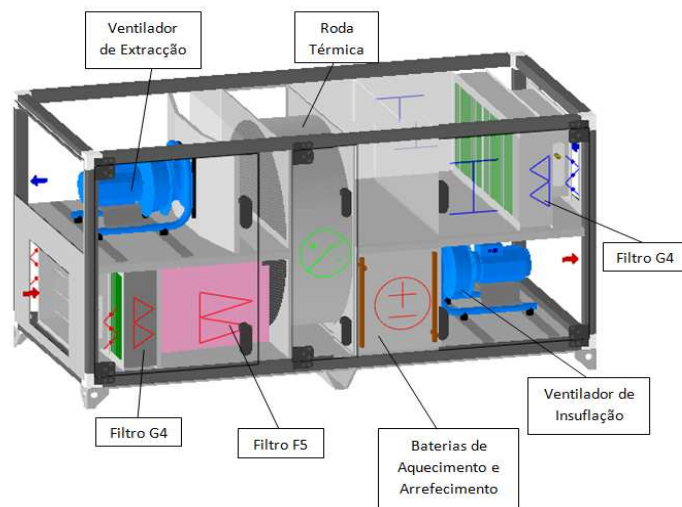


Figura 4.25 – Esquema exemplificativo de uma unidade de tratamento de ar [24]

Inicialmente foram obtidas as potências dos ventiladores das unidades de tratamento de ar constituídas [28], cada uma, por dois ventiladores (um na insuflação e um na extracção), uma bateria de aquecimento, uma bateria de arrefecimento e uma roda térmica (com as condições de projecto referentes ao caudal e perda de carga do sistema de condutas). Às unidades com estas características foi dado o nome de “Sem Filtro”.

Seguidamente foram obtidas as potências dos ventiladores em cada uma das dessas unidades (“Sem Filtro”) em cenários com diferentes filtros ou conjuntos de filtros. Na tabela 4.29 encontram-se resumidos os diferentes cenários de simulação tidos em consideração na insuflação e extracção.

Tabela 4.29 – Diferentes cenários de filtragem testados

Tipo	Filtros
Insuflação	G4
	F5
	F7 Saco Longo (SL)
	F9
	G4 e F5
	G4 e F7 Saco Longo (SL)
	G4 e F9
	G4, F5 e F7 Filtro Compacto (FC)
	G4, F5 e F9
	G4, F7 Filtro Compacto (FC) e F7 Saco Longo (SL)
	G4, F7 Filtro Compacto (FC) e F8
G4, F7 Filtro Compacto (FC) e F9	
Extracção	G4
	G2
	F5
	Saco Longo (SL)
	F9

De notar que com conjuntos de dois filtros, a sua disposição é em tudo semelhante à figura 4.25, um pré filtro na zona de admissão de ar e outro anterior à roda térmica. Quando se trata de um conjunto de três filtros, a disposição dos dois primeiros é igual, situando-se o terceiro a jusante do ventilador. A ordem pela qual estão descritos os filtros corresponde à ordem pela qual se situam na unidade de tratamento de ar de montante para jusante.

Mediante as diferentes soluções introduzidas para a filtragem são obtidos diferentes valores de perda de carga (referentes a cada solução) que permitem ao software escolher diferentes gamas de modelos de ventiladores (aos quais correspondem novos valores de potência) mais adequados a cada nova solução.

Após obtidos os valores de potência foi calculado o SFP para cada ventilador (através da divisão das potências obtidas pelo caudal de ar que atravessa cada ventilador) nos diferentes cenários de filtragem referidos anteriormente.

Para uma melhor compreensão sobre a influência que diferentes graus de exigibilidade de filtragem têm sobre o valor de eficiência dos ventiladores foram comparados os valores de SFP obtidos nos diferentes cenários de filtragem com o de referência (tabela 4.30).

Nas UTAs correspondentes ao Bloco de Operações existem tectos filtrantes de classe H14 nos terminais de insuflação e grelhas de extracção às quais estão acoplados filtros de classe G4. Nas UTAs correspondentes ao Bloco de Partos existem difusores aos quais estão acoplados filtros de classe H12 nos terminais de insuflação. Nas UTAs de ambos os blocos a perda de carga introduzida por estes filtros encontra-se inserida na perda de carga do sistema de condutas, pelo que não é feita a sua referência nos cenários de simulação efectuados.

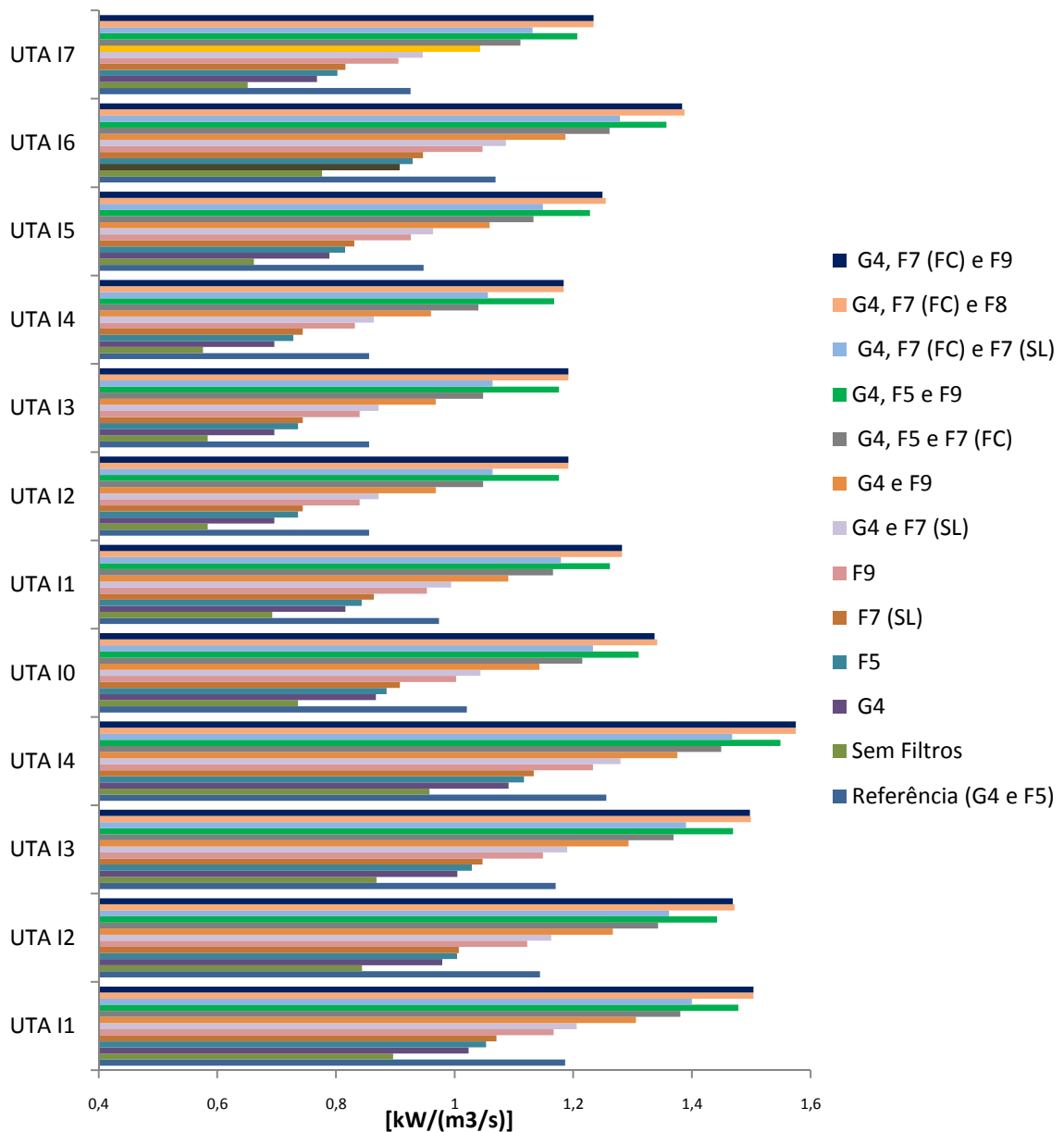


Figura 4.26 - Valores de SFP obtidos para os ventiladores de insuflação

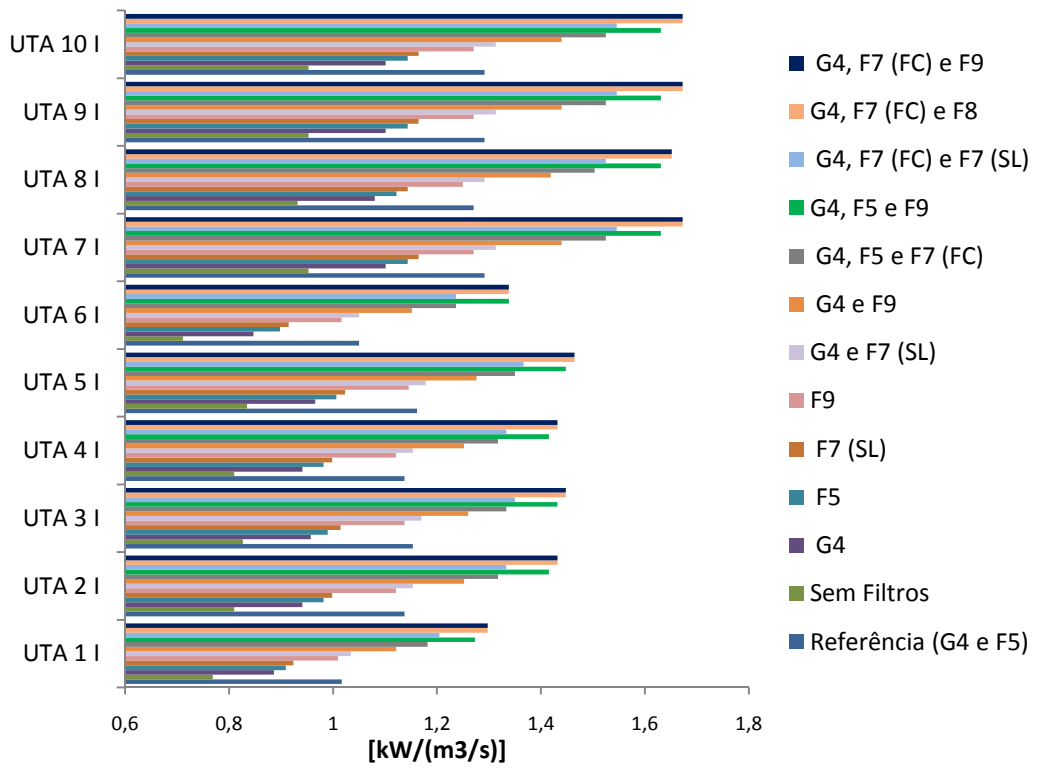


Figura 4.27 - Valores de SFP obtidos para os ventiladores de insuflação do Hospital

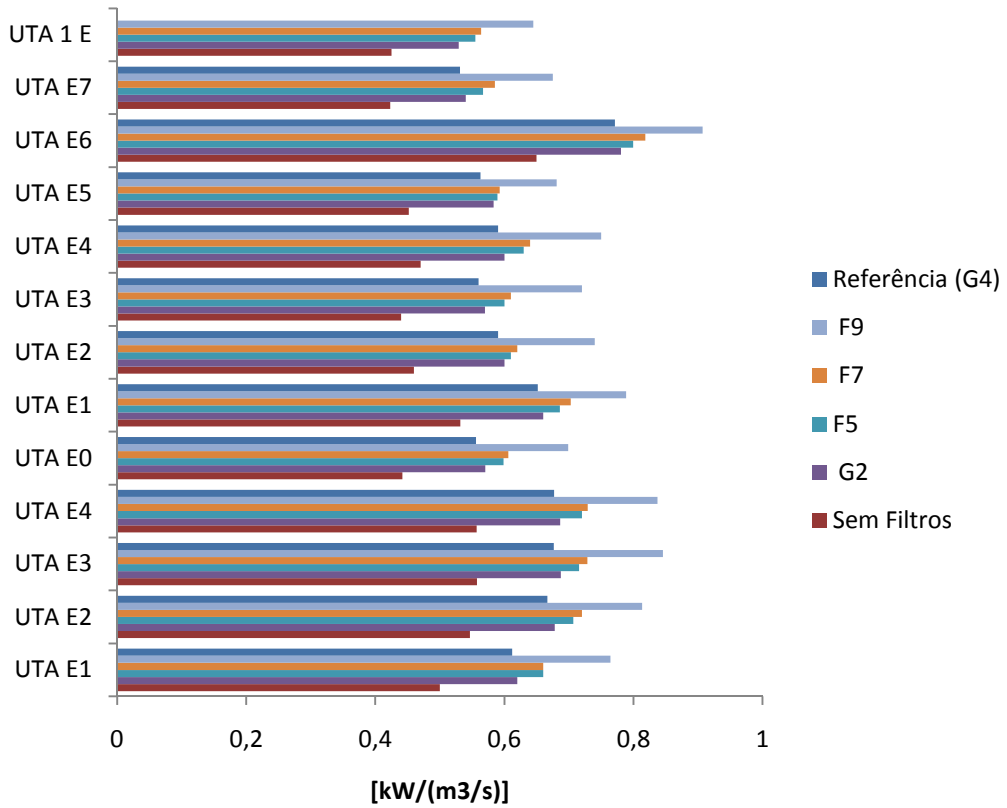


Figura 4.28 - Valores de SFP obtidos para os ventiladores de extracção

Tabela 4.30 – Variações de SFP dos diferentes cenários de filtragem face ao de referência

		SFP com Filtragem													
		Sem Filtro	G2	G4	F5	F7(SL)	F9	G4 e F5	G4 e F7	G4 e F9	G4 F5 e F7(FC)	G4 F5 e F9	G4 F7(FC) e F7(SL)	G4 F7(FC) e F8	G4 F7(FC) e F9
UTAs de insuflação [kW/(m ³ /s)]	Variação média	-0,30	-	-0,17	-0,14	-0,12	-0,02	0	+0,02	+0,12	+0,20	+0,30	+0,21	+0,32	+0,32
	Variação máxima	-0,30	-	-0,20	-0,16	-0,14	-0,03	0	+0,02	+0,12	+0,23	+0,36	+0,25	+0,38	+0,38
UTAs de Extracção [kW/(m ³ /s)]	Variação média	-0,12	+0,01	0	+0,04	+0,05	+0,15	-	-	-	-	-	-	-	-
	Variação máxima	-0,13	+0,02	0	+0,05	+0,05	+0,17	-	-	-	-	-	-	-	-
UTAs de insuflação [%]	Variação média	-28,0	-	-16,0	-12,9	-11,3	-1,8	0	+1,6	+11,1	+18,1	+27,9	+19,7	+30,1	+30,0
	Variação máxima	-32,7	-	-19,4	-15,0	-13,1	-3,2	0	+2,2	+13,1	+22,4	+37,4	+24,3	+39,3	+39,3
UTAs de Extracção [%]	Variação média	-19,1	+1,8	0	+6,0	+7,7	+24,1	-	-	-	-	-	-	-	-
	Variação máxima	-22,0	+3,6	0	+7,8	+10,2	+28,6	-	-	-	-	-	-	-	-

Como seria de esperar, quanto mais exigentes se tornam os requisitos de filtragem, maior se torna o valor de SFP. Na insuflação, na maioria dos casos em que apenas se utiliza um filtro há, face ao caso de referência (G4 e F5), uma diminuição algo considerável do valor médio de SFP (reduções de aproximadamente 16%,13% e 11% nos filtros G4,F5 e F7 respectivamente), havendo como seria de esperar uma redução ainda maior no cenário “sem filtro” (de aproximadamente 28%). A exceção é o filtro F9, em que a redução média de SFP é apenas de 1,83%. De facto, a diferença é muito reduzida entre o caso de referência, o caso em que apenas é utilizado F9 (pequena redução) e o caso em que é utilizado G4 e F7, sofrendo neste último um aumento médio de SFP de apenas 1,61% (em relação ao valor médio de referência), de onde se depreende que em termos de eficiência dos ventiladores é sensivelmente equivalente a utilização de qualquer um destes três diferentes requisitos de filtragem.

Ainda inserido no nível de filtragem com dois filtros há um aumento algo considerável na mudança para G4 e F9, com um aumento médio de SFP de 11,08%.

Nos cenários de utilização de três níveis de filtragem o aumento médio de SFP é consideravelmente maior, sofrendo um incremento médio de aproximadamente 18% (para G4, F5 e F7), 28% (para G4, F5 e F9), 20% (para G4, F7 e F7) e 30% (para G4, F7 e F8 e também para G4, F7 e F9). Os cenários G4, F7 e F7 e G4, F5 e F7 sofrem um aumento médio (face ao de referência) semelhante ao aumento verificado na modificação do sistema “sem filtro” para o sistema de referência, todos eles na ordem dos 20%. O que permitiu também uma nova verificação da reduzida diferença entre F5 e F7 em termos de eficiência dos ventiladores. Nos casos G4, F7 e F8 e G4, F7 e F9 são verificadas as maiores subidas do valor médio de SFP (de aproximadamente 30%) que permitem concluir não só que se tratam dos

casos mais exigentes de filtragem analisados como também que dada a reduzida diferença existente entre os valores de SFP médios obtidos para os dois filtros, F8 e F9 são muito semelhantes em termos de eficiência exigida nos ventiladores. De facto dada a maior eficiência de filtragem dos filtros F9, seria de esperar que este exigisse uma maior potência do ventilador dada a maior perda de carga que deveria introduzir (face ao filtro F8), porém, o que acontece é que nas simulações efectuadas os valores atribuídos aos filtros F8 possuem um valor de introdução de perda de carga ligeiramente superior (1 ou 2 Pa) ao de F9, que originam valores de potência igual ou ligeiramente superior ao de F9 (nos superiores é geralmente 0,01kW), o que explica em alguns casos os valores ligeiramente mais elevados de SFP referentes a F8. Tal diferença deve dever-se ao facto de o software utilizado apenas dispor de um filtro F9 compacto e um filtro F8 de saco, e as diferentes características geométricas e de funcionamento permitirem uma maior perda de carga nos filtros F8.

Na extracção a mudança de filtros traduz um ligeiro aumento médio do valor de SFP, face à situação de referência (G4), nos filtros G2, F5 e F7 (de 1,79%, 5,94% e 7,68% respectivamente), sendo este consideravelmente maior no filtro F9 (de 24,08%). Mais uma vez é semelhante a diferença de aumentos causada por um filtro F5 e F7 (diferença de 1,74%).

Seria de esperar que os filtros G2 sofressem uma diminuição média no valor de SFP face ao de referência, porém, sofreu um ligeiro aumento. Tal poderá dever-se ao facto de no software de simulação o único filtro G2 disponível ser um filtro metálico (e o G4 sintético), que introduz uma maior perda de carga que o G4 utilizado na referência. No cenário “sem filtro”, a redução média de SFP foi de aproximadamente 20%, um valor inferior ao obtido na insuflação, visto o nível de filtragem ser também menor.

5. POTENCIAL IMPACTO NA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DOS EDIFÍCIOS AFERIDO PELO SCE

No sistema de certificação de edifícios, os edifícios ou fracções autónomas são caracterizados por indicadores de eficiência energética (IEE's) calculados com base em padrões nominais (ou reais) de utilização, expressos em unidades de energia final ou primária (kgep/m².ano) [37].

5.1. Índice de eficiência energética dos edifícios

Para uma melhor compreensão do peso que os sistemas de ventilação introduzem no consumo energético dos edifícios, foram comparados os consumos da ventilação obtidos nos casos de estudo com o máximo admissível (IEE_{ref}) para a tipologia dos edifícios em questão, em unidades energia primária. Os valores de IEE_{ref} para as diferentes tipologias de edifícios (ANEXO Q) foram obtidos através de valores observados em auditorias reais efectuadas entre 1997 e 2001, em que o valor tomado como referência representa o máximo de 60% dos edifícios analisados [37].

De modo a ser possível a comparação com o IEE_{ref} foi dividida a soma dos consumos obtidos no capítulo 4.3.5 pela soma das áreas dos espaços a que estes estão associados (kWh/(ano.m²)), e seguidamente multiplicados pelo factor de conversão de energia útil em primária ($F_{pu} = 0,290$ kgep/kWh) de modo a obter iguais unidades de comparação (kgep/(m².ano)). Os valores relativos ao peso da energia para movimentação do ar no IEE_{ref} encontram-se na tabela 5.1, em que “IEE ventiladores” corresponde ao consumo de energia primária dos ventiladores originais (de velocidade constante), “ $IEE_{com\ transformador}$ ” corresponde ao consumo de energia primária dos ventiladores com variação de velocidade obtida através de transformadores e “ $IEE_{com\ variador}$ ” com variação de velocidade obtida através de variadores electrónicos de velocidade.

Tabela 5.1 – Peso da energia de movimentação do ar no IEE_{ref}

Edifício	Tipo	IEE_{ref}	IEE Ventiladores	IEE_{com} transformador	IEE_{com} variador	$\frac{IEE_{vent}}{IEE_{ref}}$	$\frac{IEE_{transf}}{IEE_{ref}}$	$\frac{IEE_{variad}}{IEE_{ref}}$
		[kgep/(m ² .ano)]				[%]		
Escritórios	Escritório	35	2,0	2,0	1,8	5,7	5,6	5,3
Agencia Bancária	Agência Bancária	35	6,4	6,4	6,4	18,4	18,4	18,3
Escola	Estabelecimento de ensino	13	2,8	2,6	2,4	21,2	20,3	18,7
Hospital	Estabelecimento de Saúde com Internamento	40	8,9	8,5	8,1	22,3	21,4	20,1

No edifício Escritórios, uma diminuição do valor de consumo referente à ventilação não terá um peso significativo no consumo do edifício, uma vez que esta parcela corresponde a apenas 5,65% do valor de IEE_{ref} , de onde se poderá concluir que o investimento em equipamentos não se torna muito aliciente, não só porque a redução de 5,7% para 5,6% ou 5,3% (correspondentes aos valores de IEE_{com} transformador e IEE_{com} variador) é irrisória como também pelo facto de se estar a efectuar uma redução num valor cujo peso no total é já muito reduzido.

Na Agência Bancária o peso da parcela de consumo associado à ventilação é maior (aproximadamente 18,4% do valor de IEE_{ref}), tornando-se assim mais interessante uma possível diminuição do mesmo. Porém, visto que o único ventilador que permite a adição de equipamentos possui um valor de potência igual na adição de um transformador, a única diminuição possível será com a implementação de um variador de velocidade que apenas permite uma redução para 18,3%, pelo que em princípio não se justificará também neste caso a adição de equipamentos.

Na Escola a energia para movimentação de ar tem algum significado, dado que representa 21,2% do valor de IEE_{ref} , e poderá justificar a sua diminuição para 20,3% ou 18,7% (correspondentes aos valores de IEE_{com} transformador e IEE_{com} variador) para casos em que por exemplo o valor de referência seja ligeiramente ultrapassado e essa redução seja suficiente para cumprir o IEE_{ref} .

No Hospital a energia associada aos ventiladores tem também algum significado, dado que representa 22,3% do valor de IEE_{ref} , e poderá justificar a sua diminuição para 21,4% ou 20,1% (correspondentes aos valores de IEE_{com} transformador e IEE_{com} variador) para casos em que essa redução traduza um incremento que possibilite cumprir o IEE_{ref} .

Dadas as elevadas percentagens do IEE_{ref} referentes à energia dispendida na ventilação de alguns dos edifícios (caso da Agência Bancária, Escola e Hospital que representam respectivamente 18,4%, 21,2 % e 22,3%), depreende-se que modificações nas opções de ventilação poderão por vezes reduzir bastante o consumo energético dos edifícios, tendo por exemplo em consideração diferentes soluções de projecto ou sistemas ventilação que permitam obter um valor inferior face ao IEE, através da redução dos consumos referentes à energia dos ventiladores.

De notar que em todos os ventiladores de velocidade constante dos edifícios anteriormente abordados foram no cálculo dos consumos anuais considerados os perfis de ocupação contemplados no RSECE com uma utilização de 100% (ANEXO R). Já no Hospital, visto haverem ventiladores de velocidade constante e variável, foi mantido o critério referido anteriormente para os de velocidade constante e ponderada a utilização dos ventiladores de velocidade variável através das percentagens dos perfis de ocupação do edifício.

A classificação energética de edifícios de serviços (grandes ou pequenos com sistemas de climatização superior ou igual a 25 kW de potência instalada) é calculada a partir dos valores do IEE_{nom} , IEE_{ref} e do valor de um parâmetro S (todos também em $kgep/m^2.ano$), em que IEE_{nom} é o índice de eficiência energética nominal (valor obtido por simulação dinâmica com base nos perfis nominais definidos no anexo XV do RSECE), IEE_{ref} é o índice de eficiência energética de referência (valor indicado no anexo XI do RSECE de acordo com a tipologia, ou por ponderação de tipologias) e S a soma dos consumos específicos para aquecimento, arrefecimento e iluminação, conforme determinados na simulação dinâmica que deu origem aos valores limites de referência para edifícios novos que constam no regulamento. Os valores de S estão tabelados por tipologia [38] e poderão ser consultados no ANEXO K. Os valores relativos ao peso da energia para movimentação do ar no S_{ref} encontram-se na tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Peso da energia de movimentação do ar no S_{ref}

Edifício	Tipo	S_{ref}	S	S_{com}	S_{com}	$\frac{S_{vent}}{S_{ref}}$	$\frac{S_{transf}}{S_{ref}}$	$\frac{S_{variad}}{S_{ref}}$
			Ventiladores	transformador	variador	[%]		
		[kgep/(m ² .ano)]						
Escritórios	Escritório	15	2,0	2,0	1,8	13,2	13,1	12,3
Agencia Bancária	Filial de banco	19	6,4	6,4	6,4	33,8	33,8	33,7
Escola	Estabelecimento de ensino	8	2,8	2,6	2,4	34,5	33,0	30,4
Hospital	Estabelecimentos de Saúde com Internamento	18	8,9	8,5	8,0	49,5	47,5	44,8

A energia primária consumida para movimentação do ar nos edifícios de Escritórios, Agência Bancária, Escola e Hospital representa 13,2%, 42,8% e 34,5% do valor de S , respectivamente.

Nos edifícios de Escritórios, uma diminuição do valor de consumo referente à ventilação não terá um peso significativo no consumo do edifício, uma vez que esta parcela corresponde a apenas 13,2% do valor de S_{ref} , de onde se poderá concluir que o investimento em equipamentos poderia não introduzir uma grande influência, não só porque a redução de 13,2% para 13,1% ou 12,3% (correspondentes aos valores de $S_{com\ transformador}$ e $S_{com\ variador}$) é ínfima como também pelo facto de se estar a efectuar uma redução num valor cujo peso no total é relativamente reduzido.

Na Agência Bancária o peso da parcela de consumo associado à ventilação é muito maior (aproximadamente 33,8% do valor de S_{ref}), tornando-se assim mais interessante uma possível diminuição do mesmo. Porém, visto que o único ventilador que permite a adição de equipamentos possui um valor de potência igual na adição de um transformador, a única diminuição possível será com a implementação de um variador de velocidade que apenas permite uma redução para 33,7%, pelo que não se justificará também neste caso a adição de equipamentos, uma vez que a probabilidade de mudança de classificação energética através da implementação de equipamentos é muitíssimo reduzida.

Na Escola a ventilação tem algum significado, dado que representa 34,5% do valor de S_{ref} , e poderá justificar a sua diminuição para 33,0% ou 30,4% (correspondentes aos valores de $S_{com\ transformador}$ e $S_{com\ variador}$) para casos em que por exemplo a redução adicional seja suficiente para que o edifício suba de classe energética.

No Hospital a energia dispendida nos ventiladores tem também bastante significado, dado que representa 49,5% do valor de S_{ref} , e poderá justificar a sua diminuição para 47,5% ou 44,8% (correspondentes aos valores de $S_{com\ transformador}$ e $S_{com\ variador}$) para casos em que por exemplo a redução adicional seja suficiente para que o edifício suba de classe energética.

Dadas as elevadas percentagens do S_{ref} referentes à energia dispendida na ventilação de alguns dos edifícios (especialmente na Agência Bancária, Escola e Hospital que representavam respectivamente 42,8%, 34,5% e 49,5%), aliadas também ao facto de as diferentes classificações energéticas dependerem essencialmente do valor de S (as classificações energéticas variam segundo o valor de S em intervalos de 25%, ou $0,25S$), depreende-se que modificações nas opções de ventilação poderão por vezes modificar a classe energética dos edifícios, tendo por exemplo em conta diferentes sistemas ventilação ou

soluções de projecto que permitam uma redução de consumo energético de ventilação, que por sua vez origine um peso inferior no valor de S.

Para uma melhor compreensão da influência que a adição de equipamentos possa ter na mudança de classe energética dos casos de estudo, e tendo em conta que estas variam em patamares de 25% de S, será possível comparar a redução energética necessária para a subida de classe energética, e compara-la com a redução energética obtida com a implementação de equipamentos.



A +	$IEE_{nom} \leq IEE_{ref} - 0,75xS$
A	$IEE_{ref} - 0,75xS < IEE_{nom} \leq IEE_{ref} - 0,5xS$
B	$IEE_{ref} - 0,5xS < IEE_{nom} \leq IEE_{ref} - 0,25xS$
B -	$IEE_{ref} - 0,25xS < IEE_{nom} \leq IEE_{ref}$
C	$IEE_{ref} < IEE_{nom} \leq IEE_{ref} + 0,5xS$
D	$IEE_{ref} + 0,5xS < IEE_{nom} \leq IEE_{ref} + S$
E	$IEE_{ref} + S < IEE_{nom} \leq IEE_{ref} + 1,5xS$
F	$IEE_{ref} + 1,5xS < IEE_{nom} \leq IEE_{ref} + 2xS$
G	$IEE_{ref} + 2xS < IEE_{nom}$

Figura 5.1 – Classificações energéticas dos edifícios

Assim, obtendo calculando o valor referente a 25%, 50% e 75% de S para cada edifício é obtido o valor de energia primária correspondente à redução de consumo necessária para que o edifício consiga mudar uma, duas ou três classes energéticas, respectivamente. Dividindo esses valores pelo IEE_{ref} do edifício em questão, é possível obter a redução percentual necessária para que seja possível mudar uma, duas ou três classes energéticas. Os resultados referentes ao valor necessário para a mudança de classe energética dos diferentes edifícios encontram-se na tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Variação de classe energética

Edifício	IEE _{ref}	S _{ref}	Porcentagem de S _{ref}		Redução necessária para mudança energética	Redução obtida com Transformador	Redução obtida com Variador
			[kgep/(m ² .ano)]	[%]			
Escritórios	35	15	25	3,8	10,7	1,0	7,0
			50	7,5	21,4		
			75	11,3	32,1		
Agencia Bancária	35	19	25	4,8	13,6	0,0	0,3
			50	9,5	27,1		
			75	14,3	40,7		
Escola	13	8	25	2,0	15,4	4,6	12,1
			50	4,0	30,8		
			75	6,0	46,2		
Hospital	18	40	25	4,5	11,3	4,2	9,6
			50	9,0	22,5		
			75	13,5	33,8		

Em nenhum dos casos se verifica a mudança de classe energética. Os casos que mais se aproximaram foram os de introdução de variadores electrónicos de velocidade nos edifícios Escritórios, Escola e Hospital, em que seriam necessários 3,7%, 3,3% e 1,7% de redução adicional, respectivamente, para que se tornasse possível a mudança de uma classe energética.

5.2. Influência da filtragem no índice de eficiência energética

Neste capítulo foram comparados os consumos de ventilação obtidos através da variação dos diferentes cenários de filtragem abordados anteriormente (capítulo 4.7.3) com o máximo admissível para a tipologia dos edifícios em questão (IEE_{ref}), nas unidades de energia primária.

5.2.1. Influência da filtragem dos ventiladores de insuflação

A análise da influência da filtragem na eficiência energética foi dividida em insuflação e extracção, ou seja, apenas foram variados os cenários de filtragem de insuflação ou de extracção.

Nesta comparação apenas foram tidos em consideração os edifícios de Escritórios, Escola e Hospital, uma vez que somente nestes eram utilizadas unidades de tratamento de ar. Os valores obtidos para os diferentes cenários de filtragem de insuflação encontram-se resumidos na tabela 5.4.

Tabela 5.4 - Peso da energia de movimentação do ar no IEE_{ref} com diferentes requisitos de filtragem na insuflação

Edifício	Unidades	Eficiência energética com filtragem [kgep/(m ² .ano)]													
		IEE_{ref}	G4	F5	F7(SL)	F9	G4 e F5 (Base)	G4 e F7	G4 e F9	G4 F5 e F7(FC)	G4 F5 e F9	G4 F7(FC) e F7(SL)	G4 F7(FC) e F8	G4 F7(FC) e F9	Sem Filtro
Escritórios	[[kgep/(m ² .ano)]]	35	1,8	1,9	1,9	2,0	2,0	2,0	2,1	2,2	2,2	2,2	2,3	2,3	1,7
	$\frac{IEE_{vent}}{IEE_{ref}}$ [%]	-	5,3	5,3	5,4	5,6	5,7	5,7	6,0	6,1	6,4	6,2	6,4	6,4	5,0
Escola	[[kgep/(m ² .ano)]]	13	2,6	2,6	2,6	2,7	2,8	2,8	2,9	3,0	3,1	3,0	3,2	3,2	2,4
	$\frac{IEE_{vent}}{IEE_{ref}}$ [%]	-	19,8	20,0	20,2	21,0	21,2	21,4	22,3	23,0	24,0	23,2	24,2	24,2	18,6
Hospital	[[kgep/(m ² .ano)]]	40	6,8	7,0	7,1	7,6	7,7	7,8	8,3	8,6	9,2	8,8	9,3	9,3	6,1
	$\frac{IEE_{vent}}{IEE_{ref}}$ [%]	-	17,0	17,4	17,6	19,0	19,2	19,4	20,7	21,6	22,9	21,9	23,2	23,2	15,3

Como demonstrado no subcapítulo anterior, nos edifícios de Escritórios, uma diminuição do valor de consumo referente à ventilação não terá um peso significativo no consumo do edifício, uma vez que esta parcela corresponde no caso de referência (G4 e F5) a apenas 5,65% do valor de IEE_{ref} , podendo no entanto surgir variações interessantes desse valor com a variação de diferentes níveis de filtragem.

Para níveis com apenas um filtro o valor de referência irá baixar para 5,3%, 5,3%, 5,4% e 5,61% do valor de IEE_{ref} correspondentes aos filtros G4, F5, F7 e F9 respectivamente. À semelhança do que se passava com os valores de SFP (capítulo 4.7.3), não há grande diferença nas percentagens de IEE_{ref} obtidas para a situação de referência e para a situação em que apenas é usado um filtro F9 (diferença de 0,04%), havendo uma maior discrepância para os restantes cenários de apenas um filtro.

Para níveis com dois filtros, o valor de referência irá aumentar para 5,7% e 6,0% do valor de IEE_{ref} correspondentes aos filtros G4 e F7 e aos filtros G4 e F9, respectivamente. A diferença de percentagem obtida pela troca no sistema de referência de um filtro F5 por um F7 é reduzida (diferença de 0,03%), tornando-se esta bastante maior quando trocado por um filtro F9 (diferença de 0,3%).

Para níveis com três filtros, o valor de referência irá aumentar para 6,1% e 6,4%, 6,2%, 6,4% e 6,4% do valor de IEE_{ref} correspondentes às combinações de filtros G4, F5 e F7, G4, F5 e F9, G4, F7 e F7, G4, F7 e F8 e ainda G4, F7 e F9, respectivamente. A diferença entre a utilização de filtros F8 e F9 no terceiro nível de filtragem é muito reduzida (diferença de

0,01%), não sendo também muito significativa a diferença entre os filtros F5 e F7 no segundo nível (de 0,05%, quer nas combinações com F7 quer com F9 no terceiro nível de filtragem).

O valor da situação "Sem Filtro" corresponde a 4,9% do valor de IEE_{ref} .

De uma forma geral não existiu para este edifício uma grande variação do valor percentual do IEE_{ref} referente aos ventiladores de insuflação (a maior variação foi de 0,8% na transição da situação de referência para a de G4, F7 e F9).

Na Escola a ventilação tem algum significado, dado que representa 21,24% do valor de IEE_{ref} no caso de referência (G4 e F5), tornando-se neste caso mais interessantes possíveis variações deste valor.

Para níveis com apenas um filtro o valor de referência irá baixar para 19,8%, 20,0%, 20,2% e 21,1% do valor de IEE_{ref} correspondentes aos filtros G4, F5, F7 e F9 respectivamente. Não há grande diferença nas percentagens de IEE_{ref} obtidas para a situação de referência e para a situação em que apenas é usado um filtro F9 (apesar de ser muito mais significativa que no edifício analisado anteriormente), havendo uma maior discrepância para os restantes cenários de apenas um filtro.

Para níveis com dois filtros, o valor de referência irá aumentar para 21,4% e 22,3% do valor de IEE_{ref} correspondentes aos filtros G4 e F7 e aos filtros G4 e F9, respectivamente. A diferença de percentagem obtida pela troca no sistema de referência de um filtro F5 por um F7 é relativamente reduzida (diferença de 0,2%), tornando-se esta bastante maior quando trocado por um filtro F9 (diferença de 1,0 %).

Para níveis com três filtros, o valor de referência irá aumentar para 23,0% e 24,0%, 23,2%, 24,2% e 24,2% do valor de IEE_{ref} correspondentes às combinações de filtros G4, F5 e F7, G4, F5 e F9, G4, F7 e F7, G4, F7 e F8 e ainda G4, F7 e F9, respectivamente. A diferença entre a utilização de filtros F8 e F9 no terceiro nível de filtragem é muito reduzida (diferença de 0,02%).

O valor da situação "Sem Filtro" corresponde a 18,6% do valor de IEE_{ref} .

De uma forma geral não existiu para este edifício uma grande variação do valor percentual do IEE_{ref} referente aos ventiladores de insuflação, apesar de ser bem mais considerável que no edifício anterior (a maior variação foi de 3% na transição da situação de referência para a de G4, F7 e F9).

5.2.2. Influência da filtragem dos ventiladores de extracção

Em conformidade com a análise comparativa realizada para a insuflação, foi também para a extracção avaliada a influência dos diferentes graus de exigibilidade de filtragem na eficiência energética.

Os valores obtidos para os diferentes cenários de filtragem de extracção encontram-se resumidos na tabela 5.5.

Tabela 5.5 - Peso da energia de movimentação do ar no IEE_{ref} com diferentes requisitos de filtragem na extracção

Edifício	Eficiência energética com filtragem [kgep/(m ² .ano)]							Sem Filtros
	Unidades	IEE_{ref}	G2	G4 (Base)	F5	F7(SL)	F9	
Escritórios	[kWh/(m ² .ano)]	35	1,99	1,98	2,00	2,01	2,06	1,92
	$\frac{IEE_{vent}}{IEE_{ref}}$ [%]	-	5,67	5,65	5,72	5,74	5,90	5,48
Escola	[kWh/(m ² .ano)]	13	2,77	2,76	2,79	2,80	2,90	2,65
	$\frac{IEE_{vent}}{IEE_{ref}}$ [%]	-	21,27	21,24	21,49	21,57	22,29	20,36
Hospital	[kWh/(m ² .ano)]	40	7,69	7,67	7,74	7,75	7,90	7,5
	$\frac{IEE_{vent}}{IEE_{ref}}$ [%]	-	19,22	19,18	19,34	19,38	19,74	18,75

Como referido anteriormente, nos edifícios de Escritórios, uma diminuição do valor de consumo referente à ventilação não terá um peso significativo no consumo do edifício, uma vez que esta parcela corresponde no caso de referência (G4) a apenas 5,65% do valor de IEE_{ref} .

As variações de diferentes níveis de filtragem nos ventiladores de extracção causaram reduzidas variações na percentagem de IEE_{ref} referente aos ventiladores, aumentando o valor de referência para 5,67%, 5,72%, 5,74% e 5,90% com referentes aos filtros G2, F5, F7 e F9 respectivamente. A diferença entre os valores obtidos entre F5 e F7 e também entre o de referência e G2 é muito reduzida (0,02% para ambos os casos), apesar de nestas mudanças de filtros nos ventiladores de extracção todas as variações serem reduzidas (a variação máxima foi de 0,25% referente ao aumento da situação de referência para a da utilização de um filtro F9).

Apesar de na Escola a ventilação tem algum significado, dado que representa aproximadamente 21% do valor de IEE_{ref} no caso de referência (G4), as variações de diferentes níveis de filtragem nos ventiladores de extracção causaram reduzidas variações na percentagem de IEE_{ref} referente aos ventiladores, aumentando o valor de referência para

21,27%, 21,49%, 21,57% e 22,29% com referentes aos filtros G2, F5, F7 e F9 respectivamente. A diferença entre os valores obtidos entre o caso de referência e G2 é muito reduzida (0,03%). Nos ventiladores de extracção deste edifício, apesar de não serem tão baixas como no anterior, todas as variações são reduzidas (a variação máxima foi de 1,05% referente ao aumento da situação de referência para a da utilização de um filtro F9).

5.2.3. Influência da filtragem dos ventiladores de insuflação na classificação energética dos edifícios

A análise da influência da filtragem na classificação energética foi dividida em insuflação e extracção, ou seja, apenas foram variados os cenários de filtragem de insuflação ou de extracção. Assim, neste capítulo serão variados os requisitos de filtragem referentes à insuflação, sendo mantidos os utilizados anteriormente como referência (um filtro G4) nos de extracção, sendo efectuado o inverso no próximo capítulo (capítulo 5.2.4.), em que é mantida a situação usada anteriormente como referência dos ventiladores de referência (G4 e F5) e são variados os requisitos referentes à extracção.

Nesta análise apenas foram tidos em consideração os edifícios de Escritórios, Escola e Hospital, uma vez que somente nestes eram utilizadas unidades de tratamento de ar. Os valores obtidos para os diferentes cenários de filtragem de insuflação encontram-se resumidos na tabela 5.6.

Tabela 5.6 - Peso da energia de movimentação do ar no S_{ref} com diferentes requisitos de filtragem na insuflação

Edifício	Unidades	IEE dos ventiladores com filtragem [kgep/(m ² .ano)]													
		S_{ref}	G4	F5	F7(SL)	F9	G4 e F5 (Base)	G4 e F7	G4 e F9	G4 F5 e F7(FC)	G4 F5 e F9	G4 F7(FC) e F7(SL)	G4 F7(FC) e F8	G4 F7(FC) e F9	Sem Filtro
Escritórios	[kWh/(m ² .ano)]	15	1,84	1,86	1,88	1,96	1,98	1,99	2,08	2,15	2,23	2,16	2,25	2,25	1,73
	$\frac{S_{vent}}{S_{ref}}$ [%]	-	12,28	12,42	12,50	13,08	13,20	13,26	13,88	14,30	14,86	14,41	15,02	15,01	11,53
Escola	[kWh/(m ² .ano)]	8	2,57	2,60	2,62	2,74	2,76	2,78	2,90	2,99	3,12	3,01	3,15	3,15	2,42
	$\frac{S_{vent}}{S_{ref}}$ [%]	-	32,11	32,54	32,78	34,22	34,52	34,79	36,27	37,42	39,02	37,67	39,39	39,35	30,23
Hospital	[kWh/(m ² .ano)]	18	6,80	6,97	7,06	7,60	7,67	7,76	8,28	8,64	9,16	8,75	9,28	9,28	6,11
	$\frac{S_{vent}}{S_{ref}}$ [%]	.	37,75	38,70	39,21	42,23	42,62	43,12	45,99	48,02	50,91	48,61	51,58	51,58	33,96

Nos edifícios de Escritórios, uma diminuição do valor de consumo referente à ventilação não terá um peso significativo no consumo do edifício, uma vez que esta parcela corresponde a apenas 13,20% do valor de S_{ref} , no caso de referência (G4 e F5).

Para níveis com apenas um filtro o valor de referência irá baixar para 12,28%, 12,42%, 12,50% e 13,08% do valor de S_{ref} correspondentes aos filtros G4, F5, F7 e F9 respectivamente. À semelhança do que se passava com os valores de SFP (capítulo 4.7.3), não há grande diferença nas percentagens de S_{ref} obtidas para a situação de referência e para a situação em que apenas é usado um filtro F9 (diferença de 0,12%), havendo uma maior discrepância para os restantes cenários de apenas um filtro.

Para níveis com dois filtros, o valor de referência irá aumentar para 13,26% e 13,88% do valor de S_{ref} correspondentes aos filtros G4 e F7 e aos filtros G4 e F9, respectivamente. A diferença de percentagem obtida pela troca no sistema de referência de um filtro F5 por um F7 é reduzida (diferença de 0,06%), tornando-se esta bastante maior quando trocado por um filtro F9 (diferença de 0,68%).

Para níveis com três filtros, o valor de referência irá aumentar para 14,30% e 14,86%, 14,41%, 15,02% e 15,01% do valor de S_{ref} correspondentes às combinações de filtros G4, F5 e F7, G4, F5 e F9, G4, F7 e F7, G4, F7 e F8 e ainda G4, F7 e F9, respectivamente. A diferença entre a utilização de filtros F8 e F9 no terceiro nível de filtragem é reduzida (diferença de 0,01%).

O valor da situação "Sem Filtro" corresponde a 11,53% do valor de S_{ref} .

De uma forma geral não existiu para este edifício uma grande variação do valor percentual do S_{ref} referente aos ventiladores de insuflação (a maior variação foi de 1,82% na transição da situação de referência para a de G4, F7 e F9), de onde se poderá concluir que os diferentes requisitos de filtragem abordados na insuflação não terão grande influência na mudança de classe energética deste edifício.

Na Escola a ventilação tem algum significado, dado que representa 34,52% do valor de S_{ref} no caso de referência (G4 e F5), tornando-se neste caso mais interessantes possíveis variações deste valor.

Para níveis com apenas um filtro o valor de referência irá baixar para 32,11%, 32,54%, 32,78% e 34,22% do valor de S_{ref} correspondentes aos filtros G4, F5, F7 e F9 respectivamente.

Para níveis com dois filtros, o valor de referência irá aumentar para 34,79% e 36,27% do valor de S_{ref} correspondentes aos filtros G4 e F7 e aos filtros G4 e F9, respectivamente.

Para níveis com três filtros, o valor de referência irá aumentar para 37,42% e 39,02%, 37,67%, 39,39% e 39,35% do valor de S_{ref} correspondentes às combinações de filtros G4, F5 e F7, G4, F5 e F9, G4, F7 e F7, G4, F7 e F8 e ainda G4, F7 e F9, respectivamente. A diferença

entre a utilização de filtros F8 e F9 no terceiro nível de filtragem é muito reduzida (diferença de 0,04%).

O valor da situação "Sem Filtro" corresponde a 30,23% do valor de S_{ref} .

De uma forma geral não existiu para este edifício uma grande variação do valor percentual do S_{ref} referente aos ventiladores de insuflação, apesar de mais considerável que no edifício anterior (a maior variação foi de 4,87% na transição da situação de referência para a de G4, F7 e F9) de onde se poderá concluir que também neste edifício os diferentes requisitos de filtragem abordados na insuflação não terão grande influência na mudança de classe energética.

5.2.4. Influência da filtragem dos ventiladores de extracção na classificação energética dos edifícios

Em conformidade com a análise comparativa realizada para a insuflação, foi também para a extracção avaliada a influência dos diferentes graus de exigibilidade de filtragem na classificação energética.

Os valores obtidos para os diferentes cenários de filtragem de extracção encontram-se resumidos na 5.7.

Tabela 5.7 - Peso da energia de movimentação do ar no S_{ref} com diferentes requisitos de filtragem na extracção

Edifício	IEE dos ventiladores com filtragem [kgep/(m ² .ano)]							
	Unidades	S_{ref}	G2	G4	F5	F7(SL)	F9	Sem Filtros
Escritórios	[kWh/(m ² .ano)]	15	1,99	1,98	2,00	2,01	2,06	1,92
	$\frac{S_{vent}}{S_{ref}}$ [%]	-	13,24	13,20	13,35	13,38	13,76	12,78
Escola	[kWh/(m ² .ano)]	8	2,77	2,76	2,79	2,80	2,90	2,65
	$\frac{S_{vent}}{S_{ref}}$ [%]	-	34,57	34,52	34,92	35,05	36,23	33,10
Hospital	[kWh/(m ² .ano)]	18	7,69	7,67	7,74	7,75	7,90	7,50
	$\frac{S_{vent}}{S_{ref}}$ [%]	-	42,71	42,62	42,97	43,06	43,87	41,67

Nos edifícios de Escritórios, uma diminuição do valor de consumo referente à ventilação não terá um peso significativo no consumo do edifício, uma vez que esta parcela corresponde no caso de referência (G4) a apenas 13,2% do valor de S_{ref} .

As variações de diferentes níveis de filtragem nos ventiladores de extracção causaram reduzidas variações na percentagem de S_{ref} referente aos ventiladores, aumentando o valor de

referência para 13,24%, 13,35%, 13,38% e 13,76% com referentes aos filtros G2, F5, F7 e F9 respectivamente. A diferença entre os valores obtidos entre F5 e F7 (diferença de 0,03%), e também entre o de referência e G2 é muito reduzida (diferença de 0,04%), apesar de nestas mudanças de filtros nos ventiladores de extracção todas as variações serem reduzidas (a variação máxima foi de 0,56% referente ao aumento da situação de referência para a da utilização de um filtro F9).

Apesar de na Escola a ventilação tem algum significado, dado que representa 34,52% do valor de S_{ref} no caso de referência (G4), as variações de diferentes níveis de filtragem nos ventiladores de extracção causaram reduzidas variações na percentagem de S_{ref} referente aos ventiladores, aumentando o valor de referência para 34,57%, 34,92%, 35,05% e 36,23% com referentes aos filtros G2, F5, F7 e F9 respectivamente. A diferença entre os valores obtidos entre o caso de referência e G2 é bastante reduzida (0,05%). Nos ventiladores de extracção deste edifício, apesar de não serem tão baixas como no anterior, todas as variações são reduzidas (a variação máxima foi de 1,71% referente ao aumento da situação de referência para a da utilização de um filtro F9).

Dadas as reduzidas variações obtidas com os diferentes cenários de filtragem, também nos ventiladores de extracção se poderá concluir que em ambos edifícios, os diferentes requisitos de filtragem abordados não terão grande influência na mudança de classe energética.

6. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS DE TRABALHO FUTURO

6.1. Conclusões

Os resultados deste estudo mostram que a gama de valores de SFP calculados para os sistemas de ventilação dos projectos analisados se encontra, na sua maioria, em situações de média ou baixa eficiência (cerca de 92%) quando comparada com valores de referência internacionais.

Conclui-se também que o peso da energia de movimentação do ar é em alguns dos casos de estudo relativamente significativo, quando comparado com o parâmetro S (correspondente a valores compreendidos entre 13 e 50% do valor de S_{ref}).

Nos projectos analisados as oportunidades de melhoria e estudos de sensibilidade permitem também concluir:

- Análise de sensibilidade ao sistema de condutas:

- Na alternativa relativa a mudanças efectuadas no material constituinte das condutas rectangulares foram obtidas pequenas variações no valor de perda de carga (reduções médias inferiores a 1%), de onde se conclui que dentro dos materiais mais habituais na construção de condutas rectangulares, nenhuma das opções estudadas têm um comportamento que condicione o desempenho energético dos sistemas.
- No estudo de sensibilidade relativo a variações efectuadas no parâmetro de dimensionamento dos sistemas de condutas conseguiram-se obter maiores variações no valor de perda de carga (reduções médias entre 1 e 5%), face à alternativa de mudança dos materiais das condutas, mas cuja magnitude de variação se revela ainda muito reduzida, não se tornando também uma alternativa eficaz na procura de sistemas de ventilação associados a perdas de carga mais reduzidas.

- Análise de sensibilidade ao sistema de ventilação:

- Nas simulações referentes à introdução de equipamentos foram obtidas reduções médias do valor de SFP até 44% com transformadores e até 53% com variadores electrónicos de velocidade. Devido a várias limitações associadas à introdução de transformadores, assim como ao seu custo mais elevado na maioria dos casos abordados, a introdução de variadores electrónicos de velocidade revela-se uma melhor opção de variação de velocidade nos ventiladores.
- O investimento em variadores de velocidade apenas em ventiladores não pertencentes a unidades de tratamento de ar torna-se viável nos Edifícios de Escritórios, Escola e Hospital, com períodos de retorno de investimento compreendidos entre 9 meses e 2 anos e 1 mês.
- Da análise de sensibilidade efectuada aos diferentes sistemas recuperação de calor nas unidades de tratamento de ar dos casos de estudo conclui-se que poderão ser obtidas variações médias de SFP entre -29% e +16%, relativamente ao sistema de referência (Roda Térmica). Este resultado demonstra que o interesse na recuperação de calor tem de ser pesado com o aumento notório no consumo dos ventiladores e também que o dimensionamento destes dispositivos deve ser cuidado para que não constituam um aumento de consumo superior ao benefício que proporcionam.
- Da análise de efectuada à mudança de classe de motor de EFF2 para EFF1 e aumento de um tamanho de unidade de tratamento de ar conseguem-se obter valores de redução média de SFP compreendidos entre 0,1 e 9% e entre 14 e 48% nos ventiladores das unidades de tratamento de ar, respectivamente.
- Da análise de sensibilidade efectuada aos diferentes requisitos de filtragem nas unidades de tratamento de ar dos casos de estudo foram obtidas variações entre -16% e +31% do valor de SFP relativamente ao sistema de referência dos ventiladores de insuflação (G4 e F5) e entre +2% e +24% relativamente ao sistema de referência dos ventiladores de extracção (G4). Este resultado reforça a ideia de que deverá ser pesado o custo e benefício destes dispositivos e será fundamental evitar excessos nas classes de filtragem.

6.2. Sugestões de Trabalho Futuro

Durante o desenvolvimento deste trabalho, foram identificadas algumas questões nas quais se poderia tornar interessante uma análise mais detalhada, nomeadamente:

- . Avaliar a energia recuperada em diferentes soluções de recuperação de calor e compará-la com o consumo eléctrico dos ventiladores incrementado na sua introdução, de modo a comprovar a viabilidade efectiva da recuperação de energia.
- . Verificar a influência dos novos motores IE3 e IE4 nos valores de SFP e compará-los com os obtidos em classes de motores inferiores.
- . Medição do consumo real dos ventiladores e sua comparação com os valores de projecto.

7.BIBLIOGRAFIA

- [1] Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association (SMACNA). HVAC SYSTEMS – DUCT DESIGN. s.l. : Third Edition, U.S. & Metric Units, 1990.
- [2] Vitor Leal, José Luís Alexandre e Eduardo Maldonado. Apontamentos da disciplina de Climatização, 5º ANO – MIEM . 2010.
- [3] ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI). 2009.
- [4] Castro, Manuel Dias de. Apontamentos de Aquecimento, ventilação e ar condicionado.
- [5] Eduardo de Oliveira Fernandes, Armando Manuel Silva Santos, Álvaro Henrique Rodrigues. MECÂNICA DOS FLUIDOS II – resumo das aulas teóricas. 2004 .
- [6] ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment (SI). 2008.
- [7] Systemair, Apresentação. Tecnologia de Ventiladores. 2010.
- [8] Kreider, Jan F. Handbook of HEATING, VENTILATION, and AIR CONDITIONING. s.l. : CRC Press – 2001.
- [9] Luis Pérez-Lombard, José Ortiz, Juan F. Coronel, Ismael R. Maestrev. A review of hvac systems requirements in building energy regulations. 2010.
- [10] Norma europeia CEN 13779 - Ventilation for non-residential buildings - Performance requirements for ventilation and room-conditioning systems. 2004.
- [11] John Field, Jonathan Soper. Comparing building performance assessment in the UK the USA and Sweden - lessons and opportunities for harmonisation.
- [12] J.Nilsson, Lars. Air-handling efficiency and design practices . 2004.
- [13] ENERGY CONSUMPTION GUIDE 19 - Energy use in offices . s.l. : The Government's Energy Efficiency Best Practice programme, 1998.
- [14] Gilroy, Enda. Designing Building Services. 2009.

- [15] Clifford Federspiel, Qiang Zhang, Edward Arens. Model-based benchmarking with application to laboratory buildings. 1 September 2000.
- [16] Mads Mysen, Sveinung Berntsen, Per Nafstad, Peter G. Schild. Occupancy density and benefits of demand-controlled ventilation in Norwegian primary schools. 2004.
- [17] Bjørn Jenssen Wachenfeldt, Mads Mysen, Peter G. Schild. Air flow rates and energy saving potential in schools with demand - controlled displacement ventilation. 10 August 2006.
- [18] Yingchun Ji, Kevin J. Lomas, Malcolm J. Cook. Hybrid ventilation for low energy building design in south China. 2008 .
- [19] T.Malmstrom, J.Andersson, F.R. Carrié, P.Wouters, Ch. Delmotte. Source book for efficient air . 2010.
- [20] Indoor Climate and Ventilation of Buildings Regulations and Guidelines - National Building Code da Filândia. 2003.
- [21] Christiansson, Lena. Time Dynamics of electricity demand in air-distribution systems for comercial buildings in Sweden. 1995.
- [22] Disponível em <http://www.systemair.com/> acessado a última vez em 22/01/2011.
- [23] France-Air - Catálogo técnico 2010 - 2011.
- [24] SystemAirCAD da Systemair – versão C2010-12.00.A3.
- [25] Jorma Railio, Pekka Mäkinen. SPECIFIC FAN POWER – a tool for better performance of air handling systems (Proceedings of Clima 2007 WellBeing Indoors) . 2007 .
- [26] White, Frank M. Mecânica dos Fluidos. s.l. : McGraw-Hill, 2002.
- [27] Disponível em <http://www.decflex.com./>, acessado a última vez em 12/11/2010.
- [28] Software WinClim II da Wesper versão 2.0.82 . 2010.
- [29] Roriz, Luis. CLIMATIZAÇÃO - concepção, instalação e condução de sistemas edições . s.l. : 2ª edição Orion, 2007.
- [30] Cauchepin, Jean-Louis. Le Recknagel, Manuel pratique du genie climatique. s.l. : PTC Edition, 1986.
- [31] Motor efficiency labelling scheme (Brook Crompton and the efficiency labelling scheme).
- [32] SIEMENS. EU Regulation 640/2009 and IEC 60034-30, Neu definitionsm new efficiency classes . 2010.

- [33] Souto, João Manuel Nogueira. Impacto dos Filtros na Qualidade do Ar Interior - Mestrado em Engenharia Mecânica na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. 1999.
- [34] Norma europeia CEN 779 - Filtres à air de ventilation général pour l'élimination des particules - Détermination des performances de filtration . 2002.
- [35] ASHRAE 52.1 DEFINITIONS . 1999.
- [36] NOTA TÉCNICA NT-SCE-02 Metodologia para auditorias periódicas de QAI em edifícios de serviços existentes no âmbito do RSECE . 2009.
- [37] Alexandre, José Luis. Requisitos Energéticos: Indicadores de Eficiência Energética – IEE (acetatos de formação de projectistas – módulo RSECE) . 2008.
- [38] Disponível em:<http://www.adene.pt/>, consultado pela ultima vez em 10/01/2011.
- [39] Wang, Shan K. HANDBOOK OF AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION. s.l. : 2ª edição McGraw-Hill, 2001.
- [40] Hussam Jouhara, Richard Meskimmon. Experimental investigation of wraparound loop heat pipe heat exchanger used in energy efficient air handling units . 2010.
- [41] Catarina Campos, Paula Santos. Factores que determinam a qualidade do ar interior (A.Ramalhão - Consultadoria, Gestão e Serviços Lda) . 2010.
- [42] ASHRAE Standard 62.1 - Ventilation for Acceptable Indoor Quality . 2004 .
- [43] Ashrae Handbook of Heating - Ventilating, and Air-Conditioning Applications. 2007.
- [44] AAF International. Filtros de Ar para aplicação comercial e residencial. Catálogo. 2010.

ANEXOS

ANEXO A: Valores de Perda de Carga

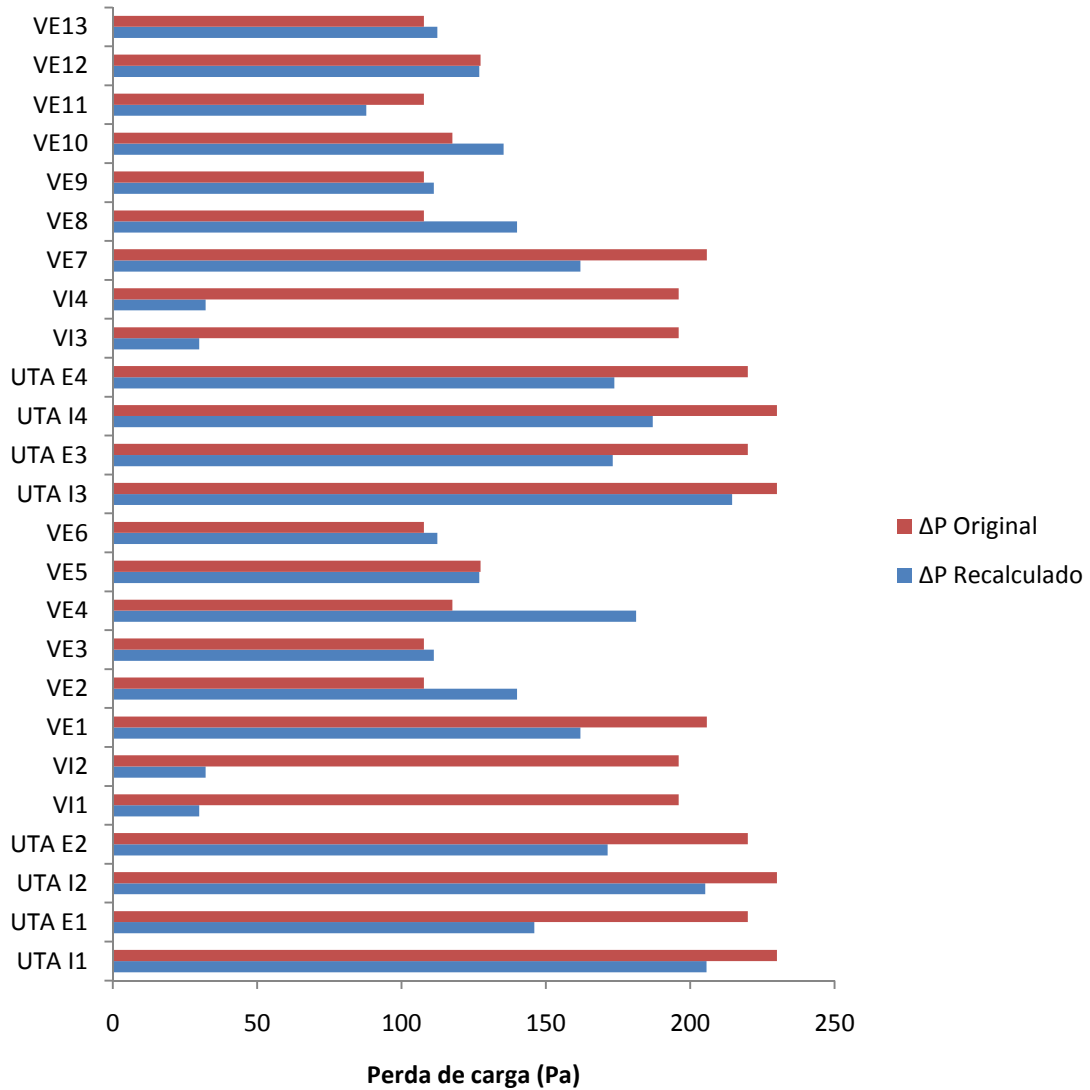


Figura A.1 – Valores de perda de carga obtidos no sistema de condutas do edifício Escritórios

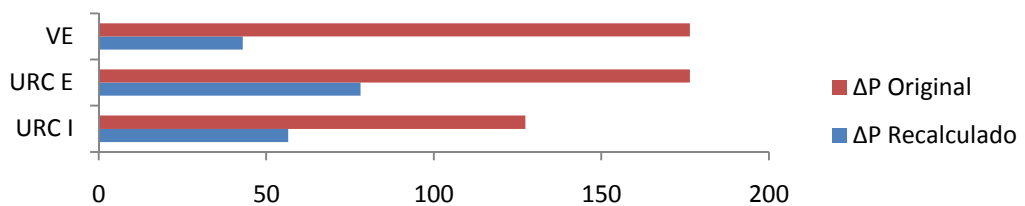


Figura A.2 – Valores de perda de carga obtidos no sistema de condutas do edifício Agência Bancária

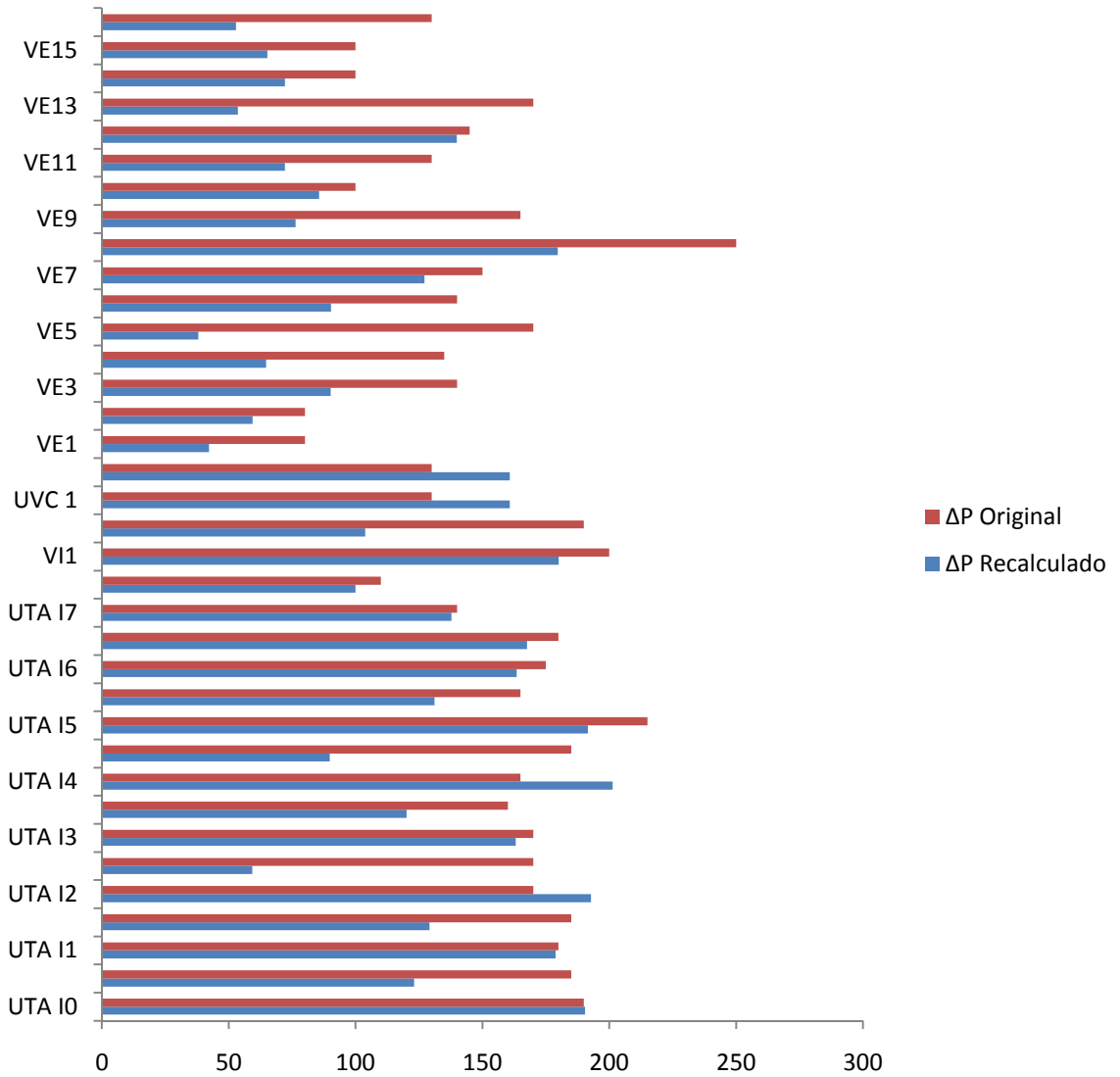


Figura A.3 – Valores de perda de carga obtidos no sistema de condutas do edifício Escola

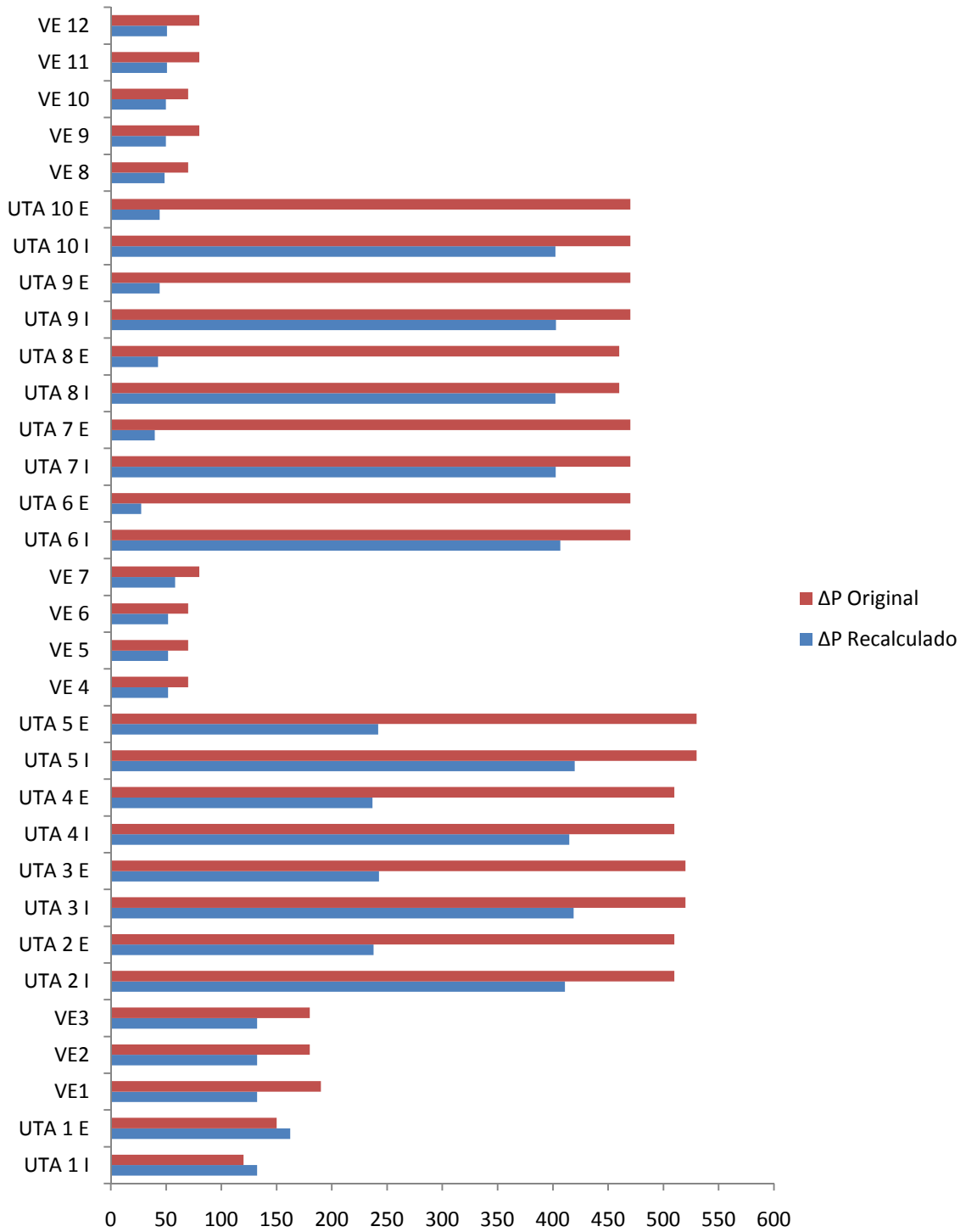


Figura A.4 – Valores de perda de carga obtidos no sistema de condutas do edifício Hospital

ANEXO B: Valores de perda de carga obtidos com a mudança de material

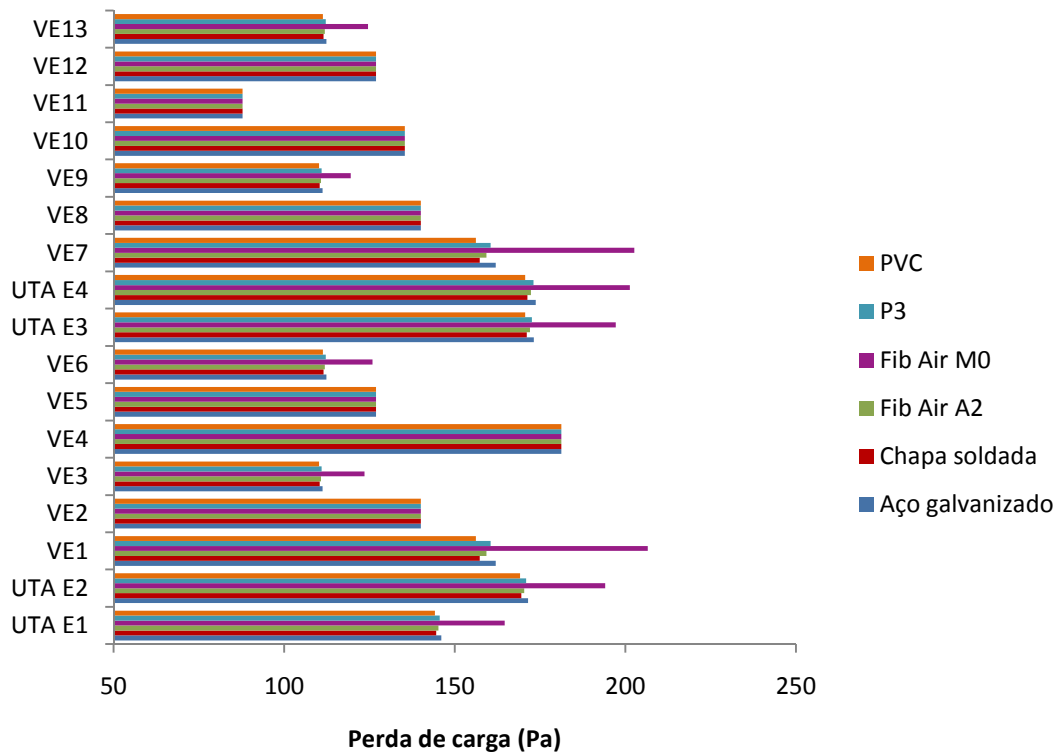


Figura B.1 - Valores de perda de carga obtidos com mudança de materiais nas condutas de extração dos Escritórios

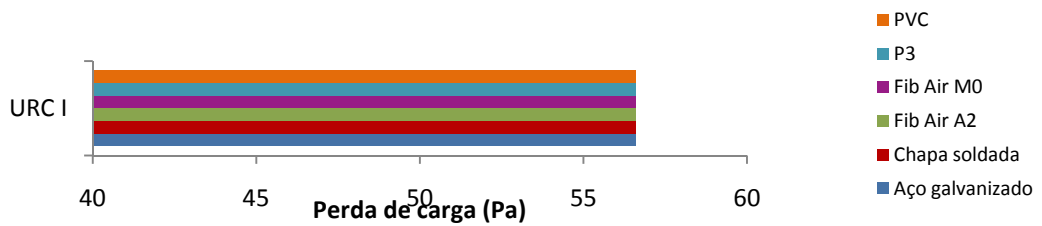


Figura B.2 - Valores de perda de carga obtidos com mudança de materiais nas condutas de insuflação da Agência Bancária

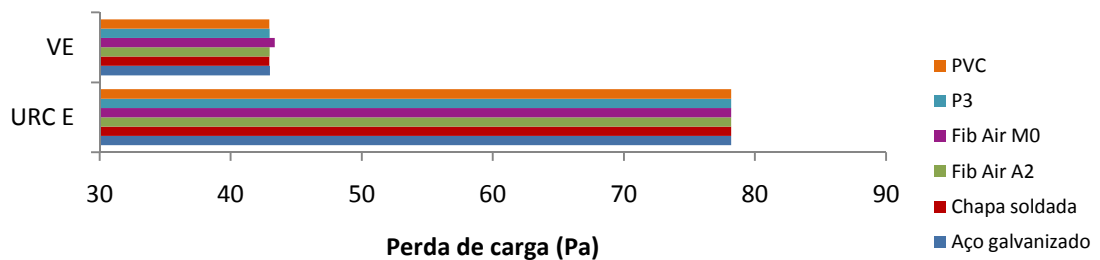


Figura B.3 - Valores de perda de carga obtidos com mudança de materiais na nas condutas de extração da Agência Bancária

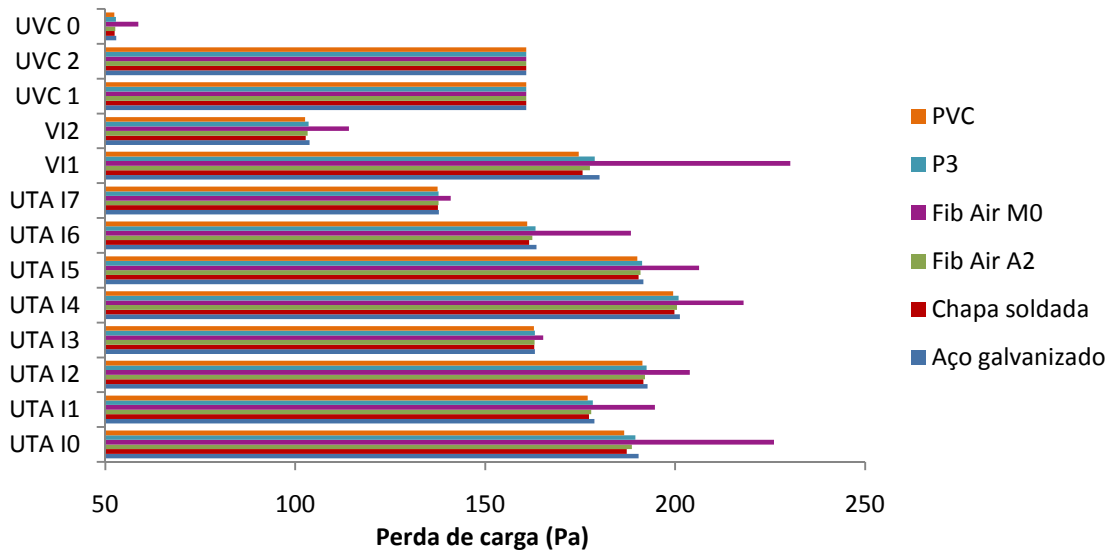


Figura B.4 - Valores de perda de carga obtidos com mudança de materiais nas condutas de insuflação da Escola

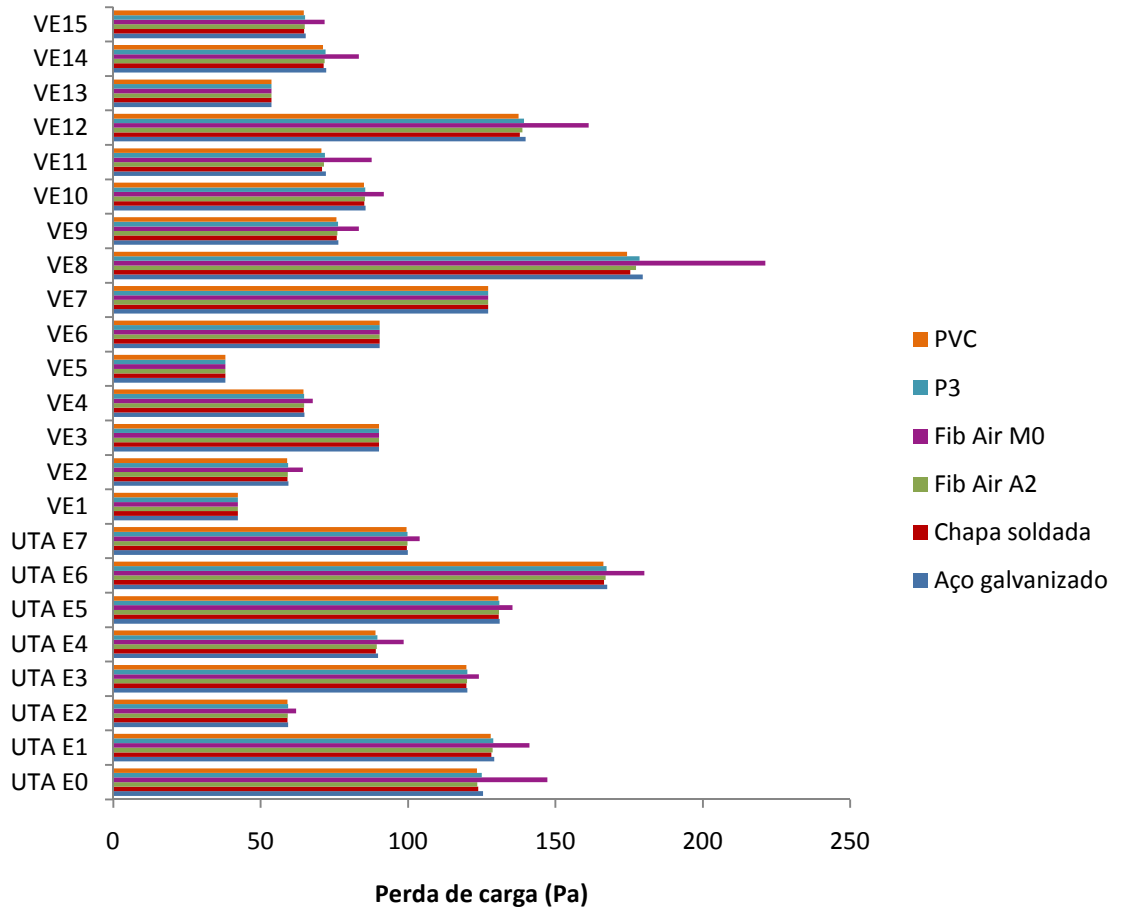


Figura B.5 - Valores de perda de carga obtidos com mudança de materiais nas condutas de extracção da Escola

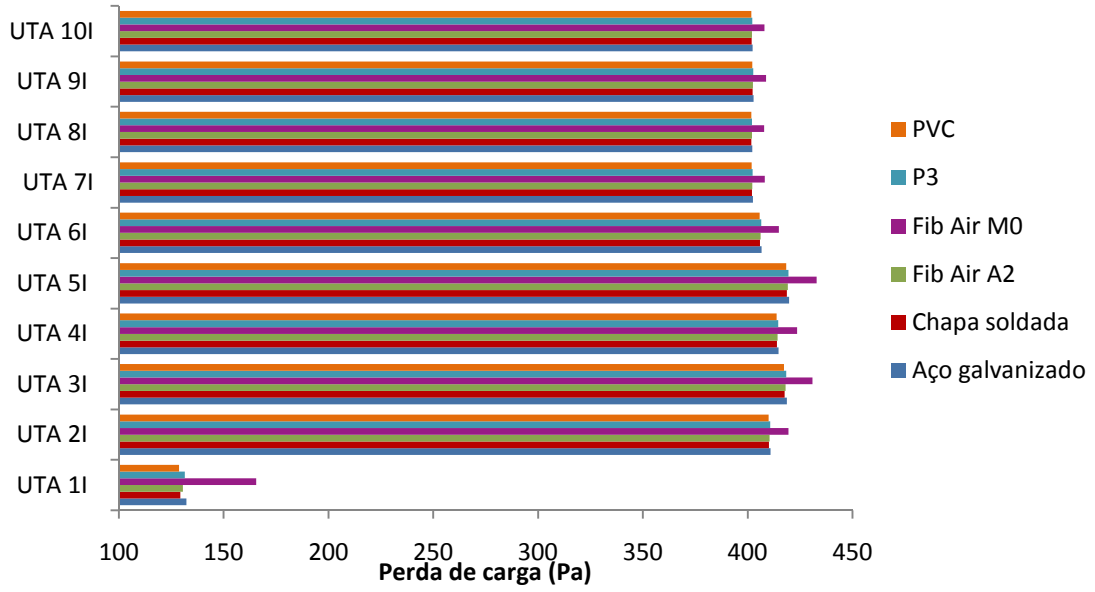


Figura B.6 - Valores de perda de carga obtidos com mudança de materiais nas condutas de insuflação do Hospital

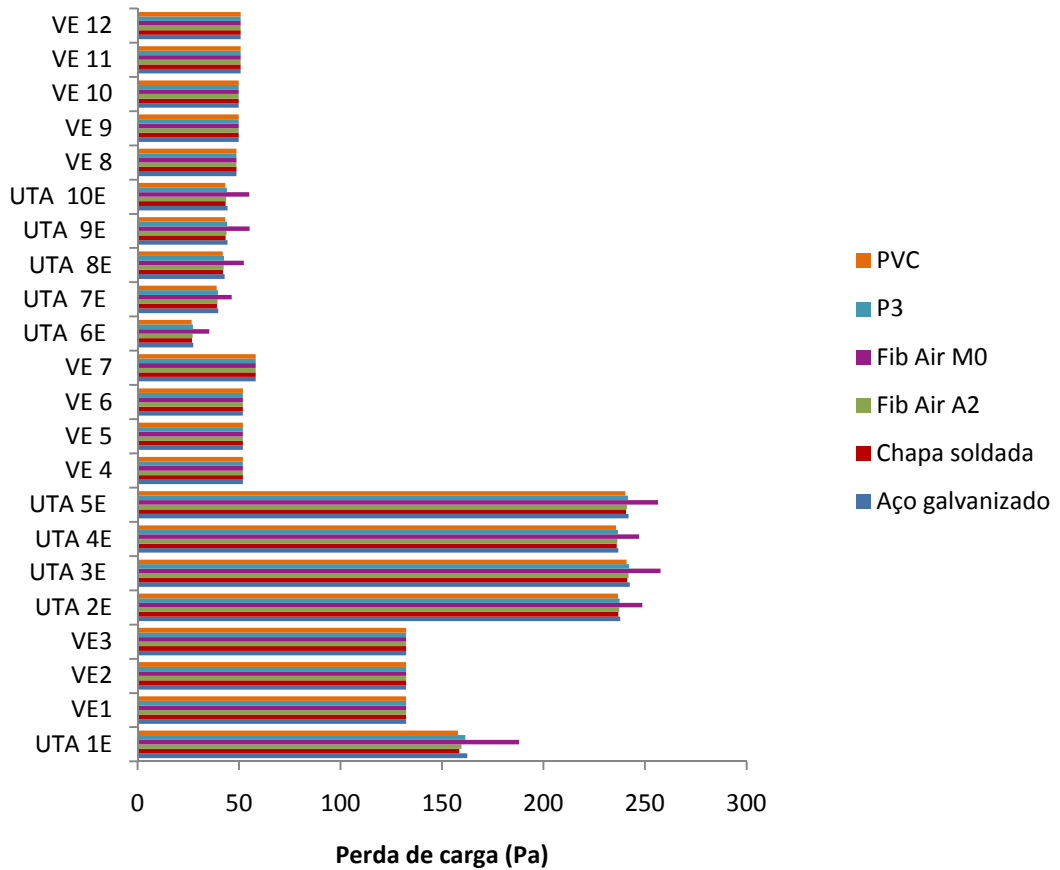


Figura B.7 - Valores de perda de carga obtidos com mudança de materiais nas condutas de extracção do Hospital

ANEXO C: Valores de perda de carga obtidos com a variação do parâmetro de dimensionamento de condutas com aumento de secção

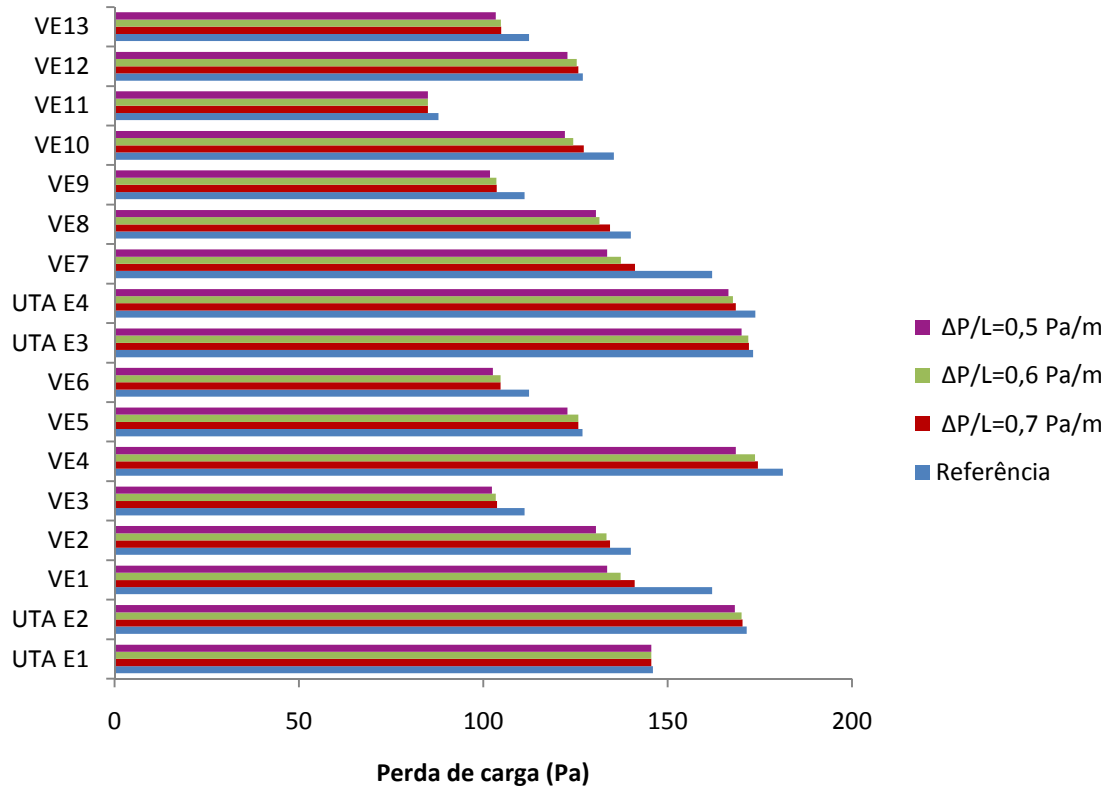


Figura C.1 - Valores de perda de carga com variação do parâmetro de dimensionamento nas condutas de extracção dos escritórios

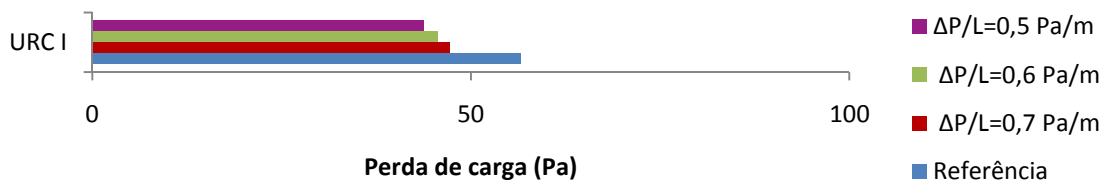


Figura C.2 - Valores de perda de carga com variação do parâmetro de dimensionamento nas condutas de insuflação na Agência Bancária

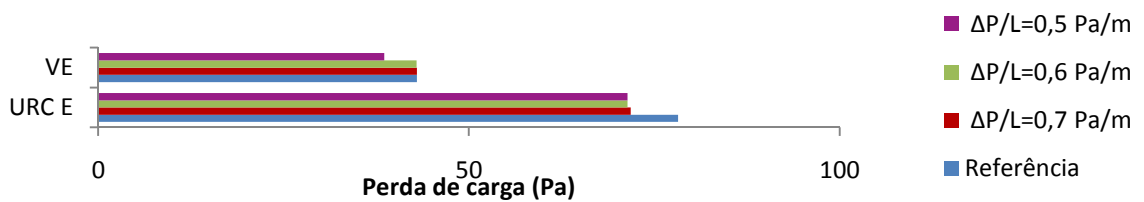


Figura C.3 - Valores de perda de carga com variação do parâmetro de dimensionamento nas condutas de extracção na Agência Bancária

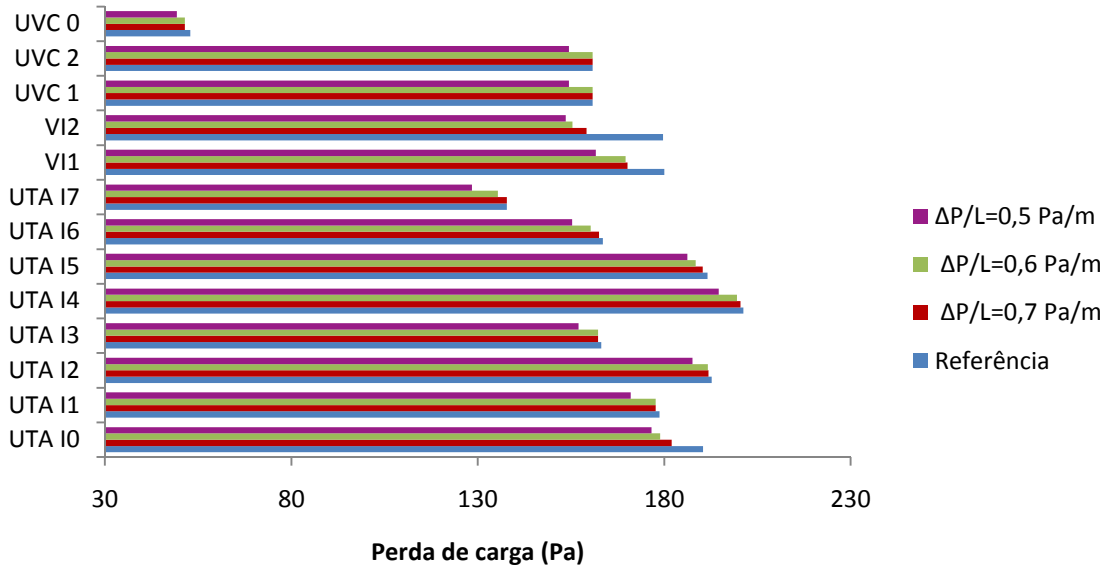


Figura C.4 - Valores de perda de carga com variação do parâmetro de dimensionamento nas condutas de insuflação na Escola

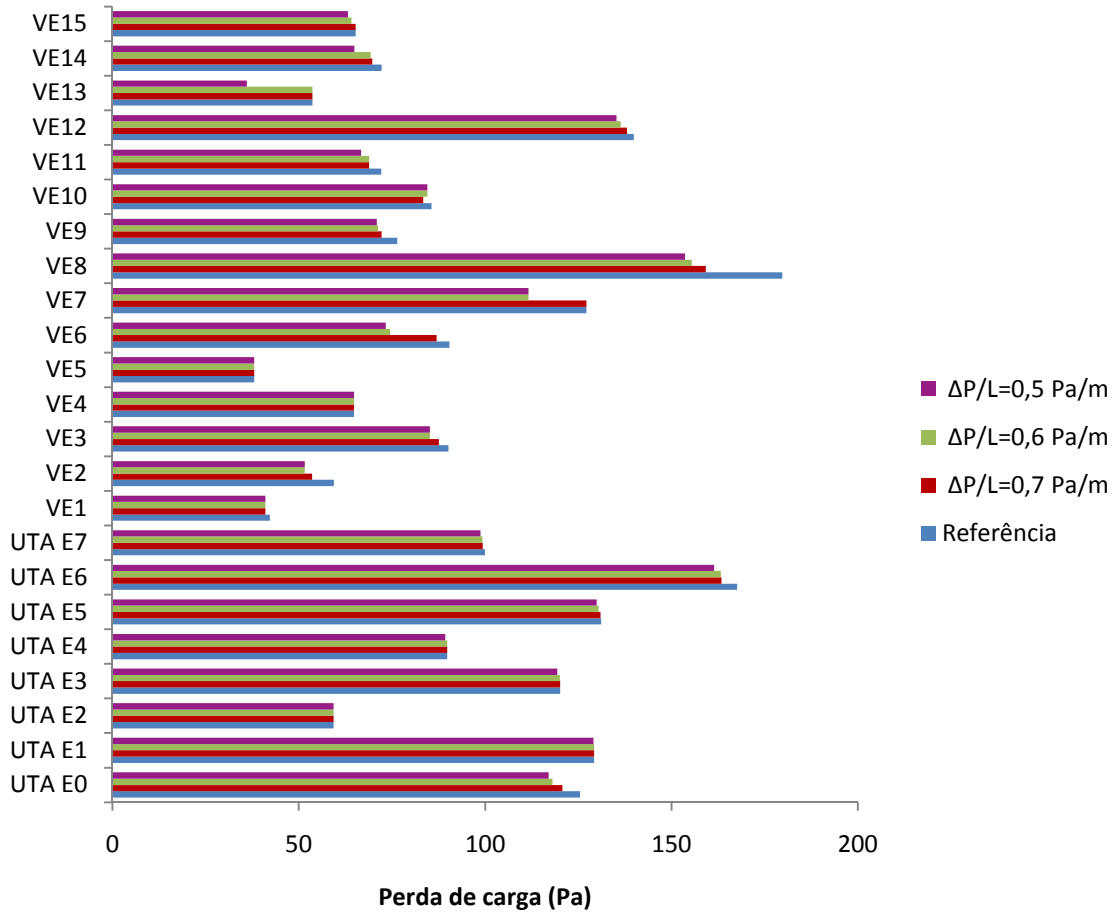


Figura C.5 - Valores de perda de carga com variação do parâmetro de dimensionamento nas condutas de extração na Escola

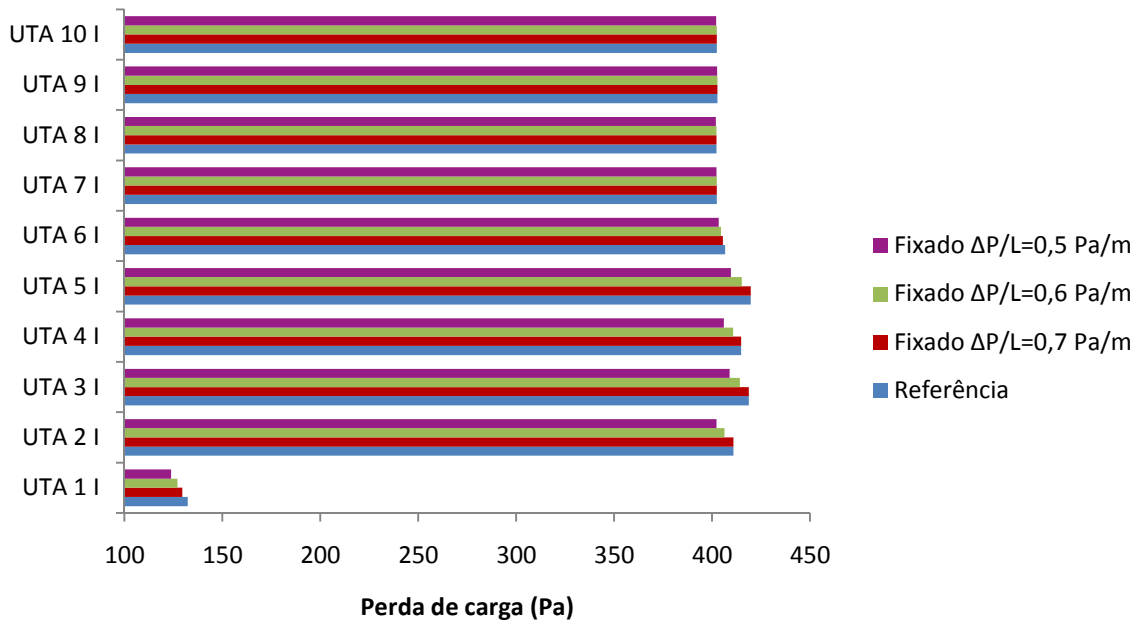


Figura C.6 - Valores de perda de carga com variação do parâmetro de dimensionamento nas condutas de insuflação do Hospital

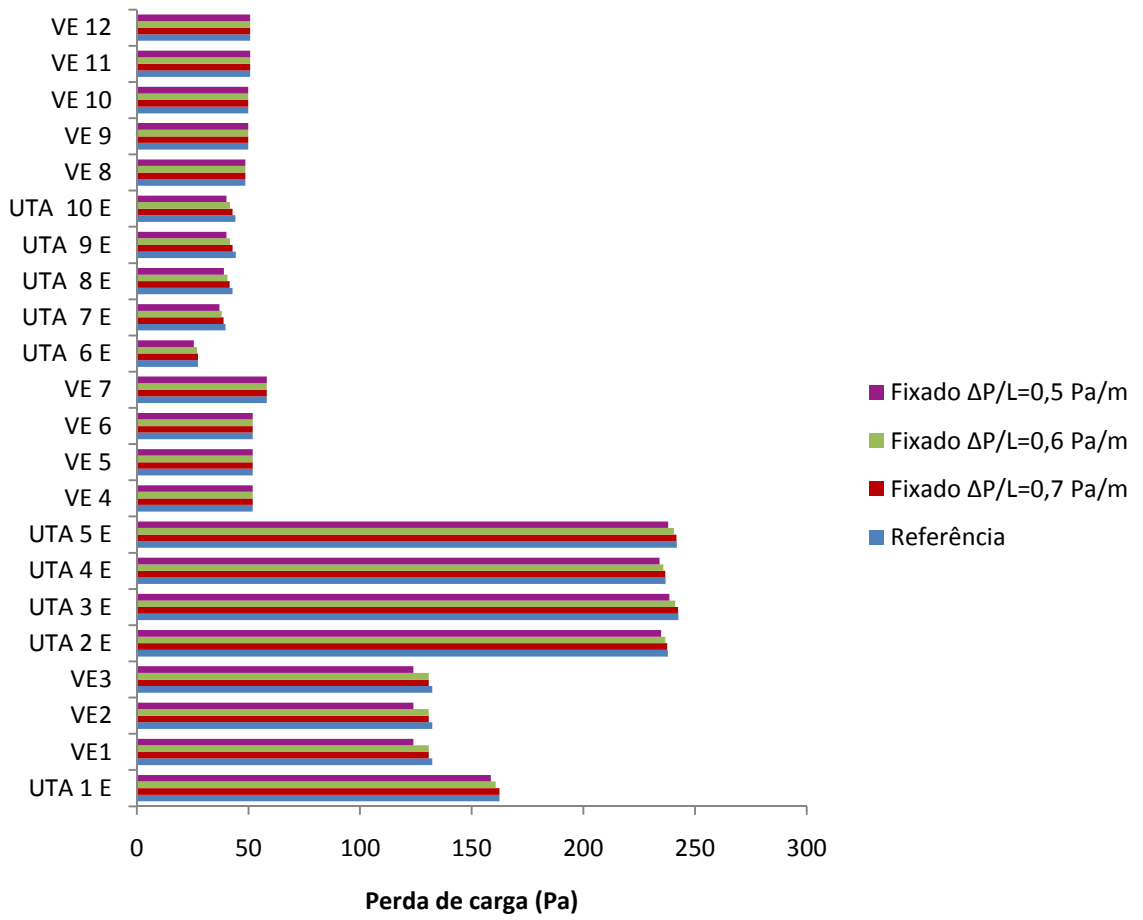


Figura C.7 - Valores de perda de carga variação do parâmetro de dimensionamento nas condutas de extracção do Hospital

ANEXO D: Valores de perda de carga obtidos com a variação do parâmetro de dimensionamento de condutas com diminuição de secção

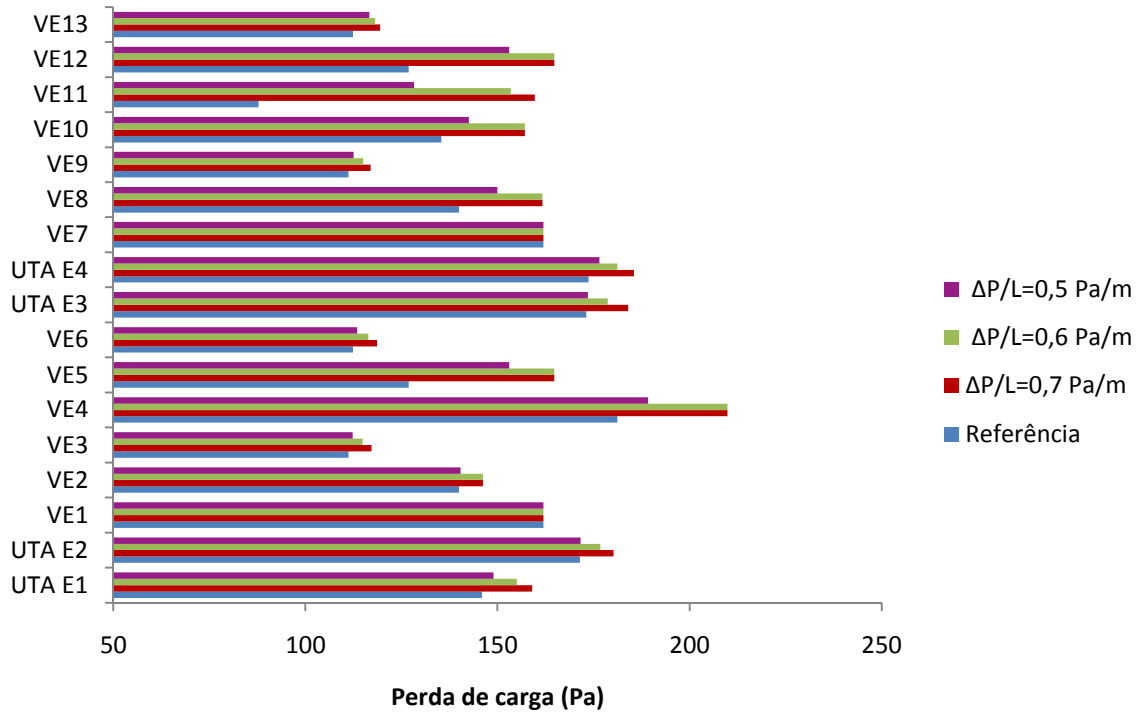


Figura D.1 - Valores de perda de carga com variação do parâmetro de dimensionamento nas condutas de extração dos Escritórios

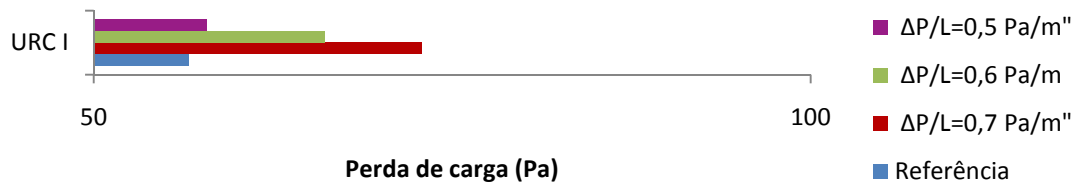


Figura D.2 - Valores de perda de carga com variação do parâmetro de dimensionamento nas condutas de insuflação da Agência Bancária

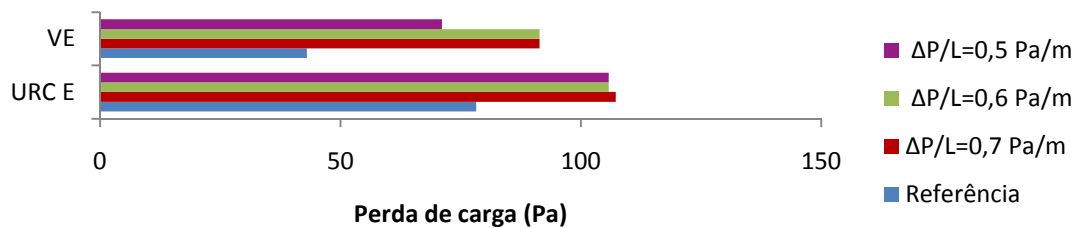


Figura D.3 - Valores de perda de carga com variação do parâmetro de dimensionamento nas condutas de extração da Agência Bancária

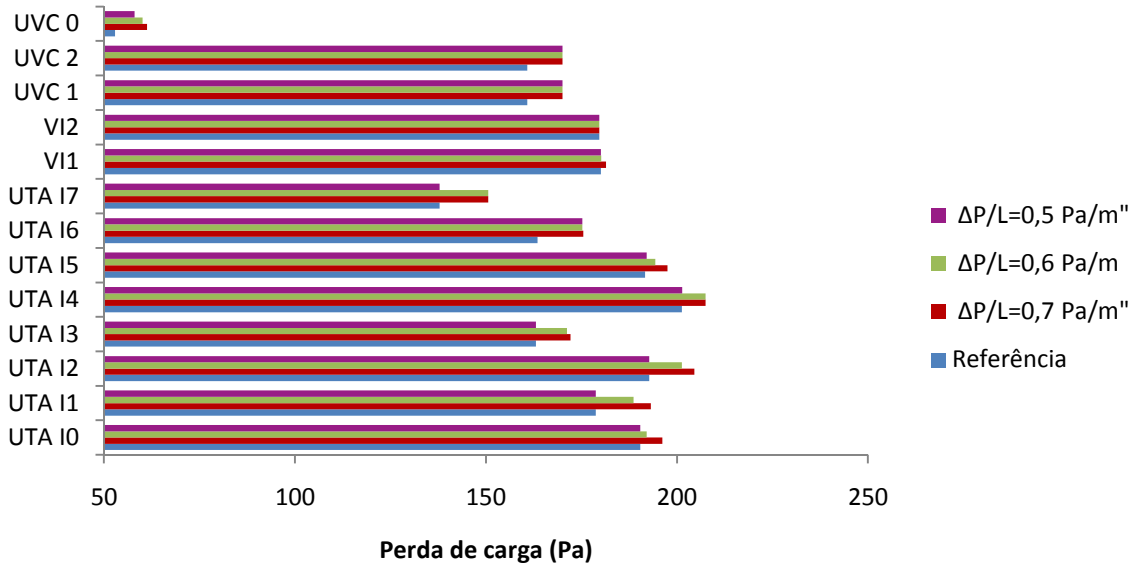


Figura D.4 - Valores de perda de carga com variação do parâmetro de dimensionamento nas condutas de insuflação da Escola

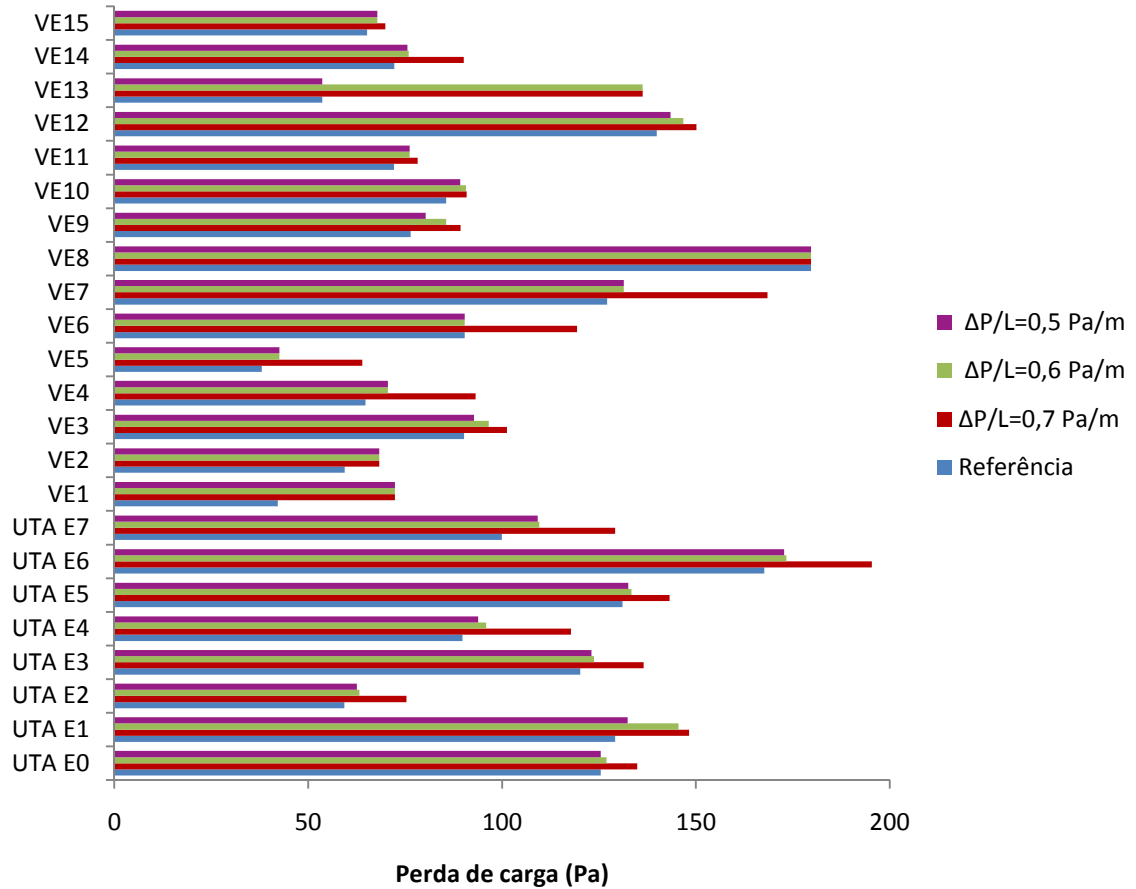


Figura D.5 - Valores de perda de carga com variação do parâmetro de dimensionamento nas condutas de extração da Escola

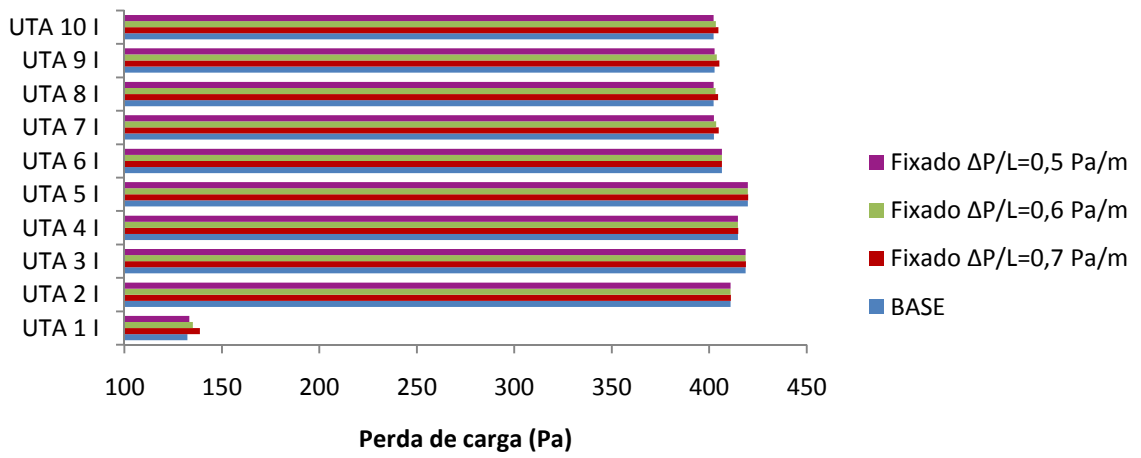


Figura D.6 - Valores de perda de carga com variação do parâmetro de dimensionamento nas condutas de insuflação do Hospital

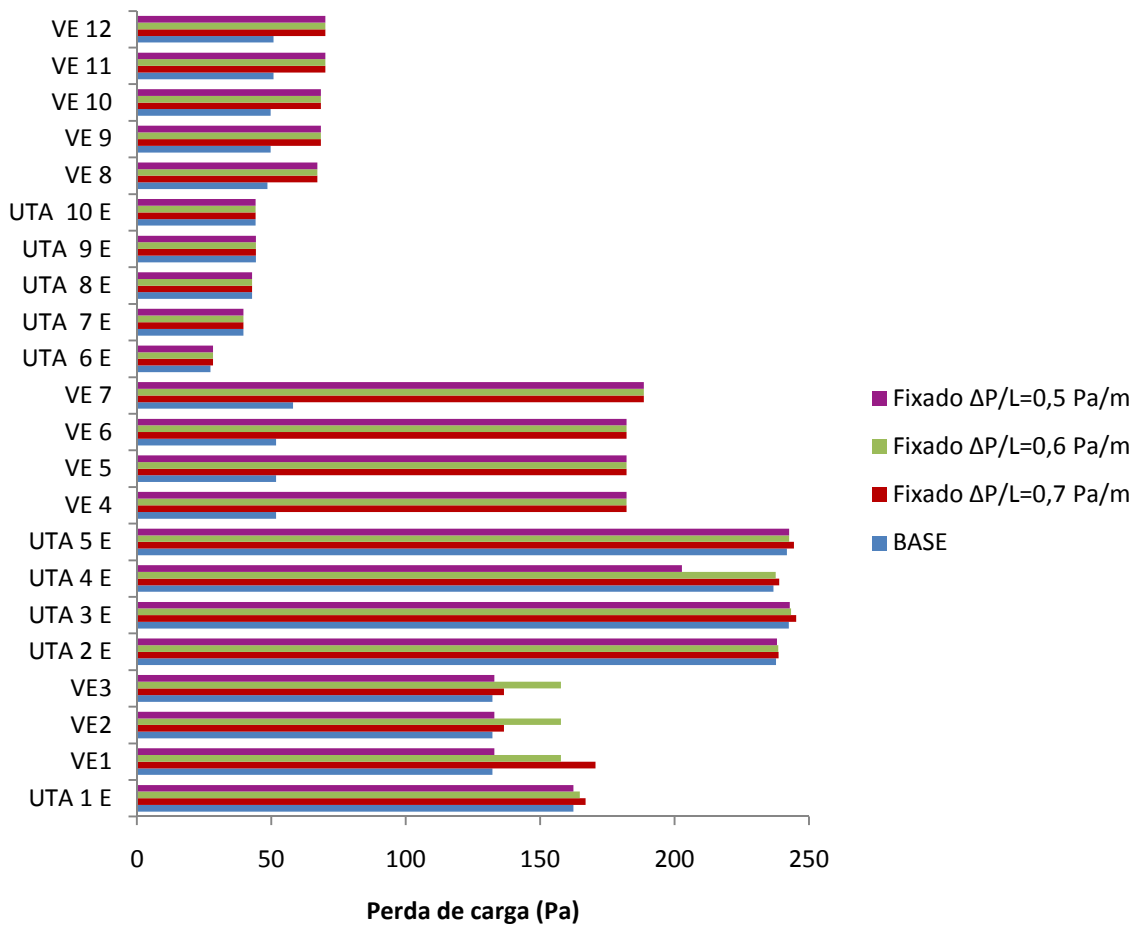


Figura D.7 - Valores de perda de carga com variação do parâmetro de dimensionamento nas condutas de extração do Hospital

ANEXO E: Valores de SFP com introdução de variação de velocidade

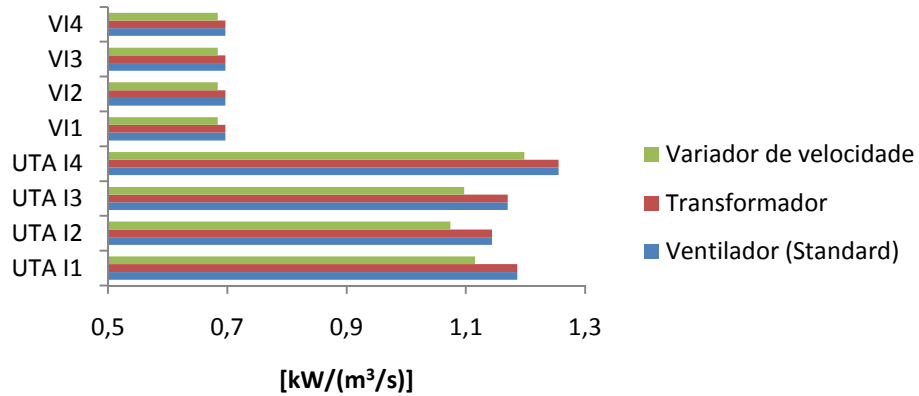


Figura E.1 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de insuflação dos Escritórios com variação de velocidade

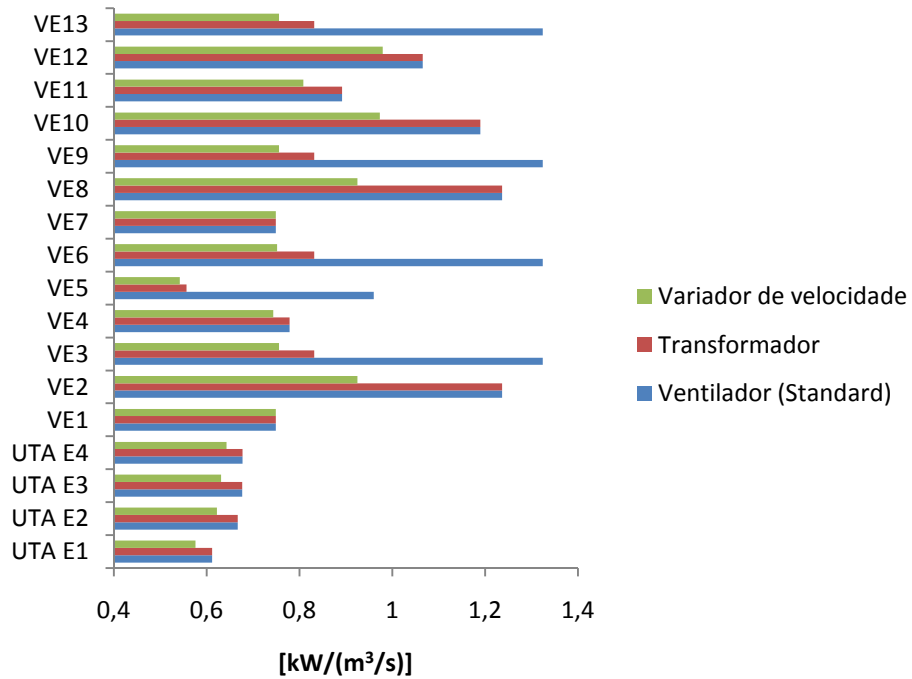


Figura E.2 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de extracção dos Escritórios com variação de velocidade

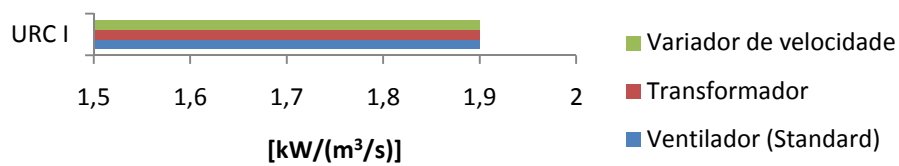


Figura E.3 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de insuflação da Agência Bancária com variação de velocidade

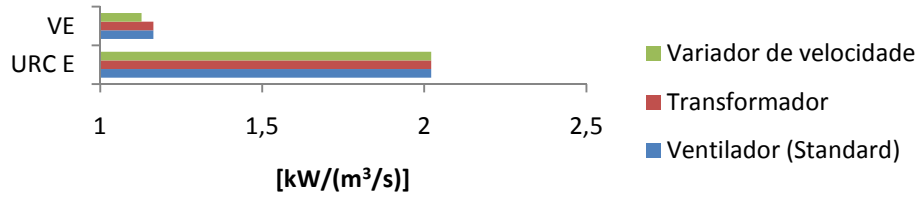


Figura E.4 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de extracção da Agência Bancária com variação de velocidade

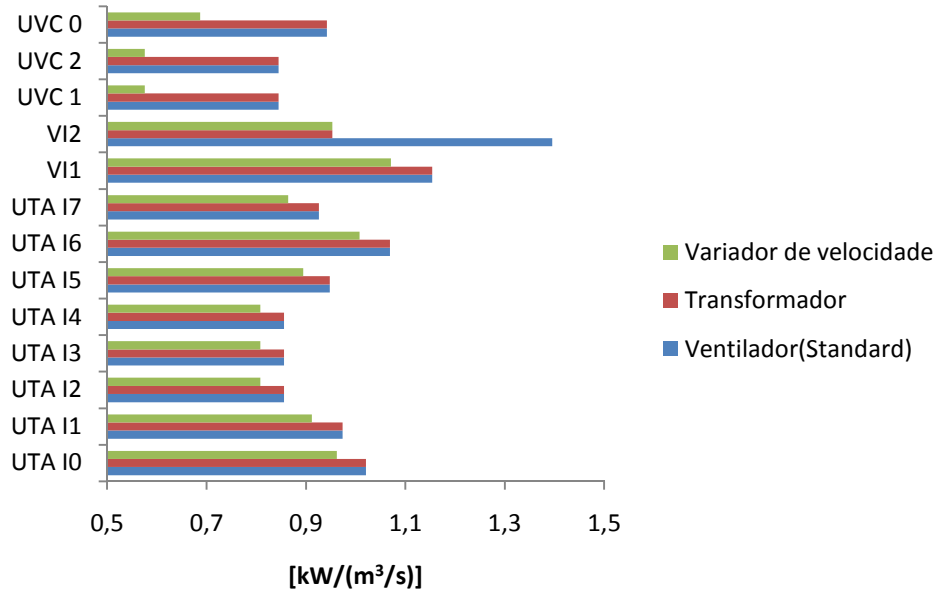


Figura E.5 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de insuflação da Escola com variação de velocidade

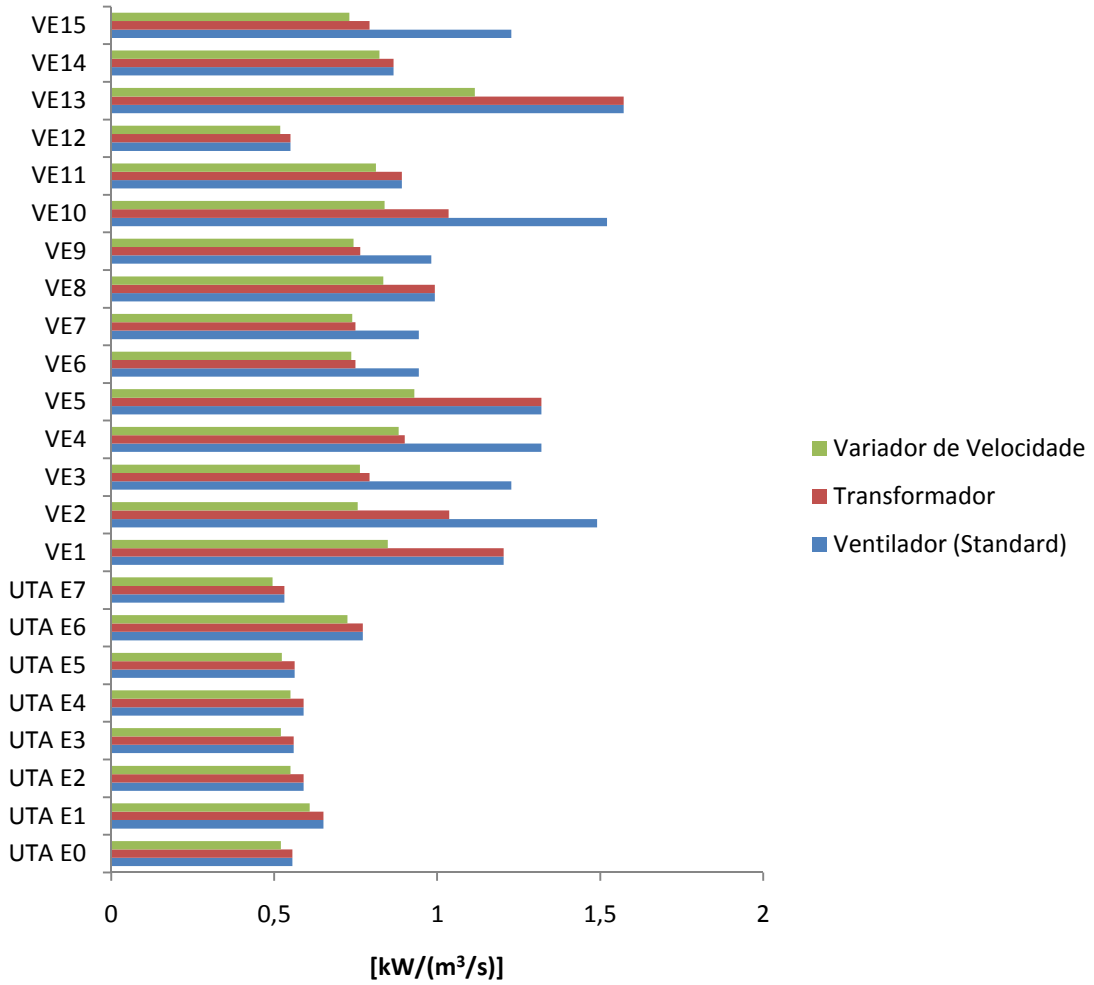


Figura E.6 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de extração da Escola com variação de velocidade

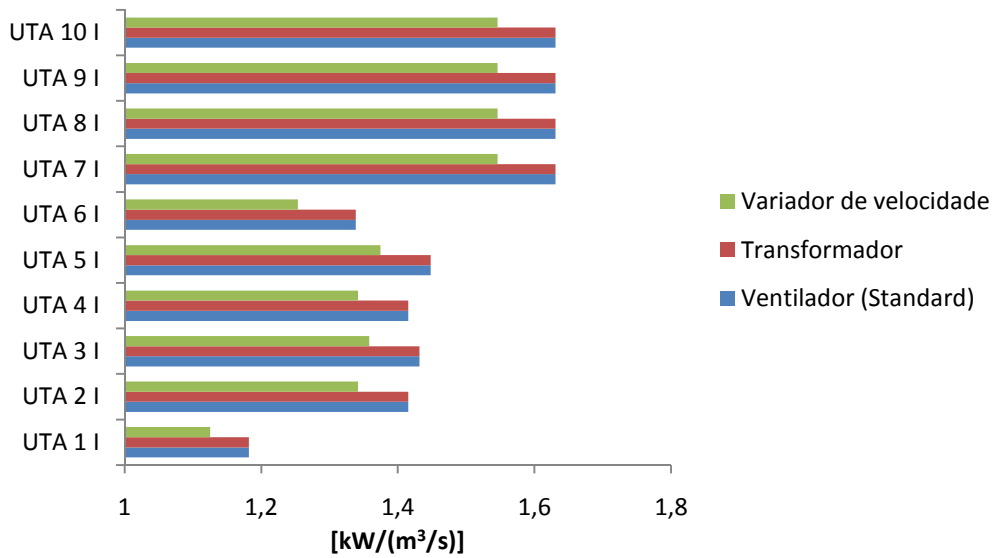


Figura E.7 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de insuflação do Hospital com variação de velocidade

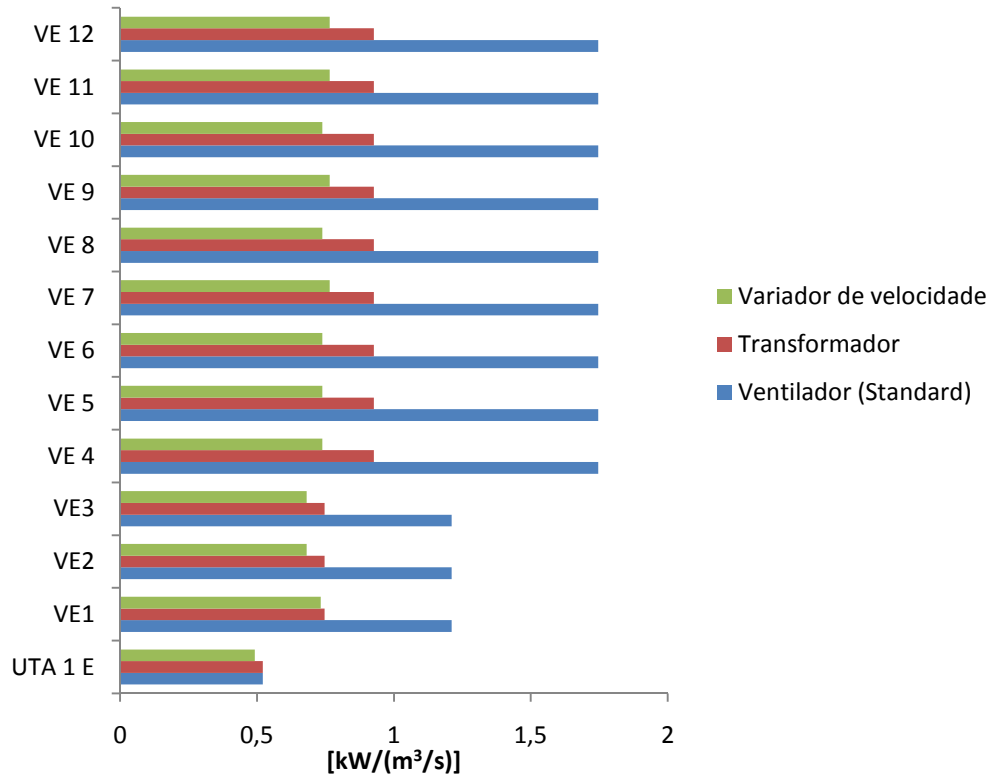


Figura E.8 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de extracção do Hospital com variação de velocidade

ANEXO F: Valores de SFP com introdução de equipamentos de variação de velocidade e parâmetro de dimensionamento de condutas de 0,5 Pa/m

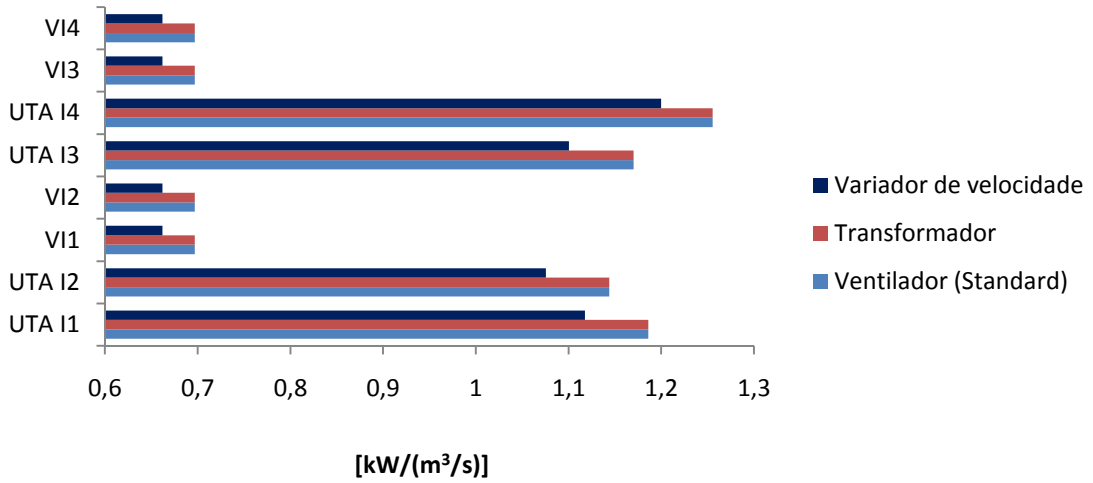


Figura F.1 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de insuflação com $\Delta P/L=0,5$ Pa/m e variação de velocidade nos Escritórios

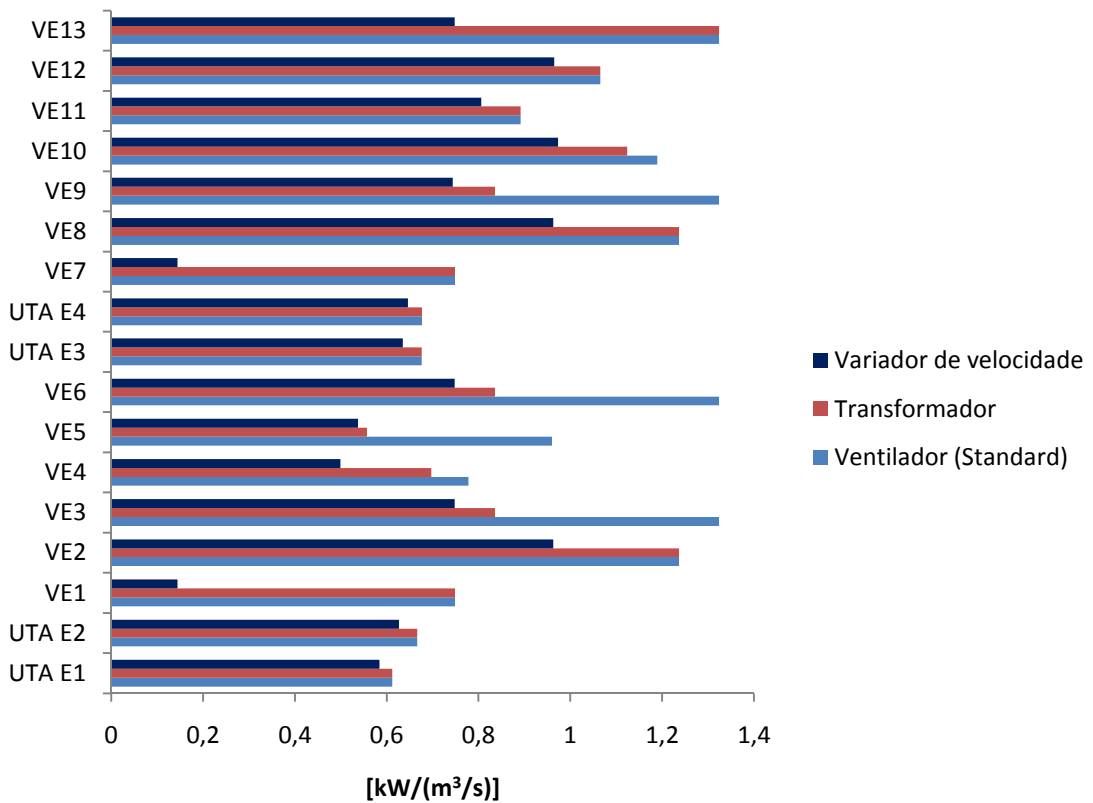


Figura F.2 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de extracção com $\Delta P/L=0,5$ Pa/m e variação de velocidade nos Escritórios

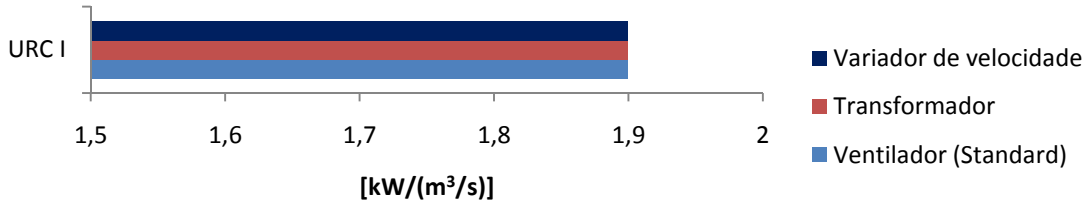


Figura F.3 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de insuflação com $\Delta P/L=0,5$ Pa/m e variação de velocidade na Agência Bancária

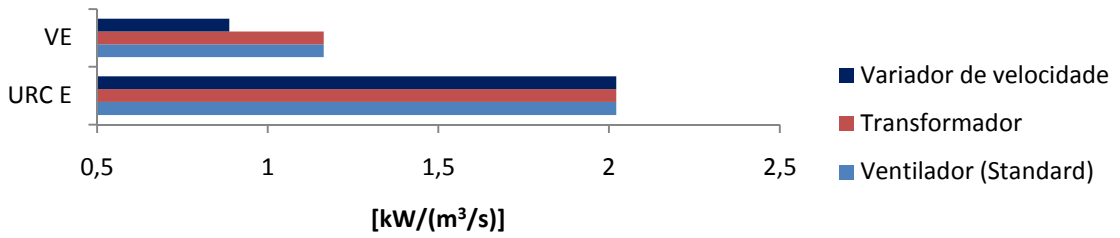


Figura F.4 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de extracção com $\Delta P/L=0,5$ Pa/m e variação de velocidade na Agência Bancária

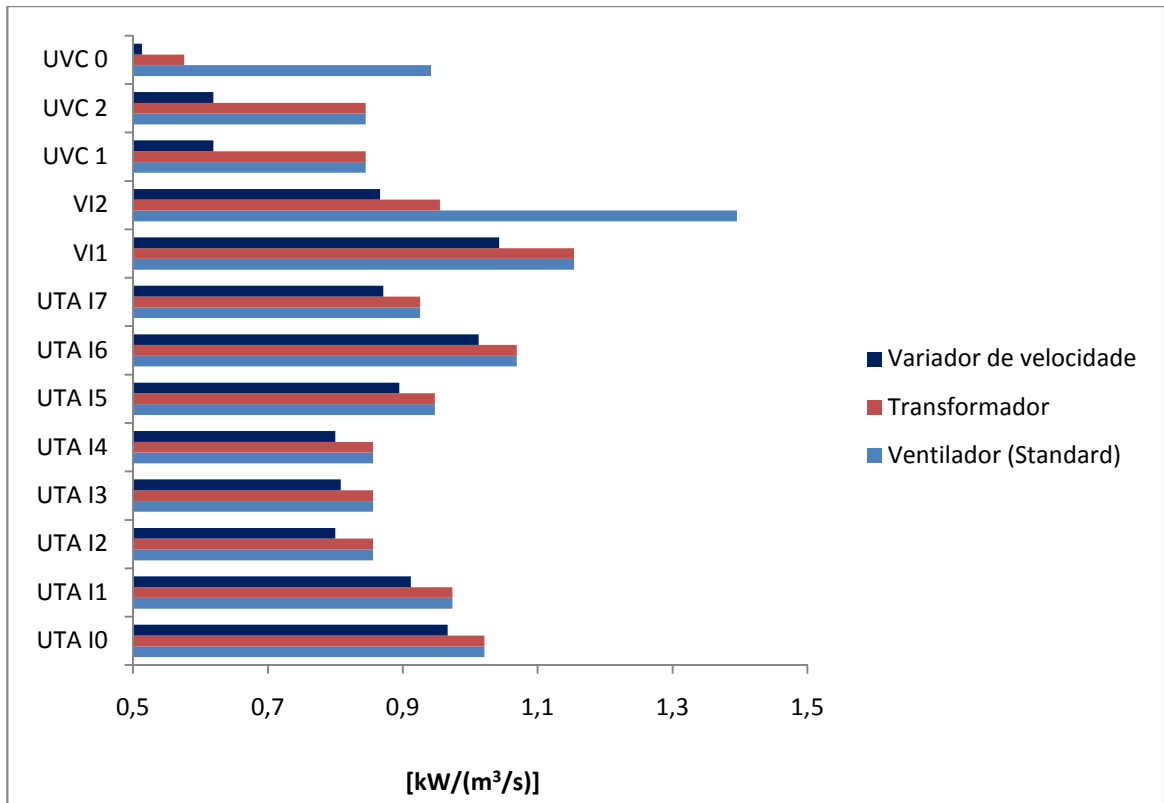


Figura F.5 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de insuflação com $\Delta P/L=0,5$ Pa/m e variação de velocidade na Escola

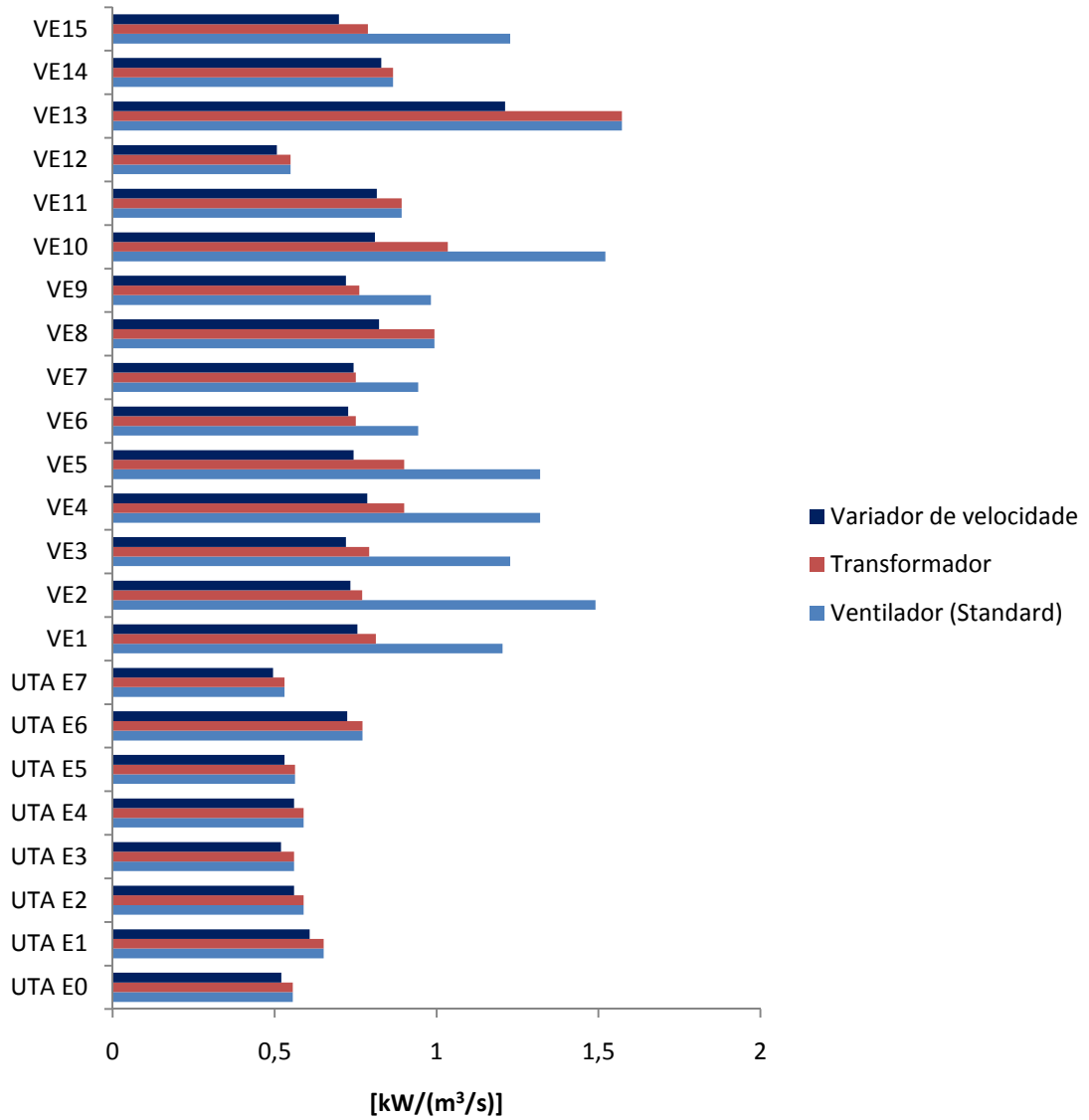


Figura F.6 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de extracção com $\Delta P/L=0,5$ Pa/m e variação de velocidade na Escola

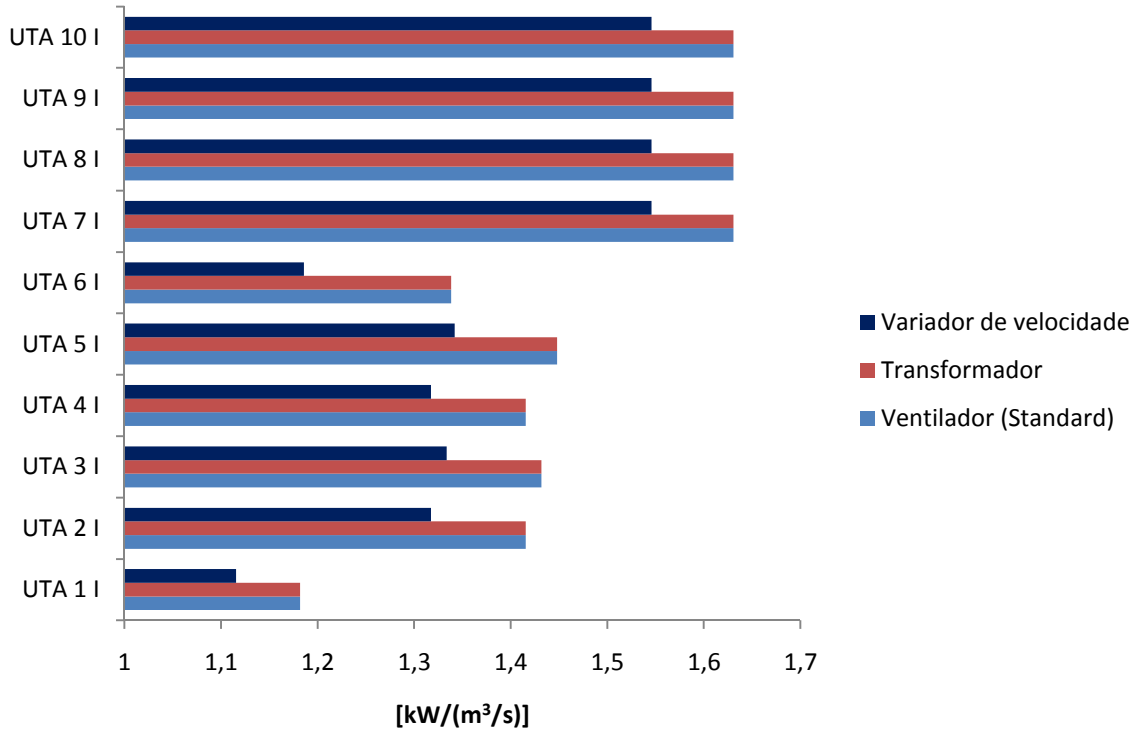


Figura F.7 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de insuflação com $\Delta P/L=0,5$ Pa/m e variação de velocidade no Hospital

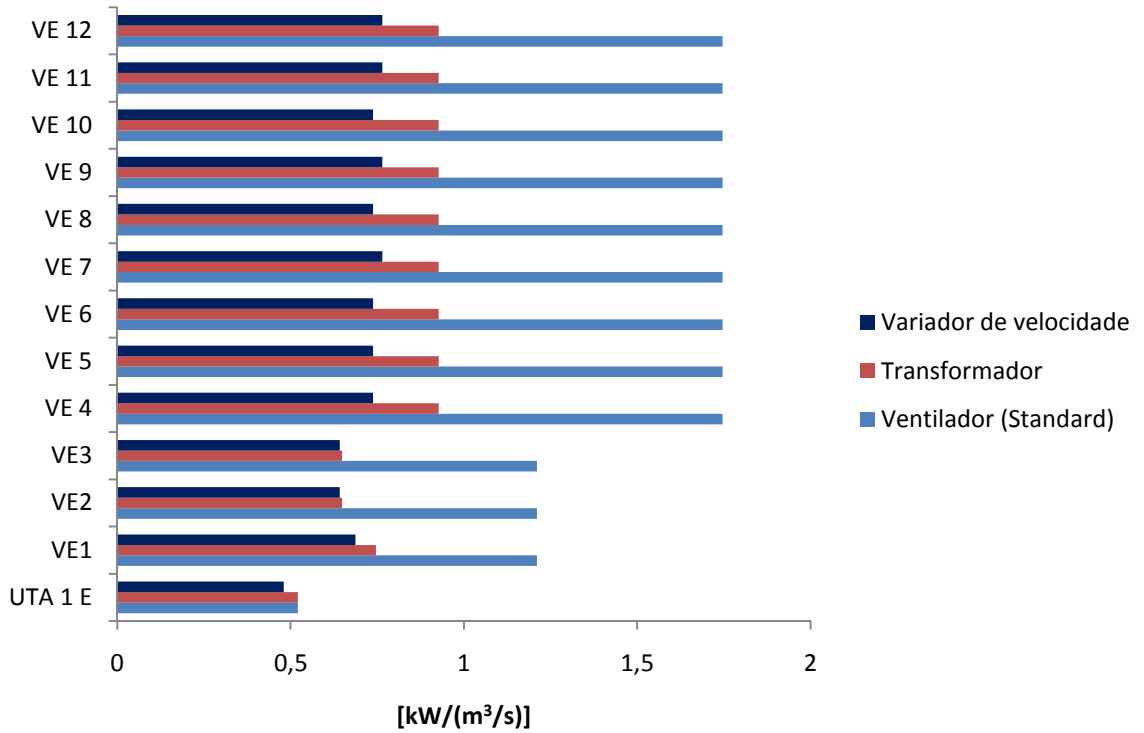


Figura F.8 – Valores de SFP obtidos para os ventiladores de insuflação com $\Delta P/L=0,5$ Pa/m e variação de velocidade no Hospital

ANEXO G: Métodos de dimensionamento de condutas

G.1. Método da velocidade constante

Neste método a secção da conduta de insuflação de ar vai-se reduzindo, à medida que o caudal vai diminuindo (desvio de caudal em cada divisão em linha ou ramal), de forma a manter a velocidade constante.

Na conduta de retorno ocorre o oposto, a secção aumenta à medida que o ar dos vários ramaís é recolhido. É um método de dimensionamento simples, em que se utilizam velocidades altas para as condutas principais (afastadas dos espaços ocupados), pois resulta em condutas de menores dimensões, mas que exigem uma potência mais elevada do ventilador. Nos ramaís próximos das zonas ocupadas a velocidade é reduzida por questões de ruído, sendo utilizadas velocidades de 4 a 6m/s nas condutas de distribuição e 2,5 a 3m/s nos ramaís dos difusores. [4]

G.2. Método da redução da velocidade

Consiste em seleccionar uma velocidade de saída na descarga do ventilador e uma velocidade para a zona da conduta mais afastada do mesmo, e seguidamente estabelecer uma série de variações de secção ao longo da conduta que permitam variar progressivamente a velocidade do ar entre os dois pontos. A velocidade inicial não deve exceder os valores indicados na Tabela A.1.

Tabela G.1 - Velocidades máximas recomendadas para sistemas de baixa velocidade [4].

Tipo	Valores de velocidade para sistemas de baixa velocidade (m/s)					
	Edifícios Residenciais		Escolas, Teatros e Edifícios públicos		Edifícios industriais	
	Recomendados	Máximos	Recomendados	Máximos	Recomendados	Máximos
Entrada de ar exterior	2,54	4,06	2,54	4,57	2,54	6,10
Filtros	1,27	1,52	1,52	1,78	1,78	1,78
Serpentinas de aquecimento	2,29	2,54	2,54	3,05	3,05	3,56
Serpentinas de arrefecimento	2,29	2,29	2,54	2,54	3,05	3,05
Lavadores de ar	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54
Saída do ventilador	5,08-8,13	8,64	6,60-10,16	7,62-11,18	8,13- 12,19	8,64-14,22
Condutas principais	3,56-4,57	4,06-6,10	5,08-6,60	5,59-8,13	6,10-9,14	6,6-11,18
Condutas de ramificação	3,05	3,56-5,08	3,05-5,57	4,06-6,60	4,06-5,08	5,08-9,14

É um método de dimensionamento que requer experiência, e é apenas adequado para sistemas muito simples e de baixa velocidade [4].

G.3. Método da recuperação da pressão estática

Este método de dimensionamento é aplicável somente para sistemas de insuflação de ar. O objectivo é obter a mesma pressão estática em cruzamentos com divisão de caudal através da mudança de secção das condutas a jusante. Este objectivo pode ser desenvolvido através das equações A1 e A2. Isso significa que a mudança na pressão estática de um ponto para outro é zero, condição esta que é satisfeita quando a mudança na pressão total é igual à variação da pressão dinâmica. Assim:

$$p_{s,1} - p_{s,2} = \Delta p_{t,1-2} - \left[\frac{\rho V_1^2}{2} - \frac{\rho V_{21}^2}{2} \right] \quad [\text{G.1}]$$

$$\Delta p_{t,1-2} = \left[\frac{\rho V_1^2}{2} - \frac{\rho V_{21}^2}{2} \right] \quad [\text{G.2}]$$

Onde $\Delta p_{t,1-2}$ é a perda de pressão total desde o montante da junção 1 até montante da junção 2. A junção 2 pode ser uma secção terminal, em que a pressão total é zero. Para cada secção principal, a secção da divisão em linha ou ramal imediatamente a jusante da secção da conduta principal são determinados iterando as dimensões dessas mesmas secções até que a Equação (A2) seja satisfeita. No entanto, pode haver casos em que a secção da divisão em linha ou ramal precise de ser maior do que a secção a montante para satisfazer a Equação (A2). As conexões das condutas referidas na ASHRAE 2009 não foram testadas sob estas condições, e realizar secções a jusante maiores do que a montante não é prático. O maior tamanho da secção da divisão em linha ou ramal deve ser limitado ao tamanho da secção a montante. O desequilíbrio subsequente é resolvido durante os ajustes realizados no equilíbrio da pressão total do sistema. [3].

A conduta principal é dimensionada de modo a que o ganho de pressão estática em cada junção de conduta menor (ramal), compense a perda de carga na secção seguinte da conduta (até ao ramal seguinte).

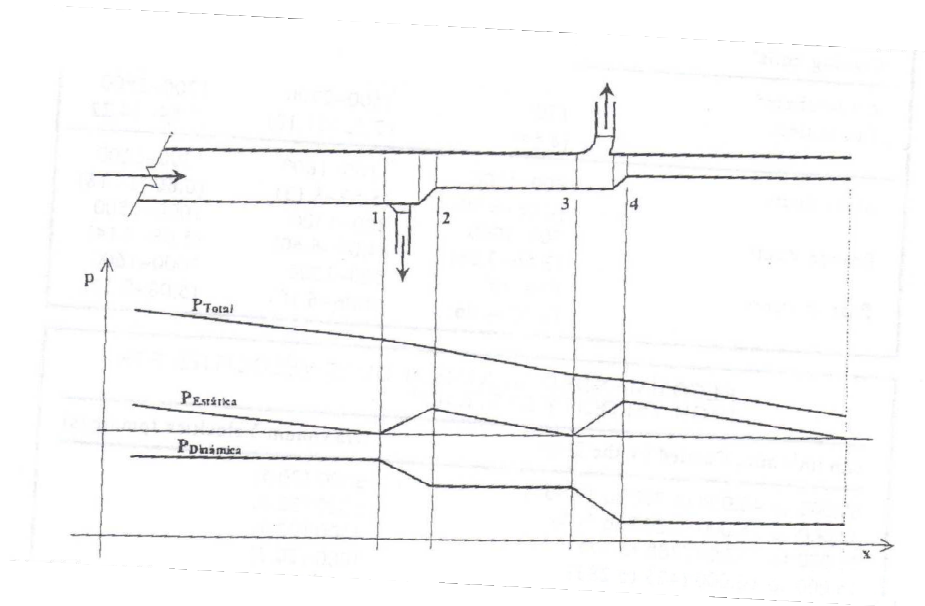


Figura G.1 – Variação da pressão estática ao longo das condutas, segundo o método do ganho de pressão estática

É um método de dimensionamento adequado para sistemas de alta velocidade, apesar de conduzir a grandes secções em condutas longas [4].

ANEXO H: Tipos de ventiladores





















	TYPE	IMPELLER DESIGN	HOUSING DESIGN
CENTRIFUGAL FANS	AIRFOIL	 <p>Highest efficiency of all centrifugal fan designs. Ten to 16 blades of airfoil contour curved away from direction of rotation. Deep blades allow efficient expansion within blade passages. Air leaves impeller at velocity less than tip speed. For given duty, has highest speed of centrifugal fan designs.</p>	 <p>Scroll design for efficient conversion of velocity pressure to static pressure. Maximum efficiency requires close clearance and alignment between wheel and inlet.</p>
	BACKWARD-INCLINED BACKWARD-CURVED	 <p>Efficiency only slightly less than airfoil fan. Ten to 16 single-thickness blades curved or inclined away from direction of rotation. Efficient for same reasons as airfoil fan.</p>	 <p>Uses same housing configuration as airfoil design.</p>
	RADIAL	 <p>Higher pressure characteristics than airfoil, backward-curved, and backward-inclined fans. Curve may have a break to left of peak pressure and fan should not be operated in this area. Power rises continually to free delivery.</p>	 <p>Scroll. Usually narrowest of all centrifugal designs. Because wheel design is less efficient, housing dimensions are not as critical as for airfoil and backward-inclined fans.</p>
	FORWARD-CURVED	 <p>Flatter pressure curve and lower efficiency than the airfoil, backward-curved, and backward-inclined. Do not rate fan in the pressure curve dip to the left of peak pressure. Power rises continually toward free delivery. Motor selection must take this into account.</p>	 <p>Scroll similar to and often identical to other centrifugal fan designs. Fit between wheel and inlet not as critical as for airfoil and backward-inclined fans.</p>
AXIAL FANS	PROPELLER	 <p>Low efficiency. Limited to low-pressure applications. Usually low-cost impellers have two or more blades of single thickness attached to relatively small hub. Primary energy transfer by velocity pressure.</p>	 <p>Simple circular ring, orifice plate, or venturi. Optimum design is close to blade tips and forms smooth airfoil into wheel.</p>
	TUBEAXIAL	 <p>Somewhat more efficient and capable of developing more useful static pressure than propeller fan. Usually has 4 to 8 blades with airfoil or single-thickness cross section. Hub is usually less than half the fan tip diameter.</p>	 <p>Cylindrical tube with close clearance to blade tips.</p>
	VANEAXIAL	 <p>Good blade design gives medium- to high-pressure capability at good efficiency. Most efficient have airfoil blades. Blades may have fixed, adjustable, or controllable pitch. Hub is usually greater than half fan tip diameter.</p>	 <p>Cylindrical tube with close clearance to blade tips. Guide vanes upstream or downstream from impeller increase pressure capability and efficiency.</p>
SPECIAL DESIGNS	TUBULAR CENTRIFUGAL	 <p>Performance similar to backward-curved fan except capacity and pressure are lower. Lower efficiency than backward-curved fan. Performance curve may have a dip to the left of peak pressure.</p>	 <p>Cylindrical tube similar to vaneaxial fan, except clearance to wheel is not as close. Air discharges radially from wheel and turns 90° to flow through guide vanes.</p>
	POWER ROOF VENTILATORS CENTRIFUGAL	 <p>Low-pressure exhaust systems such as general factory, kitchen, warehouse, and some commercial installations. Provides positive exhaust ventilation, which is an advantage over gravity-type exhaust units. Centrifugal units are slightly quieter than axial units.</p>	 <p>Normal housing not used, because air discharges from impeller in full circle. Usually does not include configuration to recover velocity pressure component.</p>
	AXIAL	 <p>Low-pressure exhaust systems such as general factory, kitchen, warehouse, and some commercial installations. Provides positive exhaust ventilation, which is an advantage over gravity-type exhaust units.</p>	 <p>Essentially a propeller fan mounted in a supporting structure. Hood protects fan from weather and acts as safety guard. Air discharges from annular space at bottom of weather hood.</p>

Figura H.1 – Tipos de ventiladores

ANEXO I: Diferentes tipos de edifícios (ENERGY CONSUMPTION GUIDE 19)

Tipo 1 – Edifício ventilado naturalmente em células.

. Uma construção simples, muitas vezes (mas nem sempre) relativamente pequeno, por vezes convertidos edifício de habitação.

. O tamanho típico deste tipo de edifícios varia de 100 m² a 3000 m². A abordagem doméstica com janelas individuais, menores níveis de iluminação, interruptores de luz locais e controlos de aquecimento contribui para que o custo operacional do edifício vá de encontro às necessidades dos ocupantes e tende a reduzir o consumo de electricidade em particular. Há também tendência para a existência de benefícios comuns, que geralmente consistem de benca com pia, frigorífico e máquina de café.

Tipo 2 – edifício ventilado naturalmente em plano aberto.

. Edifício com grande parte em plano aberto, mas com alguns escritórios de celulares e áreas especiais.

. O tamanho típico deste tipo de edifícios varia de 500 m² a 4000 m². Este tipo é geralmente construído novo, ou por vezes convertido a partir de um espaço industrial. Os níveis de iluminação, as horas de utilização e densidade de potência de iluminação são muitas vezes superiores às de escritórios celulares. Há mais equipamento de escritório, máquinas de venda automática, etc, assim como um uso mais rotineiro deste equipamento. Luzes e equipamentos comuns tendem a ser comutados para grupos maiores, e a permanecerem ligados por mais tempo, visto ser mais difícil ajustar a oferta à procura.

Tipo 3 – Edifício padrão (*standard*), com ar condicionado

. O tamanho típico deste tipo de edifícios varia de 2.000 m² a 8.000 m². Este tipo é semelhante em ocupação e planeamento ao tipo 2, mas geralmente com um plano mais profundo de pavimento, janelas sombreadas ou de vidro escurecido que reduzem mais a luz do dia. Essas construções podem ser mais intensamente utilizados. Os pontos de referência são baseados em volume de ar variável (VAV), ar condicionado com arrefecimento de ar conseguido através de *chillers* alimentados a água por exemplo.

Tipo 4 - Edifício prestígio (*prestige*), com ar condicionado

. A sede nacional ou regional de uma Agência, ou centro técnico ou administrativo.

. O tamanho típico deste tipo de edifícios varia de 4.000 m² para 20 000 m². Este tipo é especialmente construído ou remodelado para altos padrões.

Existe por vezes um maior número de horas de funcionamento para atender a diversas ocupações. Estes edifícios incluem cantinas (que serve refeições quentes por cerca de metade do pessoal); espaços com ar-condicionado para computadores, equipamentos de comunicações e por vezes instalações de armazenamento, estacionamento e lazer.

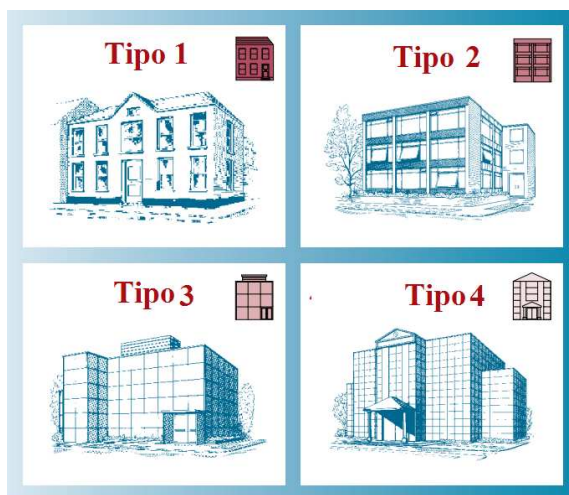


Figura I.1 – Exemplo de diferentes tipos de edifício [13]

ANEXO J: Metodologias da norma CEN 13779 relativas à filtragem

É recomendada a utilização de pré filtros para reduzir as poeiras do ar na entrada da unidade de tratamento de ar e ajudar a manter os equipamentos de ventilação limpos (assim como a roda térmica, baterias, atenuadores de som, etc). Estes servem também para prolongar o tempo necessário à mudança do segundo filtro, apesar de a sua inclusão incrementar um maior investimento em filtros, uma maior perda de carga e consequente aumento na potência do ventilador e possivelmente um aumento de tamanho da unidade de tratamento de ar. Em situações com apenas uma secção de filtragem, o filtro deve ser colocado após o ventilador. Com duas ou mais etapas de filtragem, a primeira secção deve ser colocada antes e a segunda secção após o tratamento do ar.

São recomendados filtros de gás (filtros de carvão) em áreas de categoria ODA 5, podendo também ser uma boa solução no caso das categorias ODA 3 e ODA 4. Os filtros de gás deverão em geral ser combinados com filtros F8 ou F9 a jusante.

Na categoria ODA 5 poderá ser necessário o recurso a filtros eléctricos em algumas aplicações (dado esta categoria de ar exterior ser referente a regiões altamente industrializadas, como as imediações dos aeroportos por exemplo). Em caso de poluição temporária do ar é recomendado equipar esses filtros com um *bypass* e fornecer monitorização contínua da qualidade do ar.

Por razões de higiene, filtros na primeira secção de filtragem não devem estar em uso por mais de um ano. Os filtros usados em segunda ou terceira não devem estar em uso por mais de dois anos. Quando são garantidas condições secas em todas as secções de filtragem, são mais longos os períodos de utilização possíveis. São recomendadas tanto a inspecção visual como monitorização da queda de pressão, sendo também necessária atenção no posicionamento da entrada de ar para evitar a chuva ou neve no filtro.

Por razões de higiene, o ar de entrada deve ser filtrado em duas etapas (pelo menos para IDA 1 e IDA 2). O primeiro filtro na entrada de ar (pré-filtro) deve ser de classe F5, mas de preferência de classe F7. A segunda etapa do filtro deve ser efectuada por um filtro de pelo menos classe F7, mas de preferência de classe F9. Se houver apenas uma etapa de filtragem, a exigência mínima é de classe F7.

No que diz respeito a recirculação do ar, deve ser usado pelo menos um filtro de classe F5 para evitar a contaminação de componentes no sistema. No entanto, sempre que possível, o filtro de ar de recirculação deve ter a mesma qualidade que o filtro do fluxo principal.

Para uma protecção do sistema de aspiração do ar de exaustão é necessário um filtro de pelo menos classe F5.

O ar de extracção proveniente de cozinhas deverá sempre ser limpo numa primeira fase por um filtro especial para gordura, que possa ser mudado e limpo com facilidade.

Os filtros não devem ser instalados imediatamente após a tomada do ventilador, ou em locais onde a distribuição do fluxo ao longo da secção transversal não é uniforme.

Os filtros devem ser substituídos quando a perda de carga atinge uma perda de pressão final especificada previamente, ou quando são atingidos os seguintes intervalos (por questões de higiene), caso ocorram primeiro:

- O filtro da primeira etapa de filtração deve ser substituído após 2000 horas de operação ou o máximo de um ano.

- O filtro da segunda etapa de filtração, bem como filtros de extracção ou recirculação, devem ser substituído após 4.000 horas de operação ou um máximo de dois anos.

Relativamente à substituição, por razões de higiene o filtro deve ser substituído após a maior temporada de libertação de pólen e esporos, no Outono. Se as exigências forem rigorosas, os filtros podem também ser alterados na primavera após o período de aquecimento (para eliminar produtos de combustão presentes no ar exterior).

Os filtros devem ser substituídos com cuidado, usando equipamentos de protecção, para evitar a fuga de impurezas retidas no filtro, e quanto à eliminação dos filtros, estes podem ser incinerados em fornos com bons sistemas de filtração, a fim de queimar as impurezas neles presas, reduzir o desperdício e possivelmente permitir a recuperação de energia. Filtros de sistemas de ventilação normais também podem ser despejados em aterros sanitários.

Os sistemas de recuperação de calor devem ser sempre protegidos com um filtro de classe F6 ou superior (caso se trate de recuperação de calor com Roda térmica esta deve ser equipada com secções de limpeza). Fugas numa secção de um filtro irão diminuir significativamente a eficiência de filtração. Por isso é importante para satisfazer os requisitos de estanqueidade e fuga por *bypass* apresentados na norma CEN 1886.

ANEXO K: Soluções de recuperação de calor

K.1. Roda Térmica

O equipamento, designado correntemente por roda térmica, utiliza um material acumulador que em rotação lenta (uma rotação em 5 a 10 minutos) é sucessivamente atravessado numa direcção por ar extraído e na outra por ar exterior (a insuflar). Assim, este equipamento é alternadamente atravessado por correntes de ar quente ou frio. É constituído por folhas de alumínio (de superfície higroscópica ou não), sobrepostas em camadas cilíndricas de forma ondulada, constituindo numerosos canais. O sistema sucessivo de absorção e expulsão permite trocas de calor quer sensível, quer latente. Para caudais do ar de expulsão e de admissão próximos a eficiência situa-se entre 70% a 90% e é função da velocidade de rotação e da perda de carga [30]. Na figura E.2 é apresentada a variação típica de eficiência e perda de carga para um dispositivo deste tipo. Para evitar a mistura do ar novo com o ar de expulsão, a roda dispõe de um sector de limpeza, impeditivo de tal união.

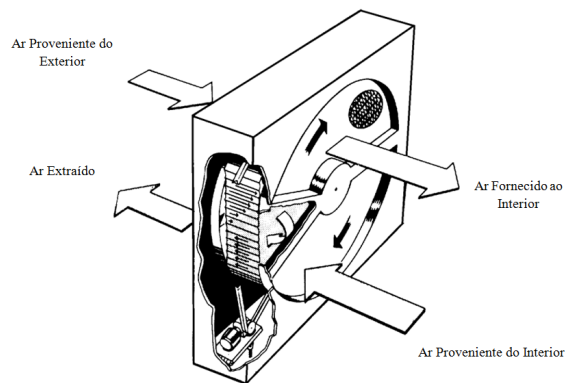


Figura K.1 – Princípio de funcionamento de uma roda térmica [6]

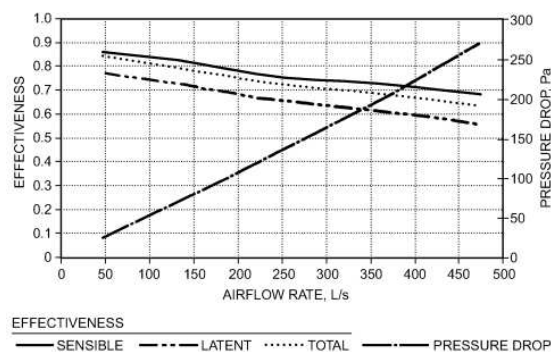


Figura K2 – Variação de eficiência e perda de carga com o caudal volumétrico [6]

K.2. Recuperador de calor de placas

Os permutadores de placas são permutadores de calor com fluxos de ar cruzados do tipo estático, separados uns dos outros por placas de pequena espessura, que poderão ser em alumínio, material plástico, entre outros [30].

A distância entre estas separações, dispostas paralelamente, é muito reduzida e não há qualquer contacto entre as correntes de ar nem transferência de calor latente, ou seja, somente o calor sensível é transferido do fluxo de ar quente para a corrente de ar frio. Arranjos em contracorrente ou fluxo tangencial são frequentemente usados [39].

A perda de carga que este tipo de equipamentos introduz situa-se normalmente entre 100 e 250 Pa e para valores de caudais de extracção e admissão próximos a eficiência de recuperação de calor sensível é aproximadamente de 50% a 70% [30].

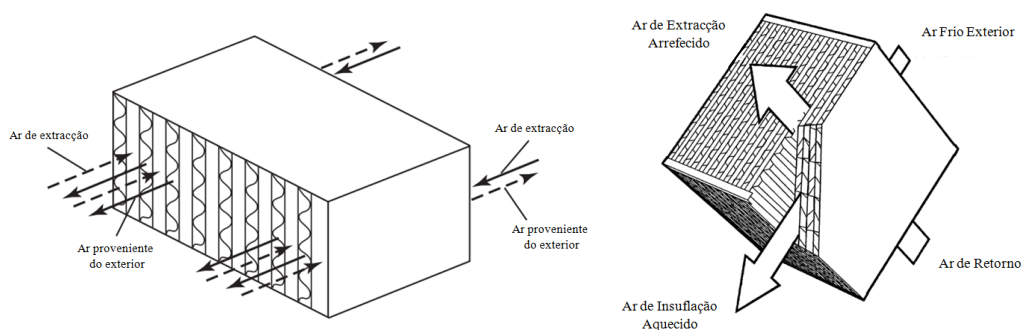


Figura K.3 - Princípio de funcionamento de Recuperadores de placas

K.3. Bateria de Recuperação

Um sistema típico de bateria de recuperação consiste em baterias dispostas perpendicularmente à direcção do fluxo de ar (de insuflação ou extracção), constituídas por serpentinas de tubos finos, que transportam no seu interior um fluido de transferência de calor (geralmente água ou uma solução anticongelante, como água glicolada).

Existem também bobinas, que são conectadas em um circuito fechado e encontram-se em contracorrente com os tubos através dos quais o fluido de transferência de calor é bombeado.

Este tipo de sistema é altamente flexível e adequado para a renovação de ar, pois permite a sua utilização na insuflação e extracção, permitindo também a simultânea transferência de energia entre múltiplas fontes ou para múltiplas aplicações. Um tanque de expansão poderá ser incluído para permitir a expansão e contracção do fluido, e caso se trate de um tanque de

expansão estanque, este minimiza a oxidação do anticongelante (caso seja utilizado) [6]. A eficiência comum deste tipo de equipamentos varia entre 45 e 65% [6].

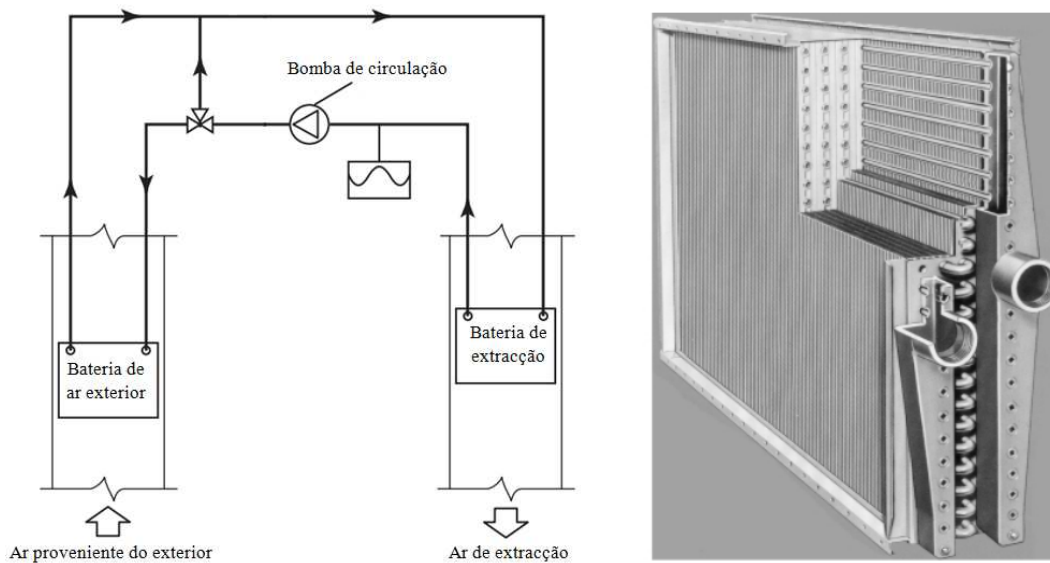


Figura K.4 – Princípio de funcionamento de uma bateria de recuperação

K.4. Tubo de Calor (Caloduc)

O tubo de calor é frequentemente usado como um permutador de calor sensível. Este permutador de calor é constituído por tubos muito finos, dispostos em várias filas ao longo da direcção de fluxo de ar. Cada tubo de calor é selado e contém um líquido volátil. Quando uma extremidade do tubo (a extremidade mais quente, ou secção de evaporação) absorve calor da corrente de ar que flui ao longo do tubo, o líquido volátil dentro do tubo evapora. O vapor move-se então para a outra extremidade (a extremidade mais fria, ou secção de condensação) devido à elevada pressão de saturação na secção de evaporação. Após a libertação do calor para a outra corrente de ar que flui na extremidade mais fria do tubo, o vapor condensa no interior do mesmo, regressando à secção de evaporação por gravidade e completando assim um ciclo de evaporação/condensação [39]. Assim, o calor é transferido no interior do tubo de calor como resultado da absorção e dissipação do calor latente por parte do fluído de trabalho a uma temperatura quase constante. Os tubos de calor são muitas vezes ligeiramente inclinados para que o líquido condensado tenha maior facilidade em voltar para secção de evaporação (a inclinação deverá ser de pelo menos 5 graus) [40].

Quando o fluxo de duas correntes de ar actua sobre um tubo de calor, o fluxo de corrente de ar quente actua sobre a secção de evaporação e o fluxo de corrente de ar frio sobre a secção

de condensação [39]. Na figura 39 é mostrada a variação de eficiência deste tipo de equipamentos mediante o número de filas de tubos existentes e velocidade do ar.

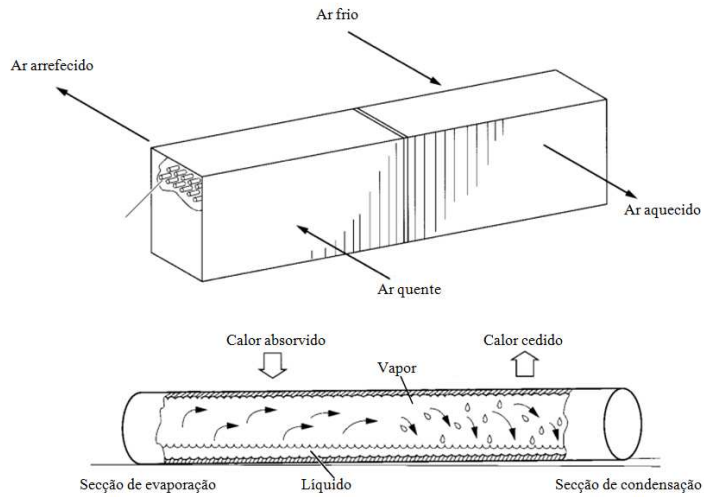


Figura K.5 – Princípio de funcionamento de um tubo de calor [39]

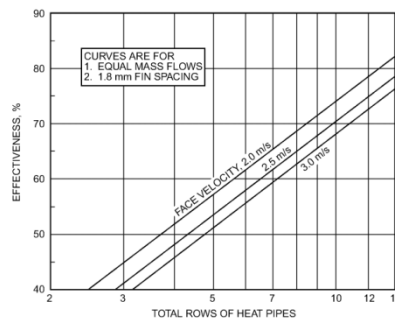


Figura K.6– Eficiência de recuperação através de tubos de calor

ANEXO L: Fontes e efeitos de poluentes na saúde

Poluente : CO (Monóxido de Carbono)	
Principais fontes	Efeitos na saúde
Processos de combustão (aquecedores, esquentadores, fogões, lareiras, braseiras) Fumo de tabaco Escape de veículos	Carboxihemoglobinemia (impede a captação de oxigénio) Dores de cabeça, Náuseas, Cansaço Efeitos no Sistema nervoso central e do sistema cardiovascular
Poluente: CO₂ (Dióxido de Carbono)	
Principais fontes	Efeitos na saúde
Ocupantes (suor/transpiração, respiração, digestão da boca, estômago e canal intestinal - Biofluentes) Fumo de tabaco	Efeitos no Sistema nervoso central e do sistema cardiovascular Dores de cabeça, Irritação de olhos e garganta Fadiga, Falta de ar
Poluente: HCHO (Formaldeído)	
Principais fontes	Efeitos na saúde
Desinfetantes Pesticidas Produtos derivados da madeira Conservantes de madeira Espumas de isolamento Materiais de construção Mobiliário Isolantes, adesivos, colas e tintas Fumo de tabaco Material Têxtil Solventes de lacas e resinas	Irritação dos olhos, nariz, garganta e pele Problemas respiratórios Dores de cabeça Enjoo Fadiga
Poluente: COVs (Compostos orgânicos voláteis)	
Principais fontes	Efeitos na saúde
Solventes Tintas Colas, resinas e vernizes Produtos de limpeza Aglomerados de cortiça Desinfetantes, Desodorizantes, Perfumes Insecticidas, pesticidas e fungicidas Material de construção Mobiliário, Fumo de tabaco Bombas de gasolina e outras actividades	Odores Sintomas de alergia Náuseas Leucemia Cancro da pele e pulmão Olhos vermelhos Secura das mucosas do nariz e garganta Dores de cabeça Fadiga Vertigens
Poluente: O₃ (Ozono)	
Principais fontes	Efeitos na saúde
Fotocopiadoras Impressoras a laser Aparelhos de limpeza Reacções fotoquímicas Desinfetante da água	Problemas respiratórios Irritação nos olhos, Dores de cabeça Alterações da vigilância e da actuação Edema pulmonar se a exposição for prolongada ou repetida Reacções asmáticas e alérgicas Secura da boca e garganta Pressão no peito e Tosse
Poluente: PM10	
Principais fontes	Efeitos na saúde
Processos de combustão Ocupantes Sistema AVAC Fumo de tabaco Papel	Problemas respiratórios Olhos secos, Asma e Alergias Irritação da pele e mucosas Doenças profissionais (metais) Tosse e Espirros
Poluente: Radão	
Principais fontes	Efeitos na saúde
Solo de zonas graníticas Materiais de construção Rochas graníticas por baixo do edifício (a libertação de radão está condicionada pela permeabilidade e porosidade dos solos e rochas e também pela pressão atmosférica, temperatura e humidade)	Aumenta o risco de cancro no pulmão (o perigo é aumentado pelo facto de ser um gás não detectável pelos nossos sentidos)
Poluente: bactérias, fungos, legionella	
Principais fontes	Efeitos na saúde
Sistemas AVAC Materiais de construção e decoração, Alcatifa Pólen Zonas húmidas do edifício Pêlos, penas e excrementos de insectos Ocupantes (bactérias) Água estagnada (legionella e fungos) Ar insuflado	Alergias – rinite, sinusite, asma Infeções – tuberculose, pneumonia, criptococose Efeitos irritantes – olhos, nariz, garganta e pele Dores de cabeça Febre Irritação cutânea (fungos) Fadiga e dores musculares Doença do legionário e febre pontiac – legionella
Poluente: NO₂ (Dióxido de azoto)	
Principais fontes	Efeitos na saúde
Processos de combustão	Problemas respiratórios Irritação olhos e garganta Tosse e Cansaço Bronquite crónica
Poluente: Benzeno	
Principais fontes	Efeitos na saúde
Produtos derivados da madeira Fumo de tabaco	Cancro
Poluente: Naftaleno	
Principais fontes	Efeitos na saúde
Fumo de tabaco Naftalina	Irritação dos olhos Irritação do sistema respiratório

Figura L.1 – Fontes e efeitos na saúde de poluentes que afectam a qualidade do ar interior [41]

ANEXO M: Métodos de classificação de qualidade do ar interior

M.1. Classificação através do nível de CO₂

A qualidade de ar interior poderá ser categorizada através da classificação do nível de CO₂, visto tratar-se de um bom indicador para a emissão de biofluentes humanos. A classificação pelo nível de CO₂ está bem estabelecida para as divisões ocupadas, onde não é permitido fumar e a poluição é causada principalmente pelo metabolismo humano.

Tabela M.1 – Níveis de CO₂ em espaços ocupados [10]

Categoria	Nível de CO ₂ acima do nível exterior (ppm)	
	Gama típica	Valor padrão
IDA 1	≤ 400	350
IDA 2	400 - 600	500
IDA 3	600 - 1000	80
IDA 4	>1000	1200

M.2. Classificação indirecta através da taxa de ar exterior por pessoa

Outro método de categorizar os níveis de qualidade de ar interior é a classificação indirecta através da taxa de ar exterior por pessoa. Este método é prático e muito utilizada para espaços em que exista ocupação humana. A taxa de ar exterior (fornecida pelo sistema de ventilação) por pessoa é apresentada na tabela seguinte (contabilizada para pessoas que executem trabalho de escritório ou em casa, com uma taxa metabólica de cerca de 1,2met).

Estes valores são frequentemente usados para projectar o sistema de ventilação. Os valores apresentados para áreas ocupadas por não fumadores levam em consideração o metabolismo humano, assim como as emissões típicas de edifícios de baixo nível de emissão de poluentes. Nos casos com altos níveis de actividade (met > 1,2), a taxa de ar exterior deve ser aumentada por um factor de met /1,2.

Tabela M.2 - Taxa de ar exterior por pessoa [10]

Categoria	Unidades	Taxa de ar exterior por pessoa			
		Áreas de ocupantes não fumadores		Áreas de ocupantes fumadores	
		Gama típica	Valor padrão	Gama típica	Valor padrão
IDA 1	$m^3/(s \cdot \text{pessoa})$	> 54	72	> 108	144
	$L/(s \cdot \text{pessoa})$	> 15	20	> 30	40
IDA 2	$m^3/(s \cdot \text{pessoa})$	36 – 54	45	72 – 108	90
	$L/(s \cdot \text{pessoa})$	10 – 15	12,5	20 – 30	25
IDA 3	$m^3/(s \cdot \text{pessoa})$	22 – 36	29	43 – 72	58
	$L/(s \cdot \text{pessoa})$	6 – 10	8	12 – 20	16
IDA 4	$m^3/(s \cdot \text{pessoa})$	< 22	18	< 43	36
	$L/(s \cdot \text{pessoa})$	< 6	5	< 12	10

É fortemente recomendada a selecção de materiais não poluentes ou de baixa concentração de poluentes para a construção, incluindo o mobiliário, tapetes, o próprio sistema de ventilação ou ar condicionado, ao invés de aumentar a taxa de ar exterior, a fim de diluir essas emissões evitáveis.

Os valores apresentados para áreas de ocupantes fumadores são válidos para as áreas onde é permitido fumar. Sendo assim recomendada a definição de zonas para fumadores e não fumadores para adaptar o sistema à situação [42].

M.3. Classificação indirecta através do fluxo de ar por área

Este método pode ser usado, em alguns casos, para projectar um sistema de espaços que não são para ocupação humana e que não têm um uso claramente definidos (como espaços de armazenamento por exemplo). As taxas de fluxo de ar por unidade de área de pavimento são apresentadas na Tabela seguinte.

Tabela M.3 - Taxas de ar exterior ou transferidos por unidade de área de pavimento (área útil) para salas não projectadas para ocupação humana [10]

Categoria	Unidade	Taxa de ar exterior ou transferidos por unidade de área de pavimento	
		Gama típica	Valor padrão
IDA 1	$m^3/(h \cdot m^2)$	*	*
	$L/(s \cdot m^2)$	*	*
IDA 2	$m^3/(h \cdot m^2)$	> 2,5	3
	$L/(s \cdot m^2)$	> 0,7	0,83
IDA 3	$m^3/(h \cdot m^2)$	1,3 – 2,5	2
	$L/(s \cdot m^2)$	0,35 – 0,7	0,55
IDA 4	$m^3/(h \cdot m^2)$	> 1,3	1
	$L/(s \cdot m^2)$	> 0,35	0,28

* - para IDA 1 este método é insuficiente

M.4. Classificação através de níveis de concentração de poluentes específicos

Este método de classificação é adequado para situações com emissão significativa de determinados poluentes específicos. Se houver informação suficiente sobre todas as emissões internas, então os requisitos taxa de ventilação podem ser calculados como mostrado nas equações seguintes. Quando as taxas de emissão não são conhecidos, a qualidade do ar necessária também pode ser indirectamente determinada pela taxa de ventilação com base na experiência dos projectistas.

A ventilação necessária para o caudal de emissão e o nível de concentração permitido no espaço permitem obter a diluição de uma dada emissão.

$$q_{v,SUP} = \frac{q_{m,E}}{c_{IDA} - c_{SUP}} \quad [M.1]$$

No caso dos diferentes poluentes, é necessário verificar todos os poluentes relevantes para determinar o mais crítico. A equação acima é referente a sistemas contínuos com uma emissão constante (situação padrão). Quando o período da emissão é curto, o equilíbrio estacionário de concentração pode não ser alcançado ou o fluxo de ar pode ser reduzido para um dado nível máximo de concentração. A dependência temporal do nível de concentração no espaço é dada pela igualdade entre a taxa de alimentação de ar e a taxa de extracção de ar.

$$c_{IDA}(t) - c_{SUP} = c_{IDA}(0) + \frac{q_{m,E}}{q_{v,SUP}} \left(1 - e^{-\frac{q_{v,SUP}}{V_r} * t} \right) \quad [M.2]$$

ANEXO N: Filtros de gases

Para a remoção de poluentes gasosos há um conjunto de parâmetros essenciais do poluente que é necessário verificar, como o peso molecular, o ponto de ebulição, calor de vaporização, polaridade, reactividade química e velocidade de adsorção química.

Para além da ventilação e da eliminação ou controlo das fontes poluentes, os princípios disponíveis para proceder à remoção de poluentes gasosos são a absorção, a adsorção (física e química), reacção catalítica, combustão catalítica, combustão e condensação criogénica. Visto que apenas a absorção, adsorção (física e química) e reacção catalítica podem ser utilizados para remoção de poluentes gasosos em ambientes interiores, os restantes (por serem demasiado complexos e de elevado custo não podem ser usados em sistemas de ventilação comuns) não serão descritos neste trabalho [43].

- **Absorção** – Os poluentes gasosos são absorvidas por líquidos quando a pressão parcial de vapor do poluente na corrente gasosa é superior à pressão de vapor do mesmo poluente na solução. Os poluentes gasosos são dissolvidos, ou reagem, no meio filtrante absorvente, que tanto pode ser um sólido poroso como um líquido. A taxa de transferência do poluente para o líquido é uma função complexa das propriedades físicas do poluente, do gás de transporte, do líquido, da geometria de contacto entre o gás e o líquido, da temperatura e velocidade do gás através da superfície de contacto. A eficiência dos absorventes líquidos pode ser melhorada através da adição de reagentes. O uso de absorventes líquidos em espaços com ocupantes tem diversas desvantagens, sendo a principal o facto de o ar tender a ficar saturado com o vapor do líquido absorvente e torna-se ele próprio num potencial poluente. Na situação em que o líquido absorvente é a água, a humidade relativa pode aumentar para valores indesejáveis.

- **Adsorção Física** – A adsorção é um fenómeno de superfície muito parecido com a condensação. As moléculas do poluente gasoso que embatem numa superfície e permanecem presas a esta durante um tempo apreciável (forças de Van der Waals, reversível) dizem-se adsorvidas por essa superfície. Este processo pode ocorrer em quase todas as superfícies, mas na maioria dos casos usam-se dois processos para aumentar a capacidade de adsorção das superfícies. O primeiro tem a ver com o facto de os adsorventes serem disponibilizados na forma granular ou na forma de fibras, de modo a aumentar a superfície de contacto entre o meio adsorvente e a corrente gasosa. O segundo está relacionado com a superfície absorvente ser tratada de modo a ter poros microscópicos que aumentam a área de contacto molecular.

Para que uma molécula seja adsorvida por uma superfície é necessário que as moléculas da substância poluente sejam transportadas pela corrente gasosa através da camada limite do grânulo adsorvente, que as moléculas do poluente se difundam para os poros existentes na superfície e que fiquem fisicamente presas à superfície.

• **Adsorção Química** – A adsorção química é, em muitos aspectos, similar à adsorção física. Os três passos atrás referidos para a adsorção física também se aplicam à química, sendo apenas diferente o terceiro passo, pois para que as moléculas do poluente fiquem presas à superfície adsorvente é necessário que haja uma reacção química entre o adsorvente químico com a troca de electrões.

• **Reacção Catalítica** – Um meio purificador de ar catalítico é um meio que opera à temperatura ambiente ou que no mínimo transforma a sua própria energia de activação através de uma reacção química exotérmica.

Existem essencialmente três tipos de filtros de remoção de gases aplicados em espaços não industriais, os filtros baseados na adsorção, os filtros baseados na absorção e os filtros baseados em reacções catalíticas [43].

Apesar da adsorção poder ocorrer numa grande variedade de superfícies de diferentes materiais, existem poucos cuja capacidade de adsorção é suficientemente favorável para que possa servir para filtrar poluentes gasosos. Os materiais usados nos filtros baseados na adsorção podem utilizar quer o mecanismo de adsorção física quer o mecanismo de adsorção química, com o objectivo de reter os poluentes gasosos. Os materiais mais comuns são o carbono activado, a sílica e a alumina.

Os gases baseados em reacções catalíticas possuem carbono activo, que remove alguns gases e vapores através de uma reacção catalítica, que converte esses poluentes noutros gases de poluição inferior.

ANEXO O: Testes realizados nos filtros de ar

Visto a complexidade inerente aos testes realizados nos filtros de ar, nenhum consegue individualmente descrever o comportamento de todos os filtros devido aos diferentes tipos, quantidades, dimensões e geometria das partículas que se pretendem filtrar. Assim, foram criados diversos testes de modo a obter e caracterizar os parâmetros que permitem descrever o desempenho dos filtros de partículas. Serão seguidamente descritos alguns testes indicados pela ASHRAE para a caracterização do desempenho dos filtros, uma vez que foi também nestes que a CEN e a EUROVENT se basearam para estabelecimento das suas normas [30].

. **Teste de separação ou gravimétrico** (retenção de partículas sintéticas) – Consiste na adição de um conjunto de partículas sintéticas normalizadas (constituído por partículas por partículas de diferentes tamanhos, normalmente é utilizada a poeira ASHRAE) a um fluxo de ar e sua passagem pelo filtro, sendo posteriormente medida a massa da fracção de partículas retida no filtro.

. **Teste opacimétrico** – Após as partículas atmosféricas atravessarem o filtro a testar, este teste compara a descoloração (opacidade) de dois filtros de papel, o que é atravessado pelo ar exterior e o que é atravessado pelo ar proveniente do primeiro filtro. Este teste permite obter a eficiência opacimétrica.

. **Teste de capacidade de retenção de partículas** – A capacidade de reter partículas é avaliada através da passagem de um conjunto de poeiras sintéticas normalizadas (poeira ASHRAE*) através do filtro a testar, ao longo do tempo e a uma determinada taxa de fluxo. O teste pretende determinar a quantidade (em massa) de partículas retidas pelo filtro até atingir uma queda de pressão pré-determinada.

. **Teste de penetração DOP** – O teste de penetração DOP é utilizado para caracterizar filtros de alta eficiência. Dioctil Phthalate (ou abreviadamente DOP) é um plastificante orgânico cuja principal característica é possuir uma pressão de vapor suficientemente baixa que permite a produção de partículas estáveis à temperatura ambiente. Esta técnica, assim como os filtros de elevada eficiência (absolutos), foram desenvolvidos nos EUA durante a segunda guerra mundial. Um filtro absoluto é definido como um filtro cuja eficiência mínima DOP é de 99,97%. Um estudo realizado por Langmuir demonstrou que as partículas que os filtros têm mais dificuldade em reter possuem um diâmetro de 0,3 μm . Assim, as partículas usadas para realizar este teste são produzidas através de DOP que, quando são evaporadas e posteriormente condensadas, dão origem a partículas de dimensão homogênea com diâmetro

aproximado de 0,3 μm . Partículas desta dimensão são adicionadas ao fluxo de ar que alimenta o filtro e é determinada a percentagem de partículas que são retidas neste

. **Teste de fugas** – Este tipo de testes são desenvolvidos de modo a avaliar e garantir que não existam ar ou partículas que não atravessem o filtro. Para a realização deste teste é utilizada uma técnica semelhante à usada no teste de penetração DOP.

Teste à eficiência mediante o tamanho das partículas – Enquanto as partículas atmosféricas atravessam os filtros a testar, são recolhidas amostras de ar a montante e jusante do filtro. Estas amostras são posteriormente encaminhadas para um contador de partículas que determina a eficiência do filtro em função do tamanho das partículas.

* A poeira ASHRAE é constituída por 72% de poeira de teste Padronizado fina (tamanho médio de partícula - 7.7 microns, 23% de carbono em pó e 5% de tomentos de algodão número 7.

Através dos resultados obtidos na realização dos ensaios anteriormente referidos é permitida a classificação dos filtros mediante a sua eficiência. Em Portugal e nos países da união europeia, as normas CEN são as que mais preponderam, pelo que sofreram neste projecto um maior ênfase.

Os dois métodos de ensaio mais aplicados no panorama europeu da década de 90 eram os Eurovent 4/5 e EN 779 (1994). Estes métodos eram as melhores disponíveis para determinar o desempenho do filtro, mas as suas limitações nunca permitiam obter uma correcta previsão do funcionamento do mesmo, dadas as grandes variações existentes nos diferentes tipos, quantidades, dimensões e geometria das partículas a serem retidas.

Encontram-se descritos mais testes no na figura N.1:

Método	Aplicações	Natureza e modo de geração do Aerosol de ensaio	Banco de Ensaio	Princípio de medida	Características Determinadas pelo Ensaio	Referências
ASHRAE	Filtros de Média Eficácia	O aerosol de ensaio é obtido por dispersão, através de um fluxo de ar comprimido e de um pó sintético composto de: 72 % de sílica 23 % negro de fumo 5 % de coque de algodão A granulometria da sílica é: 0 a 5 mm - 38 +- 2% 5 a 10 mm - 18 +- 3% 10 a 20 mm - 18 +- 3% 20 a 40 mm - 18 +- 3% 40 a 80 mm - 8 +- 3% Concentração : C = 70 mg/m ³		O aerosol é disperso na secção de entrada do banco de ensaios. O pó não retido pelo filtro a ensaiar é recolhido sobre o filtro de captura. Determina-se por pesagem a massa de pó recolhida sobre o filtro de captura e a massa de pó emitida. A permeabilidade (I) do filtro é a relação destas duas massas.	a) Rendimento* para o caudal nominal em função da massa de pó dispersa. b) Perda de carga inicial em função do caudal c) Perda de carga para o caudal nominal, em função da massa de pó dispersa. d) Capacidade de retenção	Nas Normas indicadas os métodos gravimétrico e opacimétrico estão associados: Norma AFNOR NF X 44.012 Recomendação Eurovent 4/5
	Filtros de Alta Eficácia	O aerosol de ensaio é um aerosol atmosférico. O diâmetro médio, em volume de aerosol atmosférico, varia consoante o local e é em geral superior a 0,5 µm e inferior a 1 µm. A concentração, igualmente variável, consoante o local e época, está geralmente compreendida entre 0,02 mg/m ³ e 0,3 mg/m ³ .		O pó atmosférico captado através de duas sondas de captação idênticas, localizadas a montante e a jusante do filtro a ensaiar, é recolhido sobre dois discos de papel filtrante de muito alta eficácia. Por meio de um opacimetro é medida a capacidade de pó depositado sobre os dois discos de papel. A duração da captação a montante e a jusante são escolhidas por forma a que as opacidades dos dois depósitos sejam vizinhas. A especificidade do filtro é o produto da relação das durabilidades e a relação das opacidades depositadas.	a) Rendimento* para o caudal nominal. b) Perda de carga inicial em função do caudal.	As Normas indicadas derivam da Norma ASHRAE 52/75. Método de referência para classificação dos filtros de ventilação em geral
Na CI	Filtros de Média e Alta Eficácia	O aerosol de partículas sólidas de cloreto de sódio, produzido por pulverização de uma solução salina, depois da total evaporação da água. Diâmetro médio 0,35µm. Concentração = 5 mg/m ³ para um ensaio do filtro para um caudal nominal de 1700 m ³ /h.		O aerosol é captado a montante e a jusante do filtro a ensaiar. A intensidade da risca "D" do sódio emitido pelo brilho é medido através de uma célula fotoelétrica. Esta intensidade é proporcional à concentração em sal do aerosol captado e a permeabilidade do filtro é a relação de intensidade a jusante e a montante.	a) Permeabilidade para o caudal nominal. b) Perda de carga inicial em função do caudal.	Norma AFNOR NF X 44013 Recomendação Eurovent 4/4
	Filtros de Média e Alta Eficácia	O aerosol de partículas sólidas de uranina produzido por pulverização duma solução aquosa, com eliminação das gotículas de diâmetro superior a 1,5 µm, depois de evaporada toda a água. Diâmetro médio em volume 0,12 µm. Concentração: 0,01 mg/m ³ para o ensaio de um filtro com um caudal nominal de 1700 m ³ /h.		A medida consiste na captação do aerosol de uranina a montante e a jusante do filtro a ensaiar, através de dois filtros de captura extraindo a uranina destes filtros por lavagem e titular as soluções de lavagem por medida da sua fluorescência. A permeabilidade do filtro é a relação dos títulos das duas soluções.	a) Permeabilidade para o caudal nominal. b) Perda de carga inicial em função do caudal.	Norma AFNOR NF X 44011

Figura N.1 – Métodos de ensaio de filtros de ar normalizados pela AFNOR ou recomendados pela EUROVENT

ANEXO P: Diferentes tipos de filtros

P.1. Filtros Metálicos

São filtros que dispõem de células ou placas metálicas, típicos das classes G1 e G2. Normalmente o meio filtrante é formado por um conjunto de malhas metálicas onduladas, cruzadas e descentralizadas dentro de uma moldura metálica. A construção pode ser em aço galvanizado ou inoxidável. São filtros regeneráveis e muito aplicados na captação de fumos de gorduras, integrados em cúpulas (hottes), dos sistemas de exaustão das cozinhas [44].

P.2. Filtros de Fibras

O meio filtrante deste tipo de filtros, é obtido através de um emaranhado de fibras de diferente natureza (lã de vidro, sintéticas, naturais, etc). [30].

Os diferentes modelos de filtros com fibras disponíveis no mercado são concebidos em função da sua aplicação, mas devem sempre corresponder a duas exigências, elevada durabilidade e baixa perda de carga [30]. É mais espesso e de menor perda de carga o emaranhado de fibras nos filtros destinados a poeiras ordinárias ou a poeiras finas, que nos filtros destinados a poeiras ultra-finas ou filtros absolutos [30].

Estes filtros podem também ser constituídos por uma manta de fibra de vidro plana (por vezes impregnada com um aglutinante de pó para aumentar a sua capacidade retenção), sendo normalmente aplicados em situações de carga de trabalho reduzida.

Nas unidades de tratamento do ar são normalmente utilizados filtros ondulados em manta sintética de alta qualidade, inseridos numa moldura em aço galvanizado, inoxidável ou alumínio. Este tipo de filtro, tipicamente de classe G3 ou G4, funciona normalmente como pré-filtro de filtros de mais elevada eficácia ou como filtro para protecção de equipamentos.

Outro tipo de filtros muito aplicado é o de bolsa ou saco. Dentro deste tipo de filtro poderemos encontrar filtros de diferentes níveis de exigibilidade, desde filtros da classe G4 em manta sintética, de construção robusta, com alta capacidade de acumulação de pó e uma longa vida operativa até filtros da classe F5, F6 e F7, em fibra sintética, adequado para condições operativas difíceis, oferecendo uma excelente resistência ao desgaste e aptos para

usos com alto grau de humidade [44]. Os filtros de saco não são regeneráveis, mas a sua durabilidade de serviço é elevada [30].

P.3. Filtros Compactos

É um filtro constituído por materiais resistentes à corrosão, combinando elementos em papel de fibra de vidro com separadores termoplásticos, colocados numa armação de poliestireno. É um filtro típico para classes F5 a F9 [44].

P.4. Filtros Absolutos

Sempre que se torne necessário um poder de retenção muito elevado são utilizados filtros absolutos. Estes filtros de muito elevada eficácia são capazes de reter partículas ínfimas em suspensão (como por exemplo bactérias ou vírus).

Este tipo de filtros constitui o último elemento numa cadeia de filtragem, quando o filtro de poeiras ultra-finas não é suficiente. São amplamente aplicados nas salas limpas da indústria farmacêutica, de cirurgia, micro electrónica e alimentar. O meio filtrante deste tipo de filtros é constituído normalmente em papel de fibra de vidro, inserido numa armação em madeira, aço ou alumínio. A velocidade de passagem do ar deve ser baixa, não superior a 1,5 m/s.

A ligação do filtro na sua estrutura deve ser totalmente estanque, sendo também necessário que antes da implementação destes existam pré-filtros para reter poeiras ordinárias e finas.

Estes filtros devem ser instalados no local (filtros terminais), estando integrados nos difusores, ou mesmo servindo de difusores do ar tratado no espaço a climatizar (caso dos tectos filtrantes por exemplo). Estes filtros não são regeneráveis.

P.5. Filtros de Carvão Activado

Os filtros de carvão activado são utilizados na eliminação, por absorção, de impurezas indesejáveis que se encontram no ar sob a forma de gases ou vapores. Entre estas impurezas, as mais comuns são os odores provenientes das cozinhas, os gases ou vapores libertados nos diferentes processos industriais ou mesmo gases radioactivos. A eficácia do carvão activado consiste num processo de absorção física e/ou química [30].

Um filtro de carvão activado contém normalmente matéria absorvente de carvão, mas por vezes também madeira ou casca de noz de coco [30].

O absorvente (em bruto) sofre um tratamento particular, que permite obter um material com um elevado número de poros (cujo diâmetro está compreendido entre 1 nanómetro e 1 micron) e que consegue absorver as moléculas a eliminar [30].

Para poder ser utilizado em instalações de ventilação, o carvão activado é comercializado em células ou cartuchos. Este tipo de filtro poderá ser utilizado quer na insuflação (servindo para a purificação do ar novo proveniente do exterior quando por exemplo a atmosfera é muito poluída) quer na extracção (contendo por exemplo vapores ou gases perigosos) [30].

Para uma eliminação de odores muito activos é necessário utilizar cartuchos de carvão activado fixos a uma estrutura suporte e assegurar um estancamento total dos gases.

Para este tipo de filtros é também necessário recorrer a pré-filtros para que não haja uma diminuição da eficácia do carvão activado na retenção de poeiras [30]. A espessura da camada desodorizante é função dos vapores a absorver e a temperatura máxima de utilização é de 35 a 40° C, acima do qual a eficiência diminui rapidamente.

A velocidade de passagem do ar, em relação à superfície frontal, deve ser de 1 a 3 m/s e a perda de carga introduzida por este tipo de filtros varia geralmente entre 10 e 100 Pa.

Estes filtros são do tipo não regenerável e a sua duração de utilização é de aproximadamente um ano.

P.6. Filtros Eléctricos

Estes filtros, também denominados por electrofiltros, possuem uma zona ionizada constituída por fios de tungsténio carregados positivamente (na qual as partículas de poeiras contidas no ar são carregadas de electricidade, por fixação dos iões) e uma zona de precipitação constituída por um condensador com placas em alumínio (estas zonas são mais ou menos carregadas alternadamente). As partículas, previamente ionizadas positivamente, são atraídas na sua passagem pelo campo eléctrico da zona de precipitação, pelas placas carregadas negativamente, assegurando a sua separação. As placas são por vezes impregnadas com um produto aglutinante de poeiras, não mineral e solúvel na água.

A limpeza do filtro é feita por projecção de água à temperatura de 30 a 40° C, sendo também possível a introdução de um dispositivo automático de lavagem por pulverização de óleo e água [30].

O grau de retenção deste tipo de filtro é elevado, mesmo para partículas de poeiras inferiores a 0,1 µm (fumos de tabaco, bactérias, outras) e a sua perda de carga é reduzida (normalmente entre 40 e 60 Pa).

Consoante o poder de retenção desejado, a velocidade do ar na superfície frontal deve situar-se entre 1 e 3 m/s, sendo normalmente usada uma velocidade de cerca de 2 m/s para uma eficiência de 90% (Eurovent 4/5).

O principal inconveniente destes filtros é o seu elevado preço, tornando-se mais rentáveis quando se trata de filtrar grandes caudais de ar com elevada concentração de poeiras. Apresentam no entanto a vantagem de possuírem baixos custos de exploração e reduzidas perdas de carga.

P.7. Filtros Automáticos

Filtro automático é aquele em que há renovação do meio filtrante ou película filtrante, ou seja, existe regeneração em permanência ou em intervalos regulares.

Existem filtros automáticos regeneráveis e não regeneráveis. No filtro automático não regenerável, a película filtrante, quase sempre em fibra, é desenrolada num primeiro rolo e movimenta-se perpendicularmente ao fluxo de ar, enrolando-se num segundo rolo actuado por motor eléctrico. O dispositivo de desenrolamento automático é geralmente accionado por um manómetro de contacto (no qual actua o motor eléctrico) quando a perda de carga máxima atinge o valor máximo de registo, podendo também ser accionado através de outros dispositivos de regulação, como por exemplo através de relógio, em que independentemente da perda de carga o rolo de desenrolamento é activado em intervalos regulares. Os filtros funcionam com perda de carga praticamente constante, mas a distribuição do ar na sua superfície varia em função da altura do filtro. Na parte superior a velocidade é mais elevada que na inferior, devido ao facto do desenrolamento se fazer de cima para baixo.

O poder de retenção é função do material filtrante e varia entre 80% a 90%. A velocidade média de passagem do ar é aproximadamente 2 a 3 m/s e a perda de carga média é de cerca de 120 a 180 Pa. A sua automatização necessita de muita pouca manutenção, podendo ser incluídos numa conduta de ar ou em qualquer unidade.

O inconveniente destes filtros provém da repartição não uniforme da velocidade, bem como do facto de não serem protegidos contra a acção dos insectos.

Os filtros automáticos regeneráveis não funcionam como os anteriores, com uma manta longa e fina, mas sim com uma manta composta de células ou placas, que se podem considerar regeneráveis devido ao facto de após serem limpas, serem novamente expostas à filtragem do ar. A limpeza efectua-se num recipiente com óleo, onde este é agitado para assegurar o processo de lavagem. As poeiras retiradas acumulam-se no fundo do recipiente e em seguida são eliminadas por decantação de lamas, podendo o óleo ser reenviado para o recipiente.

A perda de carga do filtro é praticamente constante e a repartição das velocidades é praticamente uniforme, devido ao facto do ar se escoar através de duas películas cuja soma das perdas de carga é praticamente idêntica [30]. Estes filtros têm um poder de retenção de 70% a 80%.

Os filtros de desenrolamento automático de tambor são uma variante dos precedentes, mas em vez de se desenrolarem planos o filtro continua enrolado num tambor. Consoante a manta filtrante utilizada, o filtro pode ser do tipo seco ou humedecido e funcionar em regeneração. Estes filtros são utilizados na indústria, nomeadamente na indústria têxtil.

P.8. Filtros Multietapas

Estes filtros dizem respeito à combinação dos diferentes modelos de filtros já descritos, dispostos de forma a que se obtenha um óptimo poder de retenção, uma boa capacidade de acumulação e durabilidade longa.

As possibilidades de combinação são na prática muito variáveis, sendo aqui apenas mencionados alguns exemplos:

- Unidades de ventilação e de climatização correntes, combinando-se filtros de poeiras ordinária com filtros de poeiras finas;

- Unidades de ventilação e de climatização garantindo um grau de pureza do ar particular (salas limpas), combinando-se filtros de poeiras ordinárias, com filtros de poeiras finas e filtro de poeiras ultra-finas. Estes últimos (filtros absolutos) devem ser instalados directamente no elemento difusor do ar, no local;

- Unidades de ventilação e de climatização para aeroportos, combinando-se filtros de poeiras ordinários com filtros de poeiras finas e filtros de carvão activado. A secção de filtragem de poeiras finas é muitas vezes constituída por um electrofiltro ou um filtro de fibras (filtro de sacos ou filtro de desenrolamento automático, não regenerável). A secção de filtragem com carvão activado serve para a eliminação dos gases e dos odores provenientes dos reactores dos aviões;

- Centrais de ventilação (insuflação e extracção) de centrais nucleares. O ar insuflado passa nos filtros de poeiras ordinárias e de poeiras finas, sendo este constituído por ar novo e ar de retorno proveniente de zonas contaminadas, que atravessa primeiro um filtro absoluto impregnado de carvão activado especial e posteriormente um segundo filtro também absoluto. Esta combinação permite que o ar de extracção numa central nuclear seja tão puro quanto o ar insuflado, tanto do ponto de vista do número de partículas como de radioactividade.

ANEXO Q: Valores de referência para o cálculo da classe energética

	Aquecimento + Arrefecimento		Só aquecimento	
	IEE Ref	S	IEE Ref	S
Hipermercados	110	58	93	49
Vendas por Grosso	35	18	27	13
Supermercados	70	30	55	23
Centros Comerciais	95	60	58	36
Pequenas lojas	35	26	31	21
Restaurantes	120	33	120	31
Pastelarias	140	58	122	31
Pronto a comer	170	52	159	31
Hotéis de 4 ou mais estrelas	45	24	30	14
Hotéis de 3 ou menos estrelas	25	18	19	12
Cinemas e teatros	10	6	7	3
Discotecas	40	17	17	7
Bingos e Clubes Sociais	15	11	14	10
Clubes desportivos c/ piscina	25	17	17	14
Clubes desportivos s/ piscina	20	16	17	14
Escritórios	35	15	30	12
Sedes de bancos e Seguradoras	45	19	38	16
Filiais de Bancos e Seguradoras	35	19	26	14
Comunicações	30	16	28	14
Bibliotecas	15	12	11	8
Museus e Galerias	15	11	10	6
Tribunais, Ministérios e Câmaras Municipais	15	11	14	10
Estabelecimentos Prisionais	20	13	17	10
Estabelecimentos de Ensino	15	10	13	8
Estabelecimentos de Saúde c/ Internamento	40	18	31	14
Estabelecimentos de Saúde s/ Internamento	30	14	21	9

Figura Q.1 - Valores de referência para o cálculo da classe energética (Perfil Dinâmico)

ANEXO R: Perfis de ocupação

horas	% de Ocupação	
	Segunda a sexta	Fins de semana
0h as 1h	0	0
1h as 2h	0	0
2h as 3h	0	0
3h as 4h	0	0
4h as 5h	0	0
5h as 6h	0	0
6h as 7h	10	0
7h as 8h	20	0
8h as 9h	50	0
9h as 10h	90	0
10h as 11h	100	0
11h as 12h	100	0
12h as 13h	50	0
13h as 14h	70	0
14h as 15h	90	0
15h as 16h	100	0
16h as 17h	80	0
17h as 18h	50	0
18h as 19h	20	0
19h as 20h	10	0
20h as 21h	0	0
21h as 22h	0	0
22h as 23h	0	0
23h as 24h	0	0

Figura R.1– Perfil de ocupação de escritórios (RSECE)

horas	% de Ocupação		
	Segunda a Sexta	Sábados	Domingos e Feriados
0h as 1h	0	0	0
1h as 2h	0	0	0
2h as 3h	0	0	0
3h as 4h	0	0	0
4h as 5h	0	0	0
5h as 6h	0	0	0
6h as 7h	25	0	0
7h as 8h	85	0	0
8h as 9h	95	0	0
9h as 10h	100	0	0
10h as 11h	100	0	0
11h as 12h	95	0	0
12h as 13h	95	0	0
13h as 14h	90	0	0
14h as 15h	95	0	0
15h as 16h	100	0	0
16h as 17h	100	0	0
17h as 18h	70	0	0
18h as 19h	50	0	0
19h as 20h	40	0	0
20h as 21h	20	0	0
21h as 22h	10	0	0
22h as 23h	0	0	0
23h as 24h	0	0	0

Figura R.2– Perfil de ocupação de Agências bancária (RSECE)

horas	% de Ocupação		
	Segunda a Sexta	Sábados	Domingos e Feriados
0h as 1h	0	0	0
1h as 2h	0	0	0
2h as 3h	0	0	0
3h as 4h	0	0	0
4h as 5h	0	0	0
5h as 6h	0	0	0
6h as 7h	0	0	0
7h as 8h	0	0	0
8h as 9h	5	0	0
9h as 10h	90	0	0
10h as 11h	100	0	0
11h as 12h	100	0	0
12h as 13h	100	0	0
13h as 14h	90	0	0
14h as 15h	90	0	0
15h as 16h	100	0	0
16h as 17h	100	0	0
17h as 18h	100	0	0
18h as 19h	80	0	0
19h as 20h	10	0	0
20h as 21h	0	0	0
21h as 22h	0	0	0
22h as 23h	0	0	0
23h as 24h	0	0	0

Figura R.3 – Perfil de ocupação de escolas (RSECE)

horas	% de Ocupação		
	Segunda a Sexta	Sábados	Domingos e Feriados
0h as 1h	50	50	50
1h as 2h	50	50	50
2h as 3h	50	50	50
3h as 4h	50	50	50
4h as 5h	50	50	50
5h as 6h	50	50	50
6h as 7h	50	50	50
7h as 8h	50	50	50
8h as 9h	100	100	100
9h as 10h	100	100	100
10h as 11h	100	100	100
11h as 12h	100	100	100
12h as 13h	100	100	100
13h as 14h	100	100	100
14h as 15h	100	100	100
15h as 16h	100	100	100
16h as 17h	100	100	100
17h as 18h	50	50	50
18h as 19h	50	50	50
19h as 20h	50	50	50
20h as 21h	50	50	50
21h as 22h	50	50	50
22h as 23h	50	50	50
23h as 24h	50	50	50

Figura R.4 – Perfil de ocupação de Hospitais (RSECE)