



Caracterização do ruído de centrais de refrigeração

MÁRIO FERREIRA DA CUNHA

julho de 2023

CARACTERIZAÇÃO ACÚSTICA DE CENTRAIS FRIGORÍFICAS

Mário Ferreira da Cunha

Mestrado em Engenharia Mecânica - Ramo de Energia

2023

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica

isen

P.PORTO

CARACTERIZAÇÃO ACÚSTICA DE CENTRAIS FRIGORÍFICAS

Mário Ferreira da Cunha

Nº 1181044

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica – Ramo Energia, realizada sob a orientação da Professora Doutora Olga dos Remédios Sobral Castro.

2023

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica

isen

P.PORTO

AGRADECIMENTOS

A todos os que direta ou indiretamente me apoiaram, desde colegas e docentes da minha área de trabalho à minha família e amigos.

Um obrigado aos responsáveis da empresa RACE, pela oportunidade

Ao meu supervisor de estágio, Eng.º Vítor Nogueiro, pela ajuda prestada durante os ensaios experimentais, pela disponibilidade em fornecer informação relevante e esclarecer dúvidas que foram surgindo durante o meu tempo de estágio na empresa.

À minha orientadora do ISEP, Professora Doutora Olga Castro, pelo acompanhamento constante ao longo destes últimos meses e pelos conselhos transmitidos que foram importantes na realização desta tese.

Ao meu irmão, Ivo, que sempre se mostrou disponível para me ajudar na elaboração desta tese, espero este meu trabalho lhe sirva de inspiração e motivação para continuar o seu percurso académico.

À minha mãe, Ivone, que sempre me reconfortou quando precisei e me motivou para alcançar os melhores resultados.

Ao meu pai, Mário, que sempre me motivou e exigiu o melhor de mim, que mesmo não podendo estar sempre fisicamente presente nos últimos tempos não deixou de ser o apoio fundamental.

Aos meus falecidos avós, Silvino e Alice, a quem eu muitas vezes recorri nas noites de pouco sono e em momentos de falta de confiança.

Ao amor da minha vida, Kika, que esteve sempre presente nos momentos mais difíceis, quando me faltou confiança, quando me faltaram as forças, quando me faltou rumo, tu foste sempre a minha luz, a minha confidente e a minha inspiração.

A todos os enumerados acima eu dedico este trabalho, pois permitiram que fosse possível eu efetuar este trabalho e que, após a conclusão deste capítulo da minha vida, me tornaram uma melhor pessoa e melhor profissional.

página propositadamente em branco

RESUMO

A área da refrigeração tem acompanhado a tendência mundial de uma urgente preocupação com a sustentabilidade, quer em termos de metas já definidas como a neutralidade carbônica em 2050, quer pelas emissões diretas e indiretas da utilização de fluidos frigorigêneos, quer pela melhoria da eficiência energética das centrais de refrigeração. Os aspetos ambientais relacionados com os gases de efeitos de estufa, camada de ozono e outros parâmetros que intervêm nas alterações climáticas são enaltecidos há mais de 30 anos, mas atualmente há outras formas de poluição que têm sido destacadas, como é o caso da poluição sonora e, por isso, existe uma aposta cada vez maior por parte das empresas no controlo de ruído e vibrações dos equipamentos ligados à área de refrigeração.

Neste sentido, o estudo compara dois casos de caracterização de ruído ambiente de centrais de refrigeração transcíticas de CO₂, através de medições segundo a norma ISO 3744, mas também com o auxílio das normas NP EN ISO 11204 e NP ISO 1996, sendo que em cada caso foi efetuado um conjunto de medições no interior da casa de máquinas e outro no exterior.

Foi obtido um nível de pressão sonora no interior da sala de máquinas de 79,1 dB para o caso 1 e de 87,0 dB para o caso 2, enquanto nas medições efetuadas no exterior foi obtido um nível de pressão sonora de 59,8 dB para o caso 1 e 64,5 dB para o caso 2. Em todas as medições foi detetada característica tonal no ruído emitido, enquanto a característica impulsiva apenas foi detetada em alguns pontos de medição do caso 2. A análise de resultados mostrou uma componente significativa de ruído emitido a baixas frequências no caso 2 e verificou-se que nos dois casos que o parâmetro L_{den} não ultrapassou o limite de 65 dB, o mesmo já não acontece com o indicador L_n pois, em ambas as situações, o limite de 55 dB foi excedido.

A atenuação acústica média em relação ao exterior no caso 1 foi 18,0 dB, enquanto no caso 2 foi de 22,5 dB, pelo que foram estudadas soluções com o objetivo de melhorar o isolamento acústico das centrais. As soluções encontradas basearam-se em dois tipos de isoladores acústicos, os painéis e as espumas, com índices de atenuação acústica entre 32 e 37 dB e absorção acústica entre 0,85 e 0,90 para os painéis, enquanto as espumas apresentaram um índice de atenuação acústica entre 27 e 43 dB e uma absorção acústica próxima de 1. Nas soluções de atenuação acústica apresentadas, verificou-se uma excelente atenuação para as baixas frequências, registando uma atenuação acústica mínima de 20 dB, assim com uma absorção acústica mínima de 0,3.

PALAVRAS-CHAVE

Ruído; Nível de pressão sonora; atenuação acústica; central de refrigeração CO₂.

página propositadamente em branco

ABSTRACT

The refrigeration area has followed the global trend of an urgent concern for sustainability, whether in terms of goals already defined such as carbon neutrality in 2050, either by direct and indirect emissions from the use of refrigerants, or by improving the energy efficiency of refrigeration plants. Environmental aspects related to greenhouse gases, the ozone layer and other parameters that intervene in climate change have been praised for over 30 years, but currently there are other forms of pollution that have been highlighted, such as noise pollution and, therefore, there is an increasing commitment by companies to control noise and vibrations of equipment connected to the refrigeration area.

In this sense, the study compares two cases of ambient noise characterization of transcritical CO₂ refrigeration plants, through measurements according to the ISO 3744 standard, but also with the help of the NP EN ISO 11204 and NP ISO 1996 standards and, in each case, a set of measurements was carried out inside the engine room and another one outside.

After completing the measurements, a sound pressure level was obtained inside the engine room of 79,1 dB for case 1 and 87,0 dB for case 2, while in the measurements carried out outside, a level of sound pressure of 59,8 dB for case 1 and 64,5 dB for case 2. In all measurements, a tonal characteristic was detected in the emitted noise, while the impulsive characteristic was only detected at some measurement points in case 2. The analysis of results showed a significant component of noise emitted at low frequencies in case 2 and it was verified that in the two cases in which the parameter L_{den} did not exceed the limit of 65 dB, the same does not happen with the indicator L_n since, in both situations, the 55 dB limit was exceeded.

The average acoustic attenuation in relation to the outside in case 1 was 18,0 dB, while in case 2 it was 22,5 dB, so solutions were studied with the aim of improving the acoustic insulation of the exchanges. The solutions found were based on two types of acoustic insulators, panels and foams, with acoustic attenuation indexes between 32 and 37 dB and acoustic absorption between 0.85 and 0.90 for the panels, while the foams presented an index of acoustic attenuation between 27 and 43 dB and an acoustic absorption close to 1.

In the presented acoustic attenuation solutions, there was an excellent attenuation for low frequencies, registering a minimum sound attenuation of 20 dB, as well as a minimum acoustic absorption of 0,3.

KEYWORDS

Noise; sound pressure level; acoustic attenuation; CO₂ refrigeration plant.

página propositadamente em branco

ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS	XIII
ÍNDICE DE TABELAS	XVII
LISTAS DE SIGLAS E SÍMBOLOS	XIX
1. Introdução	1
1.1. Contextualização	1
1.2. Objetivos propostos	1
1.3. Organização do documento	2
2. Revisão Bibliográfica	3
2.1. Centrais frigoríficas.....	3
2.1.1. Fluidos frigorígenos.....	3
2.1.2. Dióxido de carbono, CO ₂	7
2.1.3. Sistemas de refrigeração de CO ₂	9
2.2. Acústica, ruído e vibrações.....	15
2.2.1. Conceitos fundamentais	15
2.2.2. Análise de ruído e conforto acústico	21
2.3. Normas aplicadas em ensaios de caracterização de ruído	26
2.3.1. Série ISO 3740	27
2.3.2. NP ISO 1996.....	29
2.3.3. NP EN ISO 11204	32
2.4. Incerteza experimental	33
2.5. Medições de ruído de compressores de refrigeração.....	36
2.6. Soluções de atenuação acústica.....	41
2.6.1. Painéis acústicos	42
3. Metodologia	47
3.1. Medições de teste	47
3.1.1. Ventilador Axial	47
3.1.2. Compressor doméstico	52
3.1.3. Parque de estacionamento	54
3.2. Avaliação do ruído	56
3.3. Avaliação das vibrações.....	60
4. Descrição de resultados	63
4.1. Caso 1	63
4.1.1. Procedimento experimental	64
4.1.2. Equipamento utilizado no procedimento	69
4.1.3. Avaliação do resultado da medição	73
4.2. Caso 2	81
4.2.1. Procedimento experimental	82

4.2.2. Avaliação do resultado da medição – Ruído de fundo	84
4.2.3. Avaliação do resultado da medição – Ruído ambiente	87
5. Análise e discussão.....	95
5.1. Análise de resultados	95
5.1.1. Comparação dos valores de ruído obtidos com os valores esperados.....	95
5.1.2. Análise dos níveis de ruído emitidos a baixas frequências.....	98
5.1.3. Verificação dos indicadores de ruído com a legislação em vigor	100
5.1.4. Análise da incerteza associada às medições de ruído	104
5.2. Análise crítica de soluções para o controlo de ruído	108
5.3. Ruído no trabalho.....	116
6. Conclusão.....	119
Referências bibliográficas	121
Anexo A – Caracterização das séries da norma ISO 3740	127
Anexo B – Caracterização das séries da norma ISO 11200	128
Anexo C – Dados de medição segundo a norma NP ISO 11204.....	129
Anexo D – Glossário de termos de acústica	130
Anexo E – Glossário de funções do sonómetro	133
Anexo F – Posições dos microfones numa superfície de medição paralelepípedica.....	134
Anexo G – Desvio normalizado das medições para as diferentes gamas de bandas de frequência 135	
Anexo H – Fichas técnicas compressores.....	136
Anexo I – Fichas técnicas soluções acústicas	146
Anexo J – Certificado de conformidade protetor auditivo Singer	152

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Redução gradual dos HFCs [3].....	4
Figura 2 - Diagrama de fase do CO ₂ [18]	8
Figura 3 - Comparação no diagrama p-h entre sistemas subcríticos e transcíticos de CO ₂ [23]	10
Figura 4 - Efeito da pressão do gás cooler no COP para diferentes temperaturas de saída do gás cooler[22].....	11
Figura 5 - Número projetado de supermercados com ciclos transcíticos de CO ₂ na Europa [28]..	12
Figura 6 - Sistema Booster (a) Representação esquemática (b) Diagrama p-h [31]	13
Figura 7 - Sistema de compressão paralela - Representação esquemática [33]	13
Figura 8 - Sistema de compressão paralela - Diagrama p-h [33]	14
Figura 9 - Curvas de igual sensação sonora (isofónicas) [48].....	17
Figura 10 - Comparação das curvas de ponderação (filtros A e C) [49]	18
Figura 11 - Amplitude de vibração [51].....	19
Figura 12 - Esquema de um sistema massa-mola-amortecedor com 1 grau de liberdade [52]	20
Figura 13 - Transmissibilidade em função da frequência [44]	21
Figura 14 - Exemplo de uma análise espectral com recurso a bandas de terço de oitava 1/3 [56] ..	22
Figura 15 - Ilustração esquemática da evolução da regulamentação portuguesa [57]	23
Figura 16 - (a) Caixa de referência com um plano de reflexão (b) Caixa de referência com dois planos de reflexão (c) Caixa de referência com três planos de reflexão [62]	28
Figura 17 - Distribuição de probabilidade retangular [69].....	35
Figura 18 - Distribuição de probabilidade trapezoidal [69]	35
Figura 19 - Compressor centrífugo testado (Unidade 1) [72]	37
Figura 20 - Nível de pressão sonora ponderada A (Unidade 1) [72]	37
Figura 21 - Níveis de ruído com diferentes atenuações de um compressor de parafuso duplo [75]	39
Figura 22 - Esquema de pontos de medição de ruído de um compressor centrífugo [76]	39
Figura 23 - (a) Nível de pressão sonora do ruído do compressor (Caso 1)	40
Figura 24 - (a) Amostra da primeira camada de chapa perfurada e núcleo ninho de abelha (b) Amostra da segunda camada de ninho de abelha [77]	43
Figura 25 - Comparação do coeficiente de absorção sonora entre um painel micro-perfurado de uma camada e de dupla camada [77]	43
Figura 26 - Comparação do coeficiente de absorção sonora para diferentes níveis de pressão sonora [77]	44
Figura 27 - Configuração experimental do estudo realizado por Ma et al.	44
Figura 28 - (a) Coeficiente de absorção sonora painel do PMP (Caso 1) (b) Coeficiente de absorção sonora painel do PMP (Caso 2) [78].....	45
Figura 29 - Coeficiente de absorção para diferentes estratégias de controlo do Caso 2	45
Figura 30 - Medição de ruído de ventilador axial	48
Figura 31 - Evolução do nível de pressão sonora do ventilador axial durante a medição a 1 m (1/1 oitava)	48
Figura 32 - Evolução do nível de pressão sonora do ventilador axial durante a medição a 1 m (1/3 oitava)	49

Figura 33 - Nível de pressão sonora equivalente do ventilador axial ao longo do espectro de bandas de 1/3 oitava (medição a 1 m)	49
Figura 34 - Evolução do nível de pressão sonora do ventilador axial durante a medição a 3 m (1/3 oitava)	50
Figura 35 - Evolução do nível de pressão sonora do ventilador axial durante a medição a 3 m (1/3 oitava)	50
Figura 36 - Nível de pressão sonora equivalente do ventilador axial ao longo do espectro de bandas de 1/3 oitava (medição a 3 m)	51
Figura 37 - Compressor doméstico	52
Figura 38 - Evolução do nível de pressão sonora do compressor doméstico	52
Figura 39 - Nível de pressão sonora equivalente do compressor doméstico ao longo do espectro de bandas de oitava 1/1.....	53
Figura 40 - Evolução do nível de pressão sonora ao longo da medição (modo sonómetro).....	53
Figura 41 - (a) Espectro por bandas de oitava do ruído residual: Ponderação C.....	55
Figura 42 - Representação esquemática do funcionamento típico de um sonómetro [50]	56
Figura 43 - Esquema de pontos de medição dos acelerómetros à volta do compressor Bitzer	61
Figura 44 - Esquema de pontos de medição em redor da central (Caso 1)	65
Figura 45 - Calibração do sonómetro	65
Figura 46 - Medição na casa de máquinas (Caso 1)	66
Figura 47 - Medição das condições meteorológicas	67
Figura 48 - Esquema de pontos de medição no exterior (Caso 1)	68
Figura 49 - Medição no exterior (Caso 2).....	68
Figura 50 - Espectro Lp (Caso 1) - Casa de máquinas.....	76
Figura 51 - Espectro 1/3 oitava dos vários pontos de medição no exterior (Caso 1).....	79
Figura 52 -- Espectro de bandas de terços de oitava do nível de	80
Figura 53 - Esquema de pontos de medição no interior (Caso 2).....	82
Figura 54 - Medição na casa de máquinas (Caso 2)	82
Figura 55 - Esquema de pontos de medição no exterior (Caso 2)	83
Figura 56 - Medição no exterior (Caso 2).....	83
Figura 57 - Espectro de bandas de terço de oitava do ruído residual no interior (Caso 2)	85
Figura 58 - Espectro de bandas de terço de oitava do ruído residual no exterior (Caso 2)	87
Figura 59 - Comparação corrente absorvida vs Nível de pressão sonora	90
Figura 60 - Espectro Lp (Caso 2).....	91
Figura 61 - Espectro de bandas de terços de oitava das medições no Exterior (Caso 2)	93
Figura 62 - Parâmetros de ruído emitido a baixa frequência (Caso 1).....	98
Figura 63 - Espectro 10-200 Hz das medições no exterior (Caso 1).....	99
Figura 64 - Parâmetros de ruído emitido a baixa frequência (Caso 2).....	99
Figura 65 - Espectro 10-200 Hz das medições no exterior (Caso 2).....	100
Figura 66 - Desvio padrão das medições no exterior (Caso 1)	106
Figura 67 - Desvio padrão das medições no exterior (Caso 2)	107
Figura 68 - Comparação resultados do nível de pressão sonora entre o exterior	108
Figura 69 - Comparação resultados do nível de pressão sonora entre o exterior	109
Figura 70 - (a) Cenários das diferentes soluções dos painéis Claustropanel CP e PP (Caso 1)	110
Figura 71 - (a) Cenários das diferentes soluções dos painéis SoundWall (Caso 1)	112
Figura 72 - (a) Cenários das diferentes soluções das espumas ISOSOUND (Caso 1)	113

Figura 73 - (a) Cenários das diferentes soluções das espumas ArmaCell Barrier (Caso 1)	115
Figura 74 - Níveis sonoros aceitáveis no tímpano [89]	117
Figura 75 - Protetores auditivos Singer Safety	117

página propositadamente em branco

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros ambientais dos frigorigéneos [10]	5
Tabela 2 - Inflamabilidade vs toxicidade dos diferentes fluidos frigorigéneos [3]	6
Tabela 3 - Efeitos do CO ₂ para várias concentrações [21]	9
Tabela 4 - Comparação de propriedades básicas do CO ₂ com outros frigorigéneos [10]	9
Tabela 5 - Pressões sonoras e níveis de pressão sonora típicos [2]	16
Tabela 6 - Valores limite de exposição e ação [61]	26
Tabela 7 - Correções típicas aos níveis sonoros com base no tipo de fonte sonora e período do dia [53]	31
Tabela 8 - Parâmetros compressor de duplo parafuso	38
Tabela 9 - Testes em compressor de duplo parafuso com diferentes atenuações	38
Tabela 10 - Fontes de som aplicáveis aos espectros C e Ctr	41
Tabela 11 - Valores máximos de ruído a baixa frequência (L _{Ceq}) [86]	59
Tabela 12 - Dimensões relevantes (Caso 1)	63
Tabela 13 - Compressores em funcionamento na central (Caso 1)	64
Tabela 14 - Valores típicos de parâmetro de rugosidade [64]	67
Tabela 15 - Gama de medição e incertezas do multifunções KIMO AMI 301	69
Tabela 16 - Gamas de medição associadas para cada função do sonómetro	70
Tabela 17 - Erros do sonómetro associados às condições ambientais	70
Tabela 18 - Funções do modo sonómetro	71
Tabela 19 - Funções do modo analisador espectral por bandas de 1/1 de oitava	72
Tabela 20 - Funções do modo analisador espectral por bandas de 1/3 de oitava	73
Tabela 21 - Temperaturas de evaporação registadas (estágios BT e MT) – Caso 1	74
Tabela 22 - Dados do quadro elétrico (Caso 1)	74
Tabela 23 - Níveis de pressão sonora para ruído ambiente na casa de máquinas (Caso 1)	75
Tabela 24 - Identificação das características tonais/impulsivas - medição na sala de máquinas (Caso 1)	76
Tabela 25 - Resultados obtidos do ruído residual para as	77
Tabela 26 - Níveis de pressão sonora para ruído ambiente no exterior (Caso 1)	78
Tabela 27 - Identificação das características tonais/impulsivas - medição no exterior (Caso 1)	78
Tabela 28 - Percentagem de ocorrência de ruído impulsivo	79
Tabela 29 - Resultados obtidos do ruído residual no exterior (Caso 1)	80
Tabela 30 - Dimensões relevantes (Caso 2)	81
Tabela 31 - Compressores em funcionamento na central (Caso 2)	81
Tabela 32 - Níveis de pressão sonora para ruído de fundo no interior (Caso 2)	84
Tabela 33 - Identificação das características tonais/impulsivas - medição no interior (Caso 2)	85
Tabela 34 - Níveis de pressão sonora para ruído de fundo no exterior (Caso 2)	86
Tabela 35 - Identificação das características tonais/impulsivas - medição no exterior (Caso 2)	87
Tabela 36 - Temperaturas de evaporação registadas (estágios BT e MT) – Caso 2	88
Tabela 37 - Dados do quadro elétrico (Caso 2)	88
Tabela 38 - Níveis de pressão sonora para ruído ambiente na casa de máquinas (Caso 2)	90
Tabela 39 - Identificação das características tonais/impulsivas - medição na casa de máquinas (Caso 2)	91

Tabela 40 - Níveis de pressão sonora para ruído ambiente no exterior (Caso 2)	92
Tabela 41 - Identificação das características tonais/impulsivas - medição no exterior (Caso 2).....	93
Tabela 42 - Comparação do valor obtido da pressão sonora com valor esperado.....	96
Tabela 43 - Indicadores de exposição ao ruído.....	101
Tabela 44 - Resultado simulação software Bitzer para o caso 1.....	102
Tabela 45 - Resultado simulação software Bitzer para o caso 2.....	103
Tabela 46 - Comparação dos níveis de potência sonora obtidos com a legislação	104
Tabela 47 - Desvio-padrão por banda de oitava 1/1 (Caso 1).....	105
Tabela 48 - Desvio-padrão por banda de oitava 1/1 (Caso 2).....	106
Tabela 49 - Resumo incertezas e intervalos de medição (Caso 1 e Caso 2).....	107
Tabela 50 - Resultados dos níveis de pressão sonora e respetiva atenuação (Caso 1)	108
Tabela 51 - Resultados dos níveis de pressão sonora e respetiva atenuação (Caso 2)	109
Tabela 52 - Propriedades acústicas dos painéis acústicos AcustekPro	110
Tabela 53 - Propriedades acústicas dos painéis acústicos Sonic.....	111
Tabela 54 - Propriedades acústicas da espuma ISOSOUND.....	113
Tabela 55 - Propriedades acústicas das espumas Armacell	114
Tabela 56 - Valores limite de exposição ao ruído	116

LISTAS DE SIGLAS E SÍMBOLOS

Lista de Siglas

AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar-Condicionado
CFC	Clorofluorocarbonetos
COP	Coefficient of performance
EPA	Environmental Protection Agency
GTC	Gestão técnica centralizada
GWP	Global Warming Potencial
HCFC	Hidroclorofluorocarbonetos
HFC	Hidrofluorocarbonetos
HFO	Hidrofluorolefina
IEC	International Electrotechnical Commission
ISO	International Organization for Standardization
NC	Noise Criteria
NP	Norma Portuguesa
NR	Noise rating
ODP	Ozone Depletion Potencial
OSHA	Occupational Safety and Health Administration
PMP	Painel micro-perfurado
RA	Ruído ambiente
RC	Room Criteria
RGR	Regulamento geral do ruído
RR	Ruído residual
RRAE	Regulamento dos Requisitos Acústicos de edifícios
TEWI	Total Equivalent Warming Impact

Lista de Símbolos Gregos

α	Coeficiente de absorção sonoro
σ	Desvio-padrão

Lista de Símbolos Romanos

A	Área	m^2
A_{ref}	Área de referência	m^2
a_-	Valor limite inferior do desvio da medição	
a_+	Valor limite superior do desvio da medição	
C	Adaptação espectral C	dB
C_{tr}	Adaptação espectral C_{tr}	dB

d_0	Dimensão característica da caixa de referência	m
F	Força aplicada	N
f_d	Frequência perturbadora	Hz
f_n	Frequência natural de excitação	Hz
K_1	Correção tonal	dB
K_2	Correção impulsiva	dB
K_3	Correção ambiental local	dB
k	Constante da mola	$N \cdot m^{-1}$
L_{Aeq}	Nível sonoro contínuo equivalente	dB
L_{Ar}	Nível de pressão sonora de avaliação	dB
L_{Cpico}	Nível de pressão de pico com ponderação C	dB
L_{den}	Indicador de ruído diurno-entardecer-noite	dB
$L_{EX,8h}$	Nível de exposição diária	dB
L_n	Indicador de ruído noite	dB
L_p	Nível de pressão sonora	dB
L_{sum}	Nível de pressão sonora global	dB
L_w	Nível de potência sonora	dB
M	Massa	kg
N_M	Número de posições do microfone	
n	Nº de observações	
p	Pressão sonora	Pa
p_{ref}	Pressão sonora de referência	Pa
Q	Fator de direcionalidade	
$\bar{q}$	Média de n observações	
q_k	Observação individual	
R_w	Índice de atenuação sonoro	dB
r	Distância à fonte	m
T	Transmissibilidade da vibração	
u	Incerteza de medição	
v	Velocidade de propagação	$m \cdot s^{-1}$
w	Potência sonora	W
x_i	Variável experimental	
Z_m	Impedância mecânica	

1. Introdução

1.1. Contextualização

A empresa RACE, SA – Refrigeration and Air Conditioning Engineering – atua na área de soluções de refrigeração industrial e comercial, AVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado), GTC (Gestão Técnica Centralizada), eficiência energética de edifícios e manutenção. A empresa aposta na investigação e desenvolvimento orientado para os desafios do setor e com vista a desenvolver tecnologias de última geração, providenciando assim aos clientes soluções inovadoras, competitivas e sustentáveis.

A RACE procura inovação e sustentabilidade nas soluções que oferece, e as centrais de refrigeração desenvolvidas pela empresa são um dos produtos em que a empresa aposta e que tem vasta aplicação em contexto da indústria alimentar em Portugal.

1.2. Objetivos propostos

Alinhado com o destaque que tem sido dado pela União Europeia (EU) em relação à necessidade de minimizar o ruído emitido por equipamentos industriais, este trabalho teve como foco principal, a realização de um estudo acústico detalhado das centrais de refrigeração de CO₂ através de medições do ruído emitido pelas mesmas.

Para efetuar essa caracterização, foi necessário efetuar a medição dos parâmetros inerentes à emissão da fonte sonora, nomeadamente os níveis de pressão e níveis sonoros de pico e foram posteriormente calculados os níveis de potência sonora, os indicadores de ruído, assim como a incerteza associada a cada medição.

A metodologia usada para desenvolver os ensaios experimentais, teve como orientação as normas ISO 3744, NP ISO 1996 e NP EN ISO 11204, com o intuito de definir distâncias do microfone à fonte e intervalos de medição que permitam observar um espectro de ruído fiável ao longo do intervalo de tempo, sendo que as medições foram efetuadas através do sonómetro CESVA SC420 e posteriormente será utilizado o software para a recolha de dados. A análise destes parâmetros e a caracterização do espectro acústico foi feita em dois casos práticos de diferentes centrais de refrigeração, ambas a funcionar em regime contínuo, para verificar os critérios de incomodidade de ruído de fundo e de exposição sonora, assim como, a validação dos valores obtidos através da via experimental, com os valores limite estabelecidos na legislação nacional.

Por último, a análise dos resultados obtidos, aliada com a investigação sobre soluções inovadoras de atenuação de ruído nas centrais de refrigeração, que melhoram a performance acústica, permitiu o desenvolvimento do conhecimento aplicado nesta área, promovendo a melhoria do conforto acústico.

1.3. Organização do documento

O presente documento encontra-se organizado em seis capítulos, incluindo um capítulo introdutório, bibliografia, apêndices e anexos.

O capítulo 1 serve de contextualização ao tema em estudo, os objetivos deste trabalho e a forma como o documento está organizado com vista a alcançá-los.

No capítulo 2 serão abordados os aspetos teóricos relacionados com as centrais de refrigeração, como os fluidos frigorigéneos e os tipos de centrais de refrigeração a CO₂, mas também os conceitos fundamentais propagação do ruído e vibrações, assim como a sua atenuação. São também apresentadas metodologias para efetuar as medições de ruído do funcionamento das centrais de refrigeração que seguem as normas internacionais.

No capítulo 3 será descrito o produto a ensaiar, procedimento experimental adotado para a caracterização do ruído quando este estiver em funcionamento e os equipamentos utilizados para o efeito, a que acrescenta também uma metodologia desenvolvida para medições de vibrações dos compressores com vista a obter níveis de potência sonora.

No capítulo 4 será efetuada uma descrição dos resultados obtidos, baseado nos níveis de pressão sonora obtidos e a respetiva análise espectral por bandas de terço de oitava, assim com a identificação das características tonais e/ou impulsivas presentes no ruído para obtenção do nível de pressão de avaliação.

No capítulo 5 é realizada a análise dos resultados obtidos dos ensaios experimentais, e com base nessa discussão sobre o nível de ruído obtido das centrais de refrigeração, serão estudadas soluções de controlo de ruído das centrais que foram alvo de estudo.

No capítulo 6 serão apresentadas as conclusões finais sobre o estudo e serão identificadas os pontos mais importantes a abordar em trabalhos futuros.

2. Revisão Bibliográfica

2.1. Centrais frigoríficas

2.1.1. Fluidos frigorigéneos

Os fluidos frigorigéneos são substâncias ou misturas utilizadas em ciclos termodinâmicos sujeitos a mudanças de fase de líquido para vapor ou vice-versa. A refrigeração artificial surgiu dum esforço coletivo de vários investigadores durante o século XVII e XVIII. Em 1834 foi introduzido o processo de compressão a vapor, patenteado por Jacob Perkins [1] e foi daí que surgiram os fluidos frigorigéneos naturais. Mais tarde, em 1930, foram introduzidos os primeiros fluidos frigorigéneos sintéticos á medida que as necessidades de melhoria de segurança, desempenho e durabilidade foram surgindo e, desta necessidade, surgiram os clorofluorcarbonetos (CFCs) como por exemplo o R-12, ou também designado Freon-12.

Em 1970, após uma série de investigações, foi descoberto que a camada de ozono encontrava-se em alarmante destruição e que o processo do desaparecimento da mesma envolvia os CFCs. Com isto, surgiu o Protocolo de Montreal em 1987 que proibiu os mesmos e estes foram substituídos pelos hidroclorofluorcarbonetos (HCFCs) [2].

A proibição da utilização destes fluidos frigorigéneos levou algum tempo, e só com o a constatação do problema do aquecimento global em 1995 e, posteriormente, com o Protocolo de Quioto em 1997, obrigaram-se os países em desenvolvimento a estudarem outras alternativas, dando assim origem a fluidos frigorigéneos de terceira geração, os hidrofluorcarbonetos (HFCs). Estes consistiram numa solução alternativa aos HCFCs, pois não contém o átomo de cloro e ao mesmo tempo não são prejudiciais para o ambiente.

Contudo, como se mostra na Figura 1, tem sido efetuada uma redução percentual do comércio dos HFCs desde 2015, comparando um cenário original, que exclui a importação de unidades pré-recarregadas de fluído frigorigéneo e outro, o cenário alternativo e a seguir, com uma previsão já recalculada com as unidades importadas. Aliado a estas metas, foram postos em prática vários esforços para desenvolver melhores HFCs, com um potencial de destruição de camada de ozono (em inglês, *Ozone Depletion Potencial*, ODP) de zero e um potencial de aquecimento global (em inglês, *Global Warming Potencial*, GWP) abaixo de 750 [3], [4].

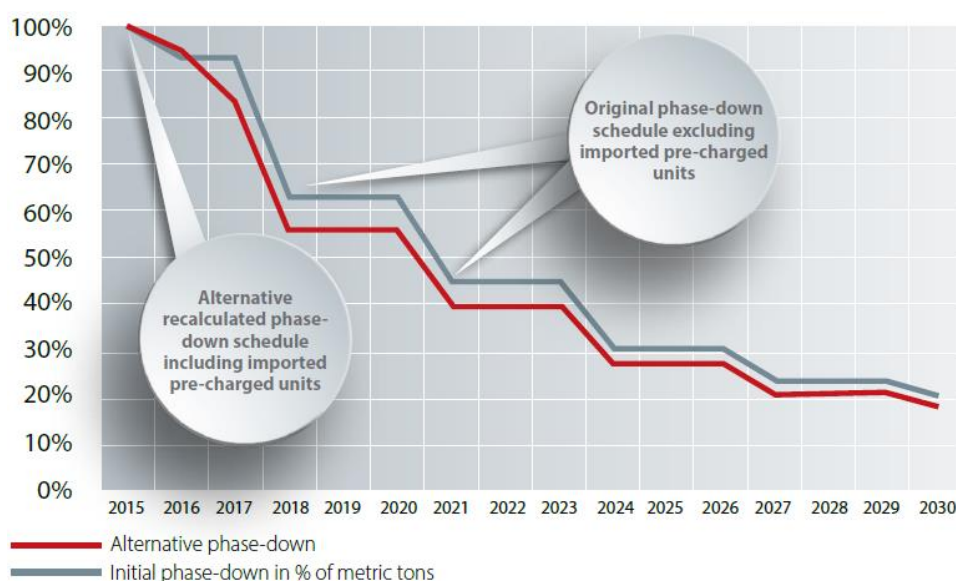


Figura 1 - Redução gradual dos HFCs [3]

Em 2010 o parâmetro ambiental GWP começou a ser focado como fundamental nos fluidos frigoríficos e a complementar esta preocupação surgiu a regulamentação europeia F-Gas em 2014 com o objetivo de descontinuar os HFCs [5]. Muito recentemente, em 2022 esta regulamentação foi atualizada, sendo que, a tendência passa a ser, de utilização dos HFCs como fluidos frigoríficos de transição, com valores de GWP inferiores a 150, mais eficientes, mais seguros e serem passivos de reciclagem, com o intuito de serem reaproveitados em novas aplicações [4].

Apesar desta atualização da regulamentação europeia, uma quarta geração de fluidos frigoríficos está a emergir, e orientados para ter baixo GWP, baixo ODP e ciclo de vida curto, abrindo assim as portas para as hidrofluoroolefinas (HFOs) e os principais são R1234yf, R1234ze(E) e R1233zd [3]. Uma das estratégias que tem sido muito utilizada como forma de transição é a mistura de HFCs com HFOs [6], [7].

A Tabela 1 mostra que já existem HFCs que cumprem a meta de GWP definida na última regulamentação F-Gas, como é o caso do R152a, no entanto, verifica-se que todos os HFOs e fluidos frigoríficos naturais também já cumprem com esse parâmetro e apresentam inclusive valores mais baixos que os HFCs.

Tendo como meta a eliminação desta categoria de frigoríficos, o foco na procura de soluções otimizadas para os fluidos frigoríficos voltou, mais uma vez, para os fluidos frigoríficos naturais tais como o CO₂ (R-744), propano (R-290), NH₃ (R-717), sendo que estes fluidos frigoríficos também têm sido utilizados em misturas com os HFCs e HFOs com resultados bastante promissores, chegando inclusive a atingir um GWP abaixo do limite pretendido de 150 [8], [9].

Tabela 1 - Parâmetros ambientais dos frigorigêneos [10]

Grupo	Frigorigéneo	ODP	GWP _{100 anos}	Tempo de vida atmosférico
CFCs	R-11	1	4000	45
	R-12	1	8500	100
	R-13	1	11700	640
	R-113	0,8	4800	85
	R-114	1	9000	190
	R-115	0,6	9000	1020
HCFCs	R22	0,055	1500	11,9
	R-123	0,02	90	1,3
	R-124	0,022	470	5,9
	R141b	0,11	630	9,2
	R142b	0,065	2000	17,2
	R-502	0,221	5500	16
HFCs	R23	0	11700	24,3
	R32	0	675	7,3
	R125	0	3500	28,2
	R134a	0	1300	13,3
	R143a	0	3800	47,1
	R152a	0	140	1,5
	R-404a	0	3900	16
	R-407C	0	1674	29
	R-410a	0	1725	14
Frigorigéneo natural	R-170	0	20	12
	R290	0	3	12
	R600a	0	3	12
	R-717	0	0	0,019
	R-718	0	0	0,026
	R-729	0	0	
	R744	0	1	1
	R-1150	0	3,7	12
	R-1270	0	20	12
HFO	R1234yf	0	4	0,03
	R1234ze(E)	0	6	0,05

A seleção do fluido frigorigéneo mais indicado é uma tarefa crucial no design dos sistemas de refrigeração e a melhor forma de efetuar essa avaliação é através do estudo das propriedades relacionadas com a performance dos fluidos de trabalho em termos do seu desempenho frigorífico.

Como os sistemas de refrigeração se baseiam em ciclos termodinâmicos, é preciso ter em consideração certas propriedades como a pressão de operação e temperatura crítica, a entalpia específica (h), entropia específica (s), ponto de ebulição, potência específica consumida, entre outras. Tendo em vista a maximização do efeito frigorífico dos fluidos de trabalho, é desejável acautelar certas premissas:

- Temperatura crítica: quanto mais elevada maior a gama de operação do fluido no regime subcrítico;

- Temperatura de ebulição: baixa para garantir uma temperatura baixa no evaporador, e ao mesmo tempo a temperatura de congelamento deve ser inferior à temperatura de operação;
- A capacidade de refrigeração volumétrica: muito importante para o design do compressor pois influencia no caudal mássico de fluido frigorígeno que passa pelo mesmo, que por sua vez influencia o valor do COP [10][11];

Outras propriedades termofísicas como a viscosidade, condutividade térmica e calor específico também são importantes para efetuar a seleção do fluido frigorígeno.

A condutividade térmica é um parâmetro bastante importante porque afeta a transferência de energia nos permutadores de calor, nomeadamente o coeficiente e a taxa de transferência de calor. A viscosidade baixa é uma característica desejável para atingir um elevado coeficiente de transferência de calor [10][12].

Duas propriedades bastante importantes que se prendem com a segurança dos fluidos frigorígenos são a inflamabilidade e a toxicidade, e a sua classificação é feita de acordo com a norma ISO 817:2014 [13]. A mesma diz que a classe de toxicidade é dividida nos grupos A e B, isto é, baixa toxicidade e alta toxicidade respetivamente, enquanto a inflamabilidade apresenta uma escala de 1 a 3, sendo a classe 1 para não inflamáveis, classe 2 para inflamáveis e classe 3 para altamente inflamáveis. Além destas, existe a classe 2L onde se incluem os fluidos inflamáveis, mas com baixa velocidade de propagação de chama [14][2].

A Tabela 2 mostra o porquê dos CFCs e HCFCs terem sido utilizados até há pouco tempo, pois estes suprimiram um problema dos finais do século XIX e início do século XX que era a questão da segurança dos sistemas de refrigeração, mas com as questões climáticas a serem cada vez mais importantes nos últimos anos, estes têm sido gradualmente retirados do mercado desde 2015 [4].

Atualmente, uma das soluções mais promissoras passará pelos fluidos frigorígenos de classe A1 e A2L, que é onde se encontram os HFOs e os fluidos frigorígenos naturais como é o caso do CO₂, além de que estes são mais eficientes e fáceis de reciclar que os CFCs e HFCs, sendo que estes frigorígenos têm cada vez mais aplicação em sistemas transcíticos e em cascata, nas aplicações de refrigeração comercial [3][8].

Tabela 2 - Inflamabilidade vs toxicidade dos diferentes fluidos frigorígenos [3]

	Baixa toxicidade	Elevada toxicidade
Sem propagação de chama	A1: CFCs, HCFCs, maioria dos HFCs	B1: raramente usados
Baixa inflamabilidade	A2L: maioria dos HFOs, R32	B2L: Amoníaco
Inflamável	A2: R152	B2: raramente usados
Baixa inflamabilidade	A3: Hidrocarbonetos	B3: sem frigorígenos

Como já referido anteriormente, o aquecimento global e outras questões ambientais como a destruição da camada de ozono têm estado na agenda dos países desenvolvidos desde o protocolo de Montreal, e por isso, é necessário perceber que a seleção do fluido frigorígeno é feita com base em parâmetros como o ODP, GWP e TEWI.

O parâmetro GWP relaciona-se com os gases de efeito de estufa. Segundo a EPA (Environmental Protection Agency), os dois aspetos importantes destes gases são a capacidade de absorver energia, “eficiência radiativa” e a duração dos mesmos na atmosfera, “tempo de vida”. O fluido usado como referência é precisamente o CO₂ (GWP =1) [10].

Contudo o parâmetro impacto de aquecimento equivalente total (em inglês, *Total Equivalent Warming Impact*, TEWI) tem sido amplamente considerado como o mais indicado para o medir o impacto do fluido frigorigéneo no aquecimento global [15][2]. Segundo o North American Sustainable Refrigeration Council, o TEWI é composto por duas partes:

- O impacto das emissões diretas dos fluidos frigorigéneos para o ambiente desde fugas, perdas de serviço e eliminação dos mesmos, quando chegado ao fim de ciclo de vida;
- O impacto das emissões indiretas de CO₂ resultantes da queima de combustíveis fósseis para gerar eletricidade necessária para o funcionamento do equipamento;

$$TEWI = (L \cdot n \cdot GWP + m \cdot (1 - \alpha) \cdot GWP) + (n \cdot E_a \cdot \beta) \quad (2.1)$$

L – Massa anual de fugas de frigorigéneo, em kg/ano.

n – Número de anos de funcionamento do sistema.

R – Frigorigéneo residual disponível no equipamento no fim de ciclo, em kg.

α – Taxa de aproveitamento do frigorigéneo, de 0 a 1.

E_a – Consumo anual de energia, em kWh/ano

β – Emissão de CO₂ pelo produtor de energia elétrica, em kg CO₂/ kWh

Verifica-se que os fluidos frigorigéneos naturais e os HFOs são as alternativas que mais se enquadram nas metas ambientais estabelecidas na mais recente Conferência de Ação Climática COP 27, realizada em novembro de 2022. Dentro das cinco metas, a mais relevante é o compromisso de limitar o aquecimento mundial nos 1,5 °C, e para chegar a esse objetivo o pico de emissão de gases com efeito de estufa tem de ocorrer antes 2025 e ser reduzido em 43 % até 2030 [16]. Para cumprir este objetivo, estes dois tipos de fluidos frigorigéneos vão desempenhar um papel importante pois apresentam baixo ODP, baixo GWP e baixo ciclo de vida na atmosfera.

2.1.2. Dióxido de carbono, CO₂

O dióxido de carbono tem sido usado desde o início da utilização de sistemas de refrigeração como fluido frigorigéneo, sendo atualmente um fluido de eleição devido às questões de segurança e ambientais que se têm levantado nos últimos anos.

Este fluido foi utilizado pela primeira vez em 1835 como gelo seco para solidificar o mercúrio, e por volta de 1850 foi recomendado pela primeira vez para ser usado como frigorigéneo. Entre 1920 e 1930 deu-se o pico da sua utilização, mas com a introdução de fluidos frigorigéneos sintéticos, deu-se o seu declínio a partir de 1950 e só mais tarde, por volta dos anos 90 é que voltou a ter destaque [3]. O CO₂ possui uma variedade de propriedades e a Figura 2 mostra algumas delas:

- Ponto crítico: 31 °C;
- Pressão crítica: 73,6 bar (pressão alta);
- Ponto triplo: -56,6 °C a 5,2 bar [2], [17];

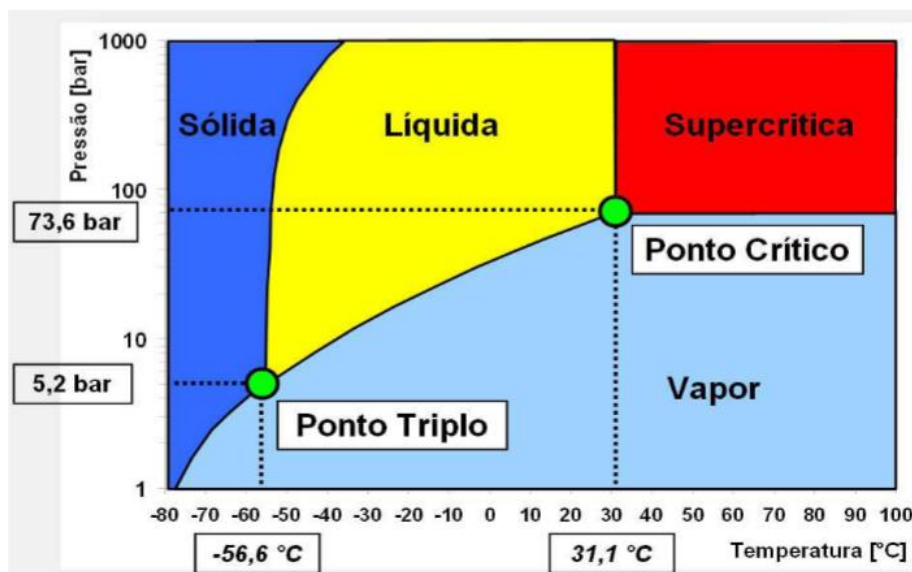


Figura 2 - Diagrama de fase do CO₂ [18]

Além das propriedades mostradas na Figura 2, o CO₂ também tem outras relevantes:

- O CO₂ é abundante no ambiente e bastante aproveitado dos vários processos tecnológicos;
- Custo mais reduzido, diminui as fugas nas recargas do mesmo no sistema de refrigeração;
- Possui um GWP = 1 e ODP = 0;
- É não inflamável e não tóxico (EN 378);
- Possui baixa viscosidade;
- Tem uma capacidade de refrigeração volumétrica elevada, isto é, um volume muito pequeno deste frigorigéneo apresenta uma elevada capacidade de refrigeração, logo é possível utilizar tamanhos de compressores e de tubagem mais pequenos, resultando em custos mais baixos;
- Os permutadores de calor tornam-se bastante eficientes devido aos elevados coeficientes de transferência de calor [1], [19];

Apesar destas vantagens do dióxido de carbono é necessário ressaltar alguns inconvenientes deste fluido frigorigéneo. Independentemente das melhorias relativamente às medidas de segurança nos

sistemas de refrigeração, a probabilidade de ocorrerem fugas na instalação existe na realidade e, deverão ser usados sistemas de detecção de CO₂, com vista a eliminar a possibilidade de acidentes por toxicidade.

A OSHA (Occupational Safety and Health Administration) define como referência um limite de exposição ao CO₂ de 5000 ppm durante um período de 8 horas e 30000 ppm durante um período de 10 minutos [20]. A Tabela 3 mostra em detalhe os efeitos do CO₂ para várias concentrações.

Tabela 3 - Efeitos do CO₂ para várias concentrações [21]

ppm CO ₂	Efeitos
370	Concentração na atmosfera
5 000	Limite de exposição a longo termo (8 h)
10 000	Limite de exposição a curto termo (10 min)
30 000	Desconforto, tonturas, dificuldades ao respirar, dores de cabeça, etc
100 000	Perda de consciência, morte
300 000	Morte rápida

2.1.3. Sistemas de refrigeração de CO₂

Como se verifica na Tabela 4, o CO₂ tem propriedades diferentes dos fluidos frigorigéneos sintéticos e do amoníaco (fluido frigorigéneo natural), sendo que a baixa temperatura crítica e elevadas pressões de operação são dos principais desafios no design dos sistemas de refrigeração a CO₂ [22].

Tabela 4 - Comparação de propriedades básicas do CO₂ com outros frigorigéneos [10]

Classe de frigorigéneo	Designação ASHRAE	Composto	Pressão crítica (MPa)	Ponto de ebulição (°C)	Temperatura crítica (°C)
Frigorigéneos naturais	R744	Dióxido de carbono	-78,4	7,38	31,1
	R-717	Amoníaco	-33,3	11,42	133
	R-718	Água	100	22,1	374,2
Hidrocarbonetos	R-600	Butano	-1	3,8	152
	RC270	Ciclopropano	-32,86	5,49	124,85
	RE170	Dimetil éter	-24	5,37	126,85
	R-170	Etano	-88,6	4,87	32,2
	R-600a	Isobutano	-0,5	3,64	134,66
	R-601a	Isopentano	27,9	3,5	187,4
	R-601	Pentano	36,1	3,37	196,55
	R-290	Propano	-42,2	3,8	96,74
	R-1270	Propileno	-47,7	4,67	91,06
	R12	CFCs	-29,75	4,14	111,97
Frigorigéneos sintéticos	R114	CFCs	3,59	3,26	145,68
	R22	HCFCs	-40	4,99	96
	R123	HCFCs	27,82	3,66	183,68
	R134a	HFCs	-26,07	4,06	101,06
	R32	HFCs	-51,65	5,78	78,1
	R125	HFCs	-48,09	3,62	66,02
	R1234yf	HFCs	-29,45	3,38	94,7
	R1234ze(E)	HFCs	-18,97	3,64	109,36

A primeira limitação relacionada com a utilização deste fluido é o seu ponto crítico, que se situa na temperatura de 31,1 °C e pressão 73,6 bar, sendo, por isso, necessário analisar soluções para situações em que a condensação ocorra abaixo deste ponto, mas também quando a temperatura ambiente para a rejeição de calor ultrapassa este valor [23].

Como se mostra no diagrama p-h da Figura 3, existem dois tipos de sistemas de refrigeração CO₂, os subcríticos e os transcíticos. O sistema subcrítico mantém o fluido frigorígeno abaixo do ponto crítico, sendo que isto é alcançado através de um permutador de calor, nos ciclos frigoríficos em cascata [24].

O sistema usa um fluido frigorígeno e sistema de compressão de vapor diferente do CO₂ para a rejeição de calor na temperatura média. Este permutador atua como evaporador no fluido frigorígeno de alta temperatura e funciona como condensador no sistema com o CO₂ [25]. Este tipo de solução é a mais eficiente para aplicações de refrigeração com temperaturas de projeto baixas.

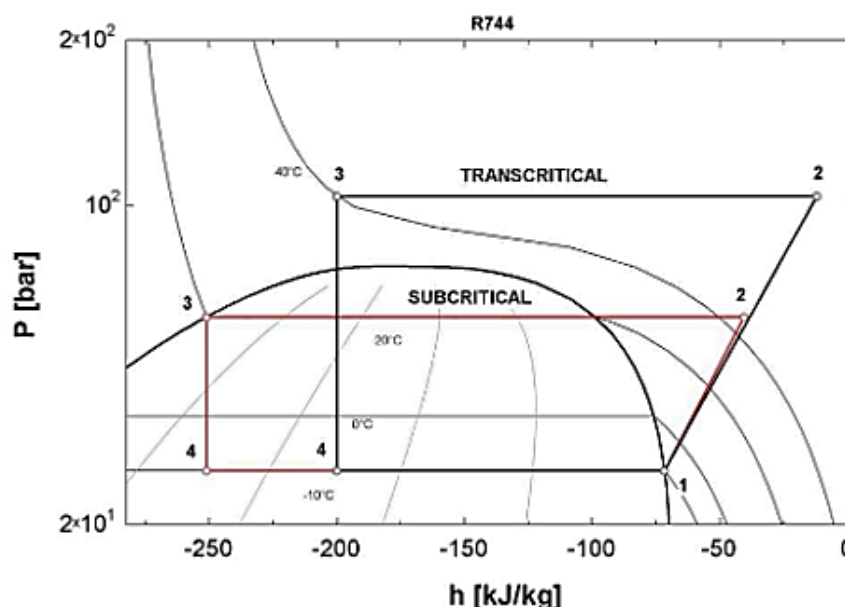


Figura 3 - Comparação no diagrama p-h entre sistemas subcríticos e transcíticos de CO₂ [23]

Atualmente, o objetivo neste tipo de sistemas passa por substituir gradualmente os fluidos frigorígenos do ciclo de alta temperatura por alternativas mais sustentáveis, entre elas os hidrocarbonetos R290, R1270 e R600a ou HFOs como por exemplo R1234ze(E) [26]. Além destes, o amoníaco também é uma solução vantajosa em termos de consumo energético, contudo, em termos de segurança requer uma maior atenção dada a sua classificação de segurança B2 [27].

A rejeição de calor transcítica marca a grande diferença em relação ao sistema subcrítico dado que este processo ocorre quando a temperatura ambiente é próxima ou superior à temperatura crítica. Neste tipo de ciclo de refrigeração a CO₂, se a temperatura ambiente é superior à temperatura crítica, a temperatura de condensação terá também de ser obrigatoriamente superior aos 31,1 °C para que exista um diferencial de temperatura suficiente para ocorrer a rejeição de calor.

Nesta situação, o ciclo já não efetua o processo de condensação, sendo que neste caso o arrefecimento não é feito por um condensador, mas sim por um arrefecedor a gás, vulgarmente denominado gas cooler [18].

Este equipamento permite diminuir a temperatura e ao mesmo tempo mantém a pressão alta, sendo que neste processo exotérmico existe a particularidade de não ocorrer mudança de fase (Figura 3). Os sistemas de refrigeração com gas cooler, podem funcionar no regime subcrítico se a temperatura ambiente estiver abaixo da temperatura de transição, atuando assim como um condensador, e no regime transcrito quando a temperatura ambiente é superior ao ponto crítico.

Para este tipo de sistemas funcionarem em patamares de elevada eficiência energética, devem ser adotadas estratégias de controlo, e essas refletem-se num parâmetro bastante importante que é a pressão ótima de funcionamento. De acordo com a Figura 4 verifica-se que as altas pressões são a solução indicada para os ciclos transcritos de CO₂ trabalharem em todas as possíveis condições de temperatura do clima exterior.

De acordo [22] foram calculados experimentalmente os valores do COP para várias pressões, mantendo a temperatura de saída do gas cooler, sendo que com esta metodologia obtiveram-se os pontos ótimos para cada temperatura de saída do gas cooler e traçada a respetiva linha de tendência. Verificou-se que, quanto maior quanto mais elevado for a temperatura de saída do gas cooler, maior é a pressão de otimização e menor é COP [25].

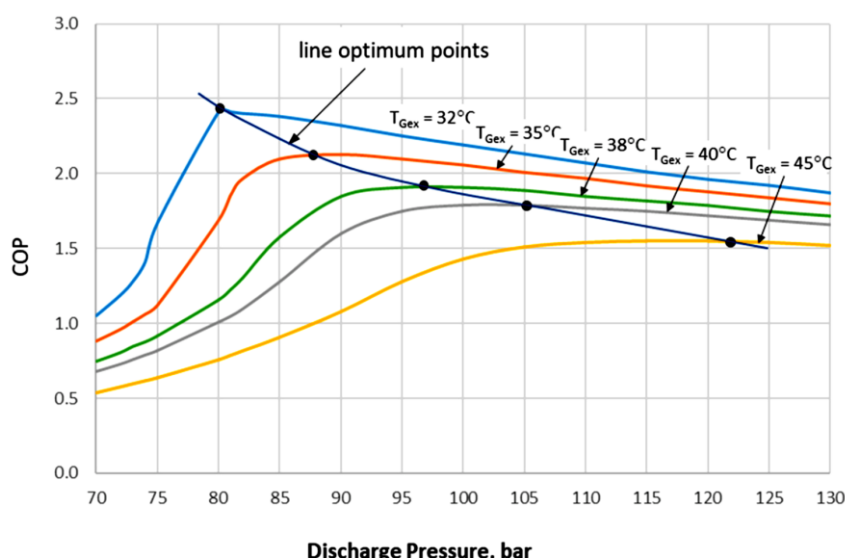


Figura 4 - Efeito da pressão do gás cooler no COP para diferentes temperaturas de saída do gas cooler[22]

O ciclo transcrito tem a vantagem de usar apenas o CO₂ como fluido de trabalho, não existindo assim necessidade de utilizar um ciclo de permutador em cascata, que em termos de design é mais complexo e com um custo maior, e como muitas vezes utiliza o amoníaco como fluido no condensador de alta temperatura, os riscos de segurança aumentam [23].

De acordo com a Figura 5 haverá um aumento na utilização deste tipo de frigorigêneos naturais, sendo que até 2030 é projetado que o ciclo transcrito de CO₂ seja a solução utilizada entre 65000 e 85000 supermercados na Europa, conforme se considere um cenário conservador ou um cenário mais otimista [28], [29].

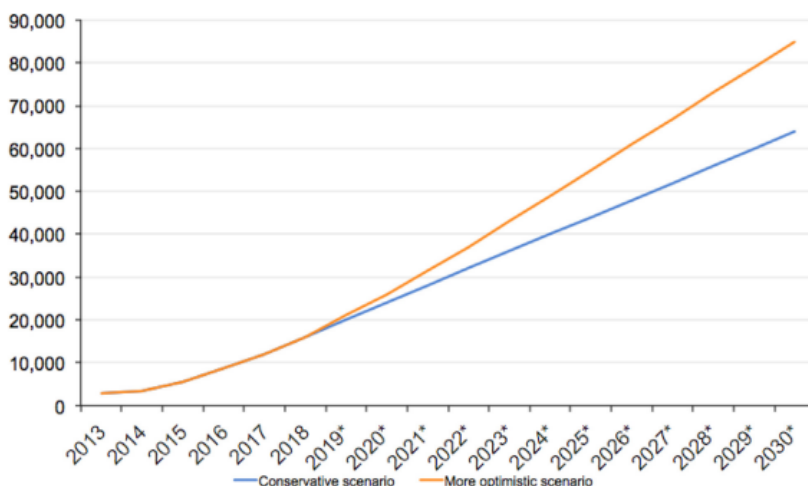


Figura 5 - Número projetado de supermercados com ciclos transcritos de CO₂ na Europa [28]

Existem vários tipos de configurações para ciclos transcritos CO₂, caracterizados com diferentes desempenhos, nomeadamente o sistema de refrigeração multi-estágio (booster) e uma versão mais recente deste com a introdução da compressão paralela.

O sistema booster propriamente dito consiste numa ligação direta para os compressores de alta pressão, tanto por parte dos compressores de baixa pressão como do depósito, regulado pela denominada válvula flash-gas.

A sair da parte superior do depósito de líquido (Ponto 7), encontra-se o CO₂ no estado de vapor saturado seco e, pelo diagrama da Figura 6, percebemos que, além do fluido frigorigéneo que vem do evaporador de média temperatura (Ponto 12), também é aproveitado o vapor saturado seco vindo do depósito, sendo que este tem de ser expandido pela válvula flash-gás para baixar até à pressão de aspiração do compressor de alta pressão (Ponto 8).

O fluido encontra-se no estado de vapor saturado (Ponto 3) ao entrar no circuito que segue para o compressor [25][30]. Esta válvula é acionada dependendo do caudal de vapor que estiver no circuito, contudo não é recomendável que este chegue aos compressores de alta pressão pois vai obrigar os mesmos a trabalhar mais, piorando a sua eficiência [31].

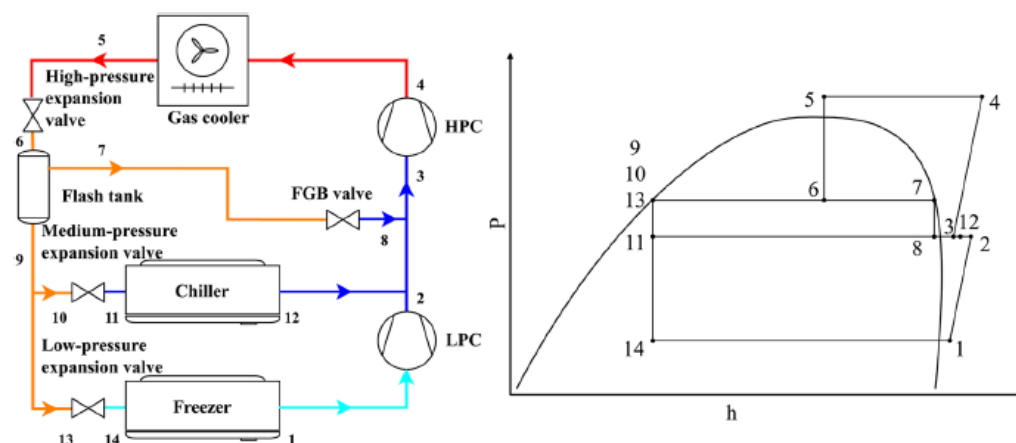


Figura 6 - Sistema Booster (a) Representação esquemática (b) Diagrama p-h [31]

Como mostra a Figura 7, o sistema de compressão paralela consiste numa ligação a sair da parte superior do depósito de líquido, onde se encontra o CO₂ no estado de vapor saturado seco, sendo que essa ligação tem o intuito de ajudar a alimentar a aspiração do compressor de alta pressão (compressão paralela) e assim o compressor não terá de trabalhar tanto, pois o fluido já se encontra a uma pressão mais alta do que o normal à entrada dos compressores de media temperatura [32].

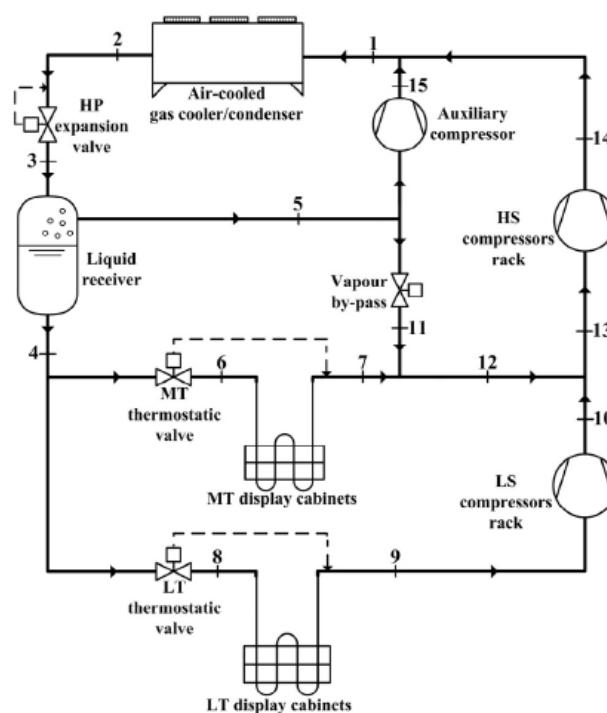


Figura 7 - Sistema de compressão paralela - Representação esquemática [33]

Estudos apontam que este sistema melhora o COP da instalação em cerca de 8 a 15% em relação ao sistema booster [31], [34] [35] [36] no entanto, por exemplo, um trabalho efetuado por Moreira, J aponta apenas para um aumento de 5 % [18].

Neste sistema, o refrigerante é comprimido para uma pressão de descarga transcítica através de dois fluxos diferentes, um proveniente do depósito que contém o vapor saturado seco no topo, através da válvula flash-gás, enquanto o outro provém do evaporador principal. Este auxílio por parte do compressor paralelo é importante para que os compressores de alta pressão trabalhem de forma mais económica, e isso permite que a pressão de descarga diminua, aumentando assim o COP [37], [38].

Na prática, no sistema de compressão paralela, a válvula flash-gás mantém-se, a diferença para o sistema booster é que esta, quando ultrapassa um certo limite de gás, os compressores em paralelo atuam. Assim, no gráfico p-h da Figura 8 ocorre uma expansão isentálpica a partir do ponto 5 até ao patamar seguinte de pressão onde se encontram os pontos 7, 11 e 12.

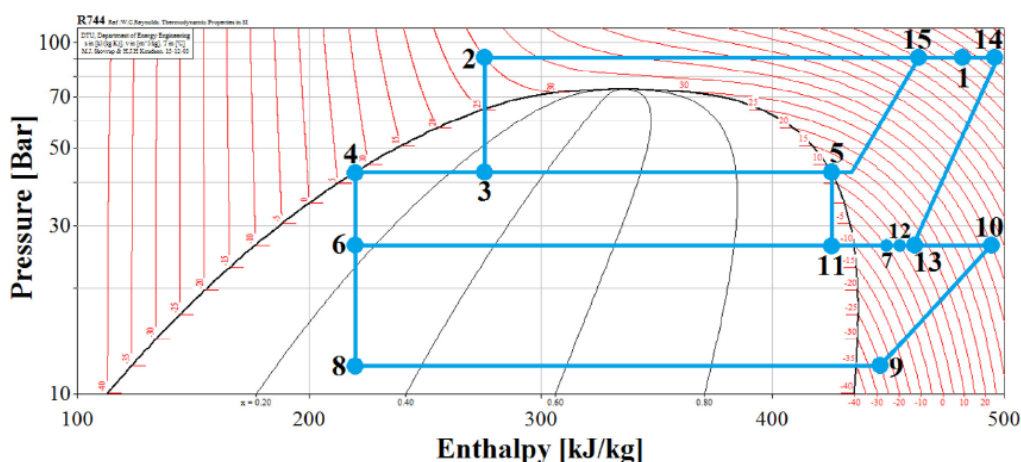


Figura 8 - Sistema de compressão paralela - Diagrama p-h [33]

Esta geração de ciclo de refrigeração transcítico revelou-se bastante importante pois reduziu o consumo energético entre 3,5 % a 5,9 % [39] [40] em países com climas quentes, ou seja, onde a temperatura ambiente é superior a 31,1 °C durante grande parte do ano.

Um dos principais problemas que surgia na versão booster era o facto da carga de refrigerante na válvula flash-gas ser bastante significativo [41] (à volta de 45 % do caudal mássico do sistema) com o aumento da temperatura exterior e, consequentemente, afetava a performance do sistema (COP) [42].

Com a introdução deste novo sistema foi possível, dependendo dos casos, comprimir total ou parcialmente esse caudal proveniente da válvula flash-gas através de um ou mais compressores paralelos, e de acordo com [43] verificou-se um aumento de 7,5 % no valor do COP em relação ao sistema clássico booster.

2.2. Acústica, ruído e vibrações

2.2.1. Conceitos fundamentais

Ruído

Um dos objetivos inerentes ao projeto de centrais de refrigeração é a atenuação de ruído, para garantir que o ambiente acústico do espaço é aceitável quando instalada em zona técnica exterior e que cumpre com a legislação em vigor.

O som produz-se quando corpos em movimento originam variações momentâneas de pressão no ar, gerando uma onda mecânica que se propaga no ambiente, caracterizada pela amplitude de onda e pela sua frequência.

A magnitude do som é normalmente expressa em níveis, calculados através do logaritmo de base 10, de um rácio de uma magnitude A , correspondente a uma propriedade física que pode ser potência, intensidade, pressão ou energia, e de uma magnitude de referência (A_{ref}) de uma das propriedades físicas referidas anteriormente que será alvo de estudo.

$$L = 10 \cdot \log\left(\frac{A}{A_{ref}}\right) dB \quad (2.2)$$

A pressão sonora, é a força normal por unidade de área que as partículas do meio de propagação exercem sobre uma superfície do mesmo meio. A pressão sonora é originada a partir de uma fonte sonora colocada em ambiente interior e que depende de vários fatores:

- Volume do espaço;
- Mobiliário e tratamentos de superfície;
- Magnitude da(s) fonte(s) sonora(s);
- Distância da(s) fonte(s) sonora(s) até ao ponto de observação no local;
- Direcionalidade da(s) fonte(s);

A Tabela 5 mostra que o ouvido humano é sensível a variações de pressão entre 2×10^{-5} Pa (pressão de referência) e 20 Pa [44], no entanto para definir parâmetros como nível sonoro, é necessário utilizar uma escala proporcional à logarítmica, e a mais utilizada para as quantidades acústicas é o decibel (dB). Além desta gama de pressões, a gama de frequências audíveis também é bastante relevante e estende-se desde 20 Hz até 20 kHz.

Tabela 5 - Pressões sonoras e níveis de pressão sonora típicos [2]

Fonte	Pressão sonora, Pa	Nível de pressão sonora, dB	Reação subjetiva
Descolagem de jato militar a 30 m	200	140	Perigo extremo
Fogo de artilharia a 3 m	63,2	130	
Descolagem de jato de passageiros a 15 m	20	120	Limiar de dor
Banda de rock alto	6,3	110	Limiar de desconforto
Buzina de automóvel a 3 m	2	100	
Motor diesel grande não abafado a 40 m	0,6	90	Muito alto
Acelerar caminhão a diesel a 15 m	0,2	80	
Comboio de carga a 30 m	0,06	70	Alto
Discurso a 1m	0,02	60	
Ar condicionado de janela a 3 m	0,006	50	Moderado
Área residencial tranquila	0,002	40	Sossegado
Conversa sussurrada a 2 m	0,0006	30	
Zumbido de inseto a 1 m	0,0002	20	Perceptível
Limiar de boa audição	0,00006	10	Fraco
Limiar de excelente audição juvenil	0,00002	0	Limiar de audição

Definido o conceito de pressão sonora e a pressão de referência, a respetivo nível de pressão sonora é expresso pela equação 2.3:

$$L_p = 10 \cdot \log \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^2 \text{ dB} \quad (2.3)$$

$$p_{ref} = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$$

A potência sonora depende de condições de operação, mas não da distância do local de observação à fonte ou ambiente envolvente. É importante referir que este parâmetro não se mede diretamente, e determina-se utilizando metodologias de medição em câmaras acústicas, anecóicas, semi-anecóicas, ou de reverberação. O nível de potência sonora é definido pela equação 2.4 [45]:

$$L_W = 10 \cdot \log \left(\frac{W}{W_{ref}} \right) \text{ dB} \quad (2.4)$$

$$W_{ref} = 10^{-12} \text{ W}$$

De referir que a potência sonora caracteriza a fonte sonora enquanto a pressão sonora é o efeito da ação da fonte com uma determinada potência sonora [46]. A conversão do nível de potência sonora da fonte para ambiente exterior, para uma determinada frequência é dada pela equação 2.5:

$$L_p = L_w + 10 \cdot \log\left(\frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot r^2}\right) \quad (2.5)$$

L_p – Nível de pressão sonora (dB)

L_w - Nível de potência sonora (dB)

Q – Fator de direccionalidade

r – Distância à fonte (m)

Num estudo acústico, pode existir mais que uma fonte sonora, pelo que é necessário obter o nível global resultante das várias fontes presentes. Considerando os vários sinais incoerentes, o procedimento para combinar os vários níveis é:

- Converter os valores dos níveis em decibel para os correspondentes valores lineares através de anti-logaritmo;
- Somar as quantidades lineares resultantes;
- Reconverter o valor somado para um nível expresso em decibel através do logaritmo;

Depois de efetuar esta sequência de passos, a combinação de múltiplos níveis produz um nível L_{sum} que é calculado através da equação 2.6 [47]:

$$L_{sum} = 10 \cdot \log\left(\sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_i}{10}}\right) \quad (2.6)$$

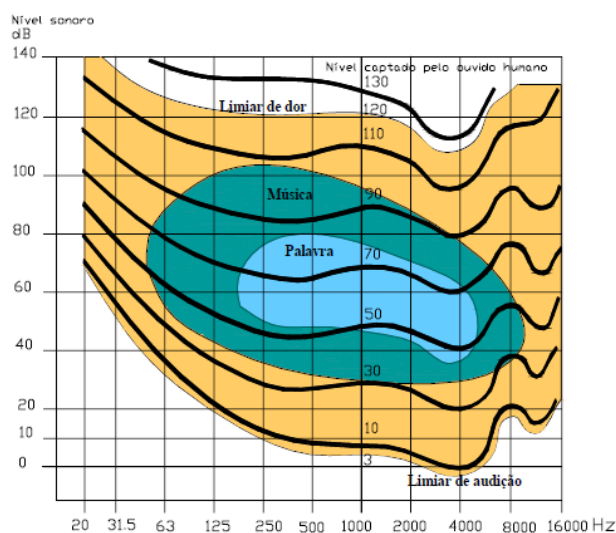


Figura 9 - Curvas de igual sensação sonora (isofónicas) [48]

O ouvido humano não responde de forma linear às variações de frequência do som, verificando-se menor sensibilidade às frequências mais baixas conforme mostra a Figura 9.

Uma forma de aproximar as medições de ruído efetuadas à resposta do ouvido humano é a utilização de curvas de ponderação. A Figura 10 mostra a comparação entre os filtros A e C (também existe o filtro B mas entrou em desuso).

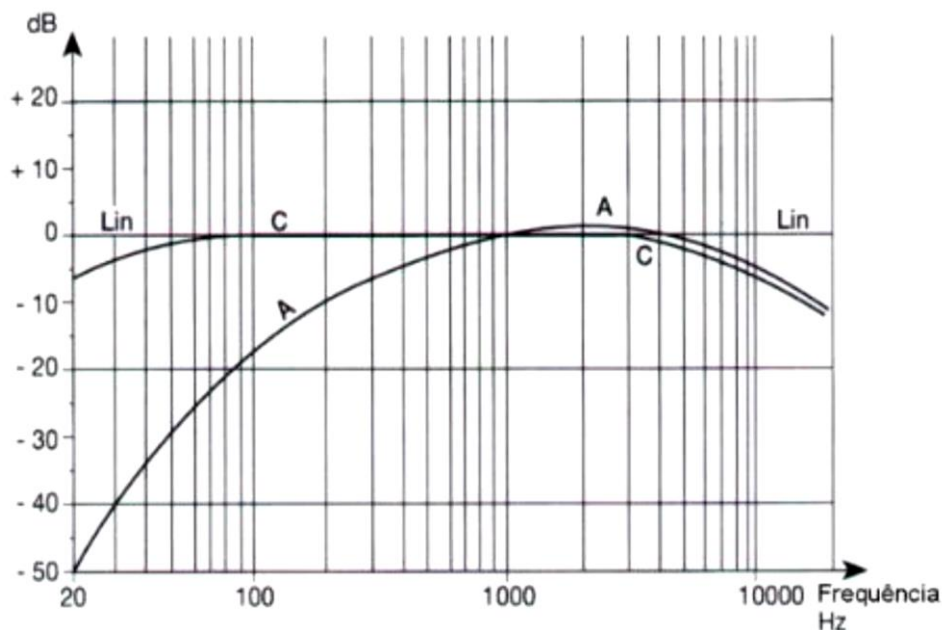


Figura 10 - Comparação das curvas de ponderação (filtros A e C) [49]

O filtro A simula a resposta do ouvido humano a baixo níveis de som e relativiza as porções de baixa frequência do espectro de um som, compensando assim automaticamente a menor sensibilidade do ouvido humano a baixa frequência.

O filtro C pondera menos o som em função da frequência, em comparação com a ponderação com o filtro A. Como os níveis sonoros a baixas frequências são atenuados pelo filtro A e não pelo filtro C, estas ponderações podem ser utilizadas para estimar se uma fonte sonora em particular apresenta excessiva energia a baixas frequências quando um analisador espectral não está disponível.

Os sons reais são mais complexos que os sons puros, onde a energia se manifesta numa única frequência. O som de banda larga contém energia em quase toda a gama de frequências audíveis, podendo ser representada em níveis em função da frequência, utilizando a análise espectral de bandas de oitava, sendo que o limite superior de cada banda é sensivelmente o dobro da anterior. Tipicamente são utilizadas as bandas de oitava entre 63 Hz e 8 kHz e, para além das bandas de oitava, também se podem definir partições de 1/n de oitava, sendo a partição de 1/3 de oitava a mais usual [48].

Vibração

Um dos aspetos mais importantes nos equipamentos inerentes a um sistema de refrigeração e que também poderá ser responsável pela emissão de ruído é a vibração. A vibração, tal como o ruído, lida com o comportamento oscilatório de corpos [50], definindo-se como o estado de um objeto em movimento repetido trás/frente, esquerda/direita ou cima/baixo. A Figura 11 mostra um parâmetro de relevo nas vibrações que amplitude, que se define como o valor máximo de movimento ou vibração. Este valor pode ser representado em termos de deslocamento, velocidade e aceleração [51].

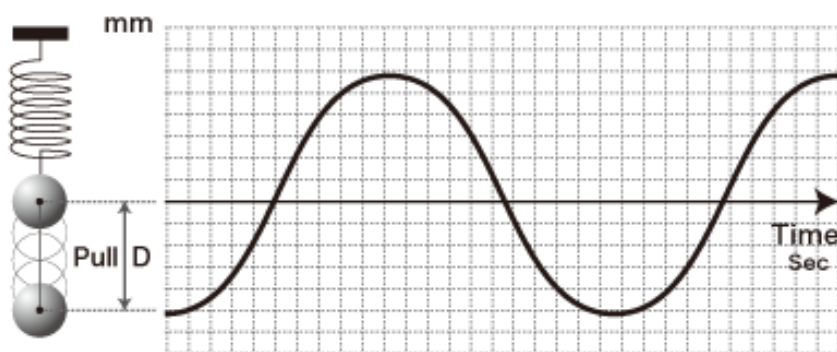


Figura 11 - Amplitude de vibração [51]

Em sistemas de refrigeração, existem equipamentos que são montados rigidamente na estrutura, como é o caso dos compressores e, como tal, transmitem forças vibratórias à mesma. Contudo, a introdução de isoladores vibratórios entre o equipamento e a estrutura reduzem significativamente a magnitude da força transmitida e também podem ser utilizados para proteger o equipamento de outras vibrações do solo [44].

A representação mais simples de um sistema de isolamento vibratório é o modelo de um sistema com um grau de liberdade conforme ilustrado na Figura 12. Neste modelo, apenas é considerado movimento ao longo do eixo vertical e o sistema de isolamento é representado por uma massa e o isolador é representado por uma mola que é considerada fixa ao chão.

A impedância mecânica é uma propriedade que ajuda a perceber a performance dos isoladores vibratórios numa instalação, e define-se como o rácio entre a força aplicada à estrutura e a velocidade da resposta vibratória da estrutura no ponto de excitação.

$$Z_m = F/v \quad (2.7)$$

A Figura 12 mostra a representação de um típico sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade. Quando a magnitude das impedâncias da mola e da massa são iguais, a frequência correspondente é a frequência natural, sendo que estas frequências (pode existir mais que uma frequência natural) relaciona-se com o sistema em si estão relacionadas com a massa e rigidez (inércia e elasticidade) [50]. Nesta frequência, a resposta vibratória da massa para a excitação aplicada é um máximo e o isolador amplifica a força transmitida para o chão.

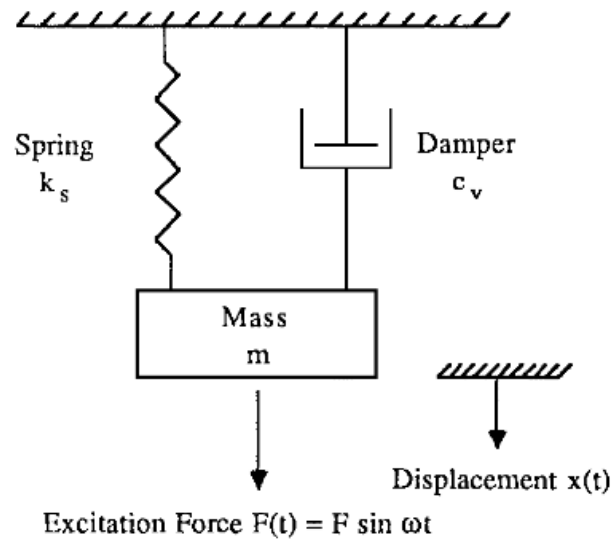


Figura 12 - Esquema de um sistema massa-mola-amortecedor com 1 grau de liberdade [52]

A frequência natural é dada pela equação 2.8:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (2.8)$$

A transmissibilidade do sistema é o rácio das amplitudes da força transmitida à estrutura à força de excitação produzida dentro do equipamento que produz vibração.

$$T = \left| \frac{1}{1 - (f_d/f_n)^2} \right| \quad (2.9)$$

A Figura 13 mostra a relação do parâmetro da transmissibilidade em função da frequência. É importante referir que para $f_d = f_n$ ocorre o fenómeno de ressonância. O isolamento da vibração não ocorre enquanto o rácio da frequência perturbadora, f_d , em relação à frequência natural, f_n , é maior que 1,4; acima deste valor a transmissibilidade diminui, logo a atenuação aumenta.

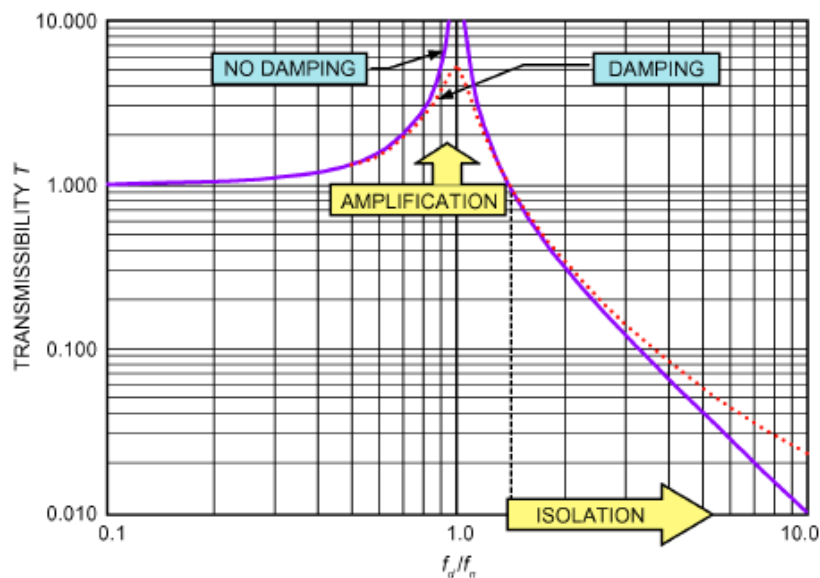


Figura 13 - Transmissibilidade em função da frequência [44]

2.2.2. Análise de ruído e conforto acústico

Os critérios de análise de ruído dividem-se em dois tipos de escalas de medição, objetivas e subjetivas, definidas pelos parâmetros de nível sonoro global e pelas curvas de incomodidade respetivamente. O ideal seria a utilização de métodos de avaliação que resultassem na obtenção de um valor único de nível sonoro, contudo, é necessário aplicar as devidas correções para adaptar a escala linear à ponderada. Com estas correções, resulta um valor expresso em dB(A), dB(B) ou dB(C), consoante as malhas de correção, sendo que a correção dB(A) é a mais utilizada pois é a que se adapta melhor à incomodidade ou risco de trauma auditivo.

A partir destas distribuições, pode ser determinado o nível sonoro global, que resulta da soma energética de todas as bandas de frequência resultantes da correção do espectro do ruído perturbador por parte de uma das malhas de correção.

A ponderação temporal pode ser definida através de resposta rápida (“fast”), lenta (“slow”) ou impulsiva. A utilização da resposta “fast” é a indicada para a medição de níveis sonoros que flutuam relativamente pouco. Pelo contrário, a resposta “slow” está recomendada para ruídos de maior variação [53]. Por fim, a resposta impulsiva é utilizada para níveis sonoros de alta intensidade repentina e instantânea [54]. O cálculo do nível de pressão sonora com estas ponderações temporais é efetuado através da equação 2.10.

$$L_{S,F} = 20 \cdot \log \left(\frac{\left(\frac{1}{\tau} \int_{-\infty}^T p^2(\zeta) \cdot e^{-(t-\zeta)/\tau} d\zeta \right)^{1/2}}{p_0} \right) \quad (2.10)$$

t – intervalo de tempo

τ – constante de tempo do circuito de média exponencial

ζ - instante de tempo

A resposta rápida dispõe de uma constante de tempo de média exponencial $\tau = 125$ ms e a resposta lenta $\tau = 1$ s e a resposta impulsiva $\tau = 35$ ms [55].

O som de banda larga contém energia em quase toda a gama de frequências audíveis, podendo ser representada em níveis em função da frequência, utilizado a análise espectral de bandas de oitava, sendo que o limite superior de cada banda é sensivelmente o dobro da anterior. Tipicamente são utilizadas as bandas de oitava entre 63 Hz e 8 kHz e, para além das bandas de oitava, também se podem definir partições de $1/n$ de oitava, sendo a partição de $1/3$ de oitava a mais usual [48]. A Figura 14 mostra um exemplo prático de um espectro de bandas de terço de oitava entre os 100 Hz e os 1000 Hz.

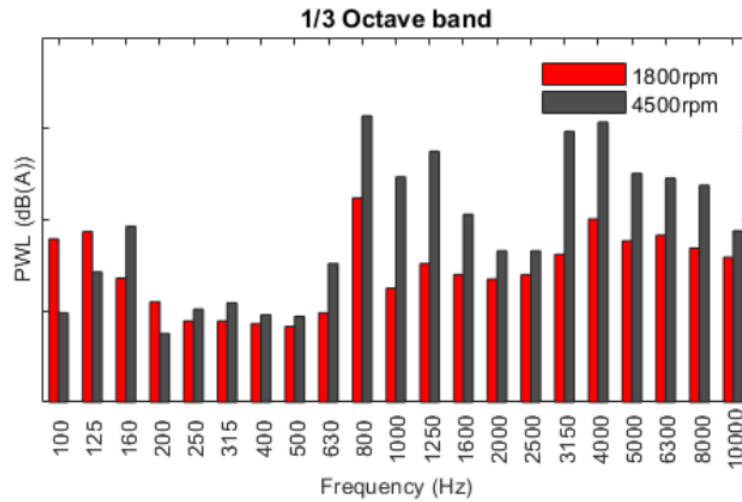


Figura 14 - Exemplo de uma análise espectral com recurso a bandas de terço de oitava 1/3 [56]

O ruído impulso é um som caracterizado por curtos impulsos de pressão sonora enquanto o ruído tonal é um som caracterizado por uma única componente de frequência ou por componentes de banda estreita que emergem de modo audível do som total. Segundo o Decreto-Lei nº 9/2007, a deteção das características tonais consiste em verificar, no espectro de um terço de oitava, se o nível sonoro de uma banda de frequência excede o das adjacentes em 5 dB(A) ou mais, enquanto as características impulsivas são determinadas pela diferença entre o nível sonoro contínuo equivalente do ruído ambiente, L_{Aeq} , medido em simultâneo com característica impulsiva e fast, sendo que se esta diferença for superior a 6 dB(A), o ruído é considerado impulsivo. O nível sonoro contínuo equivalente é definido pela equação 2.11.

$$L_{Aeq,T} = 10 \times \log \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int \frac{p^2(t)}{p_{ref}^2} dt \right] \quad (2.11)$$

Este valor de L_{Aeq} deve ser corrigido de acordo com as características tonais ou impulsivas do ruído particular, passando a designar-se por nível de avaliação, L_{Ar} , que é expresso pela equação 2.12:

$$L_{A,r} = L_{Aeq} + K_1 + K_2 \quad (2.12)$$

em que K_1 é a correção tonal e K_2 é a correção impulsiva. Estes valores são $K_1 = 3$ dB(A) e $K_2 = 3$ dB(A) se for detetado que as componentes tonais ou impulsivas, respetivamente, que correspondem a características específicas do ruído particular. Se as componentes não forem identificadas, $K_1 = 0$ dB(A) e $K_2 = 0$ dB(A).

Contextuação histórica da legislação de ruído

Em Portugal, as preocupações referentes ao ruído e aos seus efeitos sobre pessoas tem uma história relativamente longa (26 anos), sendo que a Figura 15 ilustra a evolução temporal da legislação portuguesa publicada. A primeira legislação do ruído (Decreto-lei 251/87, de 24 de junho) entrou em vigor em 1988, que contemplava aspetos importantes com a acústica de edifícios e o exercício de atividades comerciais e de serviços.

A partir do ano 2000, a regulamentação sobre acústica dividiu-se em dois ramos: um relacionado com a acústica ambiental e outro com a acústica de edifícios. Com isto, do ramo ambiental surgiu o Regime Legal da poluição Sonora (Decreto-Lei 292/2000, de 14 de novembro) e do ramo da acústica de edifícios surgiu o Regulamento dos Requisitos Acústicos dos Edifícios (Decreto-Lei 129/2002, de 11 de maio).

Com a transposição da diretiva sobre Gestão e Avaliação do Ruído Ambiente, toda a legislação nacional foi readaptada, dando origem ao Decreto-Lei 146/2006, de 31 de julho, com a introdução da estratégia de reduzir o número de cidadão expostos ao ruído.

No sentido de integrar os indicadores ambientais L_{den} e L_n , o regulamento do ruído ambiente foi atualizado através da publicação do Decreto-Lei 9/2007, de 17 de janeiro, dando origem ao novo Regulamento Geral do Ruído (RGR). Além desta atualização, a vertente da acústica de edifícios também foi atualizada com a publicação do Decreto-Lei nº 96/2008, de 9 de junho, com a introdução do novo Regulamento dos Requisitos Acústicos dos Edifícios (RRAE).

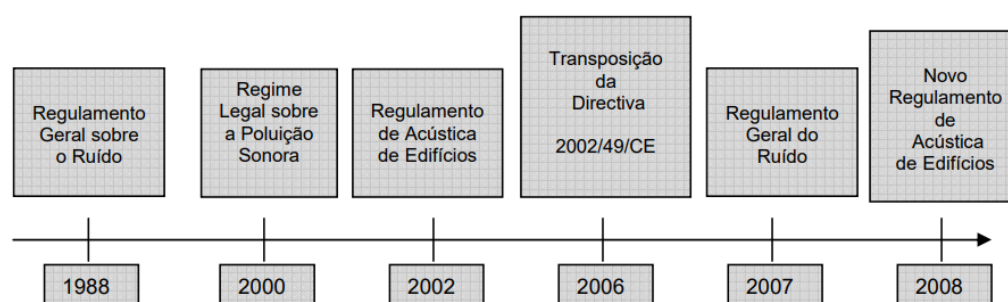


Figura 15 - Ilustração esquemática da evolução da regulamentação portuguesa [57]

Como o RGR e o RRAE são as versões mais atualizadas em termos de legislação de ruído, devem ser seguidas as diretrizes que constam nestes documentos. O primeiro passo a verificar se legislação do ruído se aplica no caso prático em estudo. Para esse efeito, o RGR contempla as seguintes atividades e fontes de ruído:

- Construção, reconstrução, ampliação, alteração ou conservação de edificações;
- Obras de construção civil;
- Laboração de estabelecimentos industriais, comerciais e de serviços;
- Equipamentos para utilização no exterior;
- Infraestruturas de transporte, veículos e tráfegos;
- Espetáculos, diversões, manifestações desportivas, feiras e mercados;
- Sistemas sonoros de alarme;

Indicadores de ruído na legislação

Os parâmetros que permitem avaliar se o ruído ambiente exterior é incomodativo para o bem-estar da população são os indicadores de ruído e o critério de incomodidade. Um dos parâmetros importantes referidos no RGR é o indicador de ruído, que descreve a relação do ruído ambiente com o bem-estar humano [46]. O incómodo geral ou indicador de ruído diurno-entardecer-noturno é dado pela equação 2.13:

$$L_{den} = 10 \cdot \log \frac{1}{24} \cdot \left[13 \cdot 10^{\frac{L_d}{10}} + 3 \cdot 10^{\frac{L_e+5}{10}} + 8 \cdot 10^{\frac{L_n+10}{10}} \right] \quad (2.13)$$

Outro dos parâmetros importantes a ter em conta é o indicador de ruído noturno, que é dado pela equação 2.14:

$$L_n = 10 \cdot \log \frac{1}{24} \cdot \left[15 \cdot 10^{\frac{L_d}{10}} + 9 \cdot 10^{\frac{L_n}{10}} \right] \quad (2.14)$$

Os intervalos de referência que abrangem as diferentes atividades ao longo do dia são delimitados da seguinte forma: o período diurno decorre durante treze horas (entre as 7 e as 20 horas), o período entardecer três horas (entre as 20 e as 23 horas) e o período noturno oito horas (entre as 23 e as 7 horas) [58].

A fim de aplicar os valores corretos de limite de ruído, é necessário reter dois conceitos importantes, o de zona mista e o de zona sensível, classificando assim o tipo de zona onde se insere o local onde estão a ser efetuadas as medições de ruído [46], [59]. É importante efetuar a ligação

entre estes termos com os indicadores de ruído, isto porque os valores limite destes indicadores diferem dependendo se o local da medição se insere em zona sensível ou em zona mista.

Classificadas as diferentes zonas, pode-se agora definir os limites de exposição de ruído. Para as zonas mistas não deve ser ultrapassado um valor limite de exposição de ruído de 65 dB(A) para o parâmetro L_{den} e de 55 dB(A) para o indicador L_n . No caso de se tratar de uma zona sensível, esta não deve ficar exposta a um ruído de ambiente exterior superior a 55 dB(A) para o indicador L_{den} e de 45 dB(A) para o parâmetro L_n [46].

Além deste parâmetro de avaliação do ruído ambiente exterior, também deve ser cumprido o critério de incomodidade. Para aplicar este critério, é necessário calcular a diferença entre o valor de L_{Aeq} do ruído ambiente com a ocorrência de ruído particular ($L_{A,r}$), e o valor de L_{Aeq} do ruído residual.

O RGR refere que esta diferença não deve exceder 5 dB(A) no período diurno, 4 dB(A) no período do entardecer e 3 dB(A) no período noturno, contudo, é necessário realçar que este cumprimento não se aplica para valores de L_{Aeq} do ruído ambiente iguais ou inferiores a 45 dB(A) para ambiente exterior e 27 dB(A) para um ambiente interior.

Outro método bastante utilizado para obter dados acústicos são os mapas de ruído [60]. Estes são elaborados pelas câmaras municipais com a informação acústica adequada, sustentada por técnicas de medição normalizadas. Estes mapas contemplam um dos seguintes aspetos:

- Situação acústica existente ou prevista em função de um indicador de ruído;
- Ultrapassagem de um valor limite;
- Número estimado de habitações, escolas e hospitais numa determinada zona que estão expostas a valores específicos de um dado indicador de ruído;
- Número estimado de pessoas localizadas numa zona exposta ao ruído;

Estes mapas são elaborados para os indicadores L_{den} e L_n reportados, sendo que devem ser seguidas as orientações da Comissão Europeia com indicações para conter, no mínimo, a isófona de 55 dB(A) para o indicador L_{den} e 45 dB(A) para o indicador L_n [46].

Para atingir as metas definidas, a legislação propõe as seguintes medidas gerais de atenuação, ordenadas por ordem de importância:

- Medidas de redução na fonte de ruído;
- Medidas de redução no meio de propagação de ruído;
- Medidas de redução no recetor sensível;

Limites de exposição ao ruído

O Decreto-Lei nº 182/2006 é também relevante, pois estabelece o valor limite de exposição e os valores de ação de exposição superior e inferior e determina um conjunto de medidas a aplicar sempre que sejam atingidos ou ultrapassados esses valores [61]. Os dois parâmetros mais importantes no que diz respeito à exposição sonora é o nível de pressão sonora máxima com ponderação C (L_C) e o nível de exposição diário ($L_{EX,8h}$) nível de exposição diária ao ruído é dado pela equação 2.15:

$$L_{EX,8h} = L_{Aeq,T_e} + 10 \lg \left(\frac{T_e}{T_0} \right), \quad (2.15)$$

sendo que T_e é a duração diária da exposição pessoal de um trabalhador ao ruído durante o trabalho e T_0 a duração de referência de 8 h.

$$L_{Cpico} = 10 \lg \left(\frac{p_{pico}}{p_0} \right)^2 \quad (2.16)$$

A Tabela 6 apresenta os valores limite destes dois parâmetros:

Tabela 6 - Valores limite de exposição e ação [61]		
Aplicação	L_{Cpico}	$L_{EX,8h}$
Valores limites de exposição	140 dB	87 dB
Valores de ação superiores	137 dB	85 dB
Valores de ação inferiores	135 dB	80 dB

2.3. Normas aplicadas em ensaios de caracterização de ruído

Os procedimentos experimentais para efetuar as medições de ruído que pretendemos, com vista a pensar na melhor estratégia para efetuar a respetiva atenuação. Para os ensaios acústicos é preciso ter em conta três tipos de normas fundamentais:

- Série ISO 3740 (8 partes), que aborda a determinação da potência sonora através de medições da pressão sonora;
- NP ISO 1996 (2 partes), que define métodos para determinar o ruído ambiente;
- NP EN ISO 11204 que especifica um método de medição de níveis de pressão sonora de emissão nos postos de trabalho;

2.3.1. Série ISO 3740

Dentro da série de normas ISO 3740, a ISO 3744 é a mais relevante. A norma descreve em detalhe os métodos para determinar a potência sonora de fontes de ruído através de medições locais da pressão sonora, definindo um campo livre acústico perto de um ou mais planos de reflexão.

O ambiente de teste é fundamental como ponto de partida para as medições e a norma contempla as seguintes aplicações:

- Salas de testes (câmaras anecoicas) ou um ambiente exterior plano isolado do ruído de fundo e providencia campo livre acústico sobre uma superfície refletora;
- Uma sala ou ambiente exterior plano isolado de ruído de fundo, onde uma correção ambiental pode ser aplicada, permitindo contribuição baixa do campo de reverberação nas pressões sonoras na superfície de medições;

Além das possíveis aplicações relativamente ao ambiente de ensaio, a mesma refere também orientações adicionais de certos requisitos de adequação acústica desse mesmo ambiente de ensaio:

- O campo sonoro é essencialmente livre de reflexões de som indesejáveis pelos limites da sala ou objetos em redor (excluindo o chão da mesma);
- O ambiente de teste deve ser livre de objetos refletores que não sejam planos de reflexão;
- Os planos refletores devem estender-se pelo menos 0,5 m além da projeção da superfície de medição dos mesmos. O coeficiente de absorção do som do (s) plano (s) refletores deverá ser menor que 0,1;

A fim de obter os níveis de pressão sonora de emissão, é necessário aplicar tanto correções de ruído de fundo, K_1 , como correções ambientais K_2 aos níveis de pressão sonora medidos. Para determinar a correção de ruído de fundo K_1 é utilizada a equação 2.17:

$$K_1 = -10 \log(1 - 10^{-0,1\Delta L_p}) \quad (2.17)$$

Em que $\Delta L_p = \overline{L'_{p(ST)}} - \overline{L_{p(ST)}}$, que corresponde à diferença entre o valor medido da pressão sonora e o valor medido do nível de pressão sonora do ruído de fundo. A medição do nível de pressão média sonora do ruído de fundo deverá ser 6 dB, preferencialmente mais de 15 dB, abaixo do nível de pressão sonora sem correção na presença de ruído de fundo [45]. Ainda relativamente ao ambiente de teste, a norma refere as seguintes orientações gerais:

A correção ambiental com ponderação A, K_{2A} é primeiramente determinada “sem referência às bandas de frequência” através dos procedimentos previstos na norma [62].

$$K_{2A} = 10 \times \left[1 + 4 \times \frac{S}{A} \right] \quad (2.18)$$

$$\text{Sendo que } A = \frac{4S}{10^{0,1[L_{p(\text{in situ})} - L_{p(\text{ref})}] - 1}}$$

- Se $K_{2A} > 4$ dB, esta norma não se aplica – as normas ISO 3743, ISO 3747, ISO 9614-2 para uma precisão de medição de grau 2 (“engenharia”) ou utilização da norma ISO 3746 para uma precisão de medição de grau 3 (“inspeção”);
- Se $K_{2A} \leq 4$ dB, as medições poderão ser efetuadas de acordo com a norma, usando a superfície de medição mais adequada;

A fonte sonora deve ser instalada em relação aos planos refletoras como se estivesse a funcionar em condições de normal utilização, e além disso, deve estar localizada a uma distância suficiente de paredes refletoras, tetos ou objetos refletoras de modo a satisfazer os requisitos previsto no Anexo A da norma. Definido isto, é necessário efetuar a escolha da superfície de medição mais adequada a utilizar, mas primeiro é necessário definir uma superfície de referência.

A caixa de referência é uma superfície hipotética definida pelo mais pequeno paralelepípedo que inclui a fonte a ser testada. A localização da caixa de referência, da superfície de medição e dos microfones estão representados no Anexos F e G, conforme a superfície de medição seja hemisférica ou paralelepédica, respetivamente.

A dimensão característica, d_0 , é usada para determinar as dimensões da superfície de medição. A Figura 16 mostra o esquema representativo da caixa de referência para um plano, dois planos e três planos de referência e respetivas dimensões características [63].

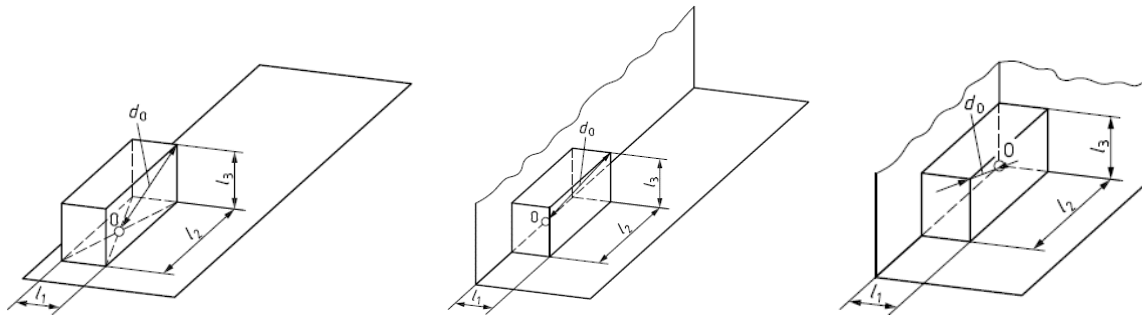


Figura 16 - (a) Caixa de referência com um plano de reflexão (b) Caixa de referência com dois planos de reflexão (c) Caixa de referência com três planos de reflexão [62]

As dimensões características para cada caso de caixa de referência são calculadas através das respetivas equações 2.19, 2.20 e 2.21.

$$d_o = \sqrt{(l_1/2)^2 + (l_2/2)^2 + l_3^2} \quad (2.19)$$

$$d_o = \sqrt{l_1^2 + (l_2/2)^2 + l_3^2} \quad (2.20)$$

$$d_o = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + l_3^2} \quad (2.21)$$

Os níveis de pressão sonora são medidos na superfície de medição, que consiste numa superfície hipotética de área S , que inclui a caixa de referência e termina nos planos refletos. A superfície de medição deverá ser representada através de uma entre quatro das seguintes formas:

- Um hemisfério, uma metade de hemisfério ou quarto de hemisfério de raio r ;
- Um paralelepípedo regular com lados paralelos aos respetivos da caixa de referência, sendo cada um espaçado uma distância do correspondente ao da caixa de referência;
- Um cilindro, uma metade de cilindro ou um quarto de hemisfério de diâmetro $2R$ e altura h ;
- Uma combinação de dois dos três tipos referidos anteriormente, podendo ser hemisférico, retangular ou cilíndrico [47], [62];

2.3.2. NP ISO 1996

Esta norma portuguesa tem relevância em aplicações de medições de ruído ambiente e divide-se em duas partes, sendo que a primeira contém as grandezas fundamentais e métodos de avaliação, enquanto a segunda parte refere-se aos métodos para determinar efetivamente os níveis de pressão sonora.

Os métodos e procedimentos descritos nesta norma destinam-se a ser aplicáveis ao ruído proveniente de várias fontes, a título individual ou combinadas, que contribuam para a exposição total num dado local. A norma aplica-se para ruído de tráfego rodoviário, outras formas de ruído de tráfego (ex: ruído de aeronaves) e ruído industrial.

A seleção do intervalo de medição é o primeiro aspeto relevante no procedimento de medição, e pode ser dividido em dois tipos: medições de longa duração e medições de curta duração.

Nas medições de longa duração devem ser contemplados apenas as condições de emissão e propagação do som mais importantes e devem ser distribuídas de forma a evitar qualquer tendência sistemática nas condições de operação da fonte sonora, sendo que estas devem ser as mais representativas possíveis de modo a minimizar correções a efetuar.

Nas medições de curta duração verifica-se a situação contrária, ou seja, o intervalo de medição selecionado deverá ser suficientemente elevado para abranger todas as variações significativas do ruído emitido. É importante referir que, se o ruído exibir periodicidade, é necessário efetuar uma medição com um intervalo temporal que represente um ciclo completo.

Um dos parâmetros relevantes a medir introduzidos por esta norma é o nível de exposição sonora. A medição desta propriedade acústica tem uma energia equivalente à energia acumulada durante toda a medição.

$$L_E = 10 \cdot \log \left(\frac{E}{E_0} \right) \quad (2.22)$$

E – Exposição sonora

E_0 – Exposição sonora de referência = $400 \mu Pa^2 s$

Normalmente, o nível de avaliação contínuo equivalente é o parâmetro a utilizar para avaliar o ruído ambiente devido a fontes individuais ou combinação de fontes, além de poderem ser utilizados outros indicadores tais como o nível máximo de pressão sonora, o nível de exposição sonora corrigido ou o nível de pressão sonora de pico [53].

No entanto, diversos estudos mostram que a ponderação frequencial A não é, por si só, suficiente para avaliar sons tonais, impulsivos ou com conteúdo significativo de baixa frequência e, para avaliar a resposta da comunidade à incomodidade a longo prazo, deve ser adicionada uma correção ao nível de exposição ou ao nível de pressão sonora contínuo equivalente, como mostram as equações 2.23 e 2.24.

De notar que para um determinado acontecimento acústico discreto, excetuando os casos de sons impulsivos de elevada energia ou sons com conteúdo significativo de baixa frequência, é adicionado a este nível de exposição sonora uma correção K_j e, do mesmo modo, ao nível de pressão sonora equivalente também é adicionada esta correção.

$$L_{RE} = L_E + K_j \quad (2.23)$$

L_{RE} – Nível de exposição sonora corrigida

L_E – Nível de exposição sonora

K_j – Correção para o tipo de som j

$$L_{Req,T} = L_{Aeq,Tn} + K_j \quad (2.24)$$

$L_{Aeq,T}$ - Nível de pressão sonora contínuo equivalente

Estes dois parâmetros referidos anteriormente devem ser corrigidos tendo em conta os seguintes fatores:

- Tipo de fontes sonoras;
- Características do som;
- Período do dia em que ocorrem;

É importante referir que, para acontecimentos acústicos discretos, é aplicada a correção ao nível de exposição sonora de cada acontecimento enquanto para fontes sonoras contínuas a correção é aplicada ao nível de pressão sonora equivalente. As correções são efetuadas de acordo com base na Tabela 7.

Tabela 7 - Correções típicas aos níveis sonoros com base no tipo de fonte sonora e período do dia [53]

Tipo	Especificação	Correção (dB)
Fonte sonora	Tráfego rodoviário	0
	Tráfego Aéreo	5 a 8
	Tráfego Ferroviário	-3 a -6
	Indústria	0
Características da fonte	Impulsiva regular	5
	Elevada impulsividade	12
	Impulsiva de alta energia	Anexo B da norma
	Tonalidades proeminentes	3 a 6
Período do dia	Entardecer	5
	Noite	10
	Dias de fim de semana	5

As condições meteorológicas são um dos fatores importantes nas medições de ruído ambiente no exterior. No mínimo, requer-se que conste no relatório de medições de ruído ambiente a medição da velocidade do vento e da sua direção, bem como da humidade relativa do ar e a sua temperatura.

Adicionalmente, deve ser providenciada informação sobre a estabilidade atmosférica, ou, diretamente, a partir de medições, ou, indiretamente, a partir da nebulosidade do céu e do período do dia. No caso de ocorrer precipitação, esses dados também deverão ser fornecidos pois este fenómeno poderá afetar o protetor de vento do microfone e gerar ruído espúrio. As janelas meteorológicas são definidas através de gamas de velocidade do vento e divide-se em quatro tipos de janelas diferentes. As janelas meteorológicas M3 e M4 são as mais favoráveis [64].

- M1 - Valor típico da componente vetorial da velocidade do vento a 10 m: <1 m/s e <-1 m/s respetivamente para o dia e para a noite;
- M2 - Valor típico da componente vetorial da velocidade do vento a 10 m: 1 m/s a 3 m/s.
- M3 - Valor típico da componente vetorial da velocidade do vento a 10 m: 3 m/s a 6 m/s.
- M4 - Valor típico da componente vetorial da velocidade do vento a 10 m: >6 m/s e ≥-1 m/s respetivamente para o dia e para a noite.

A realização das medições é efetuada sob condições favoráveis se a as mesmas se encontrarem dentro das janelas meteorológicas M3 ou M4, ou se a condição dada pela equação 2.25 for verificada.

$$\frac{h_s + h_r}{D} \geq 0,1 \quad (2.25)$$

2.3.3. NP EN ISO 11204

A norma NP EN ISO 11204 é uma adaptação da norma internacional ISO 11204, que especifica um método de medição de níveis de pressão sonora de emissão nos postos de trabalho e noutras posições especificadas nas proximidades de máquinas ou de peças de equipamento, sendo, por isso, aplicável a máquinas que cumpram os seguintes requisitos [65]:

- Máquinas que não podem ser instaladas em local com características de campo livre sobre plano refletor;
- Máquinas instaladas em condições que asseguram a satisfação dos requisitos relativos ao ruído de fundo e ao ambiente de ensaio, permitindo uma correção ambiental com exatidão superior à da norma ISO 11202;
- Máquinas para as quais podem ser definidos um ou mais postos de trabalho ou outras posições especificadas;

O método especificado nesta norma é semelhante ao descrito na norma NP EN ISO 11201, mas com as seguintes diferenças:

- São permitidas as medições *in situ*;
- Vem especificado um método para a determinação de uma correção ambiental local que produz resultados próximos daqueles que são obtidos num campo livre sobre um plano refletor;

Sempre que forem efetuadas as medições de ruído devem ser registados as seguintes informações: máquina a ser ensaiada, condições para o ensaio, ambiente acústico, instrumentação, localização das posições de medição especificadas e os dados sobre acústica. O anexo C descreve em melhor detalhe todos estes pontos relevantes a ter presentes.

Como referido anteriormente, esta norma permite uma correção ambiental local K_3 mais exata, e o valor deste parâmetro pode ser determinado utilizando uma correção ambiental média K_2 para a superfície de medição S ou utilizando a proporção A/S [66].

$$K_3 = -10 \lg \left[1 - (1 - 10^{-0,1K_2}) \times 10^{-0,1(L_j - \bar{L})} \right] \quad (2.26)$$

L'_j - Nível não corrigido da pressão sonora medido numa posição específica j ;

$\bar{L}$ - Valor médio do nível de pressão sonora (não corrigido) numa superfície de medição de área S a uma determinada distância d ;

A norma também refere que:

- Para $L_j - \bar{L} > -3 \text{ dB}$, então $K_3 \leq 7 \text{ dB}$;
- Para $-3 \leq L_j - \bar{L} > -10 \text{ dB}$, então $K_3 \leq 7 \text{ dB}$

É importante referir que, caso seja o nível de potência sonora seja conhecido, o nível de pressão sonora para uma determinada posição específica pode ser calculado através da expressão $L'_j = L_W - 10 \log \frac{S}{S_0} + K_2$

O método descrito por esta norma pode conduzir a resultados com grau de exatidão de classe 2 (“engenharia”) ou classe 3 (“inspeção”). Para obter um grau de exatidão de engenharia, K_3 tem de ser igual ou menor que 2 dB, sendo que para o grau de exatidão de inspeção K_3 terá de ser igual ou menor que 7 dB [67].

2.4. Incerteza experimental

Por mais cuidado que se pode ter na preparação da metodologia de medição, da qualidade dos instrumentos de medição e ambiente de ensaio, haverá sempre um erro associado. Para avaliar o grau de rigor ao efetuar uma medição, são frequentemente utilizados os conceitos de precisão e exatidão. Entende-se por precisão como o grau de concordância entre valores obtidos das várias repetições das medições, enquanto exatidão está ao grau de concordância entre o valor obtido e o esperado [52].

Obter um valor único de nível de pressão sonora através das normas estipuladas tem forte probabilidade de divergir do valor real mediante valores estipulados para a incerteza de medição [66]. Como não existem medições perfeitas, é necessário identificar e quantificar as fontes de incerteza [68]. A determinação da incerteza de medição, u , de uma determinada quantidade q_k , pode ser determinada através de método de avaliação do tipo A ou do tipo B.

A incerteza do tipo A é utilizada para várias observações da mesma grandeza X_i , tendo havido condições semelhantes durante a medição (repetibilidade) [69]. A grandeza X_i , medida repetidamente é denominada Q , e quando são efetuadas n medições estatisticamente

independentes, a estimativa Q é obtida através da média aritmética $\bar{q}$ dos valores medidos q_k (por exemplo níveis de pressão sonora), expresso pela equação 2.27.

$$\bar{q} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k \quad (2.27)$$

Após obter a média aritmética $\bar{q}$, é calculado a variância experimental (experimental pois refere-se apenas a uma amostra) $\sigma^2(q_k)$, equivalente ao quadrado do desvio-padrão, sendo que esta define-se como uma estimativa que corresponde à probabilidade da distribuição relacionada com a dispersão de resultados, calculado através da equação 2.28:

$$\sigma^2(q_k) = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (q_k - \bar{q})^2 \quad (2.28)$$

Ao calcular a média, quanto maior o nº de observações mais confiança se tem no resultado obtido, devendo assim ser calculado a variância experimental da média que é dada pela seguinte expressão:

$$\sigma^2(\bar{q}) = \frac{\sigma^2(q_k)}{n} \quad (2.29)$$

Por fim, é a incerteza-padrão é obtida através da raiz quadrada desta variância, como mostra a equação 2.230:

$$u(\bar{q}) = \frac{\sigma(q_k)}{\sqrt{n}} \quad (2.30)$$

A avaliação do tipo B consiste numa análise que envolve métodos que não envolve a análise estatística de uma série de observações, e estes podem ter origem de [68], [70]:

- Dados de medições prévias;
- Experiência ou conhecimento do comportamento ou propriedades de materiais relevantes e instrumentação;
- Especificações técnicas do fabricante do equipamento de medição;
- Dados de certificados de calibração e outros certificados;
- Incertezas referenciadas por referências datadas ou livros;

Este método exige conhecimento técnico e experiência, mas pode ter a mesma fiabilidade que o método do tipo A. As distribuições retangulares e trapezoidais são abordadas neste método e estão exemplificadas na Figura 17 e Figura 18 respetivamente.

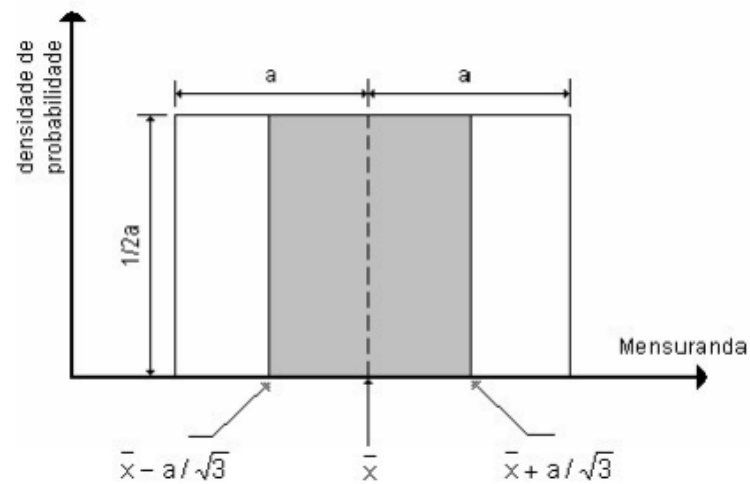


Figura 17 - Distribuição de probabilidade retangular [69]

$$u^2(x_i) = \frac{1}{12} (a_+ + a_-)^2 \quad (2.31)$$

$$u^2(x_i) = \frac{1}{3} a^2 \quad (2.32)$$

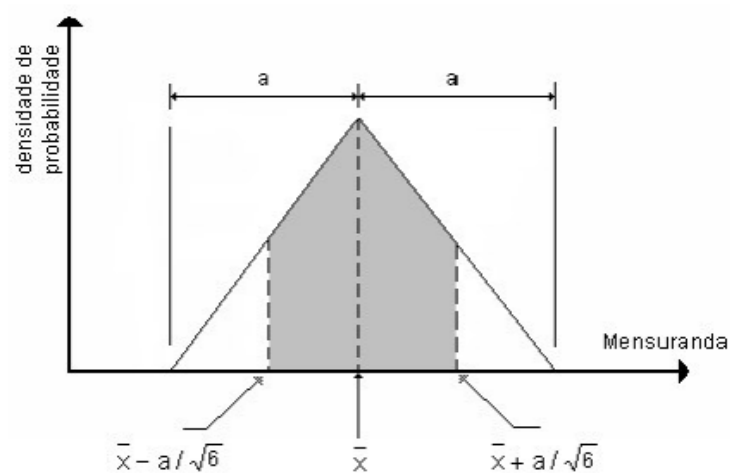


Figura 18 - Distribuição de probabilidade trapezoidal [69]

$$u^2(x_i) = a^2(1 + \beta^2)/6 \quad (2.33)$$

Para $\beta=0$, tem-se que:

$$u^2(x_i) = \frac{1}{6} a^2 \quad (2.34)$$

Para atender às necessidades de algumas aplicações comerciais e industriais, é calculada uma incerteza de medição expandida U através da multiplicação do desvio-padrão normalizado u_c por um fator de expansão k [71].

$$U = k \cdot u_c(y) \quad (2.35)$$

Nos casos em que se pode atribuir uma distribuição normal à mensurada e o desvio-padrão normalizado é confiável, deve ser utilizado um fator de expansão de valor $k = 2$ para um intervalo de confiança de 95 %.

2.5. Medições de ruído de compressores de refrigeração

O nível de ruído é um parâmetro importante nos sistemas de refrigeração, sendo que os compressores são normalmente as fontes sonoras dominantes [72], em sistemas em que é usual incluírem diversos componentes, tais como permutadores de calor, ventiladores e válvulas.

O ruído emitido por compressores tem sido cada vez dado mais destaque, porque em aplicações de grande dimensão como é o caso em estudo, estes operam a grandes pressões e com capacidades de refrigeração de dezenas de kW e se, aliado a isso, ocorrer um aumento do caudal mássico de fluido frigorigéneo no sistema, os níveis de ruído também irão aumentar, pois a amplitude de caudal entre a sucção e a descarga volta a ser um problema, embora a maior preocupação estará sempre na descarga devido à densidade ser maior nesse ponto.

As vibrações do compressor também são um fator importante, especialmente quando têm um variador de frequência associado. O facto de ter o compressor ter acoplado um variador leva a que a rotação do mesmo sofra alterações ao longo do seu funcionamento, dependendo das necessidades do sistema de refrigeração. Essa constante alteração da velocidade de rotação do compressor leva a que as amplitudes das pulsações na pressão da descarga do mesmo aumentem e esta é uma das principais causas do ruído emitido [73][74].

Mao et al. testaram três unidades de compressores centrífugos de duplo estágio para 5 condições de operação, com caudais mássicos entre os 13,9 kg/s e 30,99 kg/s. Neste estudo foram efetuadas medições em vários pontos estratégicos dos compressores como é o caso da tubagem de aspiração (S1) e de descarga (S6), mas também perto da caixa de velocidades (S6) e do motor (S7).



Figura 19 - Compressor centrífugo testado (Unidade 1) [72]

A Figura 20 mostra que os valores do nível de pressão sonora situam-se na gama entre os 84 dB e os 94 dB [72], sendo que os valores são elevados pelo facto das medições terem sido efetuadas num equipamento bastante robusto pois os testes foram efetuados para uma gama de caudais elevada.

Neste estudo verificou-se que de facto os valores máximos verificados foram obtidos na medição na descarga do compressor, seguido das medições na aspiração, e conclui-se desde já que um dos problemas principais no ruído emitido será na tubagem. Os resultados também mostram que não é a carga de fluido frigorígeno no sistema que tem interferência na variação do nível de pressão sonora, mas sim o rácio de frequência $FR = f/f_r$.

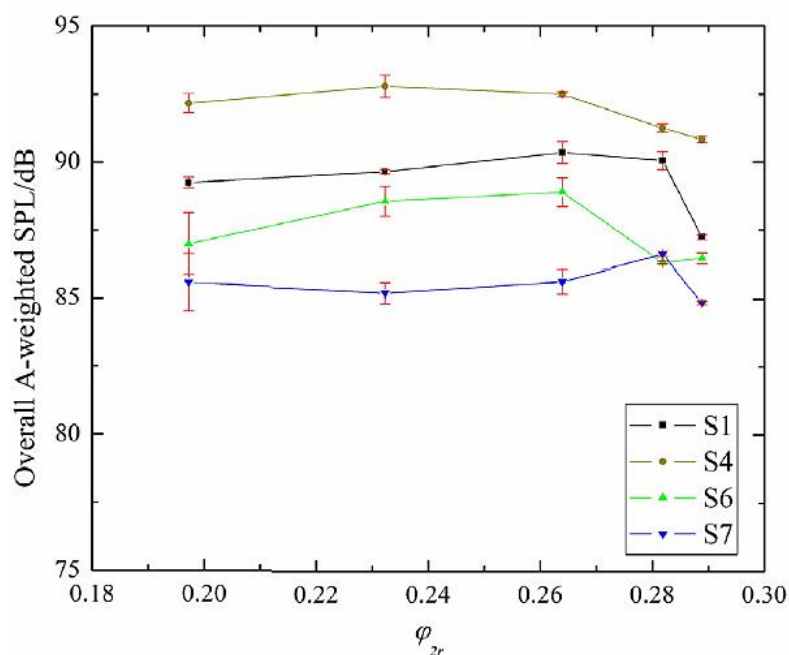


Figura 20 - Nível de pressão sonora ponderada A (Unidade 1) [72]

He et al. [75] Efetuaram medições de ruído num compressor de duplo parafuso com R22 com fluido de trabalho, sendo que as condições de ensaio mais relevantes se encontram na Tabela 8.

Tabela 8 - Parâmetros compressor de duplo parafuso

Parâmetro	Valor
Velocidade de rotação do rotor macho ($r \cdot \text{min}^{-1}$)	2950
Temperatura de evaporação (°C)	5
Temperatura de condensação (°C)	40
Pressão de aspiração (kPa)	410
Pressão de descarga (kPa)	1394

As medições foram efetuadas a um 1 m de distância da superfície em 4 pontos fundamentais, sendo que o ponto 1 se localiza do lado do rotor macho, o ponto 2 na zona de aspiração, o ponto 3 do lado do rotor fêmea e o ponto 4 na zona de descarga do compressor e os valores totais de pressão sonora obtidos foram 95,3 dB, 96,2 dB, 96,5 dB e 94,3 dB respetivamente.

Neste mesmo estudo foram também efetuados vários testes com diferentes soluções de atenuação, entre as quais silenciadores na aspiração (A1) e descarga (A2) dos compressores, ressonadores na carcaça (A3), na válvula deslizante (A4) e no rolamento de apoio na descarga (A5) e por fim um atenuador na superfície do compressor onde se efetua a descarga (A6). A Tabela 9 mostra as atenuações aplicadas em cada teste.

Tabela 9 - Testes em compressor de duplo parafuso com diferentes atenuações

Teste	Atenuação
Teste 1	Nenhuma
Teste 2	Todas as atenuações
Teste 3	A2, A3, A4, A5, A6
Teste 4	A3, A4, A5, A6
Teste 5	A4, A5, A6
Teste 6	A6
Teste 7	Nenhuma atenuação, apenas ajuste na folga do rotor

A Figura 21 mostra os valores de níveis de pressão sonora obtidos nos diferentes testes para os quatro pontos medidos e registou-se uma gama entre os 74 e os 87 dB, sendo que os valores mais baixos foram obtidos no teste 2 onde todas as atenuações foram aplicadas, enquanto os mais altos foram registados no teste 7, ainda assim mais baixos que no teste 1 devido à correção da folga no rotor. No teste 2 foram obtidas atenuações de 10,7 dB, 10,9 dB, 7,2 dB e 10,2 dB para o rotor macho, rotor fêmea, lado de aspiração e lado de sucção do compressor, respetivamente.

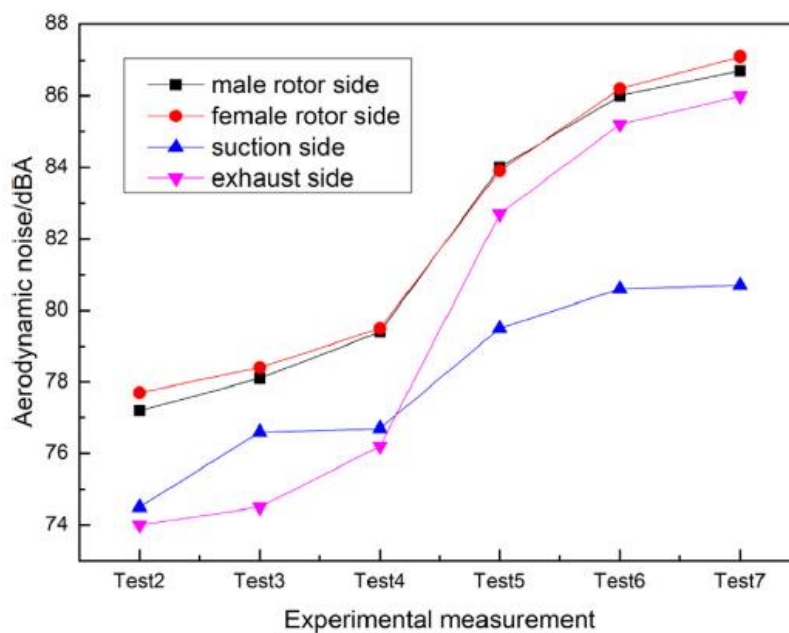


Figura 21 - Níveis de ruído com diferentes atenuações de um compressor de parafuso duplo [75]

Os resultados também indicam que as maiores diferenças foram registadas entre os pontos 4 e 5, mostrando assim que o silenciador aplicado na descarga do compressor é uma solução mais eficaz, obtida uma atenuação desde os 4 dB até aos 6 dB no lado do rotor macho e fêmea e também no lado da descarga.

Liu et al. [76] efetuaram um estudo do ruído emitido por um compressor centrífugo para três casos com velocidades de rotação do compressor, sendo elas $21600 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, $19600 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ e $17600 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ para os casos 1, 2 e 3 respetivamente. Como mostra a Figura 22, foram efetuadas medições em 5 pontos a uma distância de 1 m do compressor, segundo uma superfície de medição hemisférica,

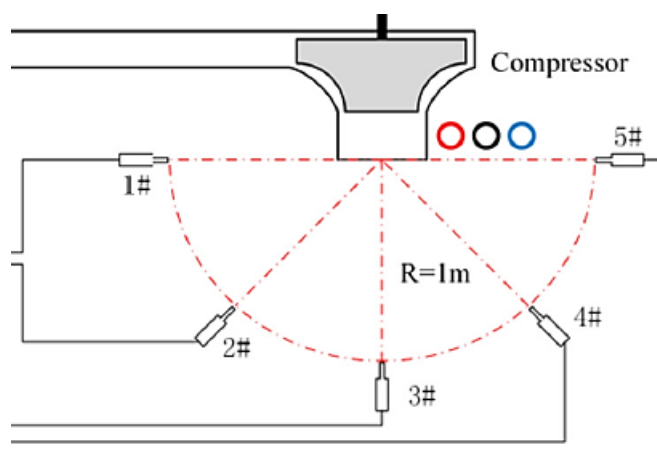


Figura 22 - Esquema de pontos de medição de ruído de um compressor centrífugo [76]

Os resultados obtidos para o nível de pressão sonora da experiência foram comparados com resultados numéricos realizado neste mesmo estudo, como mostra a Figura 23, verificando-se valores de nível de pressão sonora entre os 128 e os 142 dB para o caso 1, entre os 125 e o 142 dB no caso 2 e entre os 121 e os 128 dB para o caso.

Através dos gráficos é possível observar uma relação direta entre a descida do ruído emitido pelo compressor com a descida da velocidade de rotação, assim como se todos os casos se verifica que os valores máximos de nível de pressão sonora foram obtidos nos pontos 2 e 4, enquanto os menores valores de nível de pressão sonora registaram-se nos pontos 1 e 5.

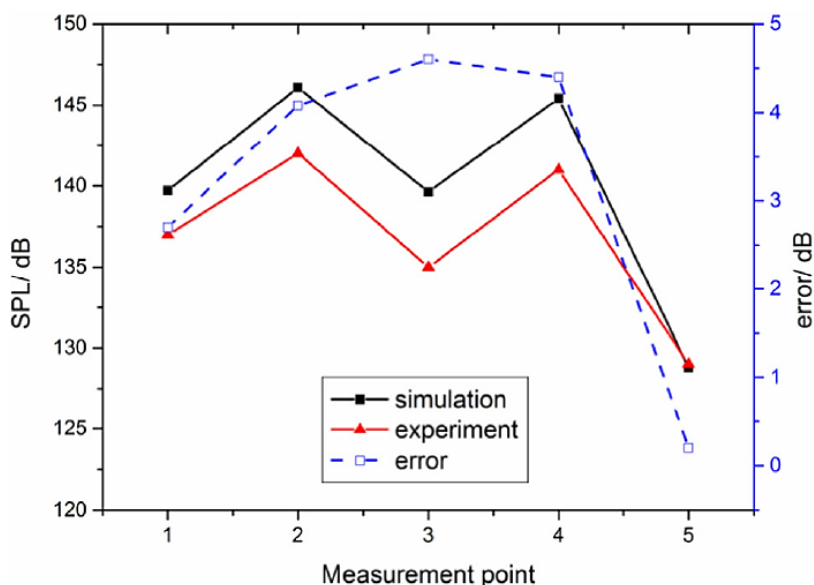
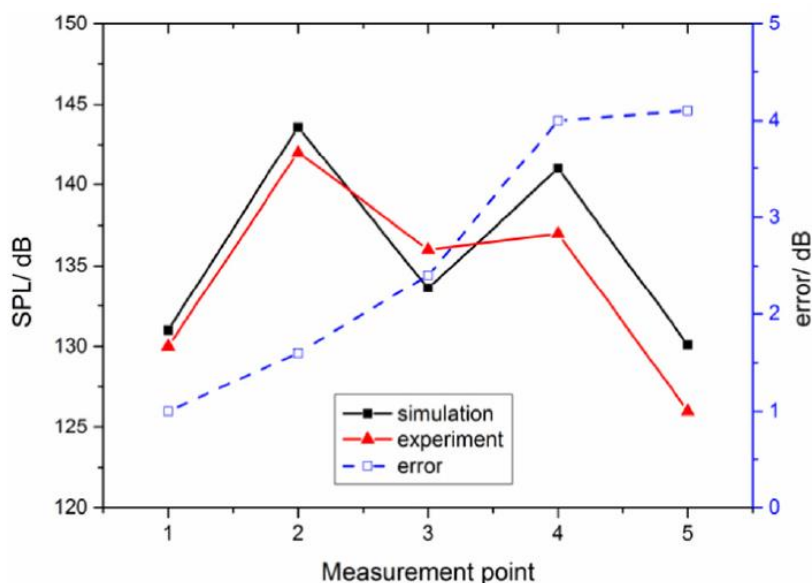
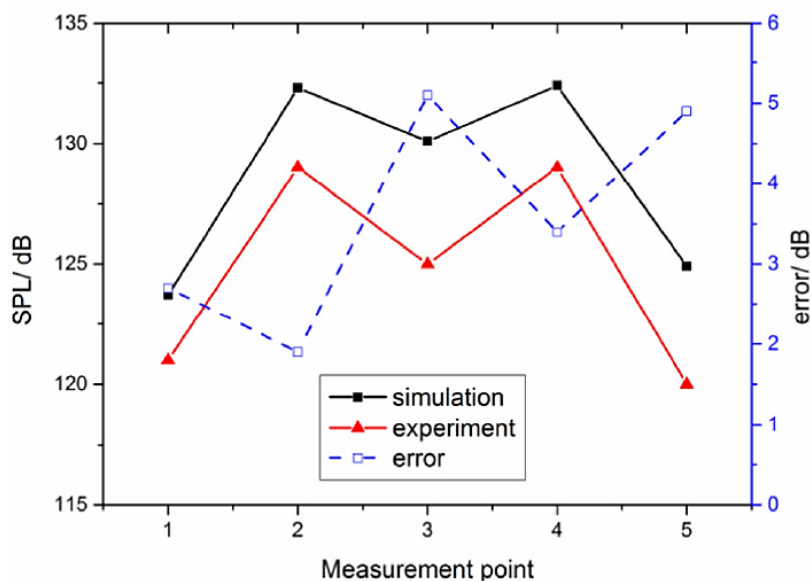


Figura 23 - (a) Nível de pressão sonora do ruído do compressor (Caso 1)



(b) Nível de pressão sonora do ruído do compressor (Caso 2)



(c) Nível de pressão sonora do ruído do compressor (Caso 3)

2.6. Soluções de atenuação acústica

As soluções de acústica para a refrigeração são mais recentes em relação à área de AVAC, pois existem ainda poucos estudos efetuados nesta área e o intervalo de tempo dedicado a este tema ainda é relativamente baixo.

No século XXI existem cada vez mais soluções inovadoras criadas para a área da refrigeração, em termos de estrutura e dos materiais utilizados, e mais recentemente com uma aposta forte na sustentabilidade no desenvolvimento das mesmas. A atenuação acústica de sistemas de refrigeração pode ser feita de várias formas, sendo que as mais comuns são:

- Espumas acústicas aplicadas na tubagem;
- Painéis acústicos à volta da central;
- Apoios antivibráticos aplicados no suporte dos equipamentos;

Ao consultar as diferentes opções, seja de painéis acústicos, coquilhas, espumas, etc, verifica-se que o parâmetro importante a reter é o índice de atenuação sonoro (R_w). Nas fichas técnicas dos fornecedores, é prática comum ao valor de R_w agregar os parâmetros de adaptação espectral C e Ctr, sendo que o valor fornecido na ficha técnica é apresentado na forma R_w (C, Ctr) [59]. Estes termos são correções ao valor de R_w e a Tabela 10 mostra os casos em que cada uma delas é aplicada.

Tabela 10 - Fontes de som aplicáveis aos espectros C e Ctr

Espetro	Fonte de som
C (Espetro 1)	- Níveis de ruído de frequência normal, como por exemplo falar, ouvir música, rádio e televisão; - Crianças a brincar; - Carruagens de comboio a circular a velocidades médias e altas; - Tráfego rodoviário a mais de 80 km/h; - Aeronaves com propulsão a jato a uma curta distância; - Unidades industriais, emissoras de ruído predominantemente de média a alta frequência;
Ctr (Espetro 2)	- Tráfego urbano no centro da cidade; - O som de carruagens de comboio a circular a baixa velocidade; - Aviões a hélice; - Aeronaves usando propulsão a jato a uma longa distância; - Música de discotecas; - Unidades industriais, emissoras de ruído predominantemente de baixa frequência;

A título de exemplo, considerando um painel acústico com um índice de atenuação R_w (C, C_{tr}) = 38 (-1,-4) dB e que a fonte de som provém de unidade industrial que emite ruído a baixas frequências, o índice de atenuação acústica corrigido será $R_w = 38 - 4 = 34$ dB.

Além do parâmetro do índice de atenuação acústica, existe também outra propriedade muito relevante denominada absorção acústica, calculado através da seguinte expressão:

$$\alpha = 1 - \left| \frac{Z_s - \rho_0 c_0}{Z_s + \rho_0 c_0} \right|^2 \quad (2.36)$$

2.6.1. Painéis acústicos

Os painéis acústicos são uma solução muito comum no controlo de ruído de equipamentos de refrigeração. Os materiais sintéticos são os mais utilizados e uma solução recorrentemente adotada como é por exemplo o caso do poliuretano. As fibras naturais também têm sido bastante usadas neste tipo de solução, mas, para já, não conseguem competir com os materiais sintéticos devido ao conteúdo da mistura, diâmetro mais espesso e uma qualidade à fadiga inferior.

O painel micro-perfurado (PMP) tem aplicações industriais devido às propriedades de absorção acústica, que depende de quatro parâmetros: profundidade da cavidade, abertura, taxa de perfuração e espessura da placa.

Chang et al. testaram experimentalmente duas versões de painel micro-perfurado num escoamento de uma conduta, um com apenas uma camada de chapa perfurada e outro com dupla camada, como mostra a Figura 24, com objetivo de obter resultados de absorção acústica (α).



Figura 24 - (a) Amostra da primeira camada de chapa perfurada e núcleo ninho de abelha (b) Amostra da segunda camada de ninho de abelha [77]

Durante o procedimento, foram testadas duas velocidades de escoamento, $50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ e $75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. A Figura 25 mostra que, para uma velocidade de $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ a absorção acústica para um painel de uma camada de chapa perfurada oscila entre 0,17 e 1 enquanto para um painel de dupla face a absorção é bastante melhor e situa-se na gama de valores entre 0,37 e 1, verificando assim que esta segunda versão do painel tem uma excelente performance a baixas frequências e será a solução mais indicada [77].

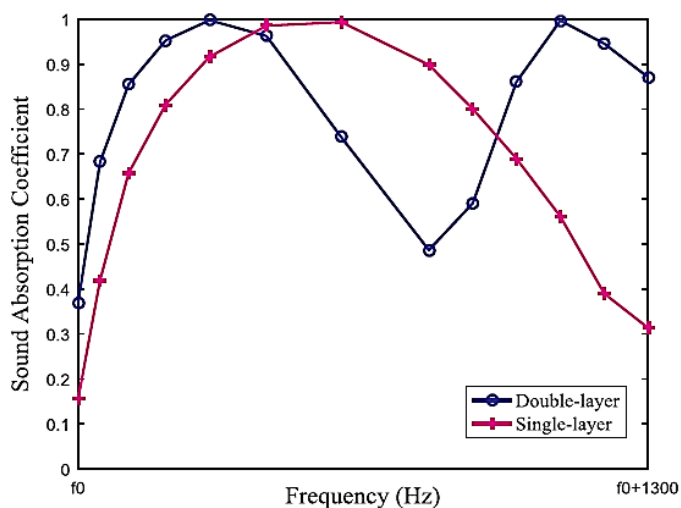


Figura 25 - Comparação do coeficiente de absorção sonora entre um painel micro-perfurado de uma camada e de dupla camada [77]

Neste mesmo estudo, foram também testados dois níveis de pressão sonora diferentes, como se pode verificar na Figura 26, com objetivo de verificar a influência do ruído emitido na absorção acústica. Para um nível de pressão sonora de 110 dB verifica-se uma excelente absorção acústica a baixas frequências, igual ou superior a 0,7, enquanto para um nível de pressão sonora de 130 dB verifica-se uma menor absorção acústica, igual ou superior a 0,38, ou seja, com performance

razoável a baixas frequências, mas mantendo os valores a médias e altas frequências obtidas para 110 dB.

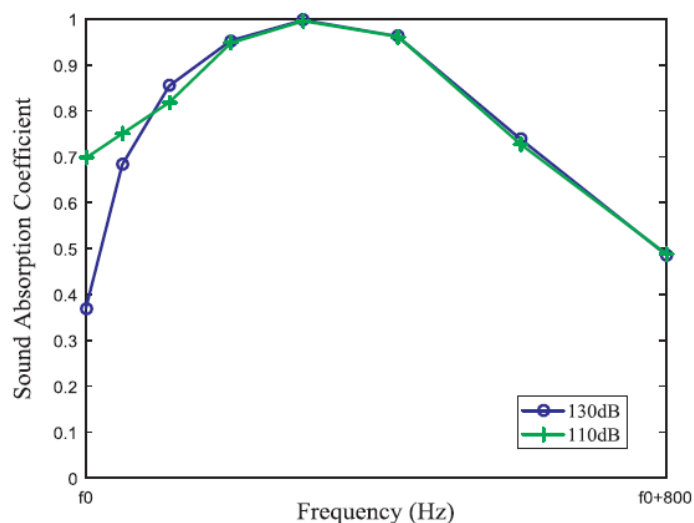


Figura 26 - Comparação do coeficiente de absorção sonora para diferentes níveis de pressão sonora [77]

Ma et al. investigaram a performance acústica de um PMP que aplica um controlo de força pontual do painel de apoio para melhorar a absorção acústica a baixa frequência. Como mostra a Figura 27, o painel perfurado foi colocado na extremidade esquerda, à frente de uma placa rígida, seguido dos dispositivos de aquisição de dados e a fonte sonora encontra-se na extremidade do lado direito. A cavidade de ar entre estas duas placas pode gerar ressonância aumentando assim a velocidade das partículas pelos furos, dissipando eficientemente a energia acústica e aumenta assim a eficiência da absorção acústica.

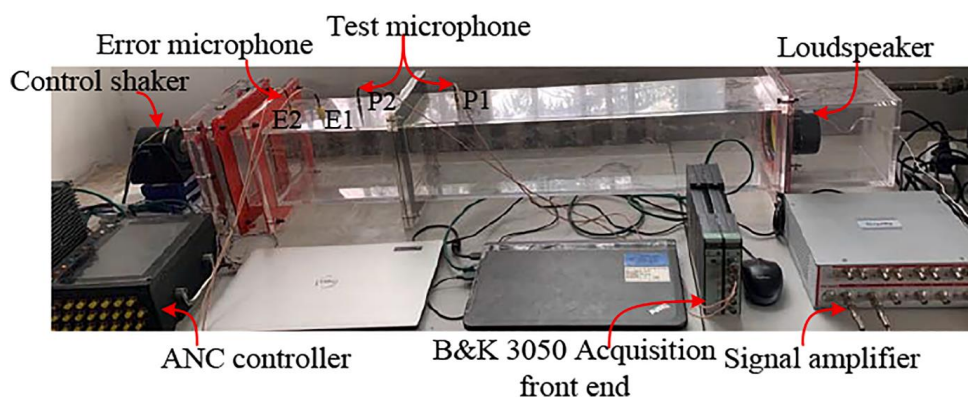


Figura 27 - Configuração experimental do estudo realizado por Ma et al.

Foram testados 6 casos, sendo que os três primeiros são experimentais e os restantes três casos teóricos. Em todos os casos, o diâmetro do poro do painel é $0,4 \times 10^{-3}$ m e a espessura $0,5 \times 10^{-3}$ m, sendo que a diferença entre os casos se resume as dimensões do painel de apoio, testando assim diferentes tamanhos e espessuras do painel.

A Figura 28 mostra os resultados obtidos para o caso 1 e para o caso 2, dos valores do coeficiente de absorção sonora entre as frequências de 50 Hz e 500 Hz, verificando-se uma curva de valores mais suave no caso 2, mas em ambos os casos com valores iguais ou superiores a 0,6 para todo o espectro em análise.

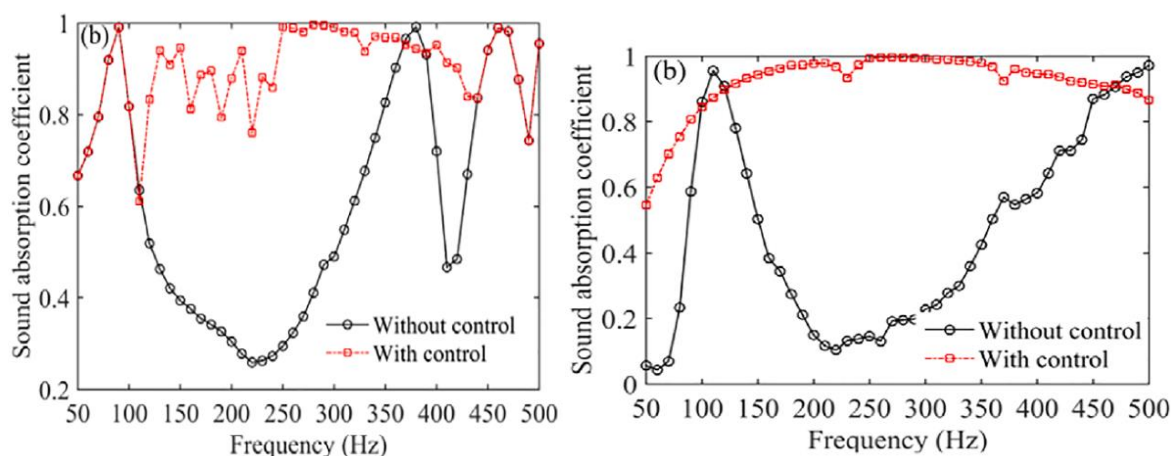


Figura 28 - (a) Coeficiente de absorção sonora painel do PMP (Caso 1) (b) Coeficiente de absorção sonora painel do PMP (Caso 2) [78]

Como mostra a Figura 29, foram testadas duas condições de controlo, uma através da impedância (IM) e outra através da pressão sonora (PR). Verifica-se que a estratégia IM apresenta resultados de absorção sonora ligeiramente melhores que a estratégia PR, no entanto ambos apresentam coeficientes iguais ou superiores a 0,5, inclusive com valores próximos de 1 para a frequência de 200 Hz.

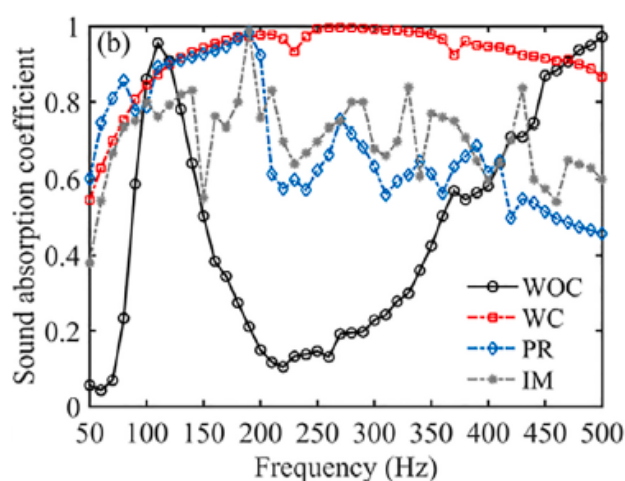


Figura 29 - Coeficiente de absorção para diferentes estratégias de controlo do Caso 2

página propositadamente em branco

3. Metodologia

O trabalho experimental desenvolvido neste estudo foi realizado em duas centrais de refrigeração transcíticas a CO₂, a fim de determinar o nível de ruído emitido pela centrais e quais os principais componentes que contribuem para essa emissão de ruído. Além disso, efetuou-se a análise dos desvios obtidos com o intuito de aferir a validade e precisão da amostra de medições.

Neste capítulo estão descritos em detalhe os procedimentos utilizados em cada uma das medições, tanto das medições prévias de teste como as das centrais em concreto, assim como as condições em que se realizaram os ensaios, os parâmetros de emissão de ruído relevantes, a análise gráfica através dos espectros de bandas de oitava 1/1 e terço de oitava 1/3.

Foi criada uma metodologia para a medição das vibrações da central de refrigeração, com vista a perceber a sua relação com o ruído emitido, no entanto, não foram efetuados ensaios experimentais, pelo que a metodologia apenas servirá de base para trabalhos futuros.

3.1. Medições de teste

Antes de efetuar as medições em concreto das centrais de refrigeração, foram realizados uma série de testes prévios em diversos locais com diferentes equipamentos. Estas medições prévias tiveram os seguintes objetivos:

- Obter uma maior sensibilidade com o manuseamento do sonómetro;
- Perceber que funções existem em cada modo do sonómetro e o que medem;
- Efetuar uma análise qualitativa e quantitativa dos valores de pressão sonora obtidos;
- Testar várias posições e distâncias do microfone em relação à fonte e interpretar as diferenças;

3.1.1. Ventilador Axial

Uma das primeiras medições efetuadas foi realizada num ventilador axial situado no ISEP, como mostra a Figura 30. Foram efetuadas medições com o sonómetro a uma distância de 1 m e de 3 m, sendo que em ambas as situações a altura em relação ao solo foi 1,5 m.



Figura 30 - Medição de ruído de ventilador axial

Neste caso, os modos utilizados foram o analisador espectral de uma oitava 1/1 e o modo analisador espectral de um terço de oitava 1/3. O tempo de medição utilizado em todas as medições foi 1 minuto e o tempo de integração adotado foi 1 segundo. A Figura 31 mostra a evolução temporal dos níveis de pressão sonora ao longo do intervalo de tempo de medição com o modo analisador espectral por bandas de oitava, tanto para a ponderação frequencial A como para a ponderação frequencial C. Já a Figura 32 apresenta os resultados obtidos com o modo de terços de oitava, com a adição da ponderação temporal impulsiva (L_{Ait}).

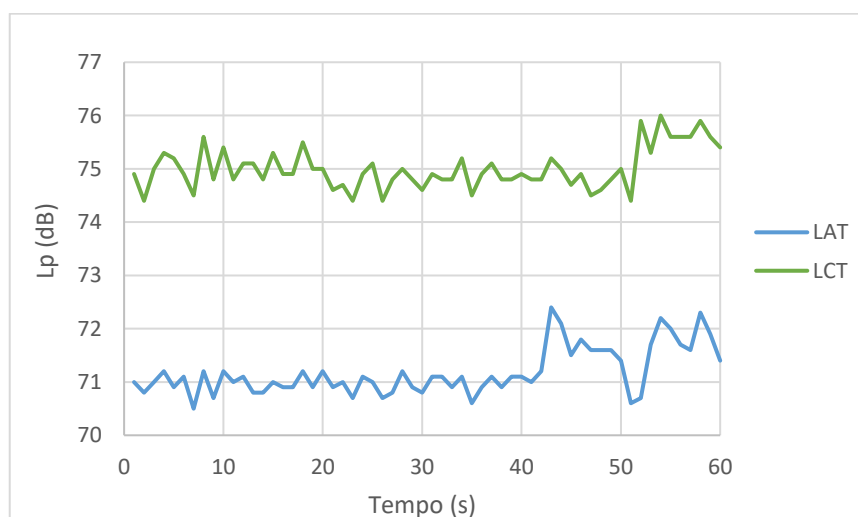


Figura 31 - Evolução do nível de pressão sonora do ventilador axial durante a medição a 1 m (1/1 oitava)

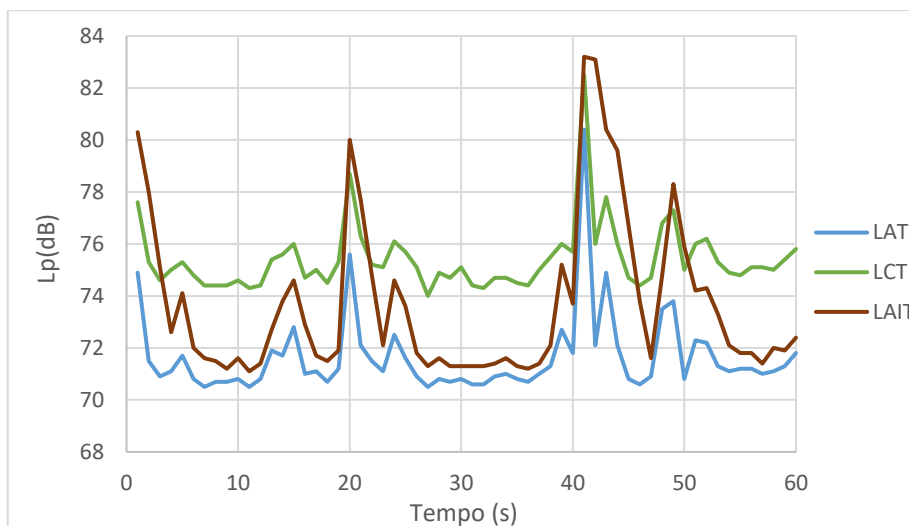


Figura 32 - Evolução do nível de pressão sonora do ventilador axial durante a medição a 1 m (1/3 oitava)

A Figura 33 permite já realizar uma avaliação mais detalhada dos níveis de ruído emitidos, pois permite efetuar uma análise espectral, neste caso por bandas de terço de oitava.

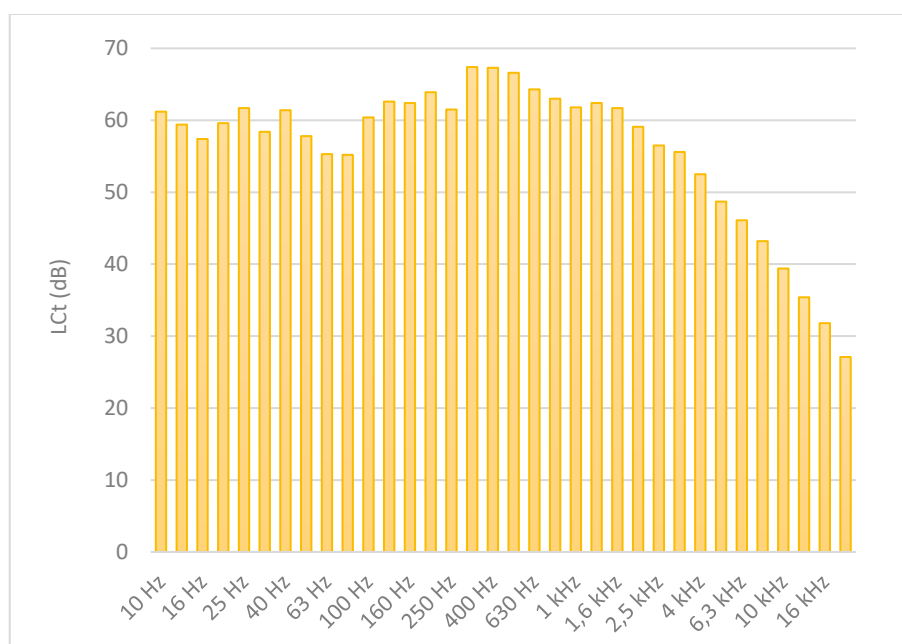


Figura 33 - Nível de pressão sonora equivalente do ventilador axial ao longo do espectro de bandas de 1/3 oitava (medição a 1 m)

L_{At}	Noise Criteria (NC)	$L_{Cmáx}$	$L_{AIt} - L_{At}$
71,7	NC 68	89,1	3,1

Para as medições efetuadas a 3 m da fonte, a Figura 34 e a Figura 35 mostram os resultados obtidos no modo de analisador espectral por bandas de oitava e terço de oitava, respetivamente.

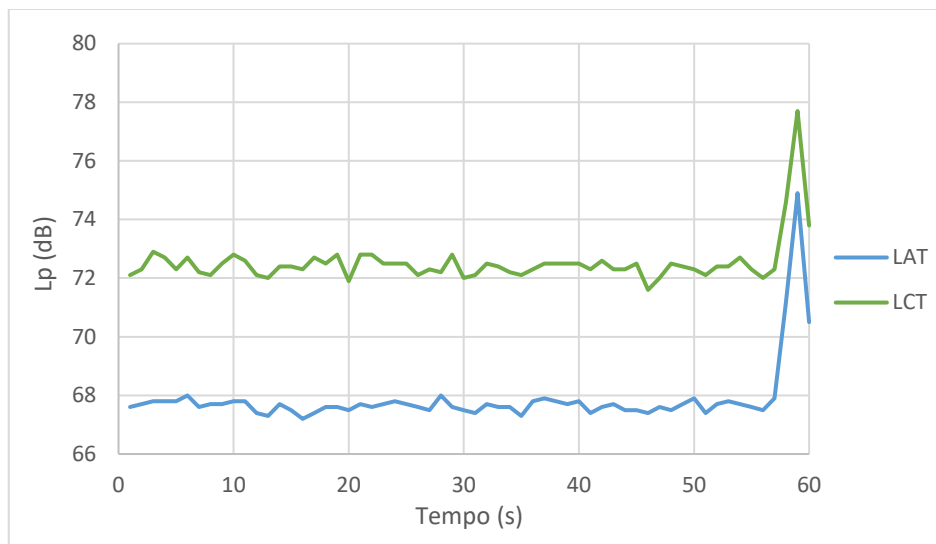


Figura 34 - Evolução do nível de pressão sonora do ventilador axial durante a medição a 3 m (1/3 oitava)

Na medição através do modo analisador espectral por bandas de terço de oitava 1/3 foi adicionada a opção L_{AI} para a deteção da componente impulsiva.

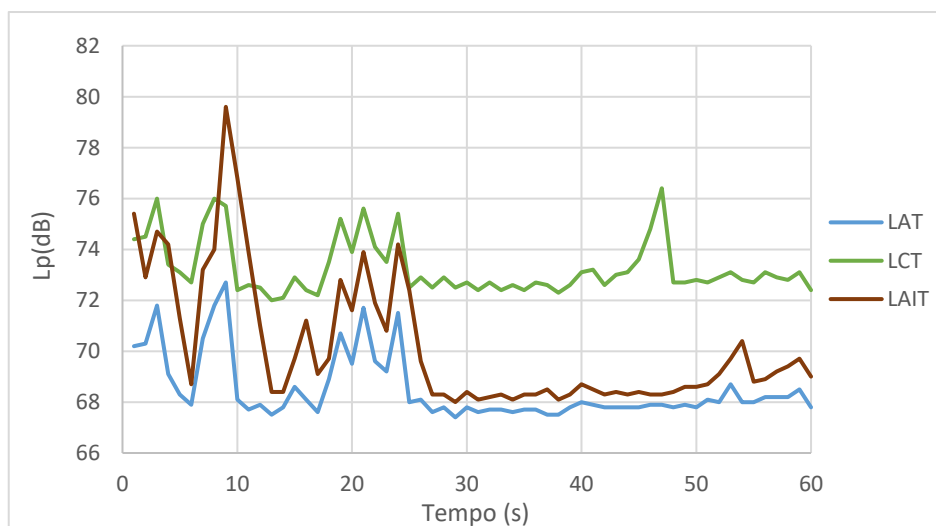


Figura 35 - Evolução do nível de pressão sonora do ventilador axial durante a medição a 3 m (1/3 oitava)

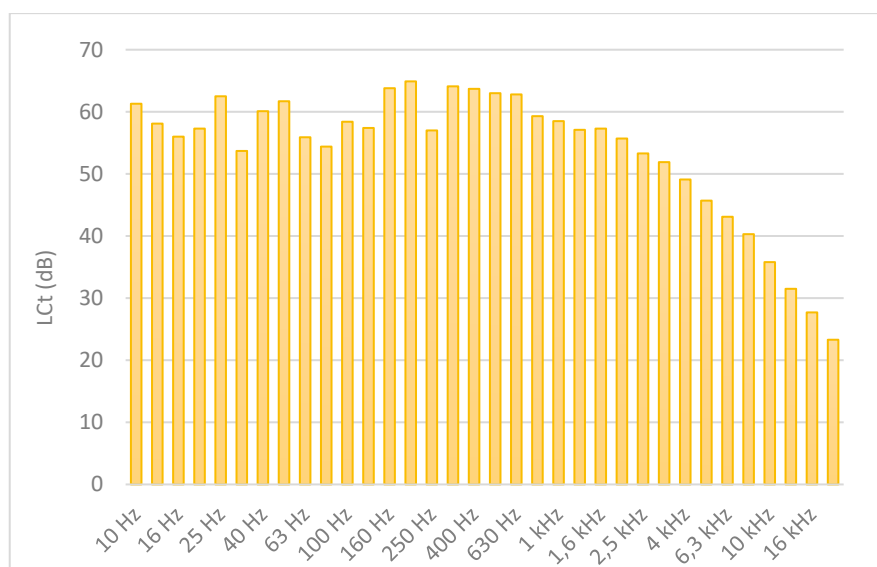


Figura 36 - Nível de pressão sonora equivalente do ventilador axial ao longo do espectro de bandas de 1/3 oitava (medição a 3 m)

L_{At} (dB)	Noise Criteria (NC)	L_{Cmáx} (dB)	L_{Alt} - L_{At} (dB)
68,4	NC 64	91,9	2,5

Esta campanha de medições permitiu perceber a influência que a distância do sonómetro à fonte tem nos resultados obtidos. Verifica-se que o valor da pressão sonora equivalente decai sensivelmente 3 dB entre as medições a 1 m e a 3 m e uma diferença significativa entre os valores *noise criteria* (NC).

O valor máximo de pressão sonora com ponderação frequencial C é mais elevado na medição a 3 m, mas tal deve-se a ruído inesperado proveniente de outra fonte que não o ventilador e por isso este valor deve ser relativizado.

Em ambos os casos foram seleccionados a opção $L_{Alt} - L_{At}$ para verificar se existia componente impulsiva, sendo que na medição a 1 m a impulsividade foi detetada pois essa diferença ultrapassou os 3 dB.

O espectro por bandas de oitava e terço de oitava permitiram já perceber que os valores de ruído emitido a baixa frequências (10-200 Hz) vão ser bastante relevantes aquando das medições nas centrais de refrigeração e que não poderão ser ignorados na análise crítica.

Apesar do caso em estudo não envolver funcionamento de ventiladores, estas medições não deixam ser importantes porque a probabilidade de ocorrência de impulsividade nas medições que irão ser efetuadas nas centrais de refrigeração é elevada e os valores esperados do nível de pressão sonora são semelhantes.

A fonte principal de ruído nas centrais serão os compressores e estes normalmente emitem sempre mais ruído que os ventiladores, mas esta comparação não deixa de ser importante, pois este tipo de equipamento também tem a sua componente mecânica responsável pelos níveis de pressão sonora e estes valores são ainda relativamente elevados.

3.1.2. Compressor doméstico

Foram realizadas medições para testar o nível de ruído de um compressor doméstico, como ilustrado na Figura 37, com o intuito de perceber a gama de emissão de ruído que se pode esperar posteriormente nas medições das centrais de refrigeração.



Figura 37 - Compressor doméstico

Os ensaios foram realizados para um intervalo de tempo de 30 s e com tempo de integração de 1s, sendo que os módulos utilizados foram o sonómetro e o de analisador espectral por bandas de oitava 1/1. O sonómetro foi posicionado a uma distância de 4 m e a uma altura de 1,5 m.

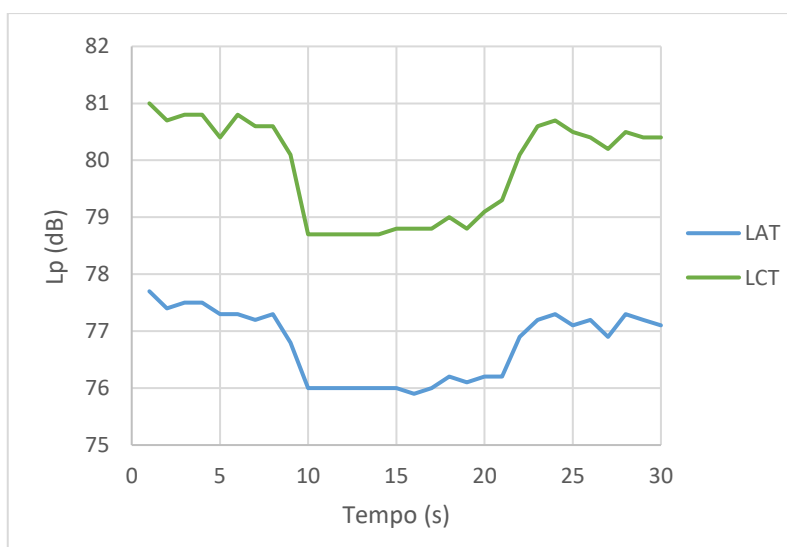


Figura 38 - Evolução do nível de pressão sonora do compressor doméstico ao longo da medição (modo 1/1 oitava)

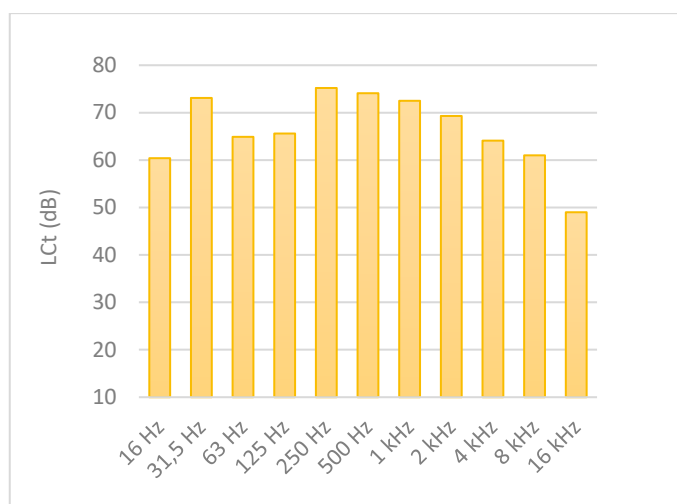


Figura 39 - Nível de pressão sonora equivalente do compressor doméstico ao longo do espectro de bandas de oitava 1/1

L_{At} (dB)	Noise Rating (NR)	$L_{Cmáx}$ (dB)
76,8	NR 73	93,1

Visto que o limite das curvas NC é 70 e neste caso o valor foi ultrapassado, foram utilizadas as curvas Noise Rating (NR).

As medições no modo por bandas de oitava foram realizadas com o compressor já em funcionamento e sem grandes oscilações, enquanto a medição do modo sonómetro foi efetuada no momento do arranque do compressor pelo que, naturalmente, ocorreu um pico de emissão de ruído no início da medição até que o mesmo estabilizasse no ponto normal de funcionamento.

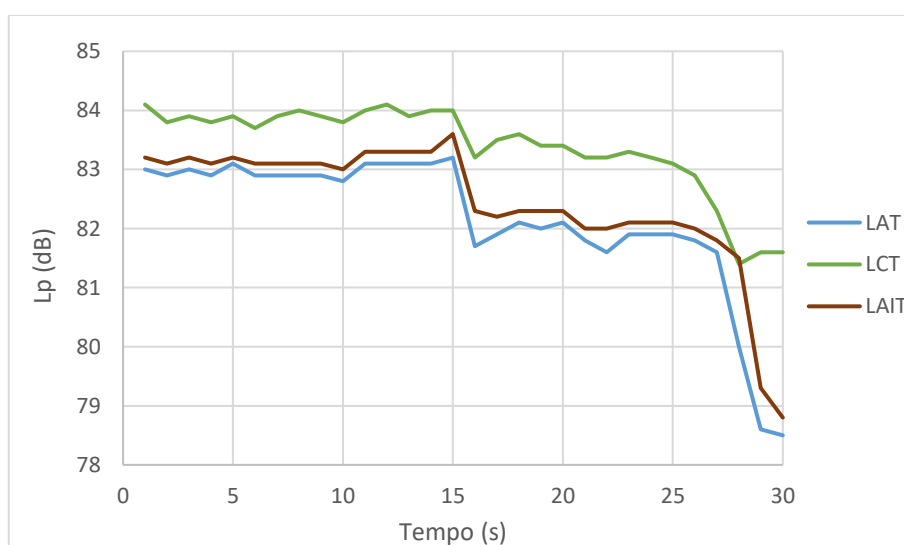


Figura 40 - Evolução do nível de pressão sonora ao longo da medição (modo sonómetro)

L_{At} (dB)	L_{Cpico} (dB)	L_{AE} (dB)	L_{Ai} (dB)
82,3	98	97	82,5

Os resultados do **Erro! A origem da referência não foi encontrada.** permitiram concluir que o ruído emitido pelos compressores está aproximadamente entre os 76 dB e os 82 dB, dependendo do ciclo de carga a que este se encontra.

A análise por bandas de oitava (Figura 40) permitiu perceber em que bandas de frequência se verificam os valores máximos. Aqui é já perceptível que o ruído emitido a baixa frequência não pode ser ignorado e que será necessário efetuar posteriormente nas medições uma análise mais pormenorizada através das bandas de terço de oitava.

Estas medições são bastante elucidativas no que diz respeito aos valores que poderão ser encontrados aquando das medições das centrais de refrigeração, no entanto, é necessário referir que existem algumas diferenças em relação ao caso real. O fluido de trabalho do compressor testado é o ar enquanto o caso em estudo é o CO₂ e, enquanto a pressão máxima de funcionamento deste compressor é 11 bar, nos compressores da central de refrigeração essa pressão de funcionamento tanto poderá ser 30 bar para o caso de aspiração a baixa temperatura e chega a ultrapassar os 100 bar na linha de descarga para o exterior, sendo por isso valores bastante diferentes e têm sempre interferência nos resultados obtidos.

Um parâmetro importante que é possível medir através do modo sonómetro é o nível de exposição sonora (L_E) pois permite avaliar os efeitos da exposição prolongada ao ruído. O valor obtido, 97 dB é bastante elevado, mas não representativo de uma exposição contínua ao ruído pois este valor é medido pelo sonómetro de forma instantânea. Neste caso o valor obtido de L_{Cpico} é mais fiável e verificou-se que o valor obtido de 98 dB não ultrapassa o valor limite definido na legislação.

Estas medições permitiram confirmar que a distância do microfone à fonte sonora que mais se adequa às medições é 1 m, tanto para obter o nível de pressão sonora da fonte a ensaiar, como depois para obter o nível de potência sonora. As medições a uma distância de 3 m serão referência para as medições de ruído ambiente no exterior, isto porque na legislação já refere que este tipo de medição deve ser efetuado, sempre que possível a uma distância mínima de 3,5 m.

3.1.3. Parque de estacionamento

Foi efetuada uma medição no parque de estacionamento ao ar livre do ISEP com o intuito de medir ruído residual. A medição foi realizada no meio do parque num período onde não ocorreu passagem de carros e foi utilizado para o efeito o modo do sonómetro de bandas de oitava 1/1.

L_{At} (dB)	Noise Criteria (NC)	$L_{Cmáx}$ (dB)
49,4	NC 44	84,8

O valor do nível de pressão sonora com ponderação A não ultrapassou sequer os 50 dB e a curva limite NC também tem um valor bastante baixo. O nível de pressão sonora máximo com ponderação C é elevado, mas longe de ultrapassar o limite de exposição.

A Figura 41 mostra os resultados obtidos do espectro por banda de oitava do nível de pressão sonora da medição com a ponderação frequencial C e A, respetivamente. A discrepância entre os valores medidos com a ponderação A e C para as bandas de 16, 31,5 e 63 Hz confirmam que a ponderação A não é indicada para medir o ruído a baixa frequência e para detetar possíveis problemas neste aspeto.

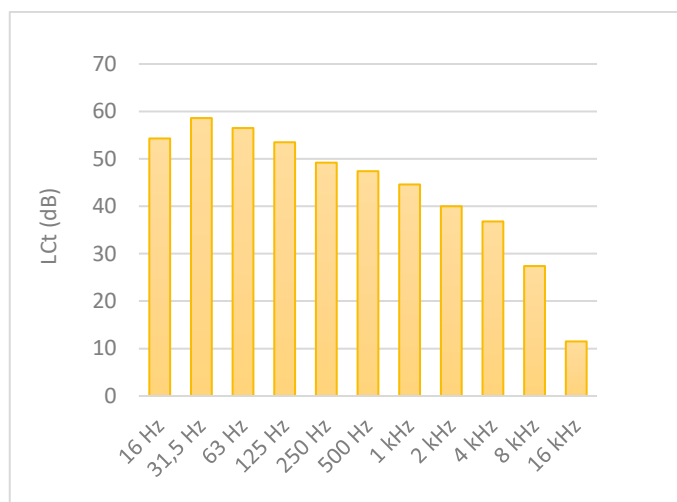
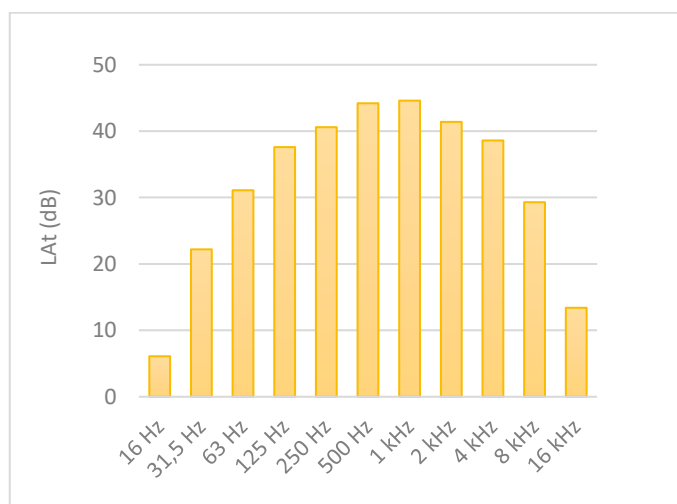


Figura 41 - (a) Espectro por bandas de oitava do ruído residual: Ponderação C



(b) Espectro por bandas de oitava do ruído residual: Ponderação A

3.2. Avaliação do ruído

Para uma medição precisa do nível de pressão sonora médio e o respetivo nível de potência sonora total de uma fonte, o ensaio deve ser realizado utilizando uma câmara anecóica. Como o tipo de fonte sonora em estudo é de elevada dimensão, a alternativa é um espaço semi-anecóico (ambiente acústico mais adverso que as câmaras anecoicas), que simule um campo livre acústico, com uma distribuição semi-hemisférica dos microfones (Anexo F) mas, como as medições serão efetuadas no exterior, é necessário recorrer ao método menos preciso, vulgarmente denominado de “inspeção” (em inglês, *survey*)[79].

Neste método, as posições do microfone são distribuídas segundo uma superfície paralelepipedica (Anexo G), sendo que o nível de potência sonora é calculado através da equação 3.1:

$$L_w = \bar{L}_{pi} + 10 \log(S_m) \quad (3.1)$$

Sendo que a superfície de medição paralelepipedica é dada pela equação:

$$S_m = 4 \cdot (ab + bc + ca) \quad (3.2)$$

Como mostra a Figura 42, as medições de ruído requerem um transdutor, para converter o sinal mecânico (por exemplo, pressão sonora) num sinal elétrico, que depois passa por um pré amplificador e é posteriormente gravado num analisador. No caso da medição de ruído, esse analisador é tipicamente denominado sonómetro, sendo que o transdutor usado neste caso é o microfone que, segundo a norma ISO 3744, deve cumprir os requisitos da norma IEC 61672-1:2002, ou seja deverá ter uma classe de precisão do tipo I.

Antes e após cada medição efetuada, um calibrador de som é aplicado cumprindo os requerimentos da norma IEC 60942:2003 para verificar se todos os equipamentos continuam devidamente calibrados. Sem efetuar ajustamentos, as diferenças de valores lidos entre cada série de medições devem ser iguais ou menores que 0,5 dB. Se este valor for superior, a série de medições fica sem efeito [64]. Já a norma NP EN ISO 11204 refere que a precisão do calibrador sonoro antes e após cada série de medições deverá ser $\pm 0,3$ dB.

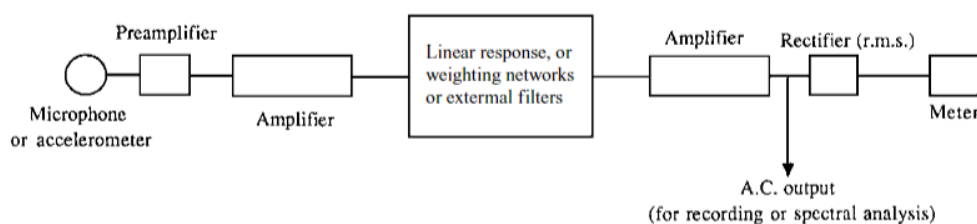


Figura 42 - Representação esquemática do funcionamento típico de um sonómetro [50]

O primeiro passo fundamental da metodologia da avaliação do ruído é a definição do ambiente de ensaio. A norma NP EN ISO 11204 (Anexo C) e a norma NP ISO 1996 definem essas diretrizes e, neste estudo, é importante registrar:

- a descrição do ambiente de teste;
- as condições de montagem das centrais de refrigeração, nomeadamente dos compressores;
- ciclos de carga do equipamento;
- medições ao ar livre: descrição da envolvente, nomeadamente de possíveis interferências na reflexão do som; registo das condições meteorológicas [64], [66], [80];

Em relação à fonte de ruído em particular, é necessário definir a sua localização, instalação e condições de funcionamento e a norma também contempla todas estas vertentes.

É importante garantir que componentes elétricos, tubagem ou condutas de ar conectadas à fonte de ruído não contribuem com quantidades significativas de energia sonora para o ambiente de teste. Logo, sempre que possível, estes equipamentos auxiliares deverão estar deslocados do ambiente de teste caso contrário, estes devem ser contabilizados à fonte de ruído ao efetuar as medições.

A literatura mostra que a superfície de medição hemisférica tem sido a mais utilizada neste tipo de casos [81], no entanto, dependendo do caso em concreto, a superfície de medição paralelepípedica poderá ser uma alternativa mais viável [82].

Os intervalos de tempo de referência aos quais se refere a avaliação devem ser especificados e relacionados com as atividades humanas típicas e as variações de funcionamento das fontes sonoras em estudo. As normas do capítulo 2.3 também abordam este parâmetro do procedimento:

- Norma NP ISO 1996 refere que para ruído industrial é necessário medir os valores de pressão sonora durante 5 a 10 minutos;
- Norma NP EN ISO 11204: para o ruído constante o intervalo de tempo deve ser no mínimo 15 s enquanto no caso de ruído não constante o intervalo de medição deve ser cuidadosamente definido de acordo com os diferentes períodos operacionais da máquina a ser ensaiada; para bandas de frequência até 160 Hz o período mínimo de medição deverá ser 30 s enquanto para bandas a partir dos 200 Hz o intervalo de tempo é 15 segundos;
- Norma ISO 3744: O intervalo de medição deve ser pelo menos 20 s; para abranger todas as bandas de frequência e para medições com ponderação frequencial A o intervalo de tempo deve ser pelo menos 10 s [62], [66], [80].

Estudos semelhantes ao caso em estudo mostram que foram utilizados intervalos de medição entre os 10 s e os 30 s, seguindo por isso as gamas de valores definidas nas normas[76].

A distância do microfone à fonte sonora durante as medições é um dos fatores mais importantes a ter em conta. A norma ISO 3744 refere que para uma superfície de medição hemisférica o raio de medição deverá ser maior ou igual ao dobro da dimensão característica d_0 ou para fontes sonoras de pequena dimensão o raio pode ser menor que 1 m, mas não pode ser menor que 0,5 m. No caso de a superfície de medição for paralelepípedica a distância de medição deverá ser maior que 0,25 m, mas preferencialmente superior a 1 m.

A norma NP EN ISO 11204 refere que a distância de medição deverá ser pelo menos 1 m e também indica que a altura do microfone deverá ser $1,55 \text{ m} \pm 0,075 \text{ m}$, enquanto a norma NP ISO 1996 também propõe uma distância de medição de 1 m das fontes com transmissão sonora relevante e uma distância do microfone às paredes, tetos e pavimentos de pelo menos 0,5 m.

Segundo o RGR, para efetuar a verificação destes valores limite, os pontos de medição devem, sempre que tecnicamente possível, estar afastados, pelo menos, 3,5 m de qualquer estrutura refletora, à exceção do solo e situar-se a uma altura de 3,8 m a 4,2 m acima do solo, quando aplicável, ou de 1,2 a 1,5 m de altura acima do solo ou do nível de cada piso de interesse, nos restantes casos [46]. Em complemento, é necessário consultar o disposto no Decreto-Lei nº 291/90 relativo ao controlo metrológico dos instrumentos técnicos destinados a realizar medições acústicas no âmbito da aplicação do regulamento.

Num dos casos em estudo, não foi possível efetuar medições de ruído residual, ou seja, neste caso com a central de refrigeração sem funcionamento. A norma NP ISO 1996 define um método estatístico quando é difícil efetuar as medições deste parâmetro. Neste método assume-se uma distribuição Gaussiana do som residual, levando a uma distribuição bimodal do som tonal. O nível de pressão sonora equivalente do som residual pode ser estimado pela equação 3.2 ou pela equação 3.3 [64], [80].

$$L_{eq,Gauss} = L_{50} + 0,115 \left(\frac{L_{50} - L_{90}}{1,28} \right)^2 \text{ dB} \quad (3.3)$$

$$L_{eq,Gauss} = L_{50} + 0,115 \left(\frac{L_{50} - L_{95}}{1,65} \right)^2 \text{ dB} \quad (3.4)$$

A fim de apurar se a emissão sonora contém ou não componentes impulsivas, a norma NP EN ISO 11204 contém procedimentos para efetuar essa avaliação.

O nível de pressão sonora, com ponderação frequencial A e baseado no cálculo da média do tempo apurado, acrescentado da característica de tempo “I” (L_{Aeq}), em conjunto com o valor correspondente de L_{Aeq} , poderá ser uma das abordagens para a deteção de características impulsivas significativas. Para esse efeito é feita a análise da diferença $L_{Aeq} - L_{Aeq}$, que é denominado índice de ruído impulsivo. Se o valor médio obtido do índice for igual ou superior a 3 dB, o ruído é considerado impulsivo.

O nível máximo e o nível médio no tempo da pressão sonora com ponderação frequencial C também pode ser utilizado podem ser utilizados em conjunto para descrever o teor impulsivo através da diferença $L_{Cpeak} - L_{Ceq}$.

Em muitos casos, esta característica apenas se verifica num único evento isolado, ou sequência de eventos consecutivos com intervalos de 1 s ou mais entre os eventos. Para o efeito é avaliada a diferença entre os valores máximos de L_{AI} e L_{AS} . Assim, a diferença $L_{Almáx} - L_{ASmáx}$ é definido como o índice de ruído impulsivo para um único evento [66].

O ruído emitido a baixas frequências tem sido o problema recorrente nas indústrias que utilizam este tipo de equipamentos, sendo que uma das principais causas de incomodidade provocada por sons de baixa frequência são as trepidações induzidas por sons em elementos de construção.

A literatura demonstra três métodos utilizados na avaliação deste parâmetro. Um deles consiste na avaliação do nível sonoro contínuo equivalente com ponderação C e modo *fast time*; no fundo, esta avaliação assenta nos valores de $L_{CF,min}$ e $L_{CF,max}$, mas também é utilizado para fins estatísticos a diferença entre os percentis L_{10} e L_{90} . A juntar a esta análise também é feita uma verificação da tonalidade do som [83], [84].

Outro método bastante utilizado é a análise por bandas de 1/3 de oitava entre a gama de frequências 10-160 Hz [84]. Esta gama tem sido bastante discutida, pois há autores que consideram 12,5 Hz, 16 Hz ou até 20 Hz como limite inferior, assim como há quem considere o limite superior 200 Hz e em alguns casos 500 Hz [83].

Por fim, também é bastante comum efetuar medições avaliando os níveis sonoros tanto com a ponderação A como a ponderação C, sendo que o parâmetro relevante a ter em conta é a diferença $L_C - L_A$ [85].

O nível sonoro com ponderação C é usualmente o mais indicado para avaliar o ruído emitido a baixa frequência, sendo que os valores máximos permitidos são de acordo com a Tabela 11.

Este fenómeno não tem sido devidamente estudado e os valores medidos nesta gama de frequências não podem ser ignorados, pois segundo os estudos efetuados neste âmbito revelaram níveis de pressão sonora medidos entre os 55 dB e os 75 dB [83], [84] para condições nominais de funcionamento de equipamentos industriais, sendo que este limite superior é verificado para bandas de terço de oitava 1/3 muito baixas, nomeadamente entre os 5 Hz e os 31,5 Hz.

Tabela 11 - Valores máximos de ruído a baixa frequência (L_{Ceq}) [86]

	Recetor sensível	Alcance	Critério L_{Ceq} (dB)
Residências	Durante a noite ou operação 24h	Desejável	60
		Máximo	65
	Durante o dia ou operação Intermitente (1-2 h)	Desejável	65
		Máximo	70
Comercial/escritório/indústria	Durante a noite ou operação 24h	Desejável	70
		Máximo	75
	Durante o dia ou operação Intermitente (1-2 h)	Desejável	75
		Máximo	80

3.3. Avaliação das vibrações

Como já foi referido no capítulo 2.2.1, a vibração resulta de dois elementos fundamentais, a massa e a rigidez, sendo que o amortecimento também está sempre presente no sistema, mas sem tanta relevância como as duas anteriores.

Tal como acontece nas medições de ruído, as medições de vibrações utilizam um transdutor, sendo que o acelerómetro é o mais utilizado pois é, no geral, o que apresenta melhores características; mede a aceleração e permite converter o sinal tanto em velocidade como deslocamento [50].

A vibração, à semelhança do ruído, também é frequentemente medido logaritmicamente, sendo que os seus principais parâmetros, deslocamento, velocidade e aceleração são expressos pelas equações 3.5, 3.6 e 3.7 respetivamente.

$$L_d = 20 \log \left(\frac{\xi_{rms}}{\xi_{ref}} \right) \quad (3.5)$$

$$L_u = 20 \log \left(\frac{u_{rms}}{u_{ref}} \right) \quad (3.6)$$

$$L_a = 20 \log \left(\frac{a_{rms}}{a_{ref}} \right) \quad (3.7)$$

Sendo que $\xi_{ref} = 10^{-12} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, $u_{ref} = 10^{-9} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ e $a_{ref} = 10^{-6} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

A avaliação das vibrações terá por base a norma ISO 7849 que determina a potência sonora de máquinas através da medição de vibrações. As vibrações são medidas com o acelerómetro, sendo que este mede a componente perpendicular à superfície do equipamento da velocidade vibratória.

Na aplicação experimental, serão colocados 10 acelerómetros à volta dos compressores que estarão em funcionamento, dispersos conforme a Figura 43, sendo que o intervalo de tempo de medição a adotar será 30 s.

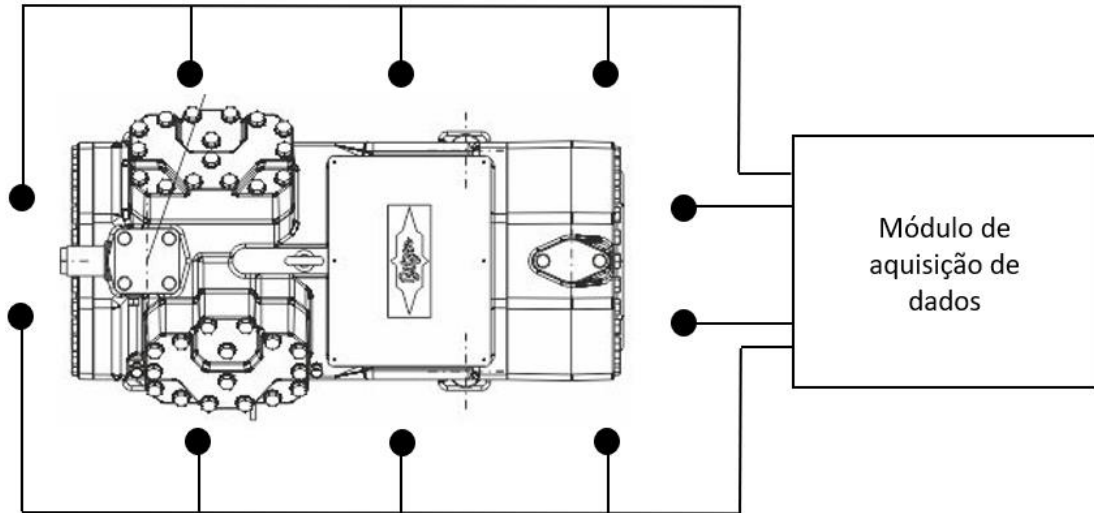


Figura 43 - Esquema de pontos de medição dos acelerômetros à volta do compressor Bitzer

Nesta metodologia, a potência sonora emitida por uma estrutura vibratória para cada banda de terço de oitava é dada pela equação 3.8 [87].

$$W_j = \overline{v_j^2} S_f \varepsilon_j Z_c \quad (3.8)$$

Sendo que Z_c é a impedância característica do ar e tem o valor de $411 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$, S_f a área exterior da máquina a ser testada, ε_j o fator de radiação e $\overline{v_j^2}$ o quadrado da velocidade vibratória medida (root mean square, rms).

O primeiro passo para estimar o nível de potência sonora é determinar os fatores de radiação para cada banda de terço de oitava, que podem ser obtidos reescrevendo a equação r

$$\varepsilon_j = \frac{W_j}{\overline{v_j^2} S_f Z_c} \quad (3.9)$$

Todos os parâmetros necessários para obter os fatores de radiação podem ser determinados ou são valores constantes. Como já referido anteriormente, a impedância característica tem valor constante, assim como a área de superfície do compressor, enquanto a potência sonora poderá ser obtida pelas normas da serie 374X ou ISO 9614, sendo que neste caso a norma a utilizar será a ISO 3744 e, por fim, o quadrado da velocidade vibratória é calculado através da média dos valores obtidos em cada ponto pelos acelerômetros.

Após serem obtidos os fatores de radiação médios para cada banda de terços de oitava, é estimado o nível de potência sonora emitido por cada compressor através da seguinte equação:

$$10 \cdot \log_{10} \frac{W_j}{W_i} = 20 \cdot \log_{10} \frac{\bar{v}_j}{v_0} + 10 \cdot \log_{10} \frac{S_f}{S_0} + 10 \cdot \log_{10} \varepsilon_j + 10 \cdot \log_{10} \frac{Z_c}{Z_{c,0}} \quad (3.10)$$

O primeiro termo do lado esquerdo define o nível de potência sonora, L_{Wj} , enquanto o primeiro termo do lado direito da equação define o nível de velocidade vibratória [88], L_{vj} , pelo que a expressão anterior pode ser reescrita da forma

$$L_{Wj} = \overline{L_{vj}} + 10 \log_{10} \frac{S_f}{S_0} + 10 \log_{10} \varepsilon_j + 10 \log_{10} \frac{Z_c}{Z_{c,0}}$$

Este procedimento de calculo é efetuado em todos os compressores em funcionamento, sendo que, tal como acontece com os níveis de pressão sonora, neste caso serão somados os níveis de potência sonora de cada compressor através da equação y definida no capítulo t

Esta estimativa do nível de potência sonora, através de medições de vibrações, tem como objetivo efetuar a comparação com os níveis de potência sonora obtidos através das medições de ruído e assim concluir que impacto as vibrações dos compressores produzem no nível sonoro emitido pela central.

4. Descrição de resultados

Neste capítulo, foi obtido, para cada caso de estudo, os níveis de pressão sonora em cada ponto definido no procedimento experimental, tanto para o ruído ambiente como para o ruído residual.

Para as medições efetuadas no exterior foram registadas as condições meteorológicas durante o ensaio enquanto durante as medições no interior da casa de máquinas foram registadas as temperaturas de evaporação do sistema, assim como o número de compressores ligados e os dados do quadro elétrico, com o objetivo de uma posterior comparação de regime de funcionamento entre os dois casos.

Em cada amostra de medições, seja nas medições efetuadas nas salas de máquinas seja no exterior, foram avaliados os parâmetros para a deteção de componentes tonais e/ou impulsivas, com vista a obter o nível de pressão sonora de avaliação.

4.1. Caso 1

A primeira medição de uma central de refrigeração (central frigorífica B) foi efetuada a 24 de fevereiro de 2023 (sexta-feira), situada numa casa de máquinas a noroeste da zona de comércio envolvente. No interior da sala de máquina encontrava-se outra central, (central frigorífica A) de dimensões idênticas à descrita, mas que no decorrer das medições não esteve em funcionamento. A Tabela 12 mostra as dimensões da central alvo de estudo e da casa de máquinas.

Tabela 12 - Dimensões relevantes (Caso 1)

Casa de máquinas			Central de refrigeração		
Comprimento (m)	Largura (m)	Altura (m)	Comprimento (m)	Largura (m)	Altura (m)
10,5	6,55	Não relevante	8,1	1,4	2,24

O supermercado tem um horário de funcionamento entre as 9h e as 22h. Além do supermercado, a zona de comércio também incluía indústria de mobiliário a cerca de 200 m, com laboração entre as 9h e as 13h e das 14h30 às 19h30, e uma oficina de reparação de automóveis a 250 m, com laboração entre as 8h30 e as 21h.

A rodovia principal situava-se a cerca de 300 m (Estrada Nacional 14) com movimento moderado a elevado de veículos. A oeste encontrava-se a zona industrial da Maia, a cerca de 400 m, sendo que as habitações naquela zona são relativamente dispersas. Com isto foi considerado que a fonte se situava-se numa zona suburbana densa e não urbana densa pois verificou-se que a zona comercial se encontrava localizada na periferia da cidade e que tem à sua volta alguma zona de vegetação.

A Tabela 13 descreve quais os modelos dos compressores que fazem parte da central de refrigeração, em termos e a sua quantidade, assim como os valores esperados do nível de pressão sonora e potência sonora.

Tabela 13 - Compressores em funcionamento na central (Caso 1)

	Modelo Bitzer	Nível pressão sonora (dB)	Nível potência sonora (dB)	Em funcionamento
Compressores BT	4ESL-9K (com variador)	64,5	72,5	Sim
	4FSL-7K	64	72	Sim
	4FSL-7K	64	72	Não
	4FSL-7K	64	72	Não
Compressores MT	4FTEU-30LK	73	81	Sim
	4FTEU-30LK	73	81	Sim
	4FTEU-30LK	73	81	Não
	4FTEU-30LK	73	81	Não
	4FTEU-30LK	73	81	Não
Compressores em paralelo	4FTEU-30LK	73	81	Não
	4FTEU-30LK	73	81	Não

Legenda:

BT – Baixa temperatura;

MT– Média temperatura;

4.1.1. Procedimento experimental

Foram efetuadas duas campanhas de medição, uma no interior da casa de máquinas e outra no exterior. Para a avaliação do ruído no interior da casa de máquinas foi seguida a seguinte metodologia:

- 1) Montagem do tripé que apoia o sonómetro, a uma distância da fonte de 1 m e a uma altura de 1,5 m para as várias posições descritas na Figura 44.

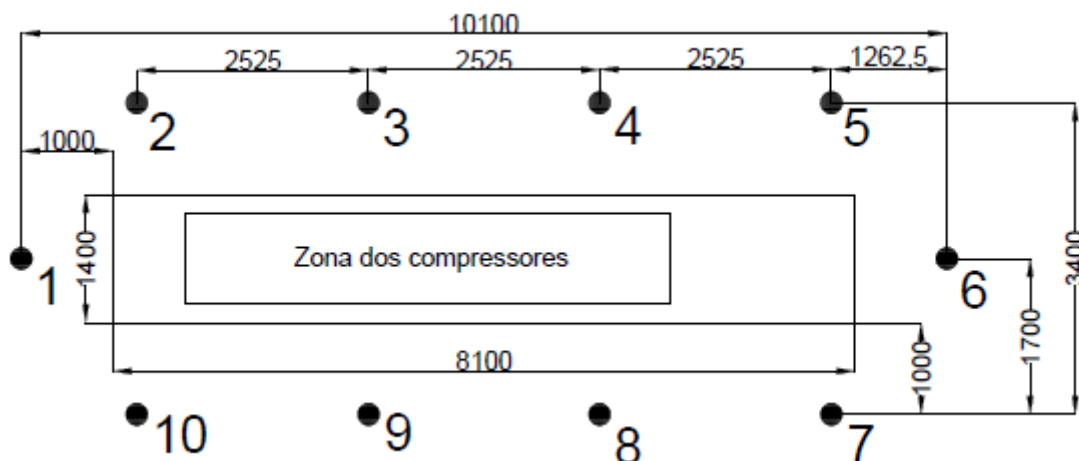


Figura 44 - Esquema de pontos de medição em redor da central (Caso 1)

2) Calibração do sonómetro:

- Introduzir o microfone na cavidade do calibrador e assegurar que o microfone entrou até ao fundo da cavidade;
- Verificar se o indicador luminoso do calibrador permanece ligado;
- Calibrador gera um tom de 94 dB a 1 kHz. Aplicar as correções de pressão para campo livre do microfone a 1 kHz, que para o caso é -0,1 dB, logo deve ser obtido o valor de 93,9 dB;
- Comprovar que o valor da função L_{AF} , L_{CF} e L_{ZF} no ecrã coincide com o valor de 94,0 dB corrigido com as correspondentes correções (93,9 dB). Se o valor da leitura se encontra dentro da gama de $\pm 0,3$ dB, a verificação é correta.



Figura 45 - Calibração do sonómetro

- 3) Fixar o sonómetro no tripé e direccionar o microfone perpendicularmente ao plano correspondente à fonte;
- 4) Registrar condições de funcionamento da fonte:
 - Registrar data do ensaio e hora de cada medição;
 - Descrição física do ambiente de ensaio;
 - Regime de frequência dos compressores (Hz);
 - Dados do quadro eléctrico (Tensão (V), corrente (A), Consumo (kWh) e frequência (Hz));
- 5) Verificar se data e hora do sonómetro estão corretas;
- 6) Selecionar opção “frontal” para direccionalidade do microfone;
- 7) Selecionar opções “fast” e “impulsivo”.
- 8) Definir tempo de integração de 1 s.
- 9) Medição do nível de pressão sonora equivalente (com a ponderação frequencial A) obtido no modo sonómetro nos vários pontos de medição (10 pontos). Efetuar uma medição de 1 minuto em cada ponto.
- 10) Medição do nível de pressão sonora equivalente (com a ponderação frequencial A) obtido no modo 1/1 de oitava nos vários pontos de medição (10 pontos). Efetuar uma medição de 1 minuto em cada ponto.
- 11) Medição do nível de pressão sonora equivalente (com a ponderação frequencial A) obtido no modo 1/3 de oitava nos vários pontos de medição (10 pontos). Efetuar uma medição de 1 minuto em cada ponto.



Figura 46 - Medição na casa de máquinas (Caso 1)

No caso das medições no exterior, a metodologia foi semelhante excetuando algumas alterações:

- Registrar condições meteorológicas do ensaio antes e após as medições de ruído:
 - Pressão (Pa);
 - Temperatura (°C);
 - Humidade relativa (%);
 - Velocidade do ar (m/s);

$$V_{10m} = V_{zm} \cdot \frac{\ln(1 + 10/z_0)}{\ln(1 + z/z_0)} \quad (4.1)$$



Figura 47 - Medição das condições meteorológicas

Os valores da rugosidade foram retirados da Tabela 14.

Tabela 14 - Valores típicos de parâmetro de rugosidade [64]

Tipo de solo	z_0 (m)
Água	0,002 – 0,009
Solo nu	0,005 – 0,02
Relva rasa	0,001
Relva densa	0,02
Trigo (1 m de altura)	0,1 – 0,16
Habitacões dispersas (quintas, aldeias, árvores, cercas)	0,2 – 0,6
Suburbano de baixa densidade (zonas residenciais, jardins)	0,4 – 1,2
Suburbano denso	0,8 – 1,8
Urbano denso	1,5 – 10

- Realizar apenas a medição do nível de pressão sonora equivalente (com a ponderação frequencial A) obtido no modo 1/3 de oitava nos vários pontos de medição (6 pontos). Efetuar uma medição de 1 minuto em cada ponto com o sonómetro colocado a uma altura de 1,5 m e a uma distância de 3,5 m da fonte como mostra a Figura 48;

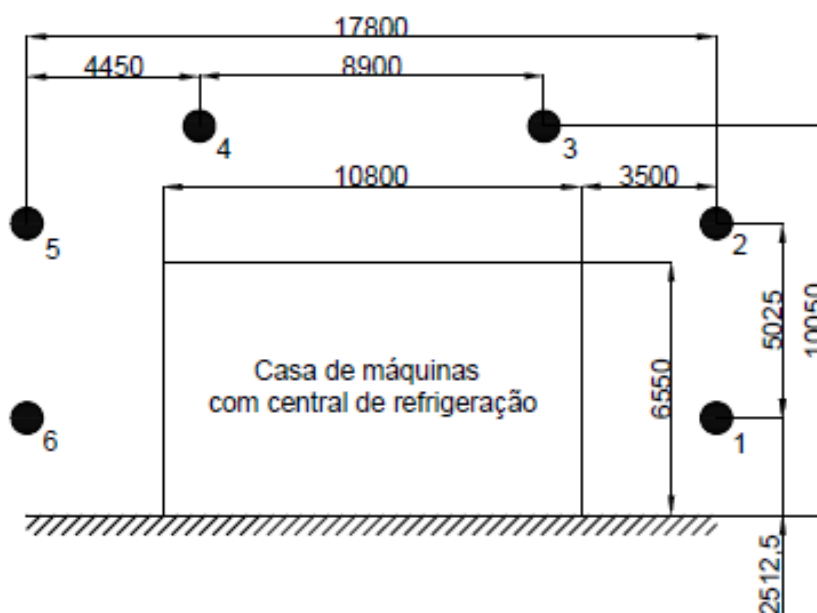


Figura 48 - Esquema de pontos de medição no exterior (Caso 1)



Figura 49 - Medição no exterior (Caso 2)

4.1.2. Equipamento utilizado no procedimento

Segundo a norma NP ISO 1996-2, o erro máximo admissível para instrumentos utilizados em medições meteorológicas deve ser:

- $\pm 0,5$ K para equipamentos de medição de temperatura;
- $\pm 5,0$ % para equipamentos de medição de humidade relativa;
- $\pm 0,5$ hPa para equipamentos de medição de pressão barométrica;
- $\pm 0,5$ m/s para equipamentos de medição da velocidade do vento;
- $\pm 5^\circ$ para equipamentos de medição da direção do vento;

O equipamento utilizado para os ensaios foi o seguinte:

- Multifunções KIMO AMI 301;
- Multifunções Velocicalc TSI 9565;
- Sonómetro CESVA SC240;
 - Protetor anti-vento PV009;
 - Cabo de ligação a PC;
 - Calibrador acústico classe 1 CB006
 - Cabo multiconector CN420;
 - Cabo para saída de áudio CN421;
 - Cabo de ligação a PC micro USB-USB;
 - Protetor antivento;
 - Cartão de memória microSD;
 - 2 Pilhas de 1,5 V;
- CESVA Lab (software de comunicação com PC);
- Fita métrica 5 m;

Multifunções KIMO AMI 301

Este equipamento dispõe de uma extensa gama de parâmetros que são necessários medir, mais concretamente no que diz respeito à medição dos parâmetros relativos às condições meteorológicas no início e no final do procedimento. A Tabela 15 mostra a gama de medição, as incertezas associadas ao equipamento e a qualidade de resolução dos resultados.

Tabela 15 - Gama de medição e incertezas do multifunções KIMO AMI 301

Parâmetro	Gama de medição	Incerteza	Resolução
Humidade relativa	3% a 98%	$\pm 1\%$ - ($\pm 1,5$ %HR)	0,1 %HR
Temperatura ambiente	-20 °C a +80 °C	$\pm 2\%$ - ($\pm 0,1$ °C)	0,1 °C
Velocidade do ar	0,2 m/s a 3 m/s	$\pm 2\%$ ($\pm 0,06$ m/s)	0,01 m/s
	3,1 m/s a 35 m/s	$\pm 2\%$ - ($\pm 0,2$ m/s)	0,1 m/s

Multifunções Velocicalc TSI 9565

- **Gama de medição (pressão barométrica):** 68947,47 Pa – 124105,45 Pa
- **Precisão (pressão barométrica):** $\pm 2\%$

Sonómetro CESVA SC420

- **Classe:** 1 (segundo a norma IEC 61672);
- **Resolução:** 0,1 dB;

As gamas de medição para cada função do sonómetro são apresentadas na Tabela 16, verificando-se que em todos os filtros é possível medir um nível de pressão sonora até um valor bastante elevado, assim como a função L_{Cpeak} , que inclusive tem um limite superior mais elevado que as outras funções, permitindo assim que o sonómetro efetue medições de uma panóplia de equipamentos que emitem elevados níveis de ruído.

Tabela 16 - Gamas de medição associadas para cada função do sonómetro

Funções: L_F, L_S, L_I, L_t e L_T (incluindo L_{Aeq})		
Ponderação filtro A	Ponderação filtro C	Ponderação filtro Z
23,4 dB a 137,0 dB	23,4 dB a 137,0 dB	23,4 dB a 137,0 dB
Função L_{Cpeak}		
55,0 dB a 140,1 dB		

A Tabela 17 apresenta os erros do sonómetro associados às condições meteorológicas que neste caso são a pressão estática, a temperatura e a humidade.

Tabela 17 - Erros do sonómetro associados às condições ambientais

Critérios ambientais	
Influência da pressão estática	Erro máximo
de 65 a menos de 85 kPa	0,9 dB
de 85 a 108 kPa	0,4 dB
Influência da temperatura	Erro máximo
De -10 a +50 °C	0,5 dB
Influência da humidade	Erro máximo
(na ausência de condensação)	(a 40 °C e 1 kHz)
De 25 a 90 %	0,5 dB

Como o sonómetro tem uma vasta gama de aplicações, este é composto por um leque muito variado de módulos. O modo sonómetro é o mais geral e já permite ser aplicado que vem logo integrado no sonómetro, sendo que os restantes módulos têm de ser adquiridos separadamente.

Além do modo sonómetro, o sonómetro CESVA disponibilizado pelo ISEP tem 3 módulos adicionais: o modo analisador espectral por bandas de oitava 1/1 e o modo analisador espectral por bandas de terços de oitava 1/3. É importante referir que além destes módulos, a CESVA também disponibiliza os seguintes:

- Modo de medição tempo de reverberação por bandas oitava 1/1 e bandas de terço de oitava 1/3 (método do ruído interrompido);
- Modo de medição tempo de reverberação por bandas oitava 1/1 e bandas de terço de oitava 1/3 (método da resposta impulsiva integrada);
- Modo de medição prevenção de riscos laborais;
- Modo analisador frequencial de banda estreita FFT;

Modo sonómetro

- Medições dos níveis globais de pressão sonora, tanto instantâneos como médios, baseados na integração (nível equivalente).
- Mede funções “short” (a cada 125 ms) – reconhecimento de fontes;

Tabela 18 - Funções do modo sonómetro

Funções Modo Sonómetro	
Tempo de medição t	LXt, LXE, LXpeak, LXIt, (LXIt-LXt), (LCT-LAt), Lnt, LXFmax, LXsmax, LXlmax, LXFmin, LXsmin, LXlmin, LAF5t, LAF5t-LAt
Tempo de medição T	LXT, LXIT, (LXIT-LXT), (LCT-LAT), LnT, LXTmax, LXTmin, LAF5T, LAF5T-LAT
1 s	LXF, LXS, LXI, LX1s, LXpeak1s, LXFmax1s, LXsmax1s, LXlmax1s, LXFmin1s, LXsmin1s, LXlmin1s
125 ms	LXF125ms, LXS125ms, LXI125ms, LX125ms; LXpeak125ms

Modo analisador espectral por bandas 1/1 de oitava

- Medições espectrais em tempo real do nível de pressão sonora contínuo equivalente (frequências de 16, 31'5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000, 16000 Hz) simultaneamente com os valores globais, nível equivalente e nível de pico. Mede estas funções para o tempo de medição t, tempo de integração consecutiva T e cada 125 (funções "short");
- Ruído de fundo: curvas NC e NR;

Tabela 19 - Funções do modo analisador espectral por bandas de 1/1 de oitava

Funções Modo Analisador espectral por bandas de 1/1 de oitava	
Tempo de medição t	LXt, LXpeak, LAnt, Lft, Lfnt, Avaliação das curvas NC (63Hz – 8kHz) e NR (31,5 kHz – 8 kHz)
Tempo de medição T	LXT, LXpeakT, LAnT, LfT, LfnT, Avaliação das curvas NC (63Hz – 8kHz) e NR (31,5 kHz – 8 kHz)
125 ms	LX125ms, Lf125ms; LXpeak125ms

X (Filtro de ponderação): A, C e Z;

n (percentil): 1%, 5%, 10%, 50%, 90%, 95% e 99%;

f (banda de frequência 1/1 oitava): 16, 31'5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000, 16000 Hz;

Modo analisador espectral por bandas 1/3 de oitava

- Medições espectrais com resolução de terços de oitava;
- Análise do nível de pressão sonora contínuo equivalente nas bandas de terços de oitava de 10 Hz a 20 kHz (s/ponderação frequencial);
- Realizado em tempo real para todas as bandas e em toda a gama dinâmica de medição;
- Mede nível equivalente para o tempo de medição t, tempo de integração T a cada 125 ms.

Tabela 20 - Funções do modo analisador espectral por bandas de 1/3 de oitava

Funções Modo Analisador espectral por bandas de 1/3 de oitava

Tempo de medição t	LXt, LAIt, LAFmaxt, LASmaxt, LAImaxt, (LAIt-LAt), (LAFmaxt-LAt), (LAImaxt-LAFmaxt), (LAImaxt-LASmaxt), (LCT-LAt), Lft
Tempo de medição T	LXT, LAFmaxT, LASmaxT, LAImaxT, (LAIt-LAT), (LAFmaxT-LAT), (LAImaxT-LAFmaxT), (LAImaxT-LASmaxT), (LCT-LAT), LfT
125 ms	LX125ms, LA125ms; LAFmax125ms, LASmax125ms, LAImax125ms, Lf125ms

f (banda de frequência 1/3 oitava): 10, 12'5, 16, 20, 25, 31'5, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000 (1k), 1250 (1.25k), 1600 (1.6k), 2000 (2k), 2500 (2.5k), 3150 (3.15k), 4000 (4k), 5000 (5k), 6300 (6.3k), 8000 (8k), 10000 (10k), 12500 (12.5k), 16000 (16k) e 20000 (20k) Hz.

4.1.3. Avaliação do resultado da medição

Foram registados e avaliados os níveis de pressão sonora em cada ponto, tanto para as medições no interior da casa de máquinas como no exterior.

Para a campanha de medições na sala de máquinas os valores obtidos foram analisados em função do nº de compressores em funcionamento, assim como o seu regime de funcionamento e consumo em tempo real, mas também em função da distância aos compressores. Para cada ponto foram registadas as temperaturas de evaporação, tanto para o estágio efetuado pelos compressores a baixa temperatura como o estágio efetuado a média temperatura.

Na campanha de medições efetuada na casa de máquinas, foram registadas em complemento à medição do ruído por parte do sonómetro dados que serviram de suporte aos níveis de pressão sonora obtidos.

Para cada ponto as temperaturas de evaporação para o estágio do compressor a média e baixa temperatura e encontram-se na Tabela 21 e, além disso, foram também registados os dados do quadro elétrico, sendo que neste capítulo apenas será dada relevância às tensões e correntes de cada fase (Tabela 22).

Ao longo das medições verificou-se que as temperaturas de evaporação foram variando em função do número de compressores que estavam em funcionamento. Verificou-se que a temperatura de evaporação é mais baixa apenas quando está em funcionamento um compressor de estágio a média temperatura, enquanto no caso em que a temperatura é mais alta quando já se encontram dois compressores em funcionamento.

Nos pontos 4, 7 e 8, verifica-se um aumento da temperatura de evaporação no estágio MT, pois durante a medição a central passou apenas a trabalhar com um compressor de média temperatura em vez de dois. Já no ponto 5 ocorre o contrário, sendo que no início da medição apenas estava em funcionamento um compressor de média temperatura e passaram a funcionar dois. No ponto 9, verificou-se um aumento da temperatura de evaporação do estágio LT, isto porque apenas está em

funcionamento um compressor de baixa temperatura em vez de dois, mantendo-se esse funcionamento também na medição do ponto 10.

Tabela 21 - Temperaturas de evaporação registadas (estágios BT e MT) – Caso 1

Posição do microfone	Hora de ensaio	Temperatura de evaporação (BT/MT)
1	11h45	-35,0 °C -5,9 °C
2	11h52	-35,9 °C -9,0 °C
3	12h00	-34,4 °C -7,1 °C
4	12h07	-36,1 °C -10,0 °C -35,2 °C -5,8 °C
5	12h15	-34,8 °C -5,5 °C -35,6 °C -10,4 °C
6	12h24	-35,5 °C -9,3 °C
7	12h31	-36,0 °C -10,3 °C -36,1 °C -6,6 °C
8	12h37	-36,1 °C -6,6 °C -36,4 °C -5,4 °C
9	12h44	-36,4 °C -5,4 °C -32,2 °C -7,4 °C
10	12h51	-33,6 °C -9,6 °C

Foram registados na Tabela 22 os dados do quadro elétrico, nomeadamente da intensidade de corrente e tensão de cada fase do sistema trifásico. Os valores de corrente são desde logo um indicador importante no que diz respeito ao regime de funcionamento do sistema, mais concretamente em relação aos compressores.

Tabela 22 - Dados do quadro elétrico (Caso 1)

Posição do microfone	Tensão Fase A (V)	Tensão Fase B (V)	Tensão Fase C (V)	Corrente Fase A (A)	Corrente Fase B (A)	Corrente Fase C (A)
1	225,1	229,3	228,5	52,2	50,8	54,5
2	226,7	230,1	229,4	53,3	51,2	54,8
3	226,3	230,1	229,2	53,4	51,2	54,9
4	226,8	230,7	230,0	52,8	44,8	48,1
5	227,7	231,0	230,4	49,3	52	56
6	225,2	228,8	227,9	53,8	51,4	55,1
7	225,9	229,2	228,6	49,4	53	57,5
8	224,9	229,5	228,8	59,9	55,9	60,1
9	225,5	229,6	229,3	52,6	50,4	54,3
10	227,2	231,2	230,1	50,3	45,2	47,9

Para medir a pressão sonora no interior da sala de máquinas, foram realizadas três medições em cada ponto para verificar que não existem grandes desvios entre cada medição e garantir a validade da metodologia utilizada. Em cada ponto de medição conforme indicado na Figura 44 foram utilizados os modos sonómetro, analisador espectral por bandas de oitava 1/1 e analisador espectral por terços de oitava 1/3.

Os resultados dos níveis de pressão sonora com a ponderação A e C estão descritos na Tabela 23, assim como os níveis de pressão sonora com as ponderações temporais impulsivas e *fast*, sendo que também foi registado o nível de exposição sonora, sendo que foi obtido um valor médio de 79,1 dB para a ponderação A e de 81,6 dB para a ponderação C, enquanto para as ponderações temporais foram obtidos valores médios de 80,0 dB e 79,5 dB para as características impulsiva e *fast*.

Tabela 23 - Níveis de pressão sonora para ruído ambiente na casa de máquinas (Caso 1)

Posição do microfone	L _{Aeq,t} (dB)	L _{Ceq,t} (dB)	L _{Aleq,t} (dB)	L _{AFeq,t} (dB)	L _{Ex,8h} (dB)
1	77,9	79,7	78,7	78,2	86,7
2	78,9	81,0	79,4	78,8	87,7
3	79,1	80,2	79,9	79,4	87,9
4	79,7	81,8	81,5	80,8	88,4
5	76,7	79,3	76,9	76,3	85,5
6	76,3	78,9	76,1	75,5	85,1
7	77,3	80,2	79,4	78,7	86,1
8	80,3	82,6	80,2	79,8	89,1
9	80,6	82,7	81,7	80,9	89,4
10	81,5	85,4	82,5	82,1	90,2
Valor médio	79,1	81,6	80,0	79,5	87,9

Nas medições no interior da casa de máquinas verifica-se que os valores mais elevados foram obtidos nos pontos 8,9 e 10. Na medição do ponto 8, atua durante cerca de 7 segundos apenas com um compressor de média temperatura. O valor máximo foi obtido no ponto 10 porque é o que se encontra mais perto dos compressores e durante esta medição teve a particularidade de durante algum tempo de medição apenas estar a funcionar 1 compressor de baixa temperatura (4ESL-9K) durante aproximadamente 16 segundos. No ponto 9 a situação é idêntica, mas esse compressor só atua isoladamente durante 12 segundos.

Os valores obtidos nos pontos 2,3 e 4 também são elevados, mas ligeiramente mais baixos em relação aos pontos 8,9 e 10. Apesar de todos estes pontos situarem-se próximos dos compressores, ao contrário do que acontece nos pontos 8,9, e 10, não se registaram mudanças no número de compressores em funcionamento.

Já o ponto 1, por se encontrar do lado da central onde estão os compressores não deixa de ser relevante, mas como tem a particularidade de ser o ponto de medição frontal ao quadro elétrico, esse aspeto tem sempre influência no resultado.

Nos pontos 5 e 6 foram registados os valores mais baixos de pressão sonora pois são os pontos mais afastados compressores, sendo que no ponto 6 tem ainda a particularidade de não ter ocorrido uma alteração significativa no funcionamento dos compressores, pois estiveram em funcionamento

os dois compressores de média e baixa temperatura. No ponto 5 este durante cerca de 17 segundos a trabalhar apenas com um compressor de média temperatura. O valor obtido no ponto 7, apesar de ser dos mais afastados dos compressores também é relevante e é por exemplo mais elevado que nos pontos 5 e 6, isto porque apenas esteve em funcionamento um dos compressores de média temperatura durante cerca de 7 segundos.

A Tabela 24 mostra a identificação das características tonais e/ou impulsivas do ruído ambiente em cada ponto de medição. A deteção da componente tonal foi efetuada através da análise do espectro de bandas de terço de oitava 1/3 e verificar se duas bandas existentes excediam 5 dB, enquanto para a deteção do ruído impulsivo foi verificado se a diferença $L_{Aeqi,t} - L_{Aeqi,t}$ excedia 3 dB. Em todos os pontos medidos foram detetadas características tonais através da análise por espectro de bandas de terço de oitava; porém, em nenhum caso foi registado impulsividade no ruído, pelo que a única correção aplicada ao nível de pressão sonora foi K1, obtendo assim um nível de pressão sonora de avaliação de 82,1 dB.

Tabela 24 - Identificação das características tonais/impulsivas - medição na sala de máquinas (Caso 1)

Posição do microfone	$L_{Aeqi,t}$ (dB)	$L_{Aeqi,t} - L_{Aeqi,t}$ (dB)	Diferença L_{At}	Características tonais/impulsivas	L_{Ar} (dB)
1	77,9	0,6	21 dB (80 Hz-100 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	80,9
2	78,9	0,6	15,2 dB (40 Hz-50 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	81,9
3	79,1	0,5	14,8 dB (40 Hz-50 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	82,1
4	79,7	0,7	19 dB (6,3 kHz-8 kHz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	82,7
5	76,7	0,6	14,5 dB (40 Hz-50 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	79,7
6	76,3	0,6	13,7 dB (10 Hz-12,5 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	79,3
7	77,3	0,6	10,1 dB (10 Hz-12,5 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	80,3
8	80,3	0,4	18,8 dB (10 Hz-12,5 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	83,3
9	80,6	0,7	14,3 dB (10 Hz-12,5 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	83,6
10	81,5	0,4	15,0 (250 Hz-315 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	84,5
Valor médio	79,1	-	-	-	82,1

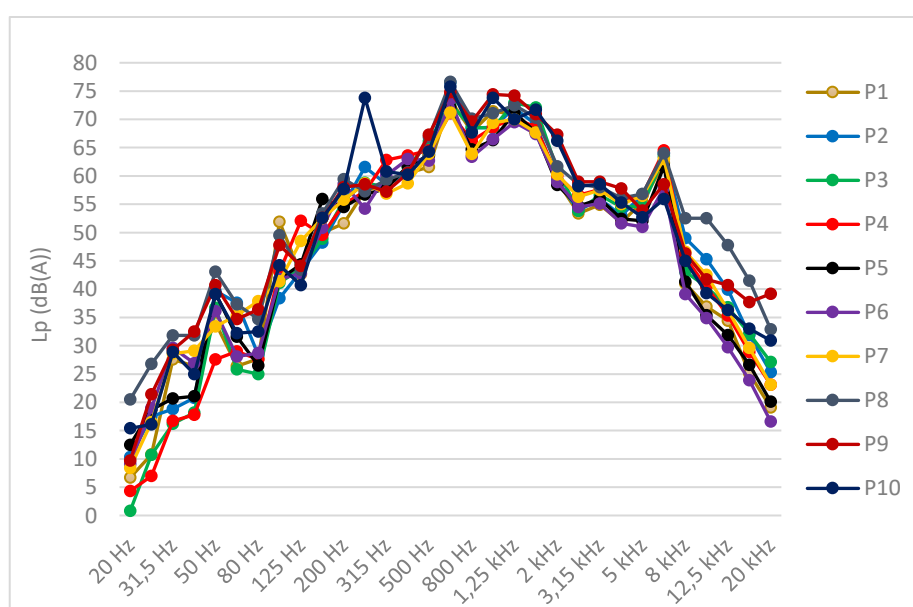


Figura 50 - Espectro Lp (Caso 1) - Casa de máquinas

A Figura 50 mostra a evolução do nível de pressão sonora ponderada A ao longo do espectro de bandas de oitavas das 10 posições do microfone durante o ensaio.

O ruído residual foi calculado através da equação 2.34 e os valores obtidos para cada ponto encontram-se na Tabela 25.

Tabela 25 - Resultados obtidos do ruído residual para as medições da casa de máquinas (Caso 1)

Posição do microfone	L ₅₀ (dB)	L ₉₀ (dB)	L _{Aeq,t} (dB)
1	77,8	77,4	77,8
2	78,7	78,2	78,7
3	79,1	78,7	79,1
4	78,8	78,6	78,8
5	76,8	76,4	76,8
6	76,1	75,6	76,2
7	77,1	76,6	77,1
8	80,0	79,4	80,0
9	80,6	79,9	80,6
10	81,3	80,9	81,3
Valor médio	-	-	78,9

Nas medições realizadas no exterior, as condições meteorológicas foram registadas para perceber em que janela se inserem e que interferência têm nos resultados, sendo que foi registada uma pressão atmosférica de 993,8 hPa, uma temperatura ambiente de 10,2 °C, humidade relativa de 51 % e uma velocidade do ar de $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Para a validação da janela meteorológica foi adotando um valor de rugosidade de $z_0 = 1,3$, que corresponde à média da gama de valores para um caso de uma zona suburbana densa e a velocidade mínima medida a 1,5 m de altura foi $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, com direção Noroeste. Aplicando a equação 3.5 e obteve-se o valor para a velocidade do vento a 10 m de $V_{10m} = 2,82 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Com isto conclui-se que a janela meteorológica é M2, ou seja, neutra.

No entanto, como já foi referido anteriormente, as medições podem ser realizadas sobre condições favoráveis caso se verifique a equação 2.27. Neste caso a altura da fonte (h_s) é 2,33 m, a altura do recetor (h_r) é 1,5 m e a distância à fonte (D) 3,5 m. Substituindo os valores na equação obtém-se que

$$\frac{2,33 + 1,5}{3,5} \geq 0,1 \Leftrightarrow 1,09 \geq 0,1$$

Como a condição da equação 2.27 foi verificada, considerou-se que as medições foram realizadas sobre condições favoráveis de propagação sonora.

Nas medições no exterior foi apenas realizada uma medição em cada ponto de medição conforme indicado na Figura 48, sendo que neste caso foi utilizado o analisador espectral por terços de oitava 1/3 para avaliação dos vários parâmetros do ruído descritos na Tabela 26.

Tabela 26 - Níveis de pressão sonora para ruído ambiente no exterior (Caso 1)

Posição do microfone	$L_{Aeq,t}$ (dB)	$L_{Ceq,t}$ (dB)	$L_{Aeq,t}$ (dB)	$L_{AFeq,t}$ (dB)
1	64,6	74,5	78	78,2
2	59,1	69,1	79,4	78,8
3	54,3	65,8	79,9	79,4
4	55,8	66,6	81,5	80,8
5	59,9	71,2	76,9	76,3
6	56,9	67,8	58,2	75,5
Valor médio	58,9	70,3	80,0	79,5

A Tabela 27 mostra os valores obtidos do nível de pressão sonora contínua equivalente para cada ponto de medição, assim como o nível de avaliação L_{Ar} , corrigido com as respetivas componentes tonais e/ou impulsivas.

Não foram detetadas características impulsivas em nenhum dos pontos medido, apesar dos valores consideravelmente elevados nos pontos 1 e 2, enquanto no que diz respeito à componente tonal, esta verificou-se que em todos os pontos a diferença entre bandas de terço de oitava ultrapassou os 5 dB, verificando-se que esse fenómeno ocorreu nas bandas de baixa frequência, nomeadamente entre os 25 Hz e os 125 Hz.

Como apenas foi adicionada a correção de 3 dB para a componente tonal, foi obtido um valor de pressão sonora de avaliação de 62,8 dB.

A Tabela 28 mostra que o valor indicador responsável pelo ruído impulsivo apenas é ultrapassado 7,84 % do tempo no ponto 1, o que permite aferir que esta característica do ruído não tem o impacto que se previa, pois, apesar do valor equivalente obtido ultrapassar o limite, este não ocorre muitas vezes ao longo da medição.

Já no ponto 2 verifica-se que o valor foi ultrapassado uma percentagem de tempo superior ao ponto 1, no valor de 30 %, apenas estudada através de um resultado fixo do valor equivalente, mas também através da análise do indicador de ruído impulsivo ao longo do tempo.

Tabela 27 - Identificação das características tonais/impulsivas - medição no exterior (Caso 1)

Posição do microfone	$L_{Aeq,t}$ (dB)	$L_{Aeq,t} - L_{Aeq,t}$ (dB)	Diferença L_{At}	Características tonais/impulsivas	L_{Ar} (dB)
1	64,6	2,3	10,7 dB (25 Hz-31,5 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	67,6
2	59,1	2,9	7,8 dB (100 Hz-125 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	62,1
3	54,3	1,4	10,6 dB (63 Hz-80 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	57,3
4	55,8	1,3	5,9 dB (100 Hz-125 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	58,8
5	59,9	1,2	5,5 dB (25 Hz-31,5 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	62,9
6	56,9	1,3	8,1 dB (50 Hz-63 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	59,9
Valor médio	58,9	-	-	-	62,8

A Figura 51 apresenta o espectro de bandas de terço de oitava dos níveis de pressão sonora que resultaram das medições no exterior, confirmando assim que no ponto 1 foram obtidos os valores máximos do nível de pressão sonora.

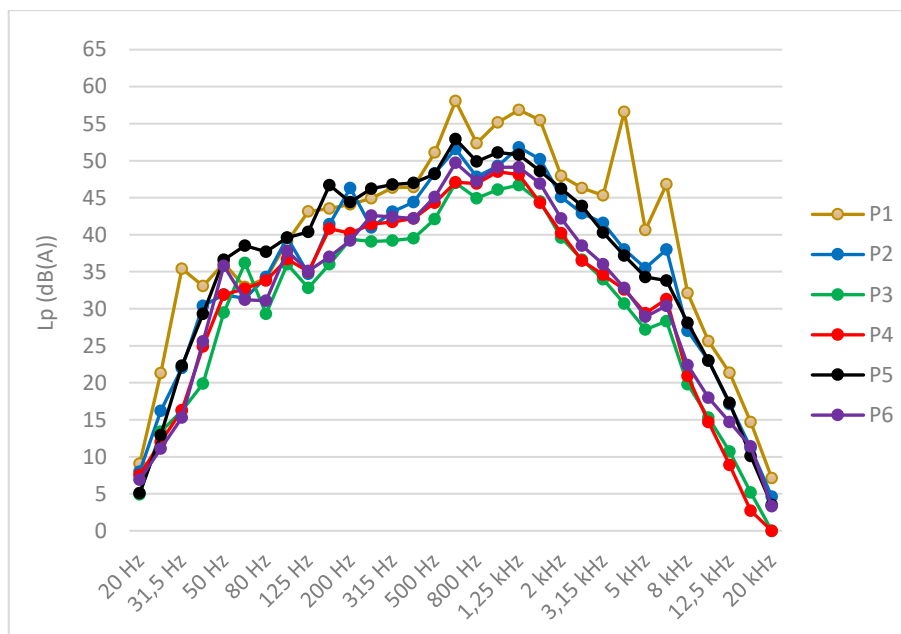


Figura 51 - Espectro 1/3 oitava dos vários pontos de medição no exterior (Caso 1)

Tabela 28 - Percentagem de ocorrência de ruído impulsivo

Posição do microfone	% de ocorrência $L_{Aeq,t} - L_{Aeq,t} \text{ (dB)}$
1	7,84
2	30,00
3	10,00
4	6,67
5	8,33
6	10,00

Além da análise efetuada em cada ponto, recorreu-se ao espectro por bandas de terço de oitava para obter os níveis de pressão sonora equivalente do ruído exterior para cada frequência. Como se observa na Figura 52, verifica-se valores do nível de pressão sonora baixos ao longo do espectro, sendo que o valor máximo registado foi de 52,9 dB para a banda de frequência de 630 Hz.

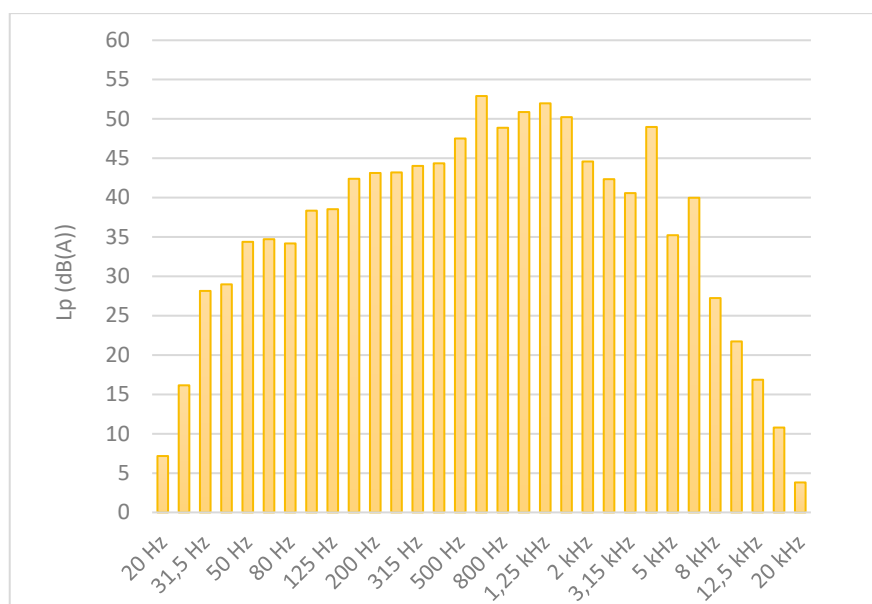


Figura 52 -- Espectro de bandas de terços de oitava do nível de pressão sonora equivalente no Exterior (Caso 1)

Na Tabela 29 foram registados os resultados para o ruído residual calculado através da equação 2.34 e, tal como tinha ocorrido nas medições de ruído ambiente, os valores mais elevados de ruído residual registaram-se no ponto 1.

A tabela mostra também que os valores do percentil 50 e percentil 90 são bastante próximos, o que permite logo indicar que o funcionamento da central não sofreu grandes oscilações no seu funcionamento durante as medições, resultando assim num valor médio de ruído residual próximo do ruído ambiente.

Tabela 29 - Resultados obtidos do ruído residual no exterior (Caso 1)

Posição do microfone	L ₅₀ (dB)	L ₉₀ (dB)	L _{Aeq,t} (dB)
1	64,4	63,9	64,4
2	58,5	56,4	58,8
3	53,6	50,8	54,2
4	54,8	50,0	56,4
5	54,0	52,2	54,2
6	55,1	52,8	55,5
Valor médio	-	-	59,1

4.2. Caso 2

Neste segundo caso de estudo foi possível efetuar a medição de ruído do equipamento tanto em funcionamento como desligado, sendo que a primeira campanha de medições foi realizada no dia 27 de abril de 2023 com a central de refrigeração parada, enquanto no dia 31 de maio foram efetuadas as medições com a central já em funcionamento. A Tabela 30 mostra as dimensões da central e da canópia.

Tabela 30 - Dimensões relevantes (Caso 2)

Central com canópia			Central de refrigeração		
Comprimento (m)	Largura (m)	Altura (m)	Comprimento (m)	Largura (m)	Altura (m)
9,0	2,5	Não relevante	7,2	1,0	2,28

O supermercado encontra-se situado no centro de Vila do Conde, com a estrada nacional 13 a oeste e com movimento elevado de veículos, já a este do local das medições, com passagem do metro do Porto.

A Tabela 31 descreve quais os modelos dos compressores que compõe a central em termos e a sua quantidade, assim como os valores esperados do nível de pressão sonora e potência sonora.

Tabela 31 - Compressores em funcionamento na central (Caso 2)

	Modelo Bitzer	Nível pressão sonora (dB)	Nível potência sonora (dB)	Em funcionamento
Compressores BT	2CSL-6K (com variador)	64	72	Sim
	2CSL-6K	64	72	Sim
	2CSL-6K	64	72	Não
	2CSL-6K	64	72	Não
Compressores MT	4CTEU-30LK (com variador)	74	82	Sim
	4CTEU-30LK	74	82	Sim
	4CTEU-30LK	74	82	Não
	4CTEU-30LK	74	82	Não
Compressores em paralelo	4FTEU-30LK (com variador)	73	81	Não
	4FTEU-30LK	73	81	Não

4.2.1. Procedimento experimental

Apesar de terem sido efetuadas duas campanhas de medições, o procedimento experimental adotado é semelhante, apenas difere as posições pontos a medir e nos intervalos de medição. Com isto, as diferenças relativamente ao procedimento adotado no caso 1 são as seguintes:

- 1) Montagem do tripé que apoia o sonómetro, a uma distância da fonte de 0,5 m e a uma altura de 1,5 m para as várias posições descritas na Figura 53.

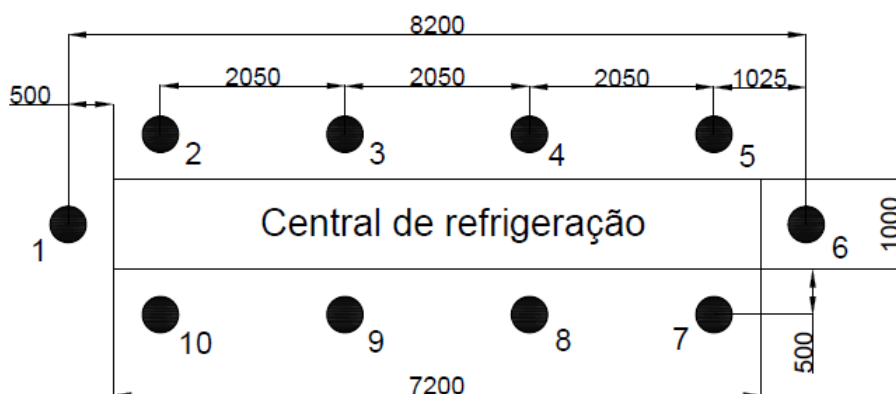


Figura 53 - Esquema de pontos de medição no interior (Caso 2)

- 2) Medição do nível de pressão sonora equivalente (com a ponderação frequencial A) obtido no modo sonómetro nos vários pontos de medição (10 pontos). Efetuar uma medição de 30 segundos em cada ponto.



Figura 54 - Medição na casa de máquinas (Caso 2)

3) Medição do nível de pressão sonora equivalente (com a ponderação frequencial A) obtido no modo 1/1 de oitava e 1/3 de oitava nos vários pontos de medição (10 pontos). Efetuar uma medição de 30 segundos em cada ponto.

Já nas medições para o exterior foram efetuadas algumas alterações, sendo que não foram registados os dados do quadro elétrico enquanto as condições meteorológicas neste caso foram, tal como já efetuado para as medições no exterior no caso 1.

- 1) Montagem do tripé que apoia o sonómetro, a uma distância da fonte de 4 m e a uma altura de 1,5 m para as várias posições descritas na Figura 55;

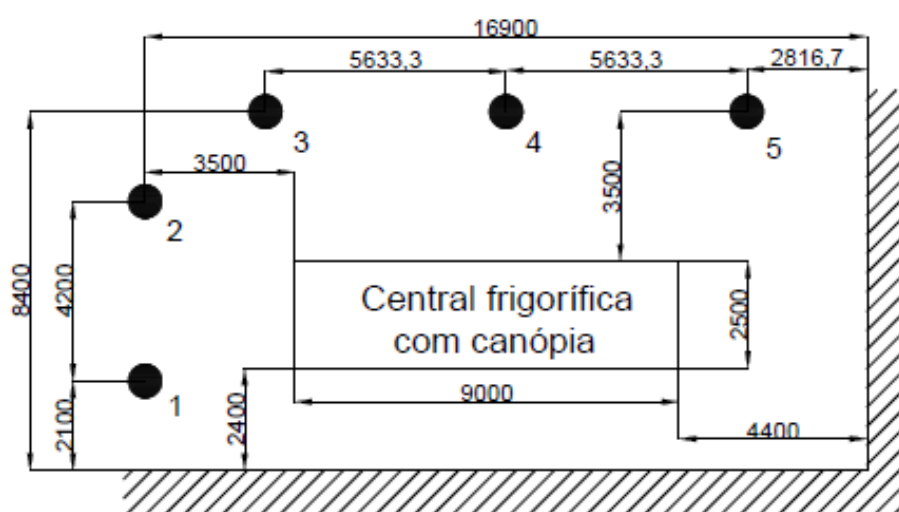


Figura 55 - Esquema de pontos de medição no exterior (Caso 2)



Figura 56 - Medição no exterior (Caso 2)

O equipamento utilizado nestas medições foi o mesmo utilizado no caso 1:

- Multifunções KIMO AMI 301;
- Multifunções Velocicalc TSI 9565;
- Sonómetro CESVA SC240;
 - Protetor anti-vento PV009;
 - Cabo de ligação a PC;
 - Calibrador acústico classe 1 CB006
 - Cabo multiconector CN420;
 - Cabo para saída de áudio CN421;
 - Cabo de ligação a PC micro USB-USB;
 - Protetor antivento;
 - Cartão de memória microSD;
 - 2 Pilhas de 1,5 V;
- CESVA Lab (software de comunicação com PC);
- Fita métrica 5 m;

4.2.2. Avaliação do resultado da medição – Ruído de fundo

Para avaliação do ruído de fundo no interior da casa de máquinas onde se encontra a central foram efetuadas 3 medições em cada ponto, durante o período entre as 11h25 e as 12h20. A Tabela 32 mostra os parâmetros mais importantes como o nível de pressão sonora equivalente, tanto com o filtro A como o filtro C, assim como o nível de pressão sonora com ponderação temporal impulsiva e também *fast*. Por fim, também foi registado o nível de exposição sonora instantâneo.

Tabela 32 - Níveis de pressão sonora para ruído de fundo no interior (Caso 2)

Posição do microfone	$L_{Aeq,t}$ (dB)	$L_{Ceq,t}$ (dB)	$L_{Aeq,t}$ (dB)	$L_{AFeq,t}$ (dB)
1	40,6	60,4	46,8	43,6
2	47,4	62,0	47,3	42,7
3	51,0	72,3	52,9	51,3
4	47,3	61,6	67,7	49,9
5	49,2	74,3	53,3	51,3
6	46,2	60,5	48,2	45,7
7	42,4	64,4	49,2	47,6
8	41,2	59,8	49,8	40,2
9	34,8	56,3	42,8	35,8
10	40,4	60,5	39,7	36,4
Valor médio	46,2	67,3	58,2	47,1

Durante a campanha de medições foi necessário repetir as medições nos pontos 1 e 6 (entre as 12h20 e as 12h30), isto porque durante as mesmas estavam a decorrer trabalhos no exterior com recurso a máquinas de rebarbar e, além disso, a passagem de veículos como camiões e máquinas empilhadoras durante o ensaio também contribuíram para a repetição da medição. A Figura 57 mostra o nível de pressão sonora registado em cada banda de terço de oitava. Ao efetuar a análise do mesmo, verifica-se um espectro de valores abaixo dos 45 dB e que o valor máximo foi registado para a frequência de 1,25 kHz (41,3 dB).

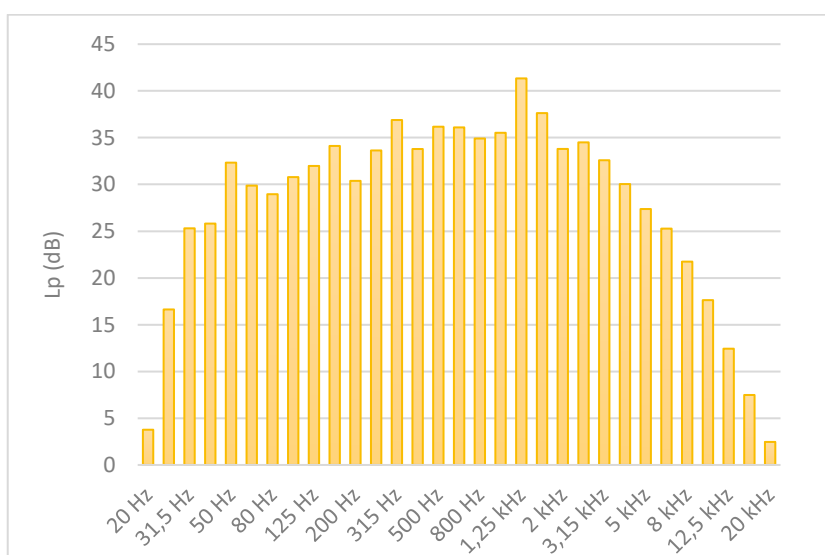


Figura 57 - Espectro de bandas de terço de oitava do ruído residual no interior (Caso 2)

Nestas medições também foram identificadas as componentes tonais e impulsivas em cada medição. Através da Tabela 33 verifica-se que foram detetadas características tonais em todos os pontos de medição, efetuando assim a respetiva correção $K1 = 3$ dB, enquanto as características impulsivas foram detetadas em todos pontos, excetuando o ponto 6, pois a diferença entre o nível equivalente ponderado A e o nível equivalente com a característica impulsiva excedia os 3 dB.

Tabela 33 - Identificação das características tonais/impulsivas - medição no interior (Caso 2)

Posição do microfone	$L_{Aeq,t}$ (dB)	$L_{Aeq,t} - L_{Aeq,t}$ (dB)	Diferença L_{At}	Características tonais/impulsivas	L_{Ar} (dB)
1	40,6	12,2	11,4 dB (10-12,5Hz)	$K1 = 3$ dB; $K2 = 3$ dB	46,6
2	47,4	3,6	6,6 dB (63-80 Hz)	$K1 = 3$ dB; $K2 = 3$ dB	53,4
3	51,0	3,1	8,1 dB (25-31,5 Hz)	$K1 = 3$ dB; $K2 = 3$ dB	57,0
4	47,3	6,5	6,6 dB (20 Hz-25Hz)	$K1 = 3$ dB; $K2 = 3$ dB	53,3
5	49,2	12,5	15,5 dB (50-63 Hz)	$K1 = 3$ dB; $K2 = 3$ dB	55,2
6	46,2	2,0	19,3 dB (315-400 Hz)	$K1 = 3$ dB; $K2 = 0$ dB	49,8
7	42,4	5,9	12,1 dB (80-100 Hz)	$K1 = 3$ dB; $K2 = 3$ dB	48,4
8	41,2	5,6	8,6 dB (160-200 Hz)	$K1 = 3$ dB; $K2 = 3$ dB	47,2
9	34,8	16,7	8,0 dB (63-80 Hz)	$K1 = 3$ dB; $K2 = 3$ dB	40,8
10	40,4	5,6	12,4 (250-315 Hz)	$K1 = 3$ dB; $K2 = 3$ dB	46,4
Valor médio	46,1	-	-	-	52,0

O desvio padrão obtido para estas medições foi $\sigma_{\text{medição}} = 7,08$ dB, um resultado bastante aquém do pretendido. O valor elevado da incerteza de medição deve-se principalmente a fatores alheios ao procedimento experimental, como foi o caso da ocorrência de ruído devido a máquinas utilizadas fora da casa de máquinas onde se encontra a central e a passagem de veículos.

Com isto, conclui-se que a repetição das medições deveria também ter sido feita para os restantes pontos de medição, nomeadamente nos pontos 2, 3, 4 e 5 onde se registaram os valores mais elevados.

Para as medições de ruído de fundo no exterior as condições meteorológicas, registando-se uma pressão atmosférica de 1004,2 hPa, uma temperatura ambiente de 20,4 °C, humidade relativa de 70,0 % e velocidade do ar de $4,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Para a validação da janela meteorológica foi adotando um valor de rugosidade de $z_0 = 1,3$, que corresponde à média da gama de valores para um caso de uma zona suburbana densa e a velocidade mínima medida a 1,5 m de altura foi 3,0 m/s, com direção Noroeste. Aplicando a equação 3.5 e obteve-se o valor para a velocidade do vento a 10 m de $V_{10m} = 11,27 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Com isto conclui-se que a janela meteorológica é M4, ou seja, favorável.

Na Tabela 34 encontram-se registados os parâmetros relevantes de avaliação do ruído de fundo. Verifica-se neste caso que o valor do nível de pressão sonora equivalente com ponderação A (50,0 dB) é superior ao registado nas medições no interior (46,1 dB), o que indica que apesar do ruído emitido por equipamentos no exterior durante as medições no exterior, a canópia que envolve central já efetua alguma atenuação acústica.

Tabela 34 - Níveis de pressão sonora para ruído de fundo no exterior (Caso 2)

Posição do microfone	$L_{Aeq,t}$ (dB)	$L_{Ceq,t}$ (dB)	$L_{Aeq,t}$ (dB)	$L_{AFeq,t}$ (dB)
1	46,6	60,2	47,4	44,3
2	50,5	63,0	72,7	53,2
3	51,6	64,6	55,3	51,9
4	50,5	65,2	55,0	49,3
5	49,0	68,3	54,1	49,3
Valor médio	50,0	65,5	65,9	50,5

A análise espectral da Figura 58 permitiu observar valores abaixo de 45 dB para todas as bandas de terço de oitava, sendo que foi registado o valor máximo de 41,3 dB para a frequência de 630 Hz.

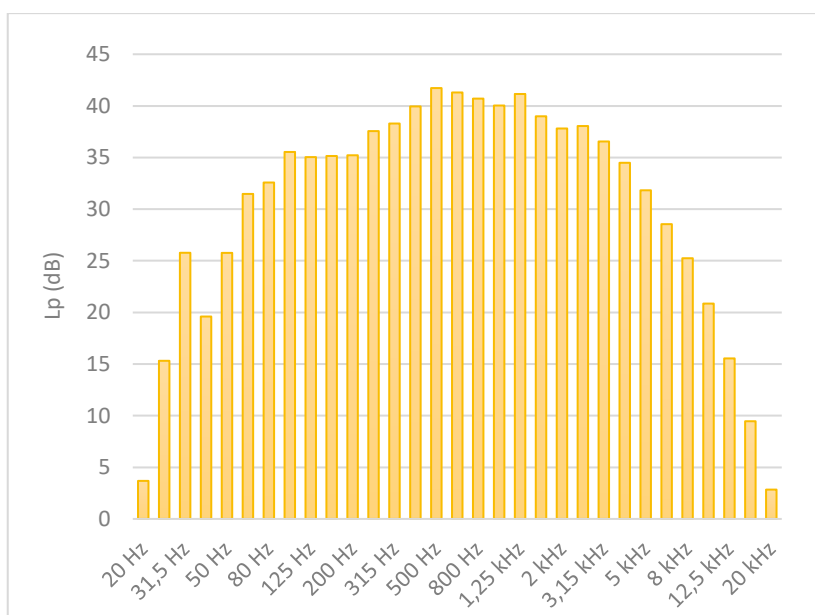


Figura 58 - Espectro de bandas de terço de oitava do ruído residual no exterior (Caso 2)

Através da Tabela 35 foi possível concluir que foram detetadas tanto características tonais como impulsivas em todos os pontos, com destaque para a elevada impulsividade detetada no ponto 1 (índice de ruído impulsivo de valor 12,6 dB) e com uma componente tonal bastante elevada no ponto 5 (diferença entre duas bandas de terço de oitava adjacentes de 16,9 dB). Mais uma vez, verifica-se que as maiores diferenças de nível sonoro entre bandas de oitava ocorrem para as baixas frequências, nomeadamente entre os 20 e os 50 Hz.

Com isto, foi adicionada as duas correções $K1 = 3$ dB e $K2 = 3$ dB ao nível de pressão sonora equivalente, obtendo assim um nível de pressão sonora de avaliação $L_{Ar} = 55,3$ dB.

Tabela 35 - Identificação das características tonais/impulsivas - medição no exterior (Caso 2)

Posição do microfone	$L_{Aeq,t}$ (dB)	$L_{Aeq,t} - L_{Aeq,t}$ (dB)	Diferença L_{At}	Características tonais/impulsivas	L_{Ar} (dB)
1	46,6	12,6	10,5 dB (25-31,5Hz)	$K1 = 3$ dB; $K2 = 3$ dB	52,6
2	50,5	9,3	8,0 dB (40-50 Hz)	$K1 = 3$ dB; $K2 = 3$ dB	56,5
3	51,6	3,4	13,6 dB (25-31,5 Hz)	$K1 = 3$ dB; $K2 = 3$ dB	54,6
4	50,5	7,8	8,5 dB (20 Hz-25Hz)	$K1 = 3$ dB; $K2 = 3$ dB	56,5
5	49,0	7,0	16,9 dB (20 Hz-25Hz)	$K1 = 3$ dB; $K2 = 3$ dB	55,0
Valor médio	50,0	-	-	-	55,3

4.2.3. Avaliação do resultado da medição – Ruído ambiente

Durante a realização das medições, tal como já tinha sido efetuado no caso 1, foram registadas na **Erro! A origem da referência não foi encontrada.** as temperaturas de evaporação, tanto para o estágio a baixa temperatura com o estágio a média temperatura, assim como a hora do ensaio das medições em cada ponto.

Dos pontos 1 a 6 e também no ponto 10, apenas foi registado uma temperatura de evaporação para cada estágio (MT e LT), isto quando a central esteve em funcionamento com quatro compressores, dois de média temperatura e dois de baixa temperatura, isto durante todo o intervalo de tempo da medição. sendo que este foi o típico funcionamento da central registado, enquanto nos pontos 7 a 9, foram registadas duas temperaturas de evaporação de cada estágio, pois durante o intervalo de tempo de medição ocorreu alteração no número de compressores em funcionamento.

Tabela 36 - Temperaturas de evaporação registadas (estágios BT e MT) – Caso 2

Posição do microfone	Hora de ensaio	Temperatura de evaporação (BT/MT)
1	11h40	-32,3 °C -8,4 °C
2	11h44	-28,6 °C -7,5 °C
3	11h50	-28,5 °C -7,4 °C
4	11h55	-31,6 °C -5,5 °C
5	11h59	-34,2 °C -7,0 °C
6	12h04	-31,5 °C -10,9 °C
7	12h11	-32,3 °C -11,9 °C -34,1 °C -7,6 °C
8	12h16	-27,9 °C -7,6 °C -29,4 °C -6,4 °C
9	12h21	-29,3 °C -4,2 °C -30,6 °C -4,9 °C
10	12h26	-31,7 °C -6,4 °C

Tal como no caso 1, foram registados os valores da tensão e corrente de cada fase, como mostra a Tabela 37, verificando-se que ocorreu um aumento significativo da corrente no sistema em relação ao caso 1, que pode desde logo ser um fator que interfere com os resultados do nível de pressão sonora obtido.

Tabela 37 - Dados do quadro elétrico (Caso 2)

Posição do microfone	Tensão Fase A (V)	Tensão Fase B (V)	Tensão Fase C (V)	Corrente Fase A (A)	Corrente Fase B (A)	Corrente Fase C (A)
1	235,1	235,4	236,1	88,4	84,9	88,9
2	234,9	235,2	236,1	90,1	86,7	90,5
3	234,4	234,6	235,8	93,7	89,6	94,3
4	235,2	235,3	236,1	108,7	106,3	110,2
5	235,7	235,6	236,8	107,5	103,0	107,7
6	236,7	237,3	237,5	120,5	117,0	121,7
7	234,6	235,2	236,0	82,6	78,4	81,8
8	235,0	236,1	236,8	83,1	78,4	82,1
9	235,2	235,7	236,1	85,5	83,8	85,3
10	235,1	235,3	236,0	106,3	105,1	107,9

Na Tabela 38 foram registados os níveis de pressão sonora, com as duas ponderações frequenciais A e C, assim como as ponderações temporais impulsiva e *fast* e, por fim, o nível de exposição sonora instantânea. Verificou-se que o nível de pressão sonora, com ponderação A, apresenta valores entre os 84,0 e os 88,4 dB, sendo que foi obtido um valor médio de 87,0 dB, um valor consideravelmente acima do registado no caso 1 (79,1 dB). Para o nível de pressão sonora com ponderação C, foi obtida uma gama de valores entre 91,5 dB e 95,1 dB, sendo que o valor médio neste caso é 93,6 dB.

No ponto 6 obteve-se o valor mais baixo do nível de pressão sonora, isto porque é o ponto de medição que se encontra mais afastado dos compressores, apesar de ter sido a situação onde se registou uma corrente no sistema mais elevada. No ponto 1 também foi registado dos valores mais baixos de nível de pressão sonora (86,2 dB), apesar de se encontrar perto dos compressores, isto porque a medição foi realizada perto do quadro elétrico, o que interfere logo diretamente nas medições, além de que a corrente no sistema registada neste ponto foi dos valores mais baixos.

Nos pontos 2,3 e 5 foram registados dos valores mais elevados de nível de pressão sonora entre todos os pontos medidos, sendo que o maior foi obtido para o ponto 3 (87,3 dB) pois, entre os três pontos medidos, foi o que mais perto se encontrava dos compressores.

No ponto 4, verifica-se que, apesar de ser um ponto de medição próximo dos compressores, obteve-se um valor mais baixo de nível de pressão sonora em relação ao ponto 5, uma diferença de quase 2 dB entre os valores obtidos neste dois pontos, visto que em ambas as situações estavam em funcionamento quatro compressores (dois de estágio LT e dois de estágio MT) e também verifica-se pela **Erro! A origem da referência não foi encontrada.** que a corrente introduzida no sistema na altura de medição dos dois pontos é semelhante.

Tendo em conta isto, foi analisado outro parâmetro disposto no controlador da central que é a percentagem que o compressor está em funcionamento e verificou-se que, enquanto em ambos os casos a percentagem de funcionamento dos compressores de estágio MT é a mesma (46 %), nos compressores de estágio LT essa percentagem deixa de ser igual, verificando-se uma percentagem de funcionamento de 49 % no ponto 4 e de 40 % de funcionamento para o ponto 5.

Como no ponto 5 a percentagem é significativamente menor, os compressores neste caso estará a funcionar numa frequência mais baixa, ao contrário do que acontece no ponto 4, o que permite indicar que o compressor está a operar num regime fora do ponto de funcionamento normal, causando por isso um aumento no ruído emitido pelo mesmo.

No ponto 7, o nível de pressão sonora é 86,4 dB, abaixo da média obtida, isto porque nesta situação apenas um compressor de média temperatura se encontra em funcionamento, além de que, nos últimos 29 segundos da medição apenas estiveram em funcionamento um compressor de estágio MT e um compressor de estágio LT. Já no ponto 8 no início da medição, começou apenas com os dois compressores, no regime normal de funcionamento, e terminou a medição já com dois compressores de estágio LT em funcionamento. As condições de funcionamento nestes dois pontos de medição são semelhantes, sendo que, como no ponto 8 o microfone encontrava-se mais perto dos compressores, o valor de pressão sonora registado foi ligeiramente superior em relação ao ponto 7.

Nos pontos 9 e 10 foram registados os valores mais elevados do nível de pressão sonora, 88,4 dB e 88,0 dB, respetivamente, sendo que isto deve-se ao facto de a determinada altura começarem a

trabalhar dois compressores de estágio MT em vez de apenas um, mas com a agravante de estes se encontrarem a funcionar num regime fora do ponto normal de funcionamento (38 % de possíveis 50 %) e, como se trata de compressores já bastante robustos (com 4 cilindros), esta mudança significativa no modo de operação destes compressores tem imediatamente um impacto no aumento do ruído emitido.

Tabela 38 - Níveis de pressão sonora para ruído ambiente na casa de máquinas (Caso 2)

Posição do microfone	$L_{Aeq,t}$ (dB)	$L_{Ceq,t}$ (dB)	$L_{Ex,8h}$ (dB)
1	86,2	94,3	92,0
2	87,8	91,5	93,5
3	88,0	95,1	93,7
4	85,8	93,5	91,5
5	87,3	95,0	93,0
6	84,0	93,0	89,7
7	86,0	93,6	91,7
8	86,4	91,6	92,1
9	88,4	94,5	94,1
10	88,0	91,8	93,7
Valor médio	87,0	93,6	92,7

Através da Figura 59 observa-se que, no caso 2, uma maior corrente absorvida pelo sistema implica um funcionamento acrescido por parte do compressor, resultando assim em valores mais elevados do nível de pressão sonora.

Através do gráfico verifica-se também que entre os vários pontos de medição nem sempre uma maior corrente absorvida pelo sistema implica maior ruído emitido, como se verifica no ponto 6 do caso 2, concluindo assim que o regime de funcionamento do compressor (rotações, frequência) será o que provoca maiores alterações no nível de pressão sonora.

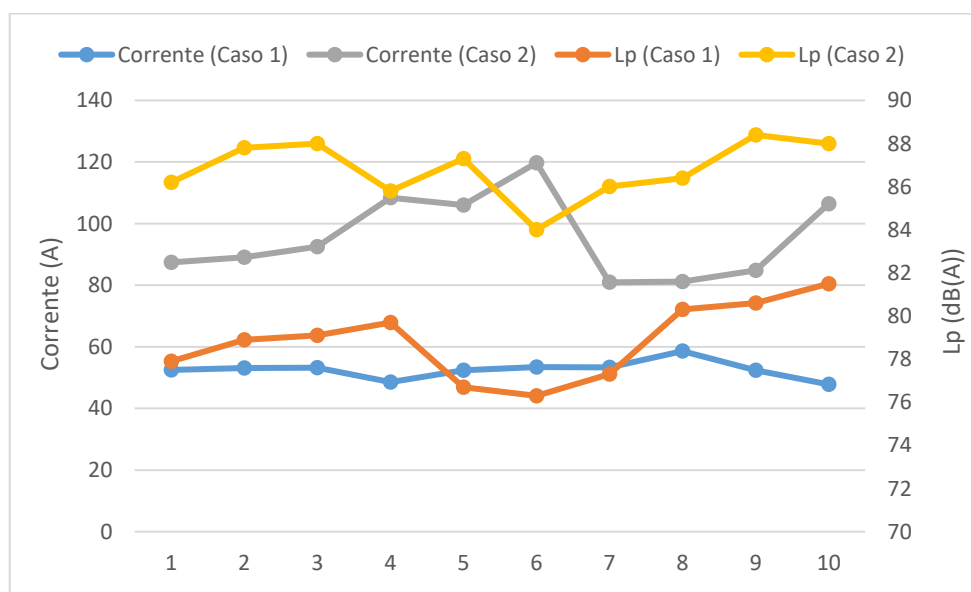


Figura 59 - Comparação corrente absorvida vs Nível de pressão sonora

A Tabela 39 apresenta os parâmetros que permitem identificar a presença de componentes tonais e/ou impulsivas. Verificou-se que em nenhum dos pontos a diferença $L_{Aeq,t} - L_{Aeq}$ ultrapassou os 3 dB, o que significa que não foi detetada componente impulsiva e nenhuma correção foi aplicada ao nível de pressão sonora equivalente.

O espectro de bandas de terços de oitava foi analisado e registou-se a maior diferença entre bandas adjacentes, sendo que foram obtidas diferenças desde os 16,7 dB até aos 24,4 dB, o que evidencia uma forte componente tonal na emissão do ruído visto que os valores ultrapassam largamente o limite de 5 dB definido na legislação, pelo que foi adicionada uma correção de 3 dB, obtendo assim um nível médio de pressão sonora de avaliação de 90,0 dB. Os valores máximos desta diferença do nível de pressão sonora verificaram-se maioritariamente entre as bandas de frequência 40 Hz e 50 Hz, mas também entre os 500 Hz e os 630 Hz e entre os 80 e 100 Hz.

Tabela 39 - Identificação das características tonais/impulsivas - medição na casa de máquinas (Caso 2)

Posição do microfone	$L_{Aeq,t}$ (dB)	$L_{Aeq,t} - L_{Aeq}$ (dB)	Diferença L_{At} (dB)	Características tonais/impulsivas	L_{Ar} (dB)
1	86,2	0,8	18,5 (40-50Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	89,2
2	87,8	1,1	17,2 (500-630 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	90,8
3	88,0	0,8	24,4 (40-50Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	91,0
4	85,8	0,8	21,3 (80-100Hz)	K1 = 3 dB; K2= 3 dB	88,8
5	87,3	2,1	23,1 (40-50Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	90,3
6	84,0	0,8	17,8 (40-50Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	86,8
7	86,0	0,8	17,8 (40-50Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	89,0
8	86,4	1,0	19,0 (500-630 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	89,4
9	88,4	1,1	16,7 (40-50Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	91,4
10	88,0	0,8	21,5 dB (40-50Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	91,0
Valor médio	87,0	-	-	-	90,0

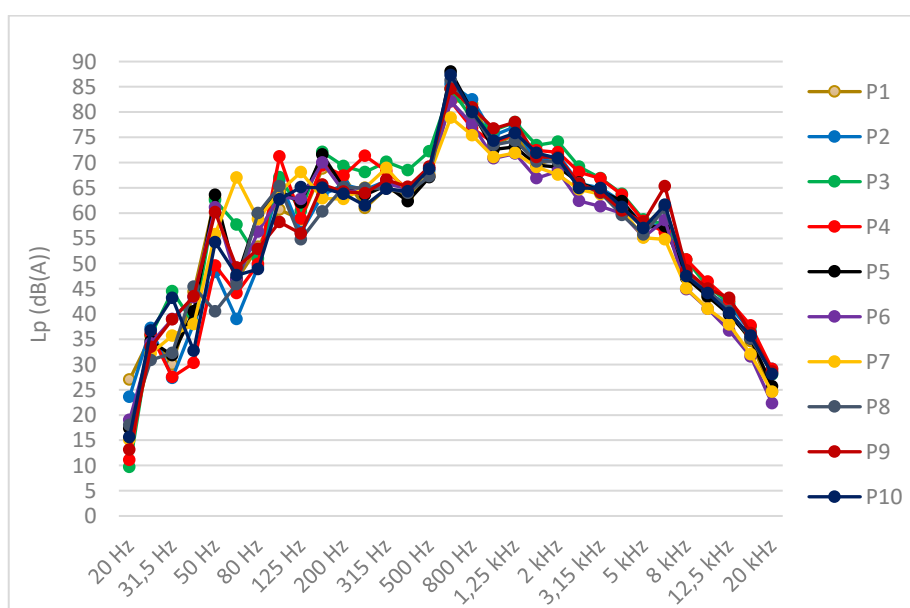


Figura 60 - Espectro L_p (Caso 2)

A Figura 60 mostra os resultados do espectro de bandas de terço de oitava dos 10 pontos de medição do interior da sala de máquinas, verificando-se que o valor máximo foi de 88 dB para a banda de frequência de 630 Hz.

Nas medições efetuadas no exterior foi registada uma pressão atmosférica de 1006,4 hPa, temperatura ambiente de 21,1 °C, humidade relativa de 67,2 % e velocidade do ar de $3,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Para a validação da janela meteorológica foi adotando um valor de rugosidade de $z_0 = 1,3$, que corresponde à média da gama de valores para um caso de uma zona suburbana densa e a velocidade mínima medida a 1,5 m de altura foi $3,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, com direção Noroeste. Aplicando a equação 3.5 e obteve-se o valor para a velocidade do vento a 10 m de $V_{10m} = 8,46 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Com isto conclui-se que a janela meteorológica é M4, ou seja, favorável.

Os valores obtidos do nível de pressão sonora das medições de ruído ambiente no exterior encontram-se na Tabela 40, sendo que para a ponderação A o valor médio obtido foi 64,5 dB, acima do valor obtido no caso 1 (58,9 dB), assim como o valor de 78,7 dB obtido para a ponderação C (70,3 dB).

Tabela 40 - Níveis de pressão sonora para ruído ambiente no exterior (Caso 2)

Posição do microfone	$L_{Aeq,t}$ (dB)	$L_{Ceq,t}$ (dB)
1	63,3	73,1
2	62,8	76,9
3	63,1	75,7
4	64,3	81,8
5	67,2	80,1
Valor médio	64,5	78,7

A análise da presença de características tonais e/ou impulsivas é feita através da Tabela 41, observando-se que não foram detetadas características impulsivas em nenhum ponto de medição, logo nenhuma correção foi adicionada ao nível de pressão sonora equivalente, no entanto, foram detetadas características tonais em todos os pontos medidos, sendo que o nível de pressão de pressão sonora foi excedido 5 dB nas bandas de baixa frequência, nomeadamente entre os 25 Hz e os 63 Hz.

Com isto, foi adicionada uma correção de 3 dB ao nível de pressão sonora contínuo equivalente, obtendo assim um nível de pressão sonora de avaliação $L_{Ar} = 67,5$ dB.

Tabela 41 - Identificação das características tonais/impulsivas - medição no exterior (Caso 2)

Posição do microfone	$L_{Aeq,t}$ (dB)	$L_{Aeq,t} - L_{Aeq,i}$ (dB)	Diferença L_{At} (dB)	Características tonais/impulsivas	L_{Ar} (dB)
1	63,3	0,7	11,4 (25-31,5Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	66,3
2	62,8	0,5	15,3 (50-63 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	65,8
3	63,1	0,7	10,7 (50-63 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	66,1
4	64,3	0,5	15,0 (50-63 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	67,3
5	67,2	0,6	16,5 (50-63 Hz)	K1 = 3 dB; K2= 0 dB	70,2
Valor médio	64,5	-	-	-	67,5

A distribuição espectral das medições no exterior é apresentada na Figura 61. Obteve-se um valor relativamente elevado para a frequência de 50 Hz (48,2 dB), assim como para a banda de frequências entre 100 e 200 Hz e o valor máximo foi 57,5 dB, registado para a frequência de 630 Hz.

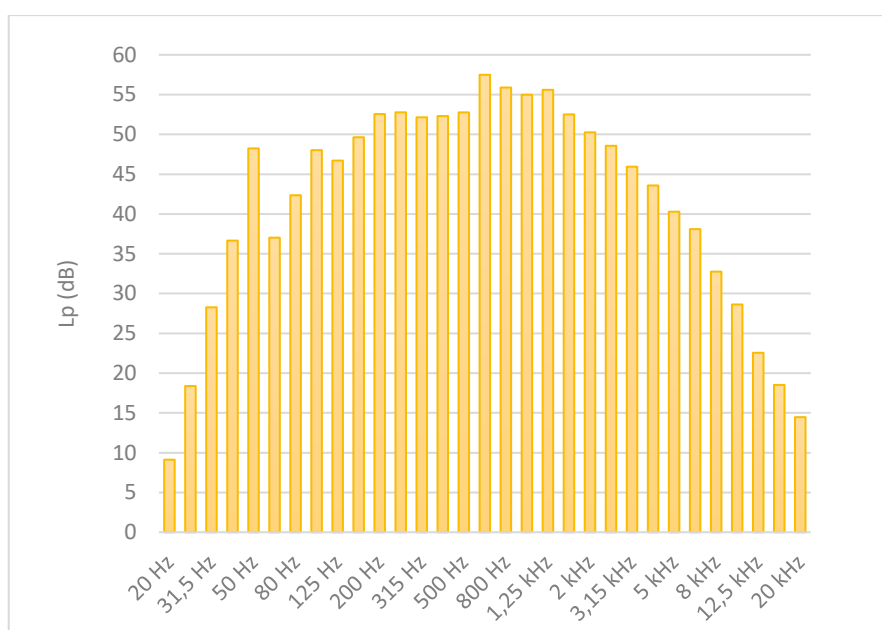


Figura 61 - Espectro de bandas de terços de oitava das medições no Exterior (Caso 2)

página propositadamente em branco

5. Análise e discussão

Neste capítulo foi efetuada a análise crítica dos resultados obtidos nos dois experimentais, assim como a discussão de possíveis melhorias de conforto acústico.

Dentro da análise crítica, o foco na emissão de ruído esteve nos compressores, sendo que os resultados obtidos experimentalmente foram comparados com os valores que devem ser esperados do nível de pressão sonora que constam na ficha técnica do compressor e perceber o desvio obtido. Também foi realizada uma análise do consumo dos compressores durante a realização das medições, com o objetivo de correlacionar esse parâmetro com os valores de ruído obtidos, e assim efetuar também uma análise entre os dois casos de estudo e verificar também o impacto da mudança de condições de temperatura ambiente.

A juntar a esta análise, foi avaliado se o ruído emitido a baixas frequências é um fator a ter em consideração, também foi verificado se os parâmetros da legislação foram cumpridos ou não e, por fim, efetuou-se uma análise das incertezas obtidas em cada uma das medições de ruído ambiente.

Dentro do conforto acústico, foram estudadas soluções de atenuação de ruído para o exterior, assim como soluções de proteção auditiva para os trabalhadores expostos ao ruído das centrais de refrigeração.

5.1. Análise de resultados

5.1.1. Comparação dos valores de ruído obtidos com os valores esperados

Para validar os resultados, efetuou-se a comparação do valor obtido nas medições das centrais com o valor esperado do ruído dos compressores medidos em câmaras anecoicas pelo fabricante Bitzer. Para o efeito, foi calculado o nível de pressão sonora do somatório das várias fontes de ruído, neste caso dos vários compressores.

Foram somados logaritmicamente os níveis de pressão sonora dos compressores em funcionamento durante a realização das medições.

É necessário referir que os compressores subcríticos são testados para temperaturas de evaporação LT e MT de -35 °C e 5 °C respetivamente e um sobreaquecimento de 10 K, enquanto para os transcíticos são testados para uma temperatura de evaporação de -10 °C e pressão de descarga de 90 bar. A incerteza associada a estas medições é ± 2 dB(A).

$$L_{p,esperado,caso\ 1} = 10 \cdot \log \sum 10^{64,5/10} + 10^{64/10} + 10^{73/10} + 10^{73/10} = 76,6 \text{ dB(A)} \quad (5.1)$$

$$L_{p,esperado,caso\ 2} = 10 \cdot \log \sum 10^{64/10} + 10^{64/10} + 10^{74/10} + 10^{74/10} = 77,4 \text{ dB(A)} \quad (5.2)$$

Tabela 42 - Comparação do valor obtido da pressão sonora com valor esperado

Central de refrigeração	Valor obtido Lp (dB(A))	Valor esperado Lp (dB(A))
Caso 1	79,1	76,6
Caso 2	87,0	77,4

O nível de pressão sonora obtido na campanha de medições do Caso 1 foi 79,1 dB, um valor ligeiramente acima do esperado. Esta diferença entre valores pode dever-se ao facto de as condições de ensaio serem diferentes, nomeadamente no que diz respeito às condições de pressão e temperatura do sistema que os compressores são testados ou também pelo facto dos ensaios realizados pela Bitzer terem sido realizadas em camaras anecoicas, onde não existe interferência de outros objetos refletos.

Foi efetuada uma comparação com outro fornecedor de compressores semi-herméticos utilizados neste tipo de aplicações de refrigeração. Para o efeito, os compressores atuais da marca Bitzer foram comparados com os da marca Bock. No Caso 1, os modelos dos compressores utilizados foram o 4ESL-9K e 4FSL-7K para os compressores de estágio a baixa temperatura, e o modelo 4FTEU-30LK (série ECOLINE) para os compressores de estágio a média temperatura e compressão paralela.

Para efetuar a comparação foi utilizado tanto o software da Bitzer como o Bock para simular condições de funcionamento iguais e, através dos valores da capacidade de refrigeração (em kW), perceber que compressor da Bock tem o resultado mais próximo do simulado para o compressor da Bitzer e a partir daí comparar o respetivo valor do nível de pressão e de potência sonora e além disso, será também retirado o valor do COP obtido para verificar se os compressores da Bock selecionados mantêm a mesma performance energética que os compressores homólogos da Bitzer. Com isto, para o caso 1 foram consideradas as seguintes condições de projeto:

- Temperatura de evaporação estágio BT: -35 °C;
- Temperatura de evaporação estágio MT: -8 °C;
- Temperatura de saída do gás cooler: 42 °C;
- Pressão do depósito intermédio: 42 bar;

Tendo em conta estes parâmetros de entrada, foram selecionados os compressores equivalentes da marca Bock. Ao efetuar a comparação, verifica-se que os compressores da Bock apresentam valores níveis de pressão sonora mais baixos que os modelos equivalentes da marca Bitzer, na ordem dos 6 a 7 dB e, além disso, os valores obtidos de COP para os compressores da Bock mantêm-se praticamente iguais, inclusive ligeiramente superiores no caso dos compressores subcríticos (HGX34e/170-4 S e HGX34e/145-4 S).

Marca	Bitzer	Bock
Modelo	4ESL-9K	HGX34e/170-4 S
Capacidade frigorífica (kW)	28,5	27,8
COP	4,69	4,83
Nível de pressão sonora (dB(A))	64,5	58,0
Nível de potência sonora (dB(A))	72,5	66,0

Marca	Bitzer	Bock
Modelo	4FSL-7K	HGX34e/145-4 S
Capacidade frigorífica (kW)	22,5	23,4
COP	4,68	4,73
Nível de pressão sonora (dB(A))	64,0	58,0
Nível de potência sonora (dB(A))	72,0	66,0

Marca	Bitzer	Bock
Modelo	4FTEU-30LK	HGX34/190-4 S
Capacidade frigorífica (kW)	34,1	34,3
COP	1,58	1,52
Nível de pressão sonora (dB(A))	73,0	64,0
Nível de potência sonora (dB(A))	81,0	77,0

Para o caso 2 foram consideradas as seguintes condições de projeto:

- Temperatura de evaporação estágio BT: -35 °C;
- Temperatura de evaporação estágio MT: -8 °C;
- Temperatura de saída do gás cooler: 40 °C;
- Pressão do depósito intermédio: 42 bar;

Após simular as condições de funcionamento e efetuar a comparação, verifica-se que o modelo homologado do compressor subcrítico da Bock é o HGX22e/130-4 S, com COP ligeiramente superior ao do compressor da Bitzer, enquanto para o compressor transcrito o modelo selecionado foi o HGX46/280-4 S.

Marca	Bitzer	Bock
Modelo	2CSL-6K	HGX22e/130-4 S
Capacidade frigorífica (kW)	20,9	21,1
COP	4,67	4,79
Nível de pressão sonora (dB(A))	64,0	58,0
Nível de potência sonora (dB(A))	72,0	70,0

Marca	Bitzer	Bock
Modelo	4CTEU-30LK	HGX46/280-4 S
Capacidade frigorífica (kW)	54,9	53,3
COP	1,68	1,65
Nível de pressão sonora (dB(A))	74	67,0
Nível de potência sonora (dB(A))	82,0	80,0

5.1.2. Análise dos níveis de ruído emitidos a baixas frequências

O ruído emitido a baixas frequências foi analisado através do espectro de bandas de oitava. Para a gama de bandas de frequência entre os 10 e os 200 Hz foram analisados os indicadores $L_C - L_A$, $L_{10} - L_{90}$ e pela avaliação da tonalidade. Na Figura 62, estão registados os parâmetros relevantes para a análise do ruído a baixa frequência retirados das medições realizadas na central do caso 1.

Em nenhum ponto de medição no exterior a diferença entre o nível de pressão sonora com ponderação C e o nível de pressão sonora com ponderação A ultrapassou o limite de 15 dB.

A literatura [83], [84] refere que indicador $L_{Ceq} - L_{Aeq}$ é bastante fiável e, como os valores obtidos para o mesmo não são problemáticos, é possível afirmar que neste caso o ruído emitido a baixa frequência não será um problema grave. A análise estatística através dos percentis também ditou que não existe potencial para problemas de ruído a baixa frequência pois o valor limite de 5 dB não é ultrapassado.

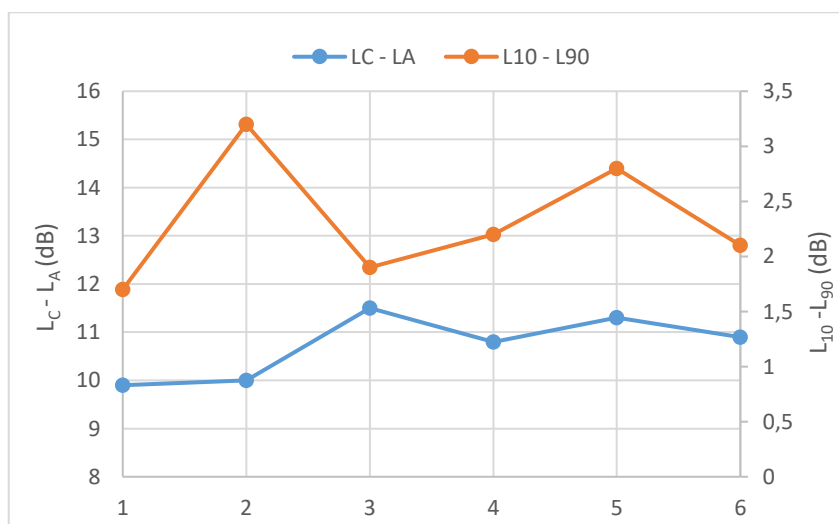


Figura 62 - Parâmetros de ruído emitido a baixa frequência (Caso 1)

A Figura 63 mostra o espectro por bandas de terço de oitava 1/3 do nível de pressão sonora com ponderação C e, tal como foi referido no capítulo 3.2, a análise de bandas de terço de oitava poderá ser desde os 10 Hz até 500 Hz, sendo que a gama de frequência escolhida foi entre os 10 Hz e os 200 Hz. Ao analisar o gráfico foi possível identificar que em nenhuma das bandas de frequência o nível de pressão sonora ultrapassou o limite máximo de 75 dB, nem sequer o limite admissível de 70 dB.

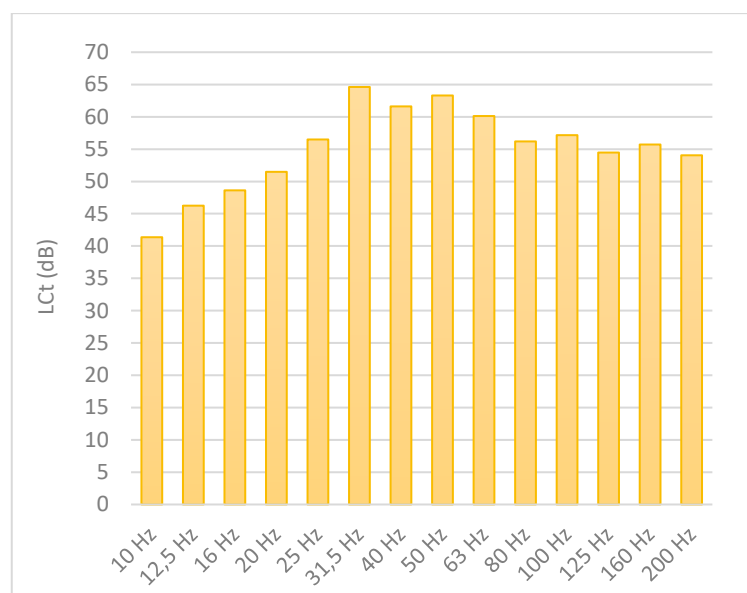


Figura 63 - Espectro 10-200 Hz das medições no exterior (Caso 1)

Apesar de se verificar que em certas bandas de frequência os valores de nível de pressão serem já considerados elevados (por exemplo 64,8 dB para a banda de frequência 31,5 Hz), nenhuma ultrapassa o limite definido e por isso por este parâmetro de análise, o ruído emitido a baixa frequência não é significativo.

Para o caso 2, os parâmetros relativos ao ruído emitido a baixa frequência foram registados na Figura 64, verificando-se que nos pontos 2 e 4 a diferença $L_{Ceq} - L_{Aeq}$ ultrapassou o limite de 15 dB, sendo que relativamente ao parâmetro da diferença de percentis $L_{10} - L_{90}$ não ultrapassou, em nenhum ponto, o limite de 5 dB.

Foi verificado nos pontos 2 e 4 a percentagem do tempo em que a diferença $L_{Ceq} - L_{Aeq}$ ultrapassou os 15 dB, sendo que para o ponto 2 verificou-se que o valor foi excedido 76,7 % do tempo, enquanto no ponto 4 a diferença é excedida durante todo o intervalo de tempo de medição.

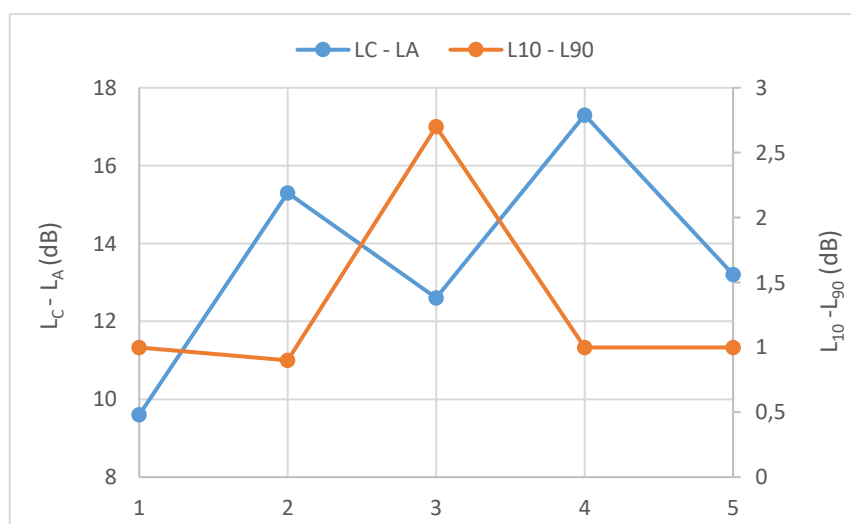


Figura 64 - Parâmetros de ruído emitido a baixa frequência (Caso 2)

Tal como no caso 1, também foi efetuada a análise espectral por bandas de terço de oitava do nível de pressão sonora com ponderação C, entre a gama de frequências de 10 Hz a 200 Hz. Como mostra a Figura 65, verifica-se que o nível de pressão sonora para a frequência de 50 Hz (75,1 dB) ultrapassa o limite máximo de 75 dB, conforme indicado na Tabela 11, enquanto para as restantes frequências os valores obtidos são elevados, mas não excedem o valor limite.

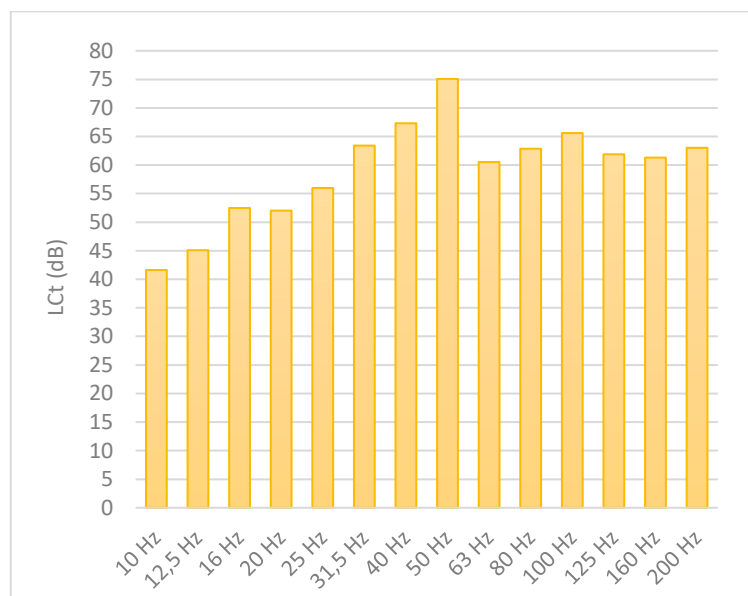


Figura 65 - Espectro 10-200 Hz das medições no exterior (Caso 2)

Após a análise dos dois casos, verifica-se que o ruído emitido a baixas frequências não é significativo, mas não problemático para o caso 1, enquanto para o caso 2 já é um fator a ter em conta pois certos os parâmetros L_{Ceq} – L_{Aeq} e nível de pressão sonora com filtro C não foram cumpridos, pelo que o estudo de soluções acústicas para este caso deverá ter em consideração a atenuação a baixas frequências.

5.1.3. Verificação dos indicadores de ruído com a legislação em vigor

É fundamental comparar os valores obtidos nas medições com os valores limite da legislação em vigor e verificar se é necessário efetuar melhorias na atenuação acústica envolvente. O RGR diz que os dois parâmetros fundamentais a analisar são os indicadores de ruído L_{den} e L_n e o critério de incomodidade.

A avaliação do critério de incomodidade é dado pela diferença entre o ruído ambiente com as devidas correções (tonais e/ou impulsivas), e o ruído ambiente e o obteve-se o valor $L_{Aeq,t}(RA) - L_{Aeq,t}(RR) = 62,8 - 59,2 = 3,6$ dB. Como o limite para o período de referência diurno é 5 dB, o critério de incomodidade foi cumprido.

O cálculo dos parâmetros L_{den} e L_n foram efetuados através das equações 2.13 e 2.14, sendo que os valores obtidos para o caso 1 foram os seguintes

$$L_{den} = 10 \cdot \log \frac{1}{24} \cdot \left[13 \cdot 10^{\frac{61,1}{10}} + 3 \cdot 10^{\frac{0}{10}} + 8 \cdot 10^{\frac{0}{10}} \right] = 57,2 \text{ dB} \quad (5.3)$$

$$L_n = 10 \cdot \log \frac{1}{24} \cdot \left[15 \cdot 10^{\frac{61,1}{10}} + 9 \cdot 10^{\frac{0}{10}} \right] = 57,8 \text{ dB} \quad (5.4)$$

Conforme indicado no capítulo 2.2.2, o valor limite de exposição L_{den} para os casos em estudo é 65 dB (zona mista), pelo que o valor obtido cumpre a alínea a) do n.º 1 do artigo 11.º do Regulamento Geral do Ruído, já o valor limite de exposição L_n é 55 dB, ultrapassando assim o valor limite, ainda que apenas por 0,6 dB. Para o Caso 2, os valores obtidos para L_{den} e L_n foram os seguintes:

$$L_{den} = 10 \cdot \log \frac{1}{24} \cdot \left[13 \cdot 10^{\frac{64,5}{10}} + 3 \cdot 10^{\frac{0}{10}} + 8 \cdot 10^{\frac{0}{10}} \right] = 61,8 \text{ dB} \quad (5.5)$$

$$L_n = 10 \cdot \log \frac{1}{24} \cdot \left[15 \cdot 10^{\frac{64,5}{10}} + 9 \cdot 10^{\frac{0}{10}} \right] = 62,4 \text{ dB} \quad (5.6)$$

Tal como acontece no caso 2, o parâmetro L_{den} foi cumprido enquanto o valor limite de L_n foi excedido 7,4 dB, indicando assim que a exposição ao ruído é significativo. O critério de incomodidade também foi calculado e obteve-se que $L_{Aeq,t}(RA) - L_{Aeq,t}(RR) = 67,5 - 55,3 = 12,2$ dB, um valor bastante acima do limite de dB referido no RGR.

A Tabela 43 mostra o resumo dos resultados obtidos para estes dois indicadores, assim como os valores limite. É importante referir que apenas entrou neste parâmetro o nível de pressão sonora para o período de referência diurno, pelo que seria também necessário efetuar medições no período entardecer e noturno para aferir com melhor exatidão o valor de L_{den} e perceber o efeito de cada nível de pressão sonora para os diferentes períodos de referência.

Tabela 43 - Indicadores de exposição ao ruído

Caso 1					
L_{den} (dB)	Valor limite (dB)	L_n (dB)	Valor limite (dB)	Critério de Incomodidade (dB)	Valor Limite (dB)
57,2	65	57,8	55	3,6 dB	5 dB
Caso 2					
L_{den} (dB)	Valor limite (dB)	L_n (dB)	Valor limite (dB)	Critério de Incomodidade (dB)	Valor Limite (dB)
61,8	65	62,4	55	12,2 dB	5 dB

Os valores limite de emissão sonora para o ambiente de equipamentos para utilização no exterior foram consultados na diretiva europeia 2005/88/CE (que substituiu a diretiva 2000/14/CE). Para o caso dos compressores, o valor limite do nível de potência sonora é 97 dB no caso da potência efetiva instalada (P) ser igual ou inferior a 15 kW. Caso a potência efetiva instalada ultrapasse os 15 kW o valor limite é dado pela equação 5.7.

$$L_W = 95 + 2 \cdot \lg(P) \quad (5.7)$$

Através do software da Bitzer foram simuladas as condições de funcionamento da central de refrigeração do caso 1 com os seguintes parâmetros de entrada:

- Temperatura de evaporação estágio BT: -35 °C;
- Temperatura de evaporação estágio MT: -8 °C;
- Modelos dos compressores estágio BT: 4ESL-9K (com variador de frequência) e um compressor modelo 4FSL-7K;
- Modelos dos compressores estágio MT: Dois compressores da série ECOLINE+ do modelo 4FTEU-30LK;
- Sobreaquecimento: 10 K;
- Temperatura de saída do Gás Cooler: 42 °C;
- Pressão intermédia (depósito de líquido): 40-42 bar;

Tabela 44 - Resultado simulação software Bitzer para o caso 1

Compressor	Estágio BT	Estágio MT
Potência absorvida	10,92 kW	42,4 kW

Como mostra a Tabela 44, a potência efetiva instalada neste caso é 10,92 + 42,4 = 53,32 kW, logo substituindo este valor na equação 4.1 obtém-se que $L_W = 95 + 2 \cdot \lg(53,32) = 98,5 \text{ dB}$.

Para o cálculo do nível de potência sonora do ensaio experimental do Caso 1, é necessário calcular previamente o nível de pressão sonora à superfície, que é expressa pela equação 5.2:

$$\overline{L_{pi}} = \overline{L'_p} - K_1 - K_2 \quad (5.2)$$

Sendo que K_1 e K_2 são respetivamente a correção de ruído ambiente e correção ambiental (diferentes das correções K_1 e K_2 do RGR).

Como ΔL_p neste caso foi inferior a 6 dB, foi automaticamente considerado que $K_1 = 1,3$ dB. Já a correção ambiental, obteve-se o valor de superfície de medição área de absorção $S_m = 124,25$ m² e o respetivo valor de área de absorção $A = 638,6$ m², obtendo assim uma correção ambiental de valor $K_2 = 2,5$ dB, encontrando-se assim abaixo do limite de 4 dB definidos pela norma. Substituindo os valores da equação 5.2, obteve-se que $\overline{L_{pi}} = 75,3$ dB. Substituído este valor na equação e, considerando o valor da superfície de medição referido anteriormente, obteve-se que $L_w = 96,2$ dB.

Para o caso 2, foram considerados os seguintes parâmetros de entrada na simulação do software:

- Temperatura de evaporação estágio BT: -35 °C;
- Temperatura de evaporação estágio MT: -8 °C;
- Modelos dos compressores estágio BT: Dois compressores 2CSL-9K (um com variador de frequência);
- Modelos dos compressores estágio MT: Dois compressores da série ECOLINE+ do modelo 4CTEU-30LK;
- Sobreaquecimento: 10 K;
- Temperatura de saída do Gás Cooler: 40 °C;
- Pressão intermédia (depósito de líquido): 40-42 bar;

Tabela 45 - Resultado simulação software Bitzer para o caso 2

Compressor	estágio BT	estágio MT
Potência absorvida	8,96 kW	63,8 kW

A Tabela 45 mostra o resultado da simulação do software da Bitzer com os parâmetros do caso 2, verificando-se que a capacidade frigorífica deste caso é $8,96 + 63,8 = 72,76$ kW, logo obteve-se um valor do nível de potência sonora de $L_w = 95 + 2 \cdot \lg(72,76) = 98,7$ dB.

Para o cálculo do nível de potência sonora para o caso 2, é necessário determinara as correções K_1 e K_2 . Neste caso, a diferença entre o nível de pressão sonora com a central em funcionamento e o nível de pressão sonora do ruído residual é $87,0 - 55,3 = 31,7$ dB, logo como esta diferença é superior a 15 dB, a correção de ruído ambiente neste caso é 0 dB. Para a correção ambiental, obteve-se o valor de superfície de medição área de absorção $S_m = 73,11$ m² e o respetivo valor de área de absorção $A = 36,4$ m², obtendo assim uma correção ambiental de valor $K_2 = 9,6$ dB, ultrapassando assim o limite de 4 dB.

Com isto, recorreu-se à norma ISO 3746 que requer um grau de precisão menor, sendo que foi assumida a maior correção possível neste caso que é 7 dB, obtendo assim neste caso que $\overline{L_{pi}} = 87,0 - 7,0 = 80,0$ dB. Aplicando de novo a equação 5.1, obtém-se que $L_w = 98,6$ dB.

A Tabela 46 mostra a comparação dos níveis de potência sonora obtidos com os valores limites calculados através da equação 5.1, que segue a diretiva europeia, concluindo-se assim que, apesar dos valores obtidos do nível de potência sonora através das medições da pressão sonora serem elevados, estes não ultrapassaram os valores limite, no entanto, é feita uma análise posteriormente no capítulo 5.3 para verificar se a exposição prolongada ao ruído emitido pela central é um aspeto de saúde a ter em conta.

Tabela 46 - Comparação dos níveis de potência sonora obtidos com a legislação

Central de refrigeração	L_w (dB)	Valor limite (dB)
Caso 1	96,2	98,5
Caso 2	98,6	98,9

5.1.4. Análise da incerteza associada às medições de ruído

A incerteza dos níveis de pressão sonora determinada como descrito nesta parte da norma depende da fonte sonora e do intervalo de tempo de medição, das condições meteorológicas, da distância à fonte sonora, do método de medição adotado e do sistema de medição utilizado. A incerteza da medição deve ser determinada de acordo com a ISO/IEC Guide 98-3 (GUM). Com isto, deve-se escolher uma das seguintes abordagens:

- A abordagem por modelação, que consiste na identificação e quantificação das maiores fontes de incerteza (método preferencial).
- A abordagem interlaboratorial, que consiste na realização de um ensaio de “round-robin” por forma a determinar o desvio-padrão da reprodutibilidade do método de medição.
- A abordagem híbrida que consiste na utilização conjunta da abordagem por modelação e abordagem interlaboratorial [69], [70].

Para a análise da incerteza associada às medições do nível de pressão sonora, foi feita uma abordagem interlaboratorial “round-robin”, através da avaliação do tipo A, pois foram efetuadas medições da mesma grandeza, sendo que se verificaram condições semelhantes de operação das centrais, tanto no caso 1 como o caso 2, durante a medição, pelo que esta análise irá focar-se na incerteza de medição devido à repetibilidade. Posto isto, a avaliação da incerteza foi feita através do cálculo do desvio-padrão da medição, $\sigma_{\text{medição}}$, expresso através da equação 5.3:

$$\sigma_{\text{medição}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(L_{mi} - \overline{L_m})^2}{n-1}} \quad (5.3)$$

L_{mi} – Nível de pressão sonora equivalente do ponto de medição i

$\overline{L_m}$ – Nível de pressão sonora médio equivalente

n – Número de posições do microfone

O desvio-padrão da amostra das medições no interior da sala de máquinas do Caso 1 foi calculado através da equação 5.3 e obteve-se o valor $\sigma_{\text{medição}} = 1,02$ dB e, portanto, pode-se aferir que a metodologia foi seguida de forma correta, não ocorrem alterações no funcionamento da central, concluindo assim que a amostra de medições é válida.

Além deste resultado também foi calculado o desvio normalizado para cada banda de oitava e verificar se não ultrapassam os valores definidos na norma ISO 3744 (Anexo G).

Comparado com os valores normalizados na norma, verifica-se que o valor limite é ultrapassado para as bandas de 31,5 Hz, 250 Hz e 16 kHz. Nas bandas de 125 Hz, 500 Hz, 1 kHz e 2 kHz os limites também foram ultrapassados, mas que a diferença pode ser considerada desprezável.

Tabela 47 - Desvio-padrão por banda de oitava 1/1 (Caso 1)

Banda de oitava 1/1	Desvio normalizado (dB)
16 Hz	3,14
31,5 Hz	6,48
63 Hz	2,61
125 Hz	3,14
250 Hz	8,52
500 Hz	2,17
1 kHz	1,59
2 kHz	1,54
4 kHz	0,68
8 kHz	1,60
16 kHz	3,03

Para o Caso 2, o desvio-padrão obtido na sala de máquinas foi $\sigma_{\text{medição}} = 0,59$ dB, um resultado excelente visto que o desvio de reprodutibilidade previsto na norma ISO 3744 tem de ser menor que 1,5 dB, permitindo aferir que a central de refrigeração tem um funcionamento uniforme durante o intervalo de tempo da realização das medições, por outro, mostra que o procedimento foi, mais uma vez, cuidadosamente seguido e realizado de forma mecanizada.

A Tabela 48 apresenta em detalhe o desvio-padrão de bandas de oitava obtido para a medição na sala de máquinas, verificando-se que, apenas para a banda de 63 Hz e 8 kHz o valor limite foi ultrapassado, mas que não chega sequer a 1 dB de diferença.

Tabela 48 - Desvio-padrão por banda de oitava 1/1 (Caso 2)

Banda de oitava 1/1	Desvio normalizado (dB)
16 Hz	2,58
31,5 Hz	3,08
63 Hz	5,65
125 Hz	1,30
250 Hz	1,24
500 Hz	1,04
1 kHz	0,84
2 kHz	1,02
4 kHz	0,77
8 kHz	2,99
16 kHz	1,63

Para ambos os casos, foi também efetuada uma análise do desvio padrão para as medições no exterior. O desvio padrão obtido para o caso 1 foi 3,81 dB, um valor relativamente elevado, que se deve às medições efetuados no ponto 1, perto da grelha de insuflação de ar para o interior da central. Com isto, foi recalculado o desvio-padrão, desta vez sem os resultados obtidos no ponto 1 e este valor passou a ser 1,19 dB, comprovando assim que a medição 1 tem uma elevada influência em todas as vertentes da avaliação do ruído analisadas.

A Figura 66 mostra em detalhe o desvio-padrão obtido para cada banda de terço de oitava e verifica-se que, sem o ponto 1 o desvio de reprodutibilidade é pequeno e não ocorre grandes oscilações no seu valor ao longo do espetro, mas ainda assim são ligeiramente superiores aos valores limite, com destaque para o valor obtido para a banda de frequência de 160 Hz (4,37 dB).

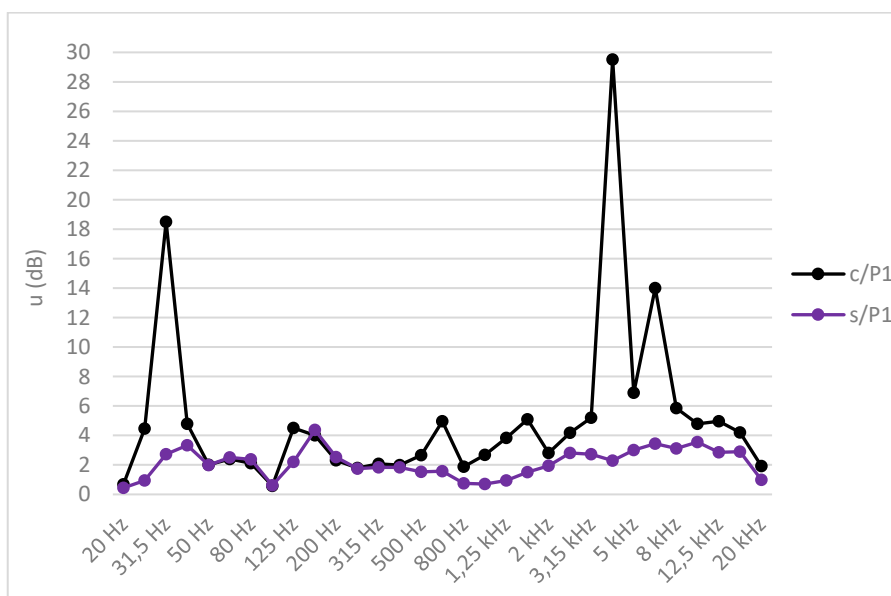


Figura 66 - Desvio padrão das medições no exterior (Caso 1)

Para as medições no exterior do caso 2, foi obtido um valor para o desvio padrão de 0,84 dB, seguindo a linha da medição na sala de máquinas com o valor obtido inferior a 1 dB. A Figura 67 mostra o desvio padrão ao longo do espectro de bandas de terço de oitava, constatando-se que apenas para a banda de 20 kHz se registou um valor bastante elevado (11,01 dB) e nas bandas de 50 Hz (5,80 dB) e 250 Hz (3,39 dB) o valor limite foi ligeiramente ultrapassado. Ainda nesta análise, verifica-se que, excetuando o valor obtido para a banda de 20 kHz, os valores mais elevados foram obtidos para as bandas de frequência mais baixas, sendo que a partir dos 500 Hz existe valores mais baixos e menor oscilação de resultados.

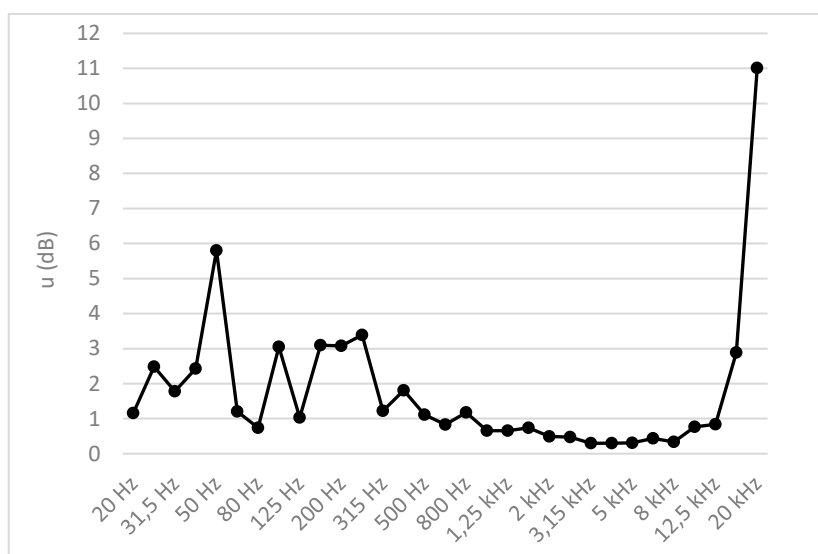


Figura 67 - Desvio padrão das medições no exterior (Caso 2)

A incertezas de cada caso de medição encontram-se resumidas na Tabela 49. Verifica-se que no caso 1, ao aplicar a incerteza de medição ao valor obtido, o resultado é bastante próximo do valor esperado, no entanto, o valor esperado tem uma tolerância de 2 dB, logo o valor esperado poderá ir até 78,6 dB, logo nesse cenário o valor medido já se encontraria dentro da margem de erro.

Já no caso 2, o desvio-padrão obtido é pequeno, pelo que o valor obtido não oscilou muito durante o ensaio experimental, encontrando-se bastante longe do valor esperado, e mesmo aplicando a tolerância de 2 dB o valor máximo seria 79,4 dB, um valor ainda bastante longe do limite mínimo de 86,41 dB.

Tabela 49 - Resumo incertezas e intervalos de medição (Caso 1 e Caso 2)

Caso de estudo	Desvio normalizado (dB)	Intervalo de medição (dB)
Caso 1 (Interior)	1,02	78,08 – 80,12
Caso 1 (Exterior)	3,81	55,99 - 63,61
Caso 2 (Interior)	0,59	86,41 – 87,59
Caso 2 (Exterior)	0,84	63,66 - 65,34

5.2. Análise crítica de soluções para o controlo de ruído

Para efetuar a análise crítica de possíveis soluções de controlo de ruído, é necessário observar os resultados obtidos das medições e perceber o que significam. Ao analisar os resultados tanto verifica-se que é possível obter um primeiro valor de atenuação acústica através do cálculo da diferença entre o nível de pressão sonora obtido entre a casa de máquinas e o exterior.

Como mostra a Tabela 50, verifica-se que a atenuação acústica média para o exterior é de 18,3 dB, um valor bastante aceitável, visto que os painéis que fazem parte da casa de máquinas onde se encontra a central não têm como propriedade principal a atenuação acústica.

Tabela 50 - Resultados dos níveis de pressão sonora e respetiva atenuação (Caso 1)

Caso 1		
L_{At} (Casa de máquinas)	L_{At} (Exterior)	Atenuação (dB)
79,1	59,8 dB	18,3 dB

O valor obtido inicialmente é apenas um valor médio, logo, não reflete em pormenor a atenuação obtida ao longo do espectro acústico, sendo, por isso, necessário efetuar uma análise com mais detalhe. Com isto, foi calculado o nível de pressão sonora contínuo equivalente para cada banda de terço de oitava, tanto para o conjunto de medições efetuadas na casa de máquinas, como no exterior e a Figura 68 mostra a comparação dos resultados para as duas situações uma surpreendente atenuação entre os 10 Hz e os 20 Hz, mas também entre os 100 Hz e os 200 Hz, sendo que esses valores de atenuação variam desde os 7 dB até aos 17 dB.

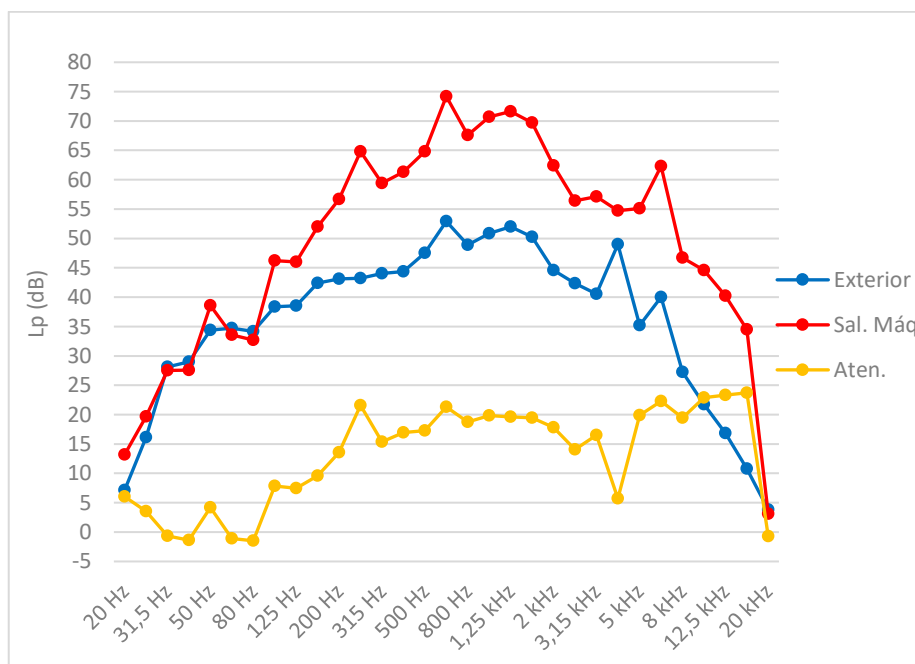


Figura 68 - Comparação resultados do nível de pressão sonora entre o exterior e a sala de máquinas (Caso 1)

A Tabela 51 mostra os resultados obtidos do nível de pressão sonora equivalente no caso 2, tanto para as medições no interior da sala de máquinas com para o exterior. É possível concluir também que, apesar de um nível de pressão sonora obtido superior ao obtido no caso 1, a atenuação em relação ao exterior é superior e que o indicador L_{den} continua a ser cumprido.

Tabela 51 - Resultados dos níveis de pressão sonora e respetiva atenuação (Caso 2)

Caso 2		
L_{At} (Casa de máquinas)	L_{At} (Exterior)	Atenuação (dB)
87,0	64,5 dB	22,5 dB

A Figura 69 apresenta a comparação espectral de bandas de terço de oitava do nível de pressão sonora, tanto no interior da sala de máquinas e no exterior, assim como a respetiva atenuação para cada frequência, verificando-se uma atenuação interessante para as baixas frequências, enquanto os valores máximos foram registados nas médias frequências, nomeadamente entre os 630 Hz e os 6,3 kHz.

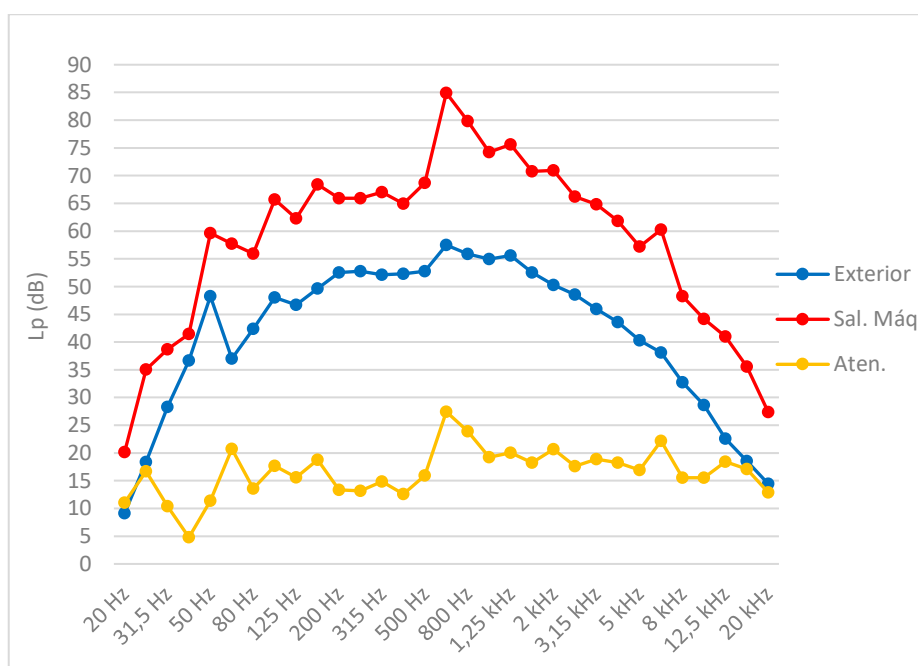


Figura 69 - Comparação resultados do nível de pressão sonora entre o exterior e a sala de máquinas (Caso 2)

Painéis acústicos

As soluções de atenuação acústica estudadas para ambos os casos dividem-se em duas vertentes, os painéis acústicos e espumas acústicas. A primeira solução de painel acústico é do fabricante AcustekPro, composto por folhas de aço (com ou sem perfuração) e núcleo em lã de rocha mineral. Os modelos Claustrapanel HO CP, que contém uma das faces perfuradas e Claustrapanel HO PP, que contém as duas faces perfuradas foram selecionados e, como mostra a Tabela 52, têm um

índice de atenuação sonora elevado (entre os 35 e os 37 dB), conjugado com um índice de absorção sonora entre 0,85 e 0,90.

Tabela 52 - Propriedades acústicas dos painéis acústicos AcustekPro

AcustekPro		
Modelo	Atenuação sonora (Rw)	Absorção sonora (α /NRC)
Claustrapanel HO CP	35 dB (50 mm)	0,85
	36 dB (80 mm)	0,90
Claustrapanel HO PP	37 dB (100 mm)	0,85

A Figura 70 apresenta os diferentes cenários de atenuação acústica das várias espessuras dos painéis da AcustekPro. No caso 1 verifica-se que todas as três soluções de diferentes espessuras do painel resultam num nível de pressão sonora no exterior mais baixo que o resultado obtido, sendo que, em média, essa melhoria é de 16,4 dB, 18,2 e 19,6 para as soluções de 50 mm, 80 mm e 100 mm respetivamente.

Observa-se que, para a frequência de 250 Hz a atenuação não é tão eficaz, verificando-se uma melhoria média de apenas 4,6 dB, no entanto, para frequências mais baixas (125 Hz) verifica-se que a atenuação é bastante elevada (melhoria média de 15,5 dB).

Já no caso 2 verifica-se o mesmo cenário de níveis de pressão mais baixos que os obtidos experimentalmente, verificando-se neste caso uma melhoria média de 14,6 dB, 16,4 e 17,9 dB que, em relação ao caso 1 são valores mais baixos porque o nível de pressão sonora obtido na casa de máquinas neste caso foi maior, logo a atenuação seria sempre menos eficaz.

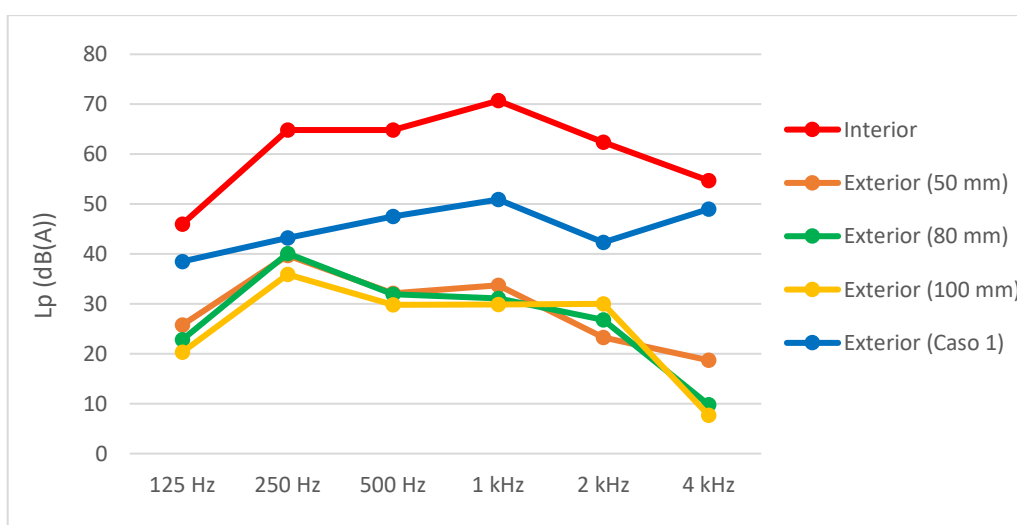
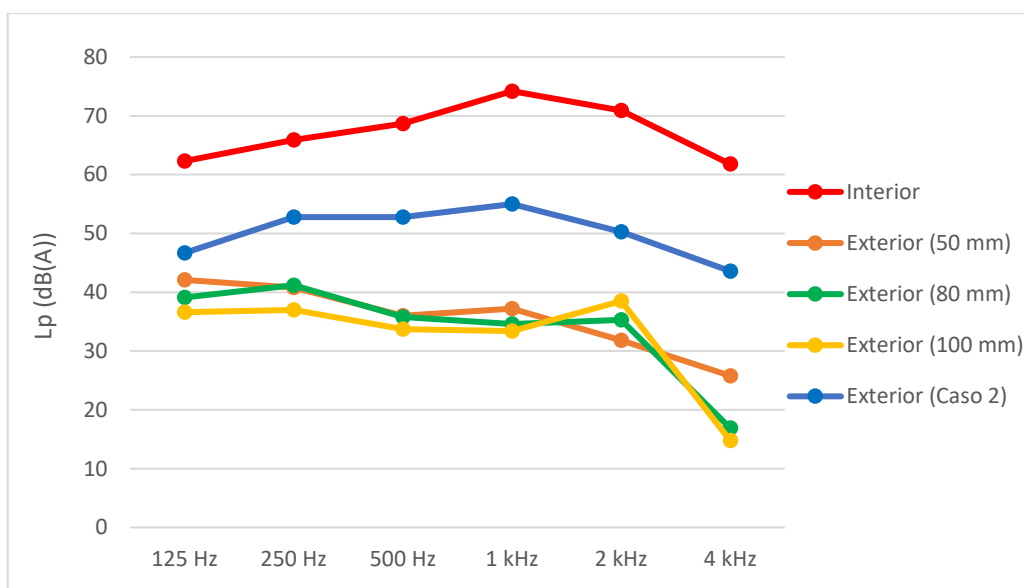


Figura 70 - (a) Cenários das diferentes soluções dos painéis Claustropanel CP e PP (Caso 1)



(b) Cenários das diferentes soluções dos painéis Claustropanel CP e PP (Caso 2)

A segunda opção de painéis acústicos selecionado é do fabricante Sonik S.A, que consiste num painel sandwich com faces em chapa lacada, sendo uma delas nervurada lisa e outra perfurada e com núcleo em lã de rocha. Como mostra a Tabela 53 **Erro! A origem da referência não foi encontrada.**, os painéis apresentam uma atenuação acústica entre os 32 e 34 dB e com uma absorção acústica de 1,0.

Tabela 53 - Propriedades acústicas dos painéis acústicos Sonic

Modelo	Sonic
	Atenuação sonora (Rw)
SoundWall	32 dB – 50 mm
	33 dB – 75 mm
	34 dB – 100 mm

Os anexos I.1 e I.2 apresentam os espectros de atenuação e absorção acústica dos modelos de painéis da AcustekPro e da Sonic, respetivamente, sendo possível observar uma atenuação mínima de 20 dB, incluído na gama de frequências mais baixas, o mesmo acontece para o parâmetro da absorção acústica, com valores mínimos de 0,3, concluindo assim que estes painéis são uma boa solução de controlo de ruído para toda a gama de frequências.

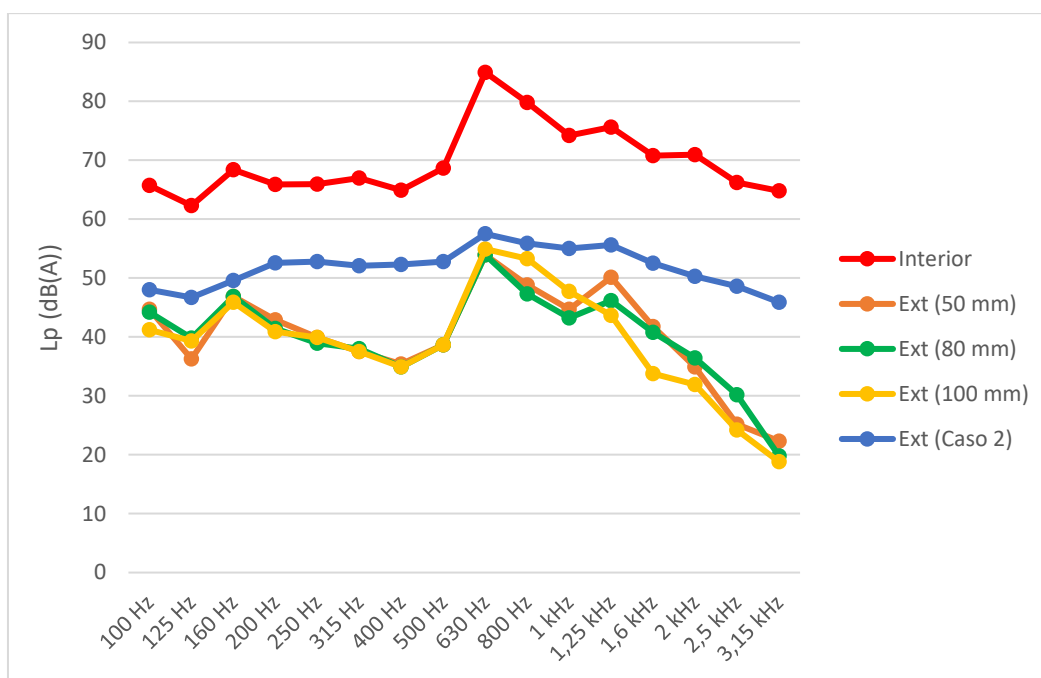
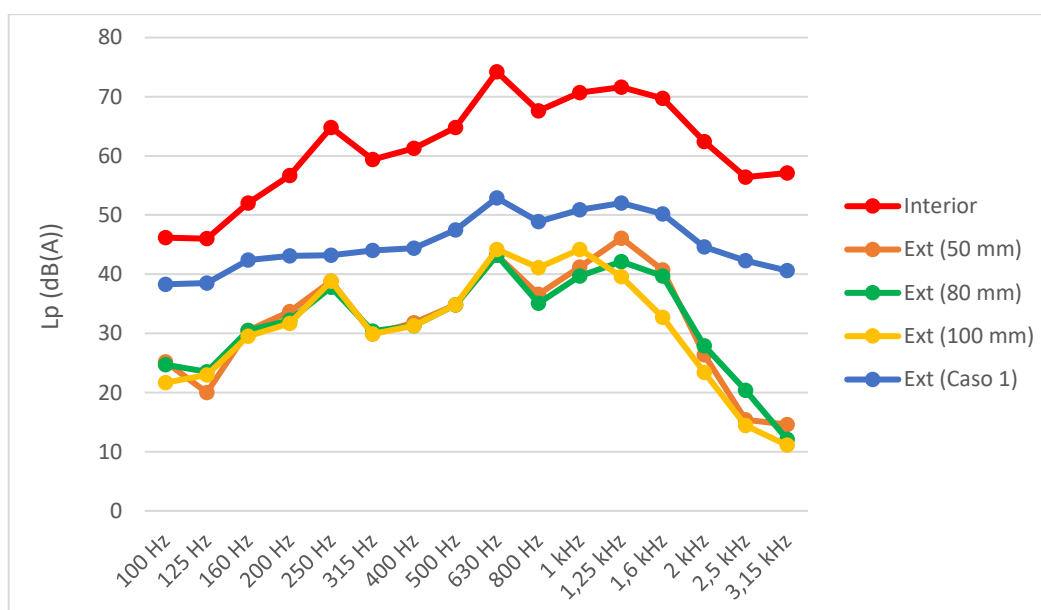


Figura 71 - (a) Cenários das diferentes soluções dos painéis SoundWall (Caso 1)



(b) Cenários das diferentes soluções dos painéis SoundWall (Caso 2)

Espumas acústicas

Além dos painéis acústicos, também foram estudadas duas soluções de espumas acústicas que podem ser implementadas na tubagem da central, sem que com isso comprometa a eficiência no isolamento térmico, ou podem também ser colocadas junto ao próprio painel que envolve a central, com o auxílio de adesivos apropriados.

A primeira solução apresentada é o modelo ISOSOUND da fornecedora de espumas isoladoras ISOPIE. Este modelo em particular, composto por uma espuma elastomérica de células abertas à base de borracha sintética (nitrilo), é utilizada em aplicações de isolamento acústico.

A Tabela 54 apresenta as propriedades acústicas da solução, verificando-se uma atenuação acústica bastante interessante, tanto para a versão de densidade 150 kg/m^3 como para a versão de 250 kg/m^3 , mas também consegue conjugar uma absorção acústica muito próxima de 1.

Tabela 54 - Propriedades acústicas da espuma ISOSOUND

ISOPIE		
Modelo	Atenuação sonora (R_w)	Absorção sonora (α/NRC)
ISOSOUND	40 dB ($\rho = 150 \text{ kg/m}^3$)	Até 0,98
	43 dB ($\rho = 250 \text{ kg/m}^3$)	

O anexo I.3 apresenta a absorção e atenuação acústica ao longo do espectro do modelo ISOSOUND, com destaque para as excelentes propriedades obtidas para baixas frequências na versão de espessura de 50 mm, concluindo assim que esta solução poderá ser aplicada na central do caso 2 pois foram observados indícios de significativo ruído emitido a baixa frequência.

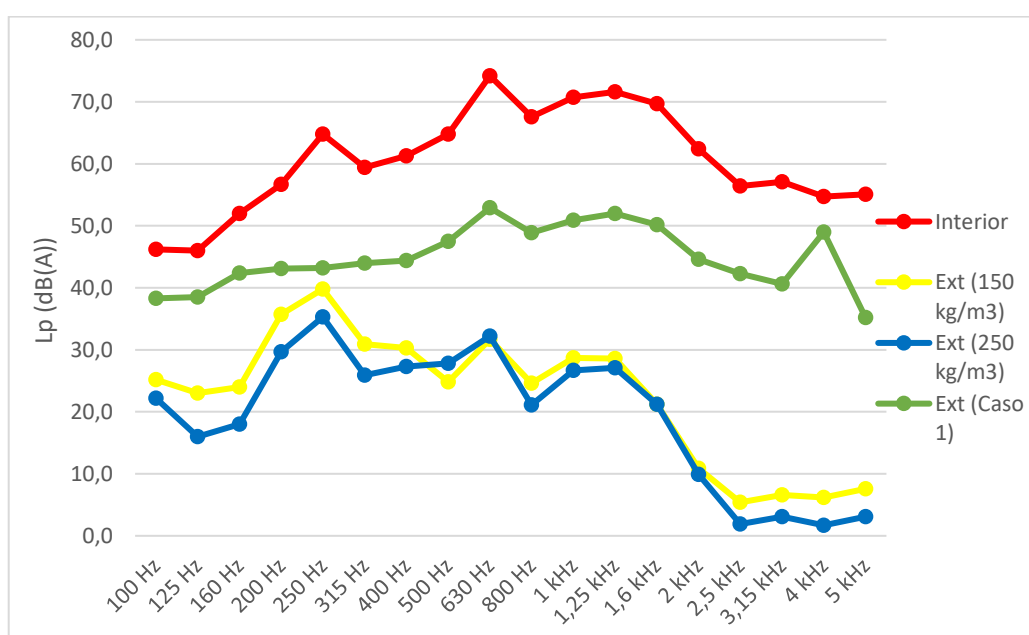
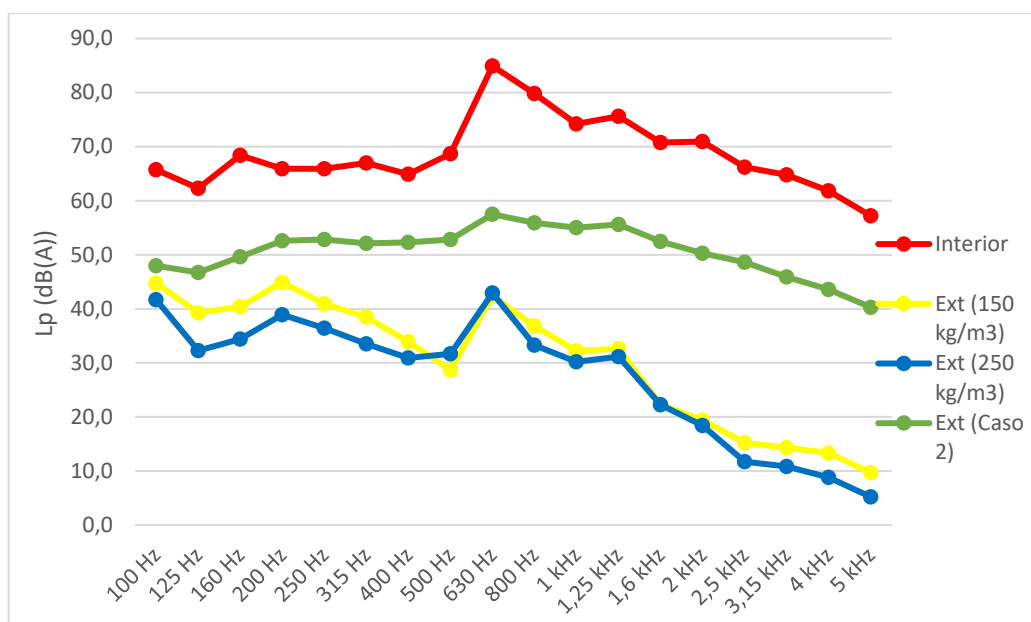


Figura 72 - (a) Cenários das diferentes soluções das espumas ISOSOUND (Caso 1)



(b) Cenários das diferentes soluções das espumas ISOSOUND (Caso 2)

A alternativa a esta solução foi encontrada no fornecedor Armacell que, à semelhança da ISOPIPE, é um fabricante de espumas de vários tipos de isolamento técnico, nomeadamente o isolamento acústico. A Armacell dispõe de uma linha de espumas de elevado desempenho acústico denominado ArmaComfort Barrier, composto por borracha de etileno propileno (em inglês, *Ethylene Propylene*, EPM).

A Tabela 55 mostra o índice de atenuação acústica, com as respetivas correções C e Ctr das três versões deste modelo, ArmaComfort Barrier P, Barrier B e Barrier B Alu, verificando-se uma atenuação acústica mínima de 27 dB para a espessura de 2 mm e uma atenuação máxima de 34 dB para a espessura de 5 mm, no entanto é necessário aplicar a respetiva correção, neste caso das centrais de refrigeração é a correção Ctr, logo as atenuações acústicas mínimas e máximas serão 24 dB e 31 dB, respetivamente.

Tabela 55 - Propriedades acústicas das espumas Armacell

Armacell					
Modelo	Atenuação sonora (Rw)	Modelo	Atenuação sonora (Rw)	Modelo	Atenuação sonora (Rw)
Barrier P	27 (-1; -3) – 2 mm	Barrier B	27 (-1; -3) – 2 mm	Barrier B Alu	27 (0; -3) – 2 mm
	30 (-1; -4) – 3 mm		30 (-1; -4) – 3 mm		30 (-1; -4) – 3 mm
	32 (-1; -3) – 4 mm		32 (-1; -3) – 4 mm		32 (-1; -3) – 4 mm
	34 (-1; -3) – 5 mm				

O Anexo I.4 apresenta a distribuição espectral do índice de atenuação sonora do modelo Barrier da Armacell, sendo possível observar que esta espuma apresenta excelentes propriedades de atenuação para baixas frequências, com espessuras reduzidas.

Esta solução não apresenta dados sobre a absorção acústica, podendo concluir que a sua principal função é a perda de transmissão acústica através do índice de atenuação acústica (R_w), concluindo que esta solução é adequada tanto para a central do caso 1 como para o caso 2.

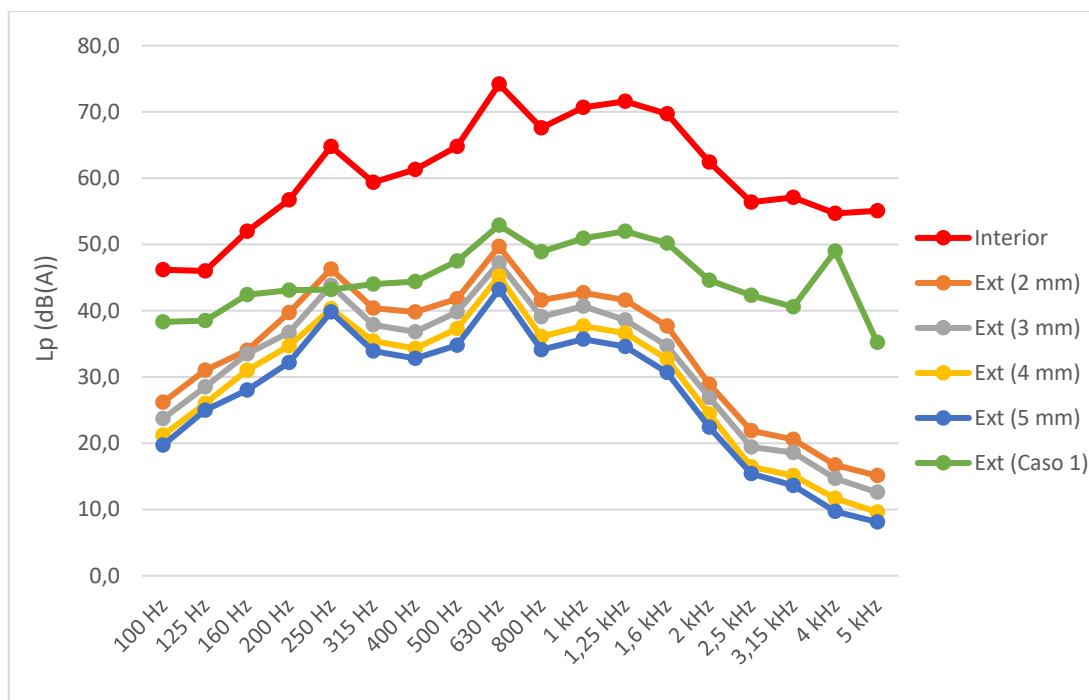
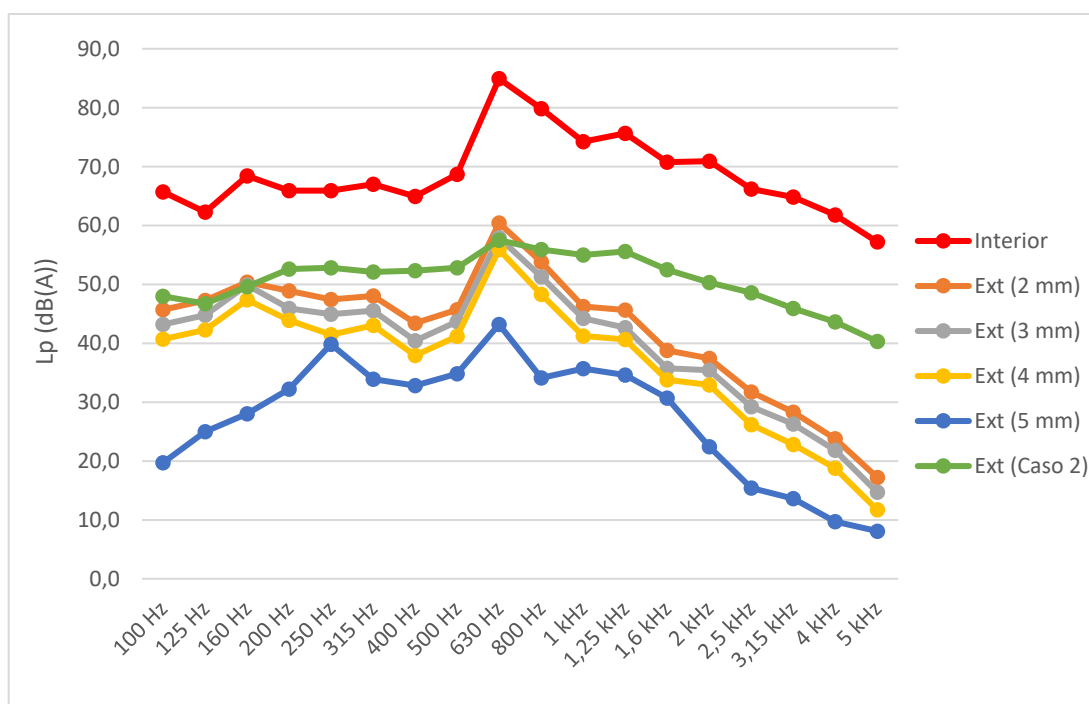


Figura 73 - (a) Cenários das diferentes soluções das espumas ArmaCell Barrier (Caso 1)



(b) Cenários das diferentes soluções das espumas ArmaCell Barrier (Caso 2)

5.3. Ruído no trabalho

A entidade patronal deve verificar, sempre que seja lógico fazê-lo, se existe risco de exposição de ruído dos colaboradores no local de trabalho.

Os parâmetros físicos utilizados como indicadores de risco são o nível de pressão sonora de pico, expresso em dB(C), e o nível de exposição diário ou semanal, neste caso expresso em dB(A), sendo que o nível de exposição permite avaliar os efeitos da exposição prolongada ao ruído enquanto a pressão sonora de pico permite avaliar a exposição a sons breves e muito intensos (ruído impulsivo)[89].

A Tabela 56 mostra os valores obtidos para estes dois parâmetros, calculados através das equações 2.15 e 2.16, verificando-se que o valor limite de exposição sonora foi ultrapassado nos dois casos, ainda que por um valor mínimo no Caso 1, mas tendo em linha de conta a respetiva incerteza da medição (1,02 dB), considera-se que o valor obtido encontra-se dentro da margem de erro, enquanto para o parâmetro do nível de pressão de pico o valor obtido encontra-se ainda bastante longe do limite definido na legislação.

Tabela 56 - Valores limite de exposição ao ruído

Caso 1				Caso 2			
$L_{Ex,8h}$	Valor limite	$L_{C,pico}$	Valor limite	$L_{Ex,8h}$	Valor limite	$L_{C,pico}$	Valor limite
87,9	87 dB	95,5 dB	137 dB	92,7	87 dB	105,5	137 dB

Verifica-se nos dois casos que a exposição prolongada ao ruído é um fator a ter em conta, principalmente no caso 2 sendo, por isso, necessário estudar soluções de redução à exposição do ruído, acautelando assim as melhores condições de segurança e saúde possíveis para eventuais trabalhadores que efetuam manutenção nas centrais de refrigeração.

O Decreto-Lei nº 182/2006 refere que, sempre que possível, deverá ser prioritário aplicar medidas de redução de exposição de ruído na fonte, no entanto, no caso das centrais de refrigeração, as mesmas encontram-se no interior de uma sala de máquinas com canopeamento e, como os trabalhadores efetuam a manutenção no interior da sala de máquinas, estarão sempre expostos ao ruído durante o período da manutenção.

Com isto, a alternativa é a utilização de equipamento de proteção individual por parte dos trabalhadores, através de protetores auditivos. A atenuação acústica de um protetor auditivo, no âmbito do processo de certificação, pode ser definida pelos seguintes parâmetros:

- Valor médio de atenuação acústica e desvio-padrão;
- Atenuação de altas frequências (H);
- Atenuação de frequências médias (M);
- Atenuação de frequências baixas (L);
- Índice de atenuação acústica global;

Os protetores auditivos são selecionados de acordo com as características de atenuação, nomeadamente o nível sonoro e o espectro acústico que o trabalhador está exposto, com o intuito de reduzir o nível sonoro para valores inferiores ao valor de ação definido na legislação.

Como mostra a Figura 74, o protetor auditivo mais adequado deve garantir um nível sonoro no tímpano inferior de 5 a 10 dB relativamente ao nível de ação. A figura também mostra que o protetor não deverá atenuar o nível sonoro acima de 15 dB abaixo do valor de ação, isto porque confere uma proteção excessiva ao trabalhador, podendo inclusive originar problemas de comunicação e impedir a audição de sinais de aviso durante a realização da manutenção.

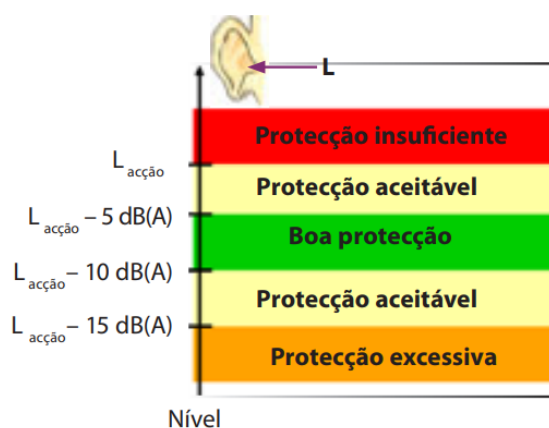


Figura 74 - Níveis sonoros aceitáveis no tímpano [89]

A solução do protetor auditivo selecionada foi do fabricante Singer Safety (referência HG106PNR) pois concilia uma eficaz proteção acústica com o design ergonómico e, por último, mas não menos importante, é uma solução económica.



Figura 75 - Protetores auditivos Singer Safety

O anexo J apresenta o certificado europeu de conformidade CE, que é necessário ter em todos os protetores auditivos e o espectro de atenuação do equipamento para uma as bandas de frequência de uma oitava, verificando-se uma excelente atenuação mínima de 12,5 dB em todo o espectro.

A atenuação média do equipamento é 30 dB, sendo que a atenuação para as frequências mais altas é 34 dB, para as frequências médias 28 dB e, por fim, 19 dB para as baixas frequênc

6. Conclusão

A utilização de uma metodologia assente em normas revelou-se ser a melhor opção para efetuar medições de ruído neste caso em particular, como se pode comprovar pelos valores baixos de desvio-padrão obtidos e que, apesar de serem métodos morosos ao nível do procedimento experimental, ainda não foi desenvolvida uma alternativa mais simplificada e menos restrita que fosse igualmente eficiente em termos de resultados obtidos.

O valor de nível de pressão sonora equivalente obtido no caso 1 (79,1 dB) vai de encontro aos resultados no estudo experimental realizado por He et al. [75], que registou valores entre os 74 e os 87 dB, enquanto o nível pressão sonora obtido no caso 2 (87,0 dB) enquadra-se nos valores entre 84 e 94 dB obtidos por Mao et al. [72].

O nível de pressão sonora obtido no caso 2 é significativamente superior ao obtido no caso 1, sendo que o principal fator se deve à diferença da janela temporal em que as duas medições foram realizadas pois as medições no caso 1 foram realizadas em fevereiro, enquanto no caso 2 as medições foram efetuadas em Maio. Tendo em conta isto, naturalmente verificou-se que a temperatura ambiente exterior no caso 2 (21,1 °C) é bastante superior em relação ao caso 1 (10,2 °C), o que obriga a um maior esforço por parte dos compressores de estágio MT para elevar o CO₂ para temperaturas mais elevadas no caso 2, para permitir que ocorra a rejeição de calor para o exterior.

Verifica-se que uma maior corrente no sistema indica um regime de funcionamento mais exigente por parte dos compressores o que, consequentemente, implica um nível de ruído emitido mais elevado, no entanto, verifica-se também que a corrente não tem uma relação proporcional com o nível de pressão sonora obtido, isto porque existem outros fatores que influenciam o funcionamento do compressor, como por exemplo a frequência a que se encontram durante a operação.

O ruído residual foi estimado no caso 1 através de equações previstas na norma NP ISO 1996 e que se baseiam nos percentis, enquanto no caso 2 foi possível efetuar as medições *in situ* pois a central de refrigeração encontrava-se desativada. As diferenças significativas no critério de incomodade permitem concluir que a obtenção do ruído residual através das equações não foi, neste caso, o método mais indicado, pelo que os valores obtidos no caso 2 são mais fiáveis.

A análise espectral através das bandas de terço de oitava permitiu uma análise mais detalhada do ruído emitido e identificar que no caso em estudo a característica tonal foi predominante, que de resto no caso em estudo é expectável que tal aconteça, assim como a característica impulsiva não ser detetada, o que também foi o caso pois esta apenas foi detetada devido a utilização de equipamentos que não a central de refrigeração durante as medições, como foi o caso das máquinas de rebarbar.

Conclui-se que os compressores são a principal fonte de emissão de ruído na central, pelo que as medidas de atenuação sonora também se devem focar na atenuação deste equipamento. A solução alternativa do fabricante Bock em relação aos compressores da Bitzer, permitiu concluir que a

diferença entre níveis de pressão sonora é ainda significativa e, por isso, a solução de uma central de refrigeração a funcionar com estes novos compressores é uma hipótese a testar para verificar na prática se essa melhoria ocorreria.

O cumprimento dos valores definidos na legislação é fundamental para perceber o impacto do ruído emitido pelos equipamentos na população em redor. Neste estudo verificou-se que o parâmetro principal L_{den} foi cumprido nos dois casos, enquanto o parâmetro L_n já não foi cumprido, o que pressupõe um estudo de soluções mais eficazes na atenuação de ruído. O ruído emitido a baixas frequências é um fator importante a ter em conta e que, ao não ser detetado, pode ser prejudicial para a saúde do ser humano. A ponderação frequencial C é o filtro mais indicado para este tipo de avaliação e ao efetuar esta análise, apenas o caso 2 suscitou preocupações em relação a este fenómeno.

O estudo de soluções acústicas alternativas revelou que o painel micro-perfurado é a escolha a seguir, pois apresenta uma atenuação e absorção acústica elevada ao longo de todo o espetro, tal como acontece nas soluções encontradas para as espumas acústicas, constituídas essencialmente por borrachas sintéticas como são os casos do nitrilo e do EPM. A atenuação a baixas frequências continua a ser um problema das soluções acústicas, razão pela qual deverão ser investigadas e testadas alternativas cada vez melhores e conjugar esse aspeto com materiais isolantes mais sustentáveis.

Para trabalhos futuros, é importante efetuar as medições em diferentes períodos do dia, nomeadamente no período de referência noturno, para verificar que diferenças existem nos valores de ruído emitido, assim como perceber o seu impacto nos indicadores de ruído.

Neste caso de estudo, apenas são utilizados nas centrais de refrigeração os compressores do fabricante Bitzer, pelo que será interessante efetuar medições de centrais equivalentes, mas com modelos homólogos de compressores de outros fabricantes, como o exemplo da Bock, com o intuito de verificar se as diferenças dos níveis de pressão sonora indicados pelo fabricante e também compará-los com os obtidos da Bitzer, concluindo se é vantajoso substituir ou não adotar por esse tipo de compressor.

Outro aspeto importante seria registar o caudal mássico instantâneo durante a realização das medições para analisar se a carga de frigorígeno no sistema influencia significativamente o ruído emitido pela central. A análise do consumo (em kWh) não foi abordada, pois em certos períodos das medições a central encontrava-se inclusive a fornecer energia ao sistema, o que não permitiu efetuar uma comparação fidedigna entre consumos e ruído emitido, mas que deve ser também um ponto relevante a estudar.

Por fim, seria enriquecedor comparar o impacto real das soluções acústicas apresentadas através de ensaios experimentais para cada caso em vez de ficar pelo cenário teórico, assim como dar maior ênfase ao parâmetro da absorção acústica, também com ensaios experimentais e validar os valores indicados pelos fabricantes de painéis e espumas acústicas.

Referências bibliográficas

- [1] A. Cavallini, "Properties of CO₂ as a refrigerant," 2007.
- [2] American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, *ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI)*. Atlanta: ASHRAE. 2021.
- [3] Danfoss, "Refrigerant options now and in the future-Whitepaper." [Online]. Available: www.refrigerants.danfoss.com
- [4] European Fluorocarbons Technical Committee (EFCTC), (2022, Maio). *Review of the regulation on fluorinated greenhouse gases*. [Online]. Available: <http://data.europa.eu/eli/reg/2014/517/oj>
- [5] European Fluorocarbons Technical Committee (EFCTC), "(2014, Abril). *Review of the regulation on fluorinated greenhouse gases*. [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A32014R0517&qid=1608306002561>."
- [6] G. Martinho, P. J. Castro, P. Santos, A. Alves, J. M. M. Araújo, and A. B. Pereira, "A social study of the technicians dealing with refrigerant gases: Diagnosis of the behaviours, knowledge and importance attributed to the F-gases," *International Journal of Refrigeration*, vol. 146, pp. 341–348, Feb. 2023, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2022.11.013.
- [7] S. Peng, E. Wang, S. Li, Z. Yang, and Y. Duan, "Vapor-liquid equilibrium measurements and models for the ternary mixtures of R1234yf + R32 + R125 and R1234yf + R32 + CO₂," *International Journal of Refrigeration*, vol. 146, pp. 225–236, Feb. 2023, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2022.11.002.
- [8] Z. Zhao, J. Luo, Q. Song, K. Yang, Q. Wang, and G. Chen, "Theoretical investigation and comparative analysis of the Linde–Hampson refrigeration system using eco-friendly zeotropic refrigerants based on R744/R1234ze(Z) for freezing process applications," *International Journal of Refrigeration*, vol. 145, pp. 30–39, Jan. 2023, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2022.09.036.
- [9] D. Sánchez, F. Vidan-Falomir, R. Larrondo-Sancho, R. Llopis, and R. Cabello, "ALTERNATIVE CO₂-BASED BLENDS FOR TRANSCRITICAL REFRIGERATION SYSTEMS," *International Journal of Refrigeration*, Mar. 2023, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2023.03.021.
- [10] A. K. Vuppalladadiyam *et al.*, "Progress in the development and use of refrigerants and unintended environmental consequences," *Science of the Total Environment*, vol. 823. Elsevier B.V., Jun. 01, 2022. doi: 10.1016/j.scitotenv.2022.153670.
- [11] A. Khan and C. R. Bradshaw, "Quantitative Comparison of the Performance of Vapor Compression Cycles with Compressor Vapor or Liquid Injection," *International Journal of Refrigeration*, Jul. 2023, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2023.07.012.
- [12] K. Stöckel, R. Nosbers, R. B. Barta, and C. Thomas, "Measurement of vapour pressure, miscibility and thermal conductivity for binary and ternary refrigerant lubricant mixtures in the context of heat pump tumble dryers," *International Journal of Refrigeration*, Apr. 2023, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2023.04.016.
- [13] *Refrigerants - Designation and safety classification, ISO 817, 2014*.
- [14] R. Teixeira, "Utilização de Fluidos Frigoríficos Inflamáveis em Termoacumuladores Domésticos do Tipo Bomba de Calor. Tese de Mestrado. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto.," 2018.
- [15] North American Sustainable Refrigeration Council, "nasrc.org. <https://nasrc.org/articles1/2017/1/23/what-exactly-is-tewi-anyway>. (Acedido mai 23, 2022)."
- [16] United Nations, "'Five Key Takeaways from COP27'. https://unfccc.int/process-and-meetings/conferences/sharm-el-sheikh-climate-change-conference-november-2022/five-key-takeaways-from-cop27?gclid=CjwKCAjwov6hBhBsEiwAvrvN6OqY4OIGY5T7l4oi-3LtL1kIXkZB2we4WcZ2x-FVQ5YbsYT0io9g-xoCquQQA_vD_BwE. (Acedido abr 19, 2023)."

- [17] Danfoss, "CO₂ Product Guide 2021 for Refrigeration Applications."
- [18] Carlos Mendes Moreira, "Desenvolvimento de uma central transcritical CO₂ com compressão paralela. ese de Mestrado. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto,," 2018.
- [19] G. Vaccaro, A. Milazzo, and L. Talluri, "Thermodynamic assessment of trans-critical refrigeration systems utilizing CO₂-based mixtures," *International Journal of Refrigeration*, vol. 147, pp. 61–70, Mar. 2023, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2022.09.013.
- [20] "Industrial Scientific. 'Monóxido de carbono vs Dióxido de carbono: uma comparação'." indsci.com. <https://www.indsci.com/pt/blog/mon%C3%B3xido-de-carbono-vs-di%C3%B3xido-de-carbono-uma-compara%C3%A7%C3%A3o> (Acedido out 13, 2022)."
- [21] Danfoss, "CO₂ Product Guide 2021 for Refrigeration Applications."
- [22] F. Bruno, M. Belusko, and E. Halawa, "CO₂ refrigeration and heat pump systems - A comprehensive review," *Energies*, vol. 12, no. 15. MDPI AG, Aug. 01, 2019. doi: 10.3390/en12152959.
- [23] J. Shilliday, "Investigation and optimisation of commercial refrigeration cycles using the natural refrigerant CO₂. Thesis. School of Engineering and Design, Brunel University. London, United Kingdom," 2012.
- [24] K. M. Tsamos, Y. T. Ge, I. D. M. C. Santosa, and S. A. Tassou, "Experimental investigation of gas cooler/condenser designs and effects on a CO₂ booster system," *Appl Energy*, vol. 186, pp. 470–479, Jan. 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.03.004.
- [25] Y. T. Ge and S. A. Tassou, "Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ booster refrigeration systems in supermarket," *Energy Convers Manag*, vol. 52, no. 4, pp. 1868–1875, Apr. 2011, doi: 10.1016/j.enconman.2010.11.015.
- [26] R. Cabello, A. Andreu-Nácher, D. Sánchez, R. Llopis, and F. Vidan-Falomir, "Energy comparison based on experimental results of a cascade refrigeration system pairing R744 with R134a, R1234ze(E) and the natural refrigerants R290, R1270, R600a," *International Journal of Refrigeration*, Apr. 2023, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2023.01.009.
- [27] K. M. Tsamos, C. Amaris, Z. Mylona, and S. Tassou, "Analysis of typical booster configuration, parallel-compressor booster configuration and R717/R744 cascade refrigeration system for food retail applications. Part 2: Energy performance in various climate conditions.," in *Energy Procedia*, Elsevier Ltd, 2019, pp. 268–274. doi: 10.1016/j.egypro.2019.02.091.
- [28] K. Zolcer Skačanová and M. Battesti, "Global market and policy trends for CO₂ in refrigeration," *International Journal of Refrigeration*, vol. 107, pp. 98–104, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.08.010>.
- [29] Á. Pardiñas, H. Selvnnes, K. Banasiak, and A. Hafner, "Next generation of ejector-supported R744 booster systems for commercial refrigeration at all climates," *International Journal of Refrigeration*, vol. 148, pp. 168–178, Apr. 2023, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2022.10.027.
- [30] Y. J. He, Y. Di Tai, X. X. Zhao, and C. L. Zhang, "Consistent control strategy for CO₂ refrigeration systems based on refrigerant charge management," *International Journal of Refrigeration*, vol. 145, pp. 19–29, Jan. 2023, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2022.09.009.
- [31] O. Caliskan and H. K. Ersoy, "Energy analysis and performance comparison of transcritical CO₂ supermarket refrigeration cycles," *Journal of Supercritical Fluids*, vol. 189, Oct. 2022, doi: 10.1016/j.supflu.2022.105698.
- [32] M. Karampour and S. Sawalha, "State-of-the-art integrated CO₂ refrigeration system for supermarkets: A comparative analysis," *International Journal of Refrigeration*, vol. 86, pp. 239–257, Feb. 2018, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.11.006.
- [33] P. Gullo, G. Cortella, and A. Polzot, "Energy and environmental comparison of commercial R744 refrigeration systems operating in warm climates," in *Proceedings of the 4th IIR Conference on Sustainability & the Cold Chain, Auckland (NZ)*, 2016.
- [34] D. Sacasas, J. Vega, and C. Cuevas, "An annual energetic evaluation of booster and parallel refrigeration systems with R744 in food retail supermarkets. A Chilean perspective,"

- International Journal of Refrigeration*, vol. 133, pp. 326–336, Jan. 2022, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2021.10.010.
- [35] O. Javerschek, J. Craig, and A. Xiao, “CO₂ as a refrigerant—start right away,” in *Proceedings of the 24th IIR International Congress of Refrigeration, 16th-22nd August, 2015*.
- [36] M. Karampour and S. Sawalha, “Theoretical analysis of CO₂ trans-critical system with parallel compression for heat recovery and air conditioning in supermarkets,” in *Refrigeration Science and Technology*, International Institute of Refrigeration, 2015, pp. 2321–2328. doi: 10.18462/iir.icr.2015.0530.
- [37] A. Chesi, F. Esposito, G. Ferrara, and L. Ferrari, “Experimental analysis of R744 parallel compression cycle,” *Appl Energy*, vol. 135, pp. 274–285, Dec. 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.08.087.
- [38] J. Sarkar and N. Agrawal, “Performance optimization of transcritical CO₂ cycle with parallel compression economization,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 49, no. 5, pp. 838–843, 2010, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.12.001>.
- [39] N. Fidorra, A. Hafner, S. Minetto, and J. Köhler, “Low temperature heat storages in CO₂ supermarket refrigeration systems,” in *24th IIR Refrigeration Congress of Refrigeration. IIF/IIR, Yokohama, Japan, 2015*.
- [40] K. M. Tsamos, Y. T. Ge, Id. Santosa, S. A. Tassou, G. Bianchi, and Z. Mylona, “Energy analysis of alternative CO₂ refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates,” *Energy Convers Manag*, vol. 150, pp. 822–829, Oct. 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.03.020.
- [41] P. Gullo, K. Tsamos, A. Hafner, Y. Ge, and S. A. Tassou, “State-of-the-art technologies for transcritical R744 refrigeration systems – a theoretical assessment of energy advantages for European food retail industry,” *Energy Procedia*, vol. 123, pp. 46–53, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.07.283>.
- [42] P. Gullo, A. Hafner, and K. Banasiak, “Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 93. Elsevier Ltd, pp. 269–310, Sep. 01, 2018. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.07.001.
- [43] P. Gullo, B. Elmegaard, and G. Cortella, “Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 64, pp. 61–79, Apr. 2016, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.12.016.
- [44] American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, “ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI): Chapter 8 - Sound and Vibration. Atlanta: ASHRAE,” 2021.
- [45] Eurovent, “Eurovent REC 8-1 - Acoustic measurements on machines and equipment,” 1981.
- [46] “Ministério do Ambiente, ordenamento do território e desenvolvimento regional. (2007, 17 jan). ‘Decreto-Lei n.º 9/2007’. [Online]. Disponível em: <https://dre.pt/dre/detalhe/decreto-lei/9-2007-522807>”.
- [47] Eurovent, “Eurovent REC 8-8 - Guide for acoustical testing and rating of air handling and air conditioning equipment,” 1992.
- [48] D. Mateus, “Acústica de edifícios e controlo de ruído,” 2008.
- [49] F. Fernandes, “Análise e caracterização do ruído de equipamentos AVAC em edifícios públicos. Mestrado em Engenharia Civil-Especialização em construções. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto,” 2010. [Online]. Available: <http://www.fe.up.pt>
- [50] M. P. Norton and D. G. Karczub, *Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers*, vol. 2nd ed. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2003. [Online]. Available: <https://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&db=e000xww&AN=312504&lang=pt-pt&site=ehost-live&scope=site>

- [51] IMV Corporation, ""Chapter 3 - Vibration technical guide. imv.co. https://www.imv.co.jp/e/pr/vibration_measuring/chapter03/ (Acedido out 12, 2022)."
- [52] IPQ, *Vocabulário Internacional de Metrologia*. 2012.
- [53] IPQ, "Acústica - Descrição, medição e avaliação do ruído ambiente - Parte 1: Grandezas fundamentais e métodos de avaliação, NP ISO 1996-1:2019."
- [54] Y. L. Zhou, Y. X. Yin, and Q. Z. Zhang, "Active control of repetitive impulsive noise in a non-minimum phase system using an optimal iterative learning control algorithm," *J Sound Vib*, vol. 332, no. 18, pp. 4089–4102, Sep. 2013, doi: 10.1016/j.jsv.2013.03.004.
- [55] CESVA, *Sonómetro Analisador espectral Manual do utilizador - v17*.
- [56] Y. Son, J. Choi, and S. Lee, "Noise source identification of the hermetic reciprocating compressor for refrigerator," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 35, no. 11, pp. 4849–4858, 2021, doi: 10.1007/s12206-021-04.
- [57] J. Patrício, "Situação Atual da Acústica Ambiental e da Edificação Acusticamente Sustentável, em Portugal."
- [58] *Ministério do Ambiente, ordenamento do território e desenvolvimento regional*. (2006, 31 jul). "Decreto-Lei n.º 146/2006". [Online]. Disponível em: <https://dre.pt/dre/detalhe/decreto-lei/146-2006-539393>.
- [59] J. Vasconcelos, "Desempenho acústico de soluções construtivas. Dissertação de Mestrado em Engenharia Civil. Instituto Superior de Engenharia do Porto, Porto,," 2017.
- [60] T. S. Bozkurt and S. Y. Demirkale, "The field study and numerical simulation of industrial noise mapping," *Journal of Building Engineering*, vol. 9, pp. 60–75, Jan. 2017, doi: 10.1016/j.jobe.2016.11.007.
- [61] *Ministério do Trabalho e Solidariedade Social*. (2006, 6 set). "Decreto-Lei n.º 182/2006". [Online]. Disponível em: <https://dre.pt/dre/detalhe/decretolei/182-2006-539986>.
- [62] "Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sound pressure - Engineering methods for an essentially free field over a reflecting plane, ISO 3744, 2010," 2010.
- [63] E. Bilgic, H. Muta, C. Kirbas, and E. Sadikoglu, "Evaluation of uncertainty contributions of measurement surface and number of microphone positions in determination of sound power levels," in *Acta Physica Polonica A*, Polish Academy of Sciences, Sep. 2017, pp. 642–649. doi: 10.12693/APhysPolA.132.642.
- [64] Agência Portuguesa do Ambiente (APA), "Guia prático para medições de ruído ambiente-no contexto do Regulamento Geral do Ruído tendo em conta a NP ISO 1996," 2020.
- [65] "Acústica - Ruído emitido por máquinas e equipamentos: Guia de utilização das normas de base para determinação dos níveis de pressão sonora de emissão no posto de trabalho e noutras posições especificadas, NP EN ISO 11200, 1999."
- [66] "Acústica - Ruído emitido por máquinas e equipamentos: Medição dos níveis de pressão sonora de emissão nos postos de trabalho e noutras posições especificadas. Método de engenharia/controlo necessitando correção ambiental, NP EN ISO 11204:1999."
- [67] H. Jonasson, "Determination of emission Sound Pressure Level and Sound Power Level in situ. SP Swedish National Testing and Research Institute, Sweden," 1999.
- [68] I. Pereira, "Estudo experimental para a avaliação do ruído, performance e eficiência energética de motoventiladores. Instituto Superior de Engenharia do Porto, Porto," 2017.
- [69] C. Moreiras, "Análise de incertezas em ensaios de qualidade. Tese de Mestrado em Estatística Aplicada e Modelação. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto," 2005.
- [70] "Uncertainty of measurement-Part 3: Guide to the expression of uncertainty in measurement, ISO GUIDE 98, 1995."
- [71] European Accreditation, "EA-4/02 M:2013 -"Evaluation of the Uncertainty of Measurement in Calibration. European. (Set 2013). [Online]. Disponível em: <https://www.justervesenet.no/wp-content/uploads/2016/09/Evaluation-of-the->

- Uncertainty-og-Measurements-In-Calibration_EA-4-02M-2013.pdf.” [Online]. Available: www.european-accreditation.org
- [72] Y. Mao, C. Fan, Z. Zhang, S. Song, and C. Xu, “Control of noise generated from centrifugal refrigeration compressor,” *Mech Syst Signal Process*, vol. 152, May 2021, doi: 10.1016/j.ymssp.2020.107466.
- [73] J. Shen, W. Chen, S. Yan, M. Zhou, and H. Liu, “Study on the noise reduction methods for a semi-hermetic variable frequency twin-screw refrigeration compressor,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 125, pp. 1–12, May 2021, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.12.029.
- [74] P. Młynarczyk and P. Cyklis, “The application of nozzles for the attenuation of volumetric compressor pressure pulsation,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 90, pp. 108–118, Jun. 2018, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.03.022.
- [75] Z. He, D. Li, Y. Han, M. Zhou, Z. Xing, and X. Wang, “Noise control of a twin-screw refrigeration compressor,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 124, pp. 30–42, Apr. 2021, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.12.008.
- [76] C. Liu, Y. Cao, W. Zhang, P. Ming, and Y. Liu, “Numerical and experimental investigations of centrifugal compressor BPF noise,” *Applied Acoustics*, vol. 150, pp. 290–301, Jul. 2019, doi: 10.1016/j.apacoust.2019.02.017.
- [77] D. Chang, F. Lu, W. Jin, and B. Liu, “Low-frequency sound absorptive properties of double-layer perforated plate under grazing flow,” *Applied Acoustics*, vol. 130, pp. 115–123, Jan. 2018, doi: 10.1016/j.apacoust.2017.09.016.
- [78] X. Ma, D. Yurchenko, K. Chen, L. Wang, Y. Liu, and K. Yang, “Structural acoustic controlled active micro-perforated panel absorber for improving wide-band low frequency sound absorption,” *Mech Syst Signal Process*, vol. 178, Oct. 2022, doi: 10.1016/j.ymssp.2022.109295.
- [79] M. L. Munjal, *Noise And Vibration Control*, no. v. 3. in IISc Lecture Notes Series. Hackensack, N.J.: World Scientific / Indian Inst Of Science, India, 2013. [Online]. Available: <https://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&db=e000xww&AN=605581&lang=pt-pt&site=ehost-live&scope=site>
- [80] IPQ, “Acústica - Descrição, medição e avaliação do ruído ambiente - Parte 2: Determinação dos níveis de pressão sonora, NP ISO 1996-2:2019.”
- [81] F. J. Zenger, A. Renz, M. Becher, and S. Becker, “Experimental investigation of the noise emission of axial fans under distorted inflow conditions,” *J Sound Vib*, vol. 383, pp. 124–145, 2016, doi: 10.1016/j.jsv.2016.07.035.
- [82] R. Gangipamula, P. Ranjan, and R. S. Patil, “Comparative studies on air borne noise and flow induced noise of a double suction centrifugal pump,” *Applied Acoustics*, vol. 202, Jan. 2023, doi: 10.1016/j.apacoust.2022.109148.
- [83] L. T. Silva, A. Magalhães, J. F. Silva, and F. Fonseca, “Impacts of low-frequency noise from industrial sources in residential areas,” *Applied Acoustics*, vol. 182, Nov. 2021, doi: 10.1016/j.apacoust.2021.108203.
- [84] A. Tombolato, F. Bonomini, and A. Di Bella, “Methodology for the evaluation of low-frequency environmental noise: a case-study,” *Applied Acoustics*, vol. 187, Feb. 2022, doi: 10.1016/j.apacoust.2021.108517.
- [85] J. Parnell, “Assessing low frequency noise from industry-a practical approach Assessment of low frequency noise from industry View project A new perspective on modelling and evaluating road traffic noise in the Australian context View project,” 2017. [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/317401627>
- [86] N. Broner, “A Simple Criterion for Low Frequency Noise Emission Assessment”.
- [87] A. S. B. D. S. Nascimento, R. C. C. Flesch, and C. A. Flesch, “Data-driven soft sensor for the estimation of sound power levels of refrigeration compressors through vibration measurements,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 67, no. 8, pp. 7065–7072, Aug. 2020, doi: 10.1109/TIE.2019.2941124.

- [88] Xi'an jiao tong da xue, State Key Laboratory of Electrical Insulation and Power Equipment, Zhongguo dian gong ji shu xue hui. Engineering Dielectrics Committee, IEEE Dielectrics and Electrical Insulation Society, and Institute of Electrical and Electronics Engineers, *1st International Conference on Electrical Materials and Power Equipment : ICEMPE 2017 : May 14-17, 2017, Xi'an, China.*
- [89] Comissão Europeia, *Guia indicativo de boas práticas para aplicação da diretiva 2003/10/CE "Ruído no trabalho."* doi: 10.2767/29834.

Anexo A – Caracterização das séries da norma ISO 3740

Norma ISO	Classificação do método	Ambiente de teste	Volume da fonte de ruído	Característica do ruído	Obtenção dos níveis de potência sonora	Informação opcional disponível
ISO 3741 (2010)	Precisão (classe 1)	Sala de teste reverberante que cumpra requisitos específicos	Preferivelmente menor que 1% da sala de teste	Estável, gama de banda larga	Bandas de 1/1 ou 1/3 de oitava	Nível de potência sonora ponderada com filtro A
ISO 3742 (1988)				Estável, a frequências discretas ou gama de banda estreita		
ISO 3743 (2018)	Engenharia (classe 2)	Sala reverberante de teste especial		Estável, gama de banda estreita e larga a frequências discretas	Ponderação filtro A e em bandas de oitava	Outros níveis de potência sonora ponderados
ISO 3744 (2010)		Ambiente exterior ou sala de grandes dimensões	Maior dimensão deve ser menor que 15 m	Qualquer	Ponderação filtro A e em bandas 1/1 ou 1/3 de oitava	Informação sobre direcionalidade e níveis de pressão sonora como uma função do tempo; outros níveis de potência sonora ponderados
ISO 3745 (2012)	Precisão (classe 1)	Salas anecoicas ou semi-anecoicas	Preferivelmente menor que 0,5% da sala de teste	Qualquer		Níveis de pressão sonora como uma função do tempo; outros níveis de potência sonora ponderados
ISO 3746 (2010)	Inspeção (classe 3)	Nenhum ambiente de teste específico	Sem restrições, apenas limitado ao ambiente de teste disponível	Estável, gama de banda estreita e larga a frequências discretas	Ponderação filtro A	

Anexo B – Caracterização das séries da norma ISO 11200

Parâmetro	ISO 11201 (2010)	ISO 11202 (2010)	ISO 11203 (1995)	ISO 11204 (2010)
Classificação	Engenharia (classe 2)	Sondagem (classe 3)	Engenharia/sondagem (classe 2/3)	Engenharia/sondagem (classe 2/3)
Ambiente de ensaio	Ao ar livre ou recinto fechado	Ao ar livre ou recinto fechado	Conforme a norma relativa ao Nível de potência sonora	Ao ar livre ou recinto fechado
Critério de aptidão ao ambiente	$K_{2A} \leq 2$ dB	$K_{2A} \leq 7$ dB	Conforme a norma relativa ao Nível de potência sonora	$K_{2A} \leq 7$ dB
Limitações de correção Ambiental	Nenhuma correção	$K_{3A} \leq 2,5$ dB	Conforme a norma relativa ao Nível de potência sonora	$K_{2A} \leq 2$ dB (classe 2) $K_{2A} \leq 7$ dB (classe 3)
Dimensões da fonte sonora	Nenhuma restrição; limitadas somente pelo ambiente de ensaio disponível	Nenhuma restrição; limitadas somente pelo ambiente de ensaio disponível	Método adequado às máquinas de pequenas dimensões, produzidas em série	Nenhuma restrição; limitadas somente pelo ambiente de ensaio disponível
Tipo de ruído	Qualquer tipo de ruído (banda larga, banda estreita, frequência discreta, estável, não estável, impulsivo)		Conforme a norma relativa ao nível de potência sonora	Qualquer tipo de ruído
Limitações de ruído de fundo	$\Delta L_p \geq 6$ dB (se possível superior a 15 dB) $K_{1A} \leq 1,3$ dB	$\Delta L_p \geq 3$ dB $K_{1A} \leq 3$ dB	Conforme a norma relativa ao nível de potência sonora	$\Delta L_p \geq 6$ dB (se possível superior a 15 dB) $K_{1A} \leq 1,3$ dB
Equipamento:				
a) Sonómetro	a) Classe 1 (IEC 651)	a) Classe 2	Conforme a norma relativa ao nível de potência sonora	a) Classe 1
b) Sonómetro integrador	b) Classe 1 (IEC 804)	b) Classe 2		b) Classe 1
c) Conjunto de filtros de banda de frequências	c) Classe 1 (IEC 1260)	c) Classe 1		c) Classe 1
d) Calibrador acústico	d) Classe 1 (IEC 942)	d) Classe 1		d) Classe 1
Grandezas a determinar (pressão sonora)	A, C_{peak} ou por bandas de frequência	A, C_{peak}	Conforme a norma relativa ao nível de potência sonora	A, C_{peak} ou por bandas de frequência
Exatidão da determinação de L_{pA} (desvio padrão de reprodutibilidade)	Inferior ou igual a cerca de 2,5 dB	Inferior ou igual a cerca de 2,5 dB	Igual à do método utilizado de determinação do nível de potência sonora	Inferior ou igual a cerca de 2,5 dB (classe 2) ou 5 dB (classe 3)
Normas relativas ao nível de potência sonora	ISO 3744	ISO 3746	Série ISO 3740 e série ISO 9614	ISO 3744 (classe 2) ISO 3746 (classe 3)

Anexo C – Dados de medição segundo a norma NP ISO 11204

Informação a ser registada	
Máquina a ser ensaiada	Tipo; Dados técnicos; Dimensões; Fabricante; Número de série da máquina; Ano de fabrico;
Condições de ensaio	Descrição quantitativa exata das condições de funcionamento (períodos e ciclo operacional) Condições de instalação Localização da máquina no ambiente de ensaio Na possibilidade de múltiplas fontes, descrever das fontes em funcionamento durante as medições
Ambiente acústico	Ar livre - desenho que mostre a localização da máquina a ser ensaiada em relação ao terreno envolvente: • Descrição física do ambiente de ensaio; • Temperatura do ar (°C), pressão barométrica (Pa) e humidade relativa (%); • Velocidade do vento (m/s);
Instrumentação	Equipamento utilizado durante as medições (nome, tipo, número de série e fabricante) Método utilizado para verificar a calibragem do sistema de medição – anotar data, local e o resultado da calibragem; Características do abrigo contra o vento (se houver);
Localização das posições especificadas	Descrição quantitativa exata de todas as posições em que foram medidos os níveis de pressão sonora de emissão;
Dados acústicos	Todos os dados de nível de pressão acústica

Anexo D – Glossário de termos de acústica

Recetor sensível: o edifício habitacional, escolar, hospitalar ou similar ou espaço de lazer, com utilização humana;

Ruído de vizinhança: o ruído associado ao uso habitacional e às atividades que lhe são inerentes, produzido diretamente por alguém ou por intermédio de outrem, por coisa à sua guarda ou animal colocado sob a sua responsabilidade, que, pela sua duração, repetição ou intensidade, seja suscetível de afetar a saúde pública ou a tranquilidade da vizinhança;

Ruído ambiente: o ruído global observado numa dada circunstância num determinado instante, devido ao conjunto das fontes sonoras que fazem parte da vizinhança próxima ou longínqua do local considerado;

Ruído particular: o componente do ruído ambiente que pode ser especificamente identificada por meios acústicos e atribuída a uma determinada fonte sonora;

Ruído residual: o ruído ambiente a que se suprimem um ou mais ruídos particulares, para uma situação determinada;

Som impulsivo: Som caracterizado por curtos impulsos de pressão sonora;

Som tonal: Som caracterizado por uma única componente de frequência ou por componentes de banda estreita que emergem de modo audível do som total;

Zona mista: a área definida em plano municipal de ordenamento do território, cuja ocupação seja afeta a outros usos, existentes ou previstos, para além dos referidos na definição de zona sensível;

Zona sensível: a área definida em plano municipal de ordenamento do território como vocacionada para uso habitacional, ou para escolas, hospitais ou similares, ou espaços de lazer, existentes ou previstos, podendo conter pequenas unidades de comércio e de serviços destinadas a servir a população local, tais como cafés e outros estabelecimentos de restauração, papelarias e outros estabelecimentos de comércio tradicional, sem funcionamento no período noturno;

Zona urbana consolidada: a zona sensível ou mista com ocupação estável em termos de edificação.

Indicador de ruído: o parâmetro físico-matemático para a descrição do ruído ambiente que tenha uma relação com um efeito prejudicial na saúde ou no bem-estar humano;

Indicador de ruído diurno (L_d): o nível sonoro médio de longa duração, conforme definido na Norma NP 1730-1:1996, ou na versão atualizada correspondente, determinado durante uma série de períodos diurnos representativos de um ano;

Indicador de ruído do entardecer (L_e): o nível sonoro médio de longa duração, conforme definido na Norma NP 1730-1:1996, ou na versão atualizada correspondente, determinado durante uma série de períodos do entardecer representativos de um ano;

Indicador de ruído noturno (L_n): o nível sonoro médio de longa duração, conforme definido na Norma NP 1730-1:1996, ou na versão atualizada correspondente, determinado durante uma série de períodos noturnos representativos de um ano;

Nível de avaliação: Qualquer nível sonoro, calculado ou medido, ao qual tenha sido adicionada uma correção.

Mapa de ruído: descritor do ruído ambiente exterior, expresso pelos indicadores L_{den} e L_n , traçado em documento onde se representam as isófonas e as áreas por elas delimitadas às quais corresponde uma determinada classe de valores expressos em dB(A);

Período de referência: o intervalo de tempo a que se refere um indicador de ruído, de modo a abranger as atividades humanas típicas, delimitado nos seguintes termos:

- Período diurno—das 7 às 20 horas;
- Período do entardecer—das 20 às 23 horas;
- Período noturno—das 23 às 7 horas;

Atividade ruidosa permanente: a atividade desenvolvida com carácter permanente, ainda que sazonal, que produza ruído nocivo ou incomodativo para quem habite ou permaneça em locais onde se fazem sentir os efeitos dessa fonte de ruído, designadamente laboração de estabelecimentos industriais, comerciais e de serviços;

Atividade ruidosa temporária: a atividade que, não constituindo um ato isolado, tenha carácter não permanente e que produza ruído nocivo ou incomodativo para quem habite ou permaneça em locais onde se fazem sentir os efeitos dessa fonte de ruído tais como obras de construção civil, competições desportivas, espetáculos, festas ou outros divertimentos, feiras e mercados;

Termo de adaptação, C ou Ctr — correção definida na EN ISO 717 -1, função das características espectrais do ruído na emissão, a anexar ao índice de isolamento sonoro a sons de condução aérea.

Tempo de reverberação, T — intervalo de tempo necessário para que a energia volúmica do campo sonoro de um recinto fechado se reduza a um milionésimo do seu valor inicial;

Isolamento sonoro a sons de condução aérea, padronizado, $D_{2m,nT}$ — diferença entre o nível médio de pressão sonora exterior, medido a 2 m da fachada do edifício ($L_{1,2m}$), e o nível médio de pressão sonora medido no local de receção (L_2).

Isolamento sonoro a sons de condução aérea, padronizado, D_{nT} — diferença entre o nível médio de pressão sonora medido no compartimento emissor (L_1) produzido por uma ou mais fontes sonoras, e o nível médio de pressão sonora medido no compartimento recetor (L_2), corrigido da influência das condições de reverberação do compartimento recetor.

Nível de avaliação padronizado, $L_{A,r,nT}$ — o nível sonoro contínuo equivalente, ponderado A, durante um intervalo de tempo especificado, adicionado da correção devida às características tonais do ruído, K, e corrigido da influência das condições de reverberação do compartimento recetor

Janela meteorológica: Conjunto de condições meteorológicas durante o qual podem ser efetuadas medições, cujos resultados têm variações limitadas e conhecidas em função da variação das condições meteorológicas.

Janela de emissão: Conjunto de condições de emissão durante o qual podem ser efetuadas medições, cujos resultados têm variações limitadas e conhecidas em função da variação das condições de funcionamento.

Nível sonoro contínuo equivalente ($L_{eq,T}$): Dez vezes o logaritmo da base 10 da razão entre a média no tempo do quadrado da pressão sonora, p , durante um determinado intervalo de tempo, de duração T (com início em t_1 e acabando em t_2), e o quadrado da pressão sonora de referência, p_0 .

Nível de exposição sonora, L_E : Dez vezes o logaritmo na base 10 da razão entre a exposição sonora, E , e a exposição sonora de referência, E_0 , sendo a exposição sonora o integral no tempo da evolução do quadrado da pressão sonora, durante um intervalo de tempo ou um acontecimento acústico discreto, de duração T (com início em t_1 e acabando em t_2).

Índice de ruído impulsivo: Quantidade por meio da qual o ruído emitido por uma fonte pode ser caracterizado como sendo “impulsivo”.

Índice de diretividade: Uma medida do ponto até ao qual uma fonte emite som predominantemente numa direção.

Exposição pessoal diária ao ruído: Nível sonoro contínuo equivalente, ponderado A, calculado para um período normal de trabalho diário de oito horas (T_0), que abrange todos os ruídos presentes no local de trabalho, incluindo o ruído impulsivo, expresso em dB(A).

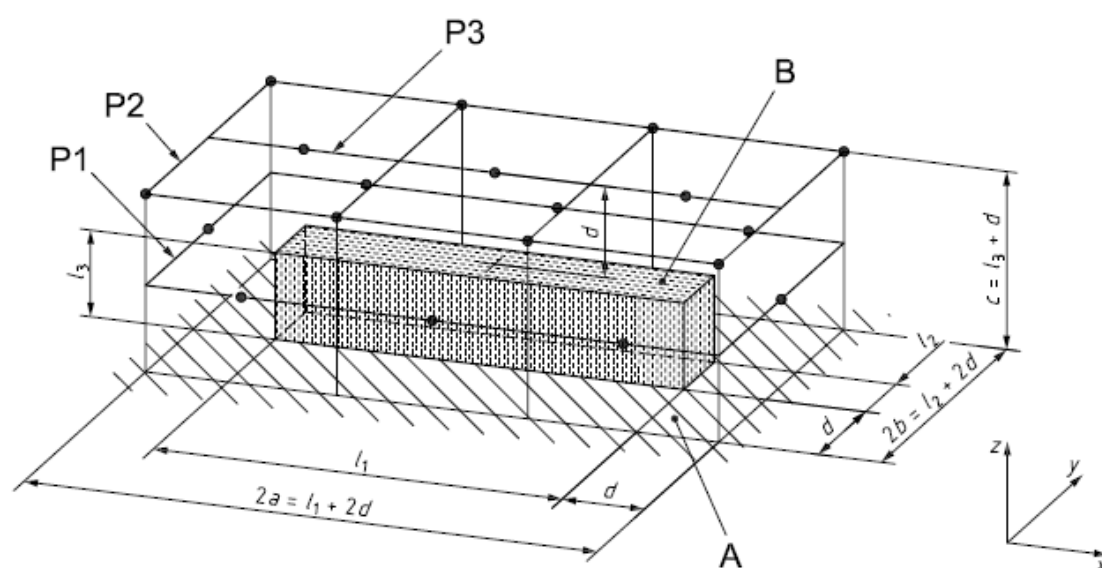
Valores de ação superior ou inferior: Níveis de exposição diária ou semanal ou os níveis da pressão sonora de pico em caso de ultrapassagem implicam a tomada de medidas preventivas adequadas à redução do risco para a segurança e saúde dos trabalhadores.

Valores limite de exposição: Nível de exposição diária ou semanal ou o nível da pressão sonora de pico que não deve ser ultrapassado.

Anexo E – Glossário de funções do sonómetro

Função	Descrição da função
LXF	Nível de pressão sonora com ponderação frequencial X e ponderação temporal rápida (Fast)
LXFmax	Nível máximo de pressão sonora com ponderação frequencial X e ponderação temporal rápida (Fast) durante o tempo de medição
LXFmim	Nível mínimo de pressão sonora com ponderação frequencial X e ponderação temporal rápida (Fast) durante o tempo de medição
LXI	Nível de pressão sonora com ponderação frequencial X e ponderação temporal impulsiva (Impulsive)
LXImax	Nível máximo de pressão sonora com ponderação frequencial X e ponderação temporal impulsiva (Impulsive) durante o tempo de medição
LXYmax1s*	Nível máximo de pressão sonora com ponderação frequencial X e ponderação temporal e durante 1 segundo
LXpeak	Nível de pico de pressão sonora do tempo de medição com ponderação frequencial X
LXpeak1s*	Nível de pico de pressão sonora de 1 segundo com ponderação frequencial X
Lnt	Percentis totais
LXt	Nível de pressão sonora contínuo equivalente com tempo de integração igual ao tempo de medição com ponderação frequencial X
LXTmax	Nível máximo de pressão sonora contínuo equivalente com tempo de integração T com ponderação frequencial X
LX1s*	Nível de pressão sonora contínuo equivalente com tempo de integração 1 segundo com ponderação frequencial X
LXIt	Nível de pressão sonora contínuo equivalente com ponderação temporal impulsiva (Impulse) com tempo de integração igual ao tempo de medição com ponderação frequencial X
LXE	Nível sonoro que, mantido constante durante 1 segundo, tem uma energia equivalente à energia acumulada durante toda a medição, em decibel.
(LXIt-LXt)	Diferença dinâmica do nível de pressão sonora contínuo equivalente com ponderação temporal 'I' e o nível de pressão sonora contínuo equivalente, correspondente ao tempo de medição
(LCt-LAt)	Diferença dinâmica do nível de pressão sonora contínuo equivalente com ponderação frequencial C e o nível de pressão sonora contínuo equivalente com ponderação frequencial A, correspondente ao tempo de medição
LXY125ms*	Nível de pressão sonora com ponderação frequencial X e ponderação temporal e cada 125 milissegundos
LX125ms*	Nível de pressão sonora contínuo equivalente com tempo de integração 125 milissegundos
LXpeak125ms*	Nível de pico de pressão sonora de 125 milissegundos com ponderação frequencial X
Lft	Nível de pressão sonora contínuo equivalente de toda a medição da banda de oitava centrada na frequência f
Lfnt	Percentis frequenciais totais da banda de oitava centrada na frequência f
NC	Valor da curva NC (Noise Criterion) correspondente ao espetro medido

Anexo F – Posições dos microfones numa superfície de medição paralelepédica



Key

- key microphone positions
- A reflecting plane
- B reference box
- $2a$ measurement surface length
- $2b$ measurement surface width
- c measurement surface height
- d measurement distance
- l_1 reference box length
- l_2 reference box width
- l_3 reference box height
- P1 to P3 path 1 to path 3

Anexo G – Desvio normalizado das medições para as diferentes gamas de bandas de frequência

Gamas de bandas de oitava	Gamas de bandas de terço de oitava	Desvio normalizado
Hz	Hz	dB
63	50 – 80	5,0
125	100 – 160	3,0
250 – 500	200 – 315	2,0
1000 – 4000	400 – 5000	1,5
8000	6300 – 10000	2,5

Anexo H – Fichas técnicas compressores

Anexo H.1 – Bitzer 4FSL-7K

 BITZER Software v6.18.0 rev2811	22/06/2023 / Todos os dados são suscetíveis de mudança 7 / 9
--	---

Dados Técnicos

dados técnico

Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	12,4 m ³ /h
Deslocamento LP/HP (1750 RPM)	15 m ³ /h
No. de cilindros x diâmetro x curso	4 x 41 mm x 27 mm
Peso	94 kg
Pressão máxima (LP/H)	30 / 53 bar
Conexão da linha de sucção	28 mm - 1 1/8"
Conexão da linha de descarga	16 mm - 5/8"
Tipo de óleo R744 (CO2)	BSE60K (Standard) BSE85K, BSG68K (Option)

dados motor

Motor versão	1
Voltagem do motor (outras sob consulta)	380-420V Y-3-50Hz
Máxima corrente de trabalho	15.7 A
Corrente de partida (rotor bloqueado)	82.4 A
Máx. Potência absorvida excedida	8,4 kW

extensão do fornecimento

Proteção do motor	SE-B3(Standard), SE-B2(Option)
Classe da proteção	IP65
Coxins	Standard
Carga de óleo	2,00 dm ³

opções disponíveis

Resistência de aquecimento de óleo	0..120 W PTC (Option)
------------------------------------	-----------------------

Anexo H.2 – Bock HGX34e/145-4S S

HGX34e/145-4 S CO₂

Motor: 220-240V Δ / 380-420V Y -3- 50Hz

Refrigerante: R744

Assunto:

BOCK colour the world
of tomorrow

Dados técnicos

Número de cilindros / Furo / Curso de elevação	4 / 41,5 mm / 27 mm
Cilindrada unitária 50/60 Hz (1450/1740 1/min)	12,70 / 15,20 m³/h
Voltagem ¹⁾	220-240V Δ / 380-420V Y -3- 50Hz
	265-290V Δ / 440-480V Y -3- 60Hz
Energia primária máx. ²⁾	26,3 / 15,2 A
Consumo máx. de energia ²⁾	8,8 kW
Corrente de arranque (rotor bloqueado) ²⁾	169,0 / 98,0 A
Protecção do motor	INT69 G
Tipo de protecção da caixa de terminais	IP 66
Peso	103 kg
Gama de frequência ³⁾	25 - 70 Hz
Sobrepresão máx. permitida (LP/HP) ⁴⁾	40 / 55 bar
Ligação da tubagem de aspiração SV	28 mm - 1 1/8 "
Ligação da tubagem de pressão DV	22 mm - 7/8 "
Lubrificação	Bomba de óleo
Tipo de óleo R744	BOCKlub E85
Enchimento de óleo	1,3 Ltr.
Medidas exteriores Comprimento / Largura / Altura	572 / 322 / 318 mm
Nível de potência sonora L _{WA} ⁵⁾	71 db(A) @ -35 °C / -5 °C / 10 K
	74 db(A) @ -35 °C / 15 °C / 10 K
Nível de pressão acústica L _{pA} ⁵⁾	58 db(A) @ -35 °C / -5 °C / 10 K
	61 db(A) @ -35 °C / 15 °C / 10 K

Anexo H.3 – Bitzer 4ESL-9K

	
BITZER Software v6.18.0 rev2811	20/06/2023 / Todos os dados são suscetíveis de mudança 7 / 9

Dados Técnicos

dados técnico

Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	15,6 m ³ /h
Deslocamento LP/HP (1750 RPM)	18,8 m ³ /h
No. de cilindros x diâmetro x curso	4 x 46 mm x 27 mm
Peso	94,5 kg
Pressão máxima (LP/H)	30 / 53 bar
Conexão da linha de sucção	28 mm - 1 1/8"
Conexão da linha de descarga	16 mm - 5/8"
Tipo de óleo R744 (CO ₂)	BSE60K (Standard) BSE85K, BSG68K (Option)

dados motor

Motor versão	1
Voltagem do motor (outras sob consulta)	380-420V Y-3-50Hz
Máxima corrente de trabalho	18.9 A
Corrente de partida (rotor bloqueado)	97.0 A
Máx. Potência absorvida excedida	10,7 kW

extensão do fornecimento

Proteção do motor	SE-B3(Standard), SE-B2(Option)
Classe da proteção	IP65
Coxins	Standard
Carga de óleo	2,00 dm ³

opções disponíveis

Resistência de aquecimento de óleo	0..120 W PTC (Option)
------------------------------------	-----------------------

Anexo H.4 – Bock HGX34e/170-4S S

HGX34e/170-4 S CO2

Motor: 220-240V Δ / 380-420V Y -3- 50Hz

Refrigerante: R744

Assunto:

BOCK colour the world
of tomorrow

Dados técnicos

Número de cilindros / Furo / Curso de elevação	4 / 45 mm / 27 mm
Cilindrada unitária 50/60 Hz (1450/1740 1/min)	14,90 / 17,90 m³/h
Voltagem ¹⁾	220-240V Δ / 380-420V Y -3- 50Hz
	265-290V Δ / 440-480V Y -3- 60Hz
Energia primária máx. ²⁾	30,1 / 17,4 A
Consumo máx. de energia ²⁾	10,3 kW
Corrente de arranque (rotor bloqueado) ²⁾	169,0 / 98,0 A
Protecção do motor	INT69 G
Tipo de protecção da caixa de terminais	IP 66
Peso	103 kg
Gama de frequência ³⁾	25 - 70 Hz
Sobrepresão máx. permitida (LP/HP) ⁴⁾	40 / 55 bar
Ligação da tubagem de aspiração SV	28 mm - 1 1/8 "
Ligação da tubagem de pressão DV	22 mm - 7/8 "
Lubrificação	Bomba de óleo
Tipo de óleo R744	BOCKlub E85
Enchimento de óleo	1,3 Ltr.
Medidas exteriores Comprimento / Largura / Altura	572 / 322 / 318 mm
Nível de potência sonora L _{WA} ⁵⁾	71 db(A) @ -35 °C / -5 °C / 10 K
	74 db(A) @ -35 °C / 15 °C / 10 K
Nível de pressão acústica L _{pA} ⁵⁾	58 db(A) @ -35 °C / -5 °C / 10 K
	61 db(A) @ -35 °C / 15 °C / 10 K

Anexo H.5 – Bitzer 2CSL-6K

	
BITZER Software v6.18.0 rev2811	22/06/2023 / Todos os dados são suscetíveis de mudança 7 / 9

Dados Técnicos

dados técnico

Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	11,2 m ³ /h
Deslocamento LP/HP (1750 RPM)	13,5 m ³ /h
No. de cilindros x diâmetro x curso	2 x 55 mm x 27 mm
Peso	77,5 kg
Pressão máxima (LP/H)	30 / 53 bar
Conexão da linha de sucção	22 mm - 7/8"
Conexão da linha de descarga	16 mm - 5/8"
Tipo de óleo R744 (CO2)	BSE60K (Standard) BSE85K, BSG68K (Option)

dados motor

Motor versão	1
Voltagem do motor (outras sob consulta)	380-420V Y-3-50Hz
Máxima corrente de trabalho	13.9 A
Corrente de partida (rotor bloqueado)	62.2 A
Máx. Potência absorvida excedida	7,8 kW

extensão do fornecimento

Proteção do motor	SE-B3(Standard), SE-B2(Option)
Classe da proteção	IP65
Coxins	Standard
Carga de óleo	1,50 dm ³

opções disponíveis

Resistência de aquecimento de óleo	0..120 W PTC (Option)
------------------------------------	-----------------------

medição sonora

Anexo H.6 – Bock HGX22e/130-4S S

HGX22e/130-4 S CO2

Motor: 220-240V Δ / 380-420V Y -3- 50Hz

Refrigerante: R744

Assunto:

BOCK colour the world
of tomorrow

Dados técnicos

Número de cilindros / Furo / Curso de elevação	2 / 55 mm / 27 mm
Cilindrada unitária 50/60 Hz (1450/1740 1/min)	11,20 / 13,40 m³/h
Voltagem ¹⁾	220-240V Δ / 380-420V Y -3- 50Hz
	265-290V Δ / 440-480V Y -3- 60Hz
Energia primária máx. ²⁾	22,3 / 12,9 A
Consumo máx. de energia ²⁾	7,8 kW
Corrente de arranque (rotor bloqueado) ²⁾	111,0 / 64,0 A
Protecção do motor	INT69 G
Tipo de protecção da caixa de terminais	IP 66
Peso	82 kg
Gama de frequência ³⁾	30 -70 Hz
Sobrepresão máx. permitida (LP/HP) ⁴⁾	40 / 55 bar
Ligação da tubagem de aspiração SV	22 mm - 7/8 "
Ligação da tubagem de pressão DV	16 mm - 5/8 "
Lubrificação	Bomba de óleo
Tipo de óleo R744	BOCKlub E85
Enchimento de óleo	1,1 Ltr.
Medidas exteriores Comprimento / Largura / Altura	501 / 240 / 326 mm
Nível de potência sonora L _{WA} ⁵⁾	70 db(A) @ -35 °C / -5 °C / 10 K
	73 db(A) @ -35 °C / 15 °C / 10 K
Nível de pressão acústica L _{pA} ⁵⁾	58 db(A) @ -35 °C / -5 °C / 10 K
	61 db(A) @ -35 °C / 15 °C / 10 K

Anexo H.7 – Bitzer 4FTEU-30LK

	
BITZER Software v6.18.0 rev2811	20/06/2023 / Todos os dados são suscetíveis de mudança 6 / 8

Dados Técnicos

dados técnico

Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	18,1 m ³ /h
Deslocamento LP/HP (1750 RPM)	21,8 m ³ /h
No. de cilindros x diâmetro x curso	4 x 41mm x 38mm
Peso	211 kg
Pressão máxima (LP/H)	100/160 bar
Conexão da linha de sucção	28 mm - 1 1/8"
Conexão da linha de descarga	18 mm - 3/4"
Tipo de óleo R744 (CO2)	BSE85K (Standard), BSG68K (Option)

dados motor

Motor versão	1
Voltagem do motor (outras sob consulta)	380-420V Y-3-50Hz
Máxima corrente de trabalho	53.7 A
Corrente de partida (rotor bloqueado)	135.0 A
Máx. Potência absorvida excedida	31,6 kW

extensão do fornecimento

Proteção do motor	SE-B3(Standard), SE-B2(Option)
Classe da proteção	IP65
Coxins	Standard
Carga de óleo	2,60 dm ³
Resistência de aquecimento de óleo	0..140 W PTC (Standard)

opções disponíveis

Conexão da linha de sucção	Option
Válvula de descarga	Option
Monitoramento do nível de óleo	OLC-K1 (Option)

medição sonora

Nível de potência sonora (-10°C / 90bar)	81 dB(A) @ 50Hz
Nível de pressão sonora @ 1m (-10°C / 90bar)	73 dB(A) @ 50Hz

Anexo H.8 – Bock HGX34/190-4S

HGX34/190-4 S CO2 T

Motor: 380-420V Y/YY -3- 50Hz PW

Refrigerante: R744

Assunto:

BOCK colour the world
of tomorrow

Dados técnicos

Número de cilindros / Furo / Curso de elevação	4 / 38 mm / 46 mm
Cilindrada unitária 50/60 Hz (1450/1740 1/min)	16,30 / 19,60 m³/h
Voltagem ¹⁾	380-420V Y/YY -3- 50Hz PW
	440-480V Y/YY -3- 60Hz PW
Número de espiras por ciclo de bobinagem	50% / 50%
Energia primária máx. ²⁾	47,8 A
Consumo máx. de energia ²⁾	28,6 kW
Corrente de arranque (rotor bloqueado) ²⁾	149,0 / 246,0 A
Proteção do motor	INT69 G
Tipo de proteção da caixa de terminais	IP 66
Peso	208 kg
Gama de frequência ³⁾	20 - 70 Hz
Sobrepresão máx. permitida (LP/HP) ⁴⁾	100 / 150 bar
Ligação da tubagem de aspiração SV	28 mm - 1 1/8 "
Ligação da tubagem de pressão DV	22 mm - 7/8 "
Lubrificação	Ólumppe
Tipo de óleo R744	BOCKlub E85
Enchimento de óleo	2,3 Ltr.
Medidas exteriores Comprimento / Largura / Altura	708 / 417 / 393 mm
Nível de potência sonora L _{WA} ⁵⁾	77 dB(A) @ -10 °C / 15 °C / 10 K
	77 dB(A) @ -10 °C / 90 bar / 10 K
	77 dB(A) @ +5 °C / 100 bar / 10 K
Nível de pressão acústica L _{pA} ⁵⁾	64 dB(A) @ -10 °C / 15 °C / 10 K
	64 dB(A) @ -10 °C / 90 bar / 10 K
	64 dB(A) @ +5 °C / 100 bar / 10 K

Anexo H.9 – Bitzer 4CTEU-30LK

	
BITZER Software v6.18.0 rev2811	20/06/2023 / Todos os dados são suscetíveis de mudança 6 / 8

Dados Técnicos

dados técnico

Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	26,9 m3/h
Deslocamento LP/HP (1750 RPM)	32,5 m3/h
No. de cilindros x diâmetro x curso	4 x 55mm x 31mm
Peso	211 kg
Pressão máxima (LP/H)	100/160 bar
Conexão da linha de sucção	28 mm - 1 1/8"
Conexão da linha de descarga	18 mm - 3/4"
Tipo de óleo R744 (CO2)	BSE85K (Standard), BSG68K (Option)

dados motor

Motor versão	2
Voltagem do motor (outras sob consulta)	380-420V Y-3-50Hz
Máxima corrente de trabalho	58.2 A
Corrente de partida (rotor bloqueado)	135.0 A
Máx. Potência absorvida excedida	34,5 kW

extensão do fornecimento

Proteção do motor	SE-B3(Standard), SE-B2(Option)
Classe da proteção	IP65
Coxins	Standard
Carga de óleo	2,60 dm³
Resistência de aquecimento de óleo	0..140 W PTC (Standard)

opções disponíveis

Conexão da linha de sucção	Option
Válvula de descarga	Option
Monitoramento do nível de óleo	OLC-K1 (Option)

medição sonora

Nível de potência sonora (-10°C / 90bar)	82 dB(A) @ 50Hz
Nível de pressão sonora @ 1m (-10°C / 90bar)	74 dB(A) @ 50Hz

Anexo H.10 – Bock HGX46/280-4S

HGX46/280-4 S CO2 T

Motor: 380-420V Y/YY -3- 50Hz PW

Refrigerante: R744

Assunto:

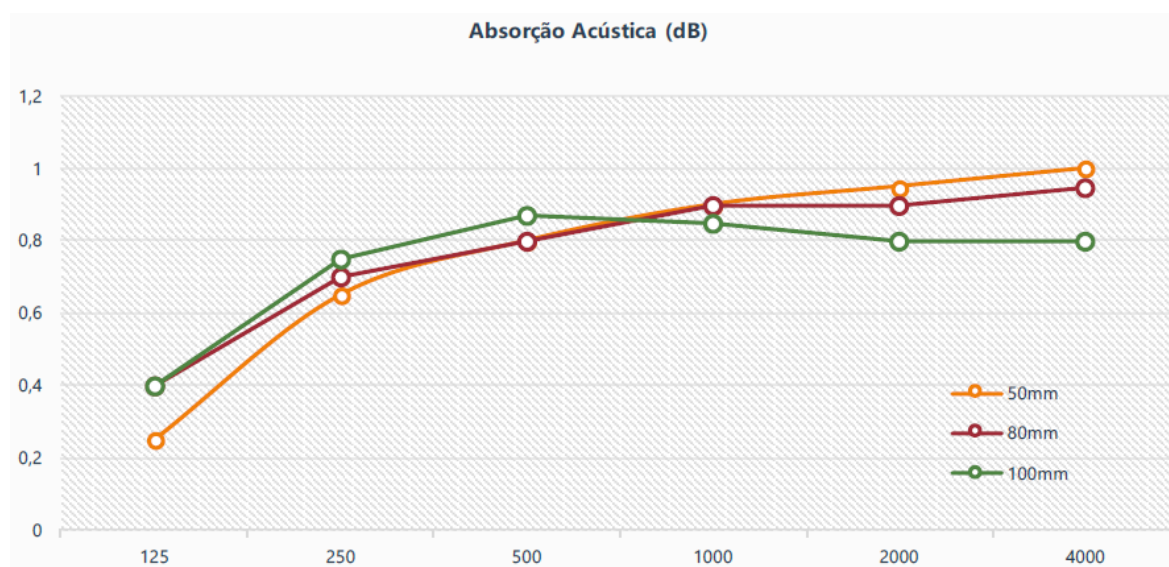
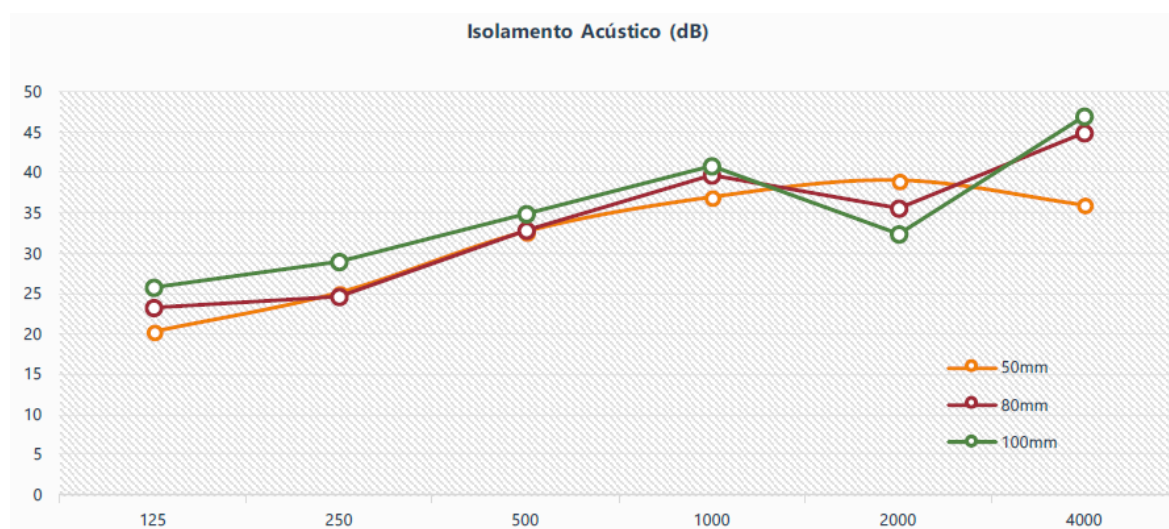
BOCK colour the world
of tomorrow

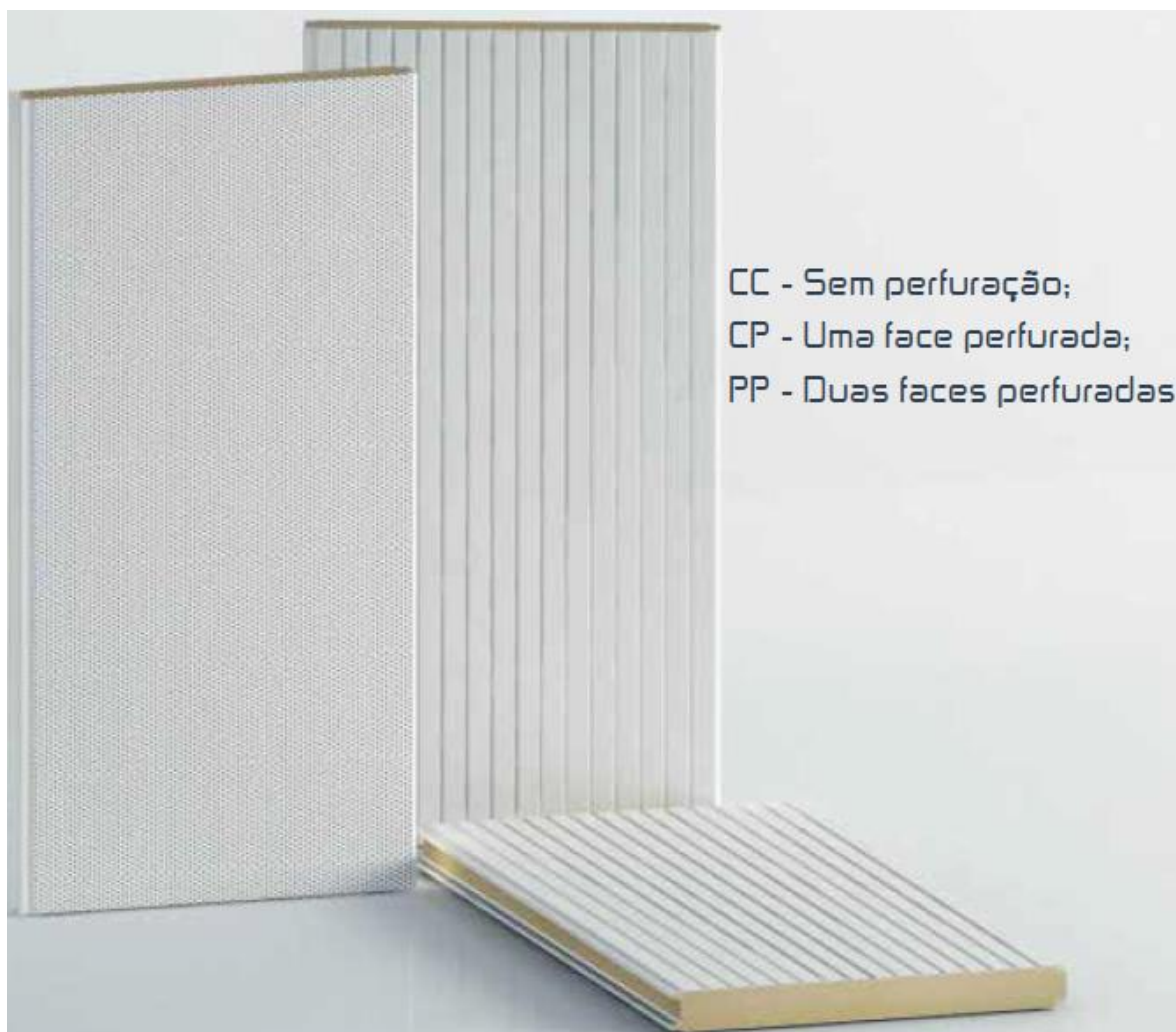
Dados técnicos

Número de cilindros / Furo / Curso de elevação	6 / 38 mm / 46 mm
Cilindrada unitária 50/60 Hz (1450/1740 1/min)	24,40 / 29,30 m³/h
Voltagem ¹⁾	380-420V Y/YY -3- 50Hz PW
	440-480V Y/YY -3- 60Hz PW
Número de espiras por ciclo de bobinagem	50% / 50%
Energia primária máx. ²⁾	73,0 A
Consumo máx. de energia ²⁾	43,1 kW
Corrente de arranque (rotor bloqueado) ²⁾	196,0 / 335,0 A
Protecção do motor	INT69 G
Tipo de protecção da caixa de terminais	IP 66
Peso	240 kg
Gama de frequência ³⁾	20 - 70 Hz
Sobrepresão máx. permitida (LP/HP) ⁴⁾	100 / 150 bar
Ligação da tubagem de aspiração SV	28 mm - 1 1/8 "
Ligação da tubagem de pressão DV	22 mm - 7/8 "
Lubrificação	Ólpumpe
Tipo de óleo R744	BOCKlub E85
Enchimento de óleo	2,6 Ltr.
Medidas exteriores Comprimento / Largura / Altura	774 / 466 / 403 mm
Nível de potência sonora L _{WA} ⁵⁾	82 dB(A) @ -10 °C / 15 °C / 10 K
	80 dB(A) @ -10 °C / 90 bar / 10 K
	81 dB(A) @ +5 °C / 100 bar / 10 K
Nível de pressão acústica L _{PA} ⁵⁾	68 dB(A) @ -10 °C / 15 °C / 10 K
	67 dB(A) @ -10 °C / 90 bar / 10 K
	68 dB(A) @ +5 °C / 100 bar / 10 K

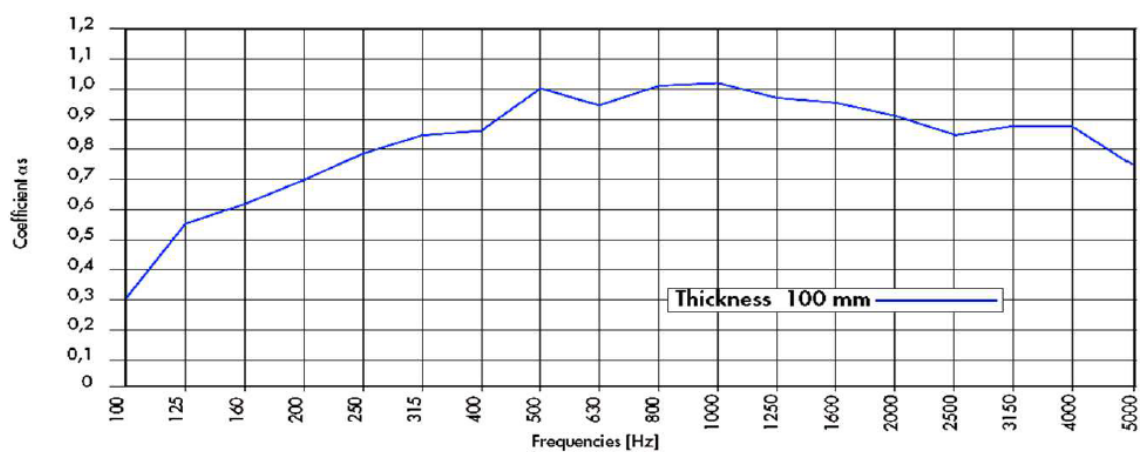
Anexo I – Fichas técnicas soluções acústicas

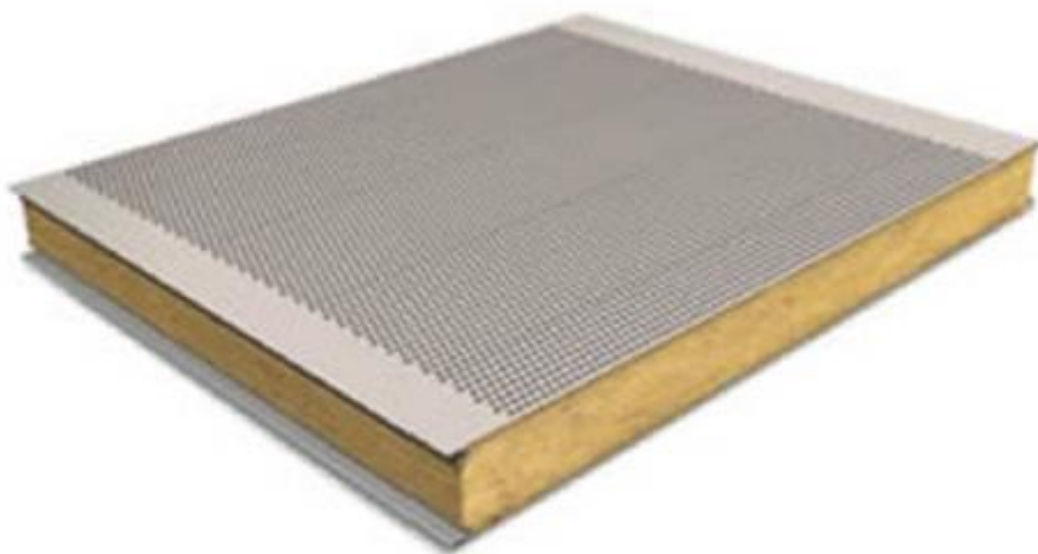
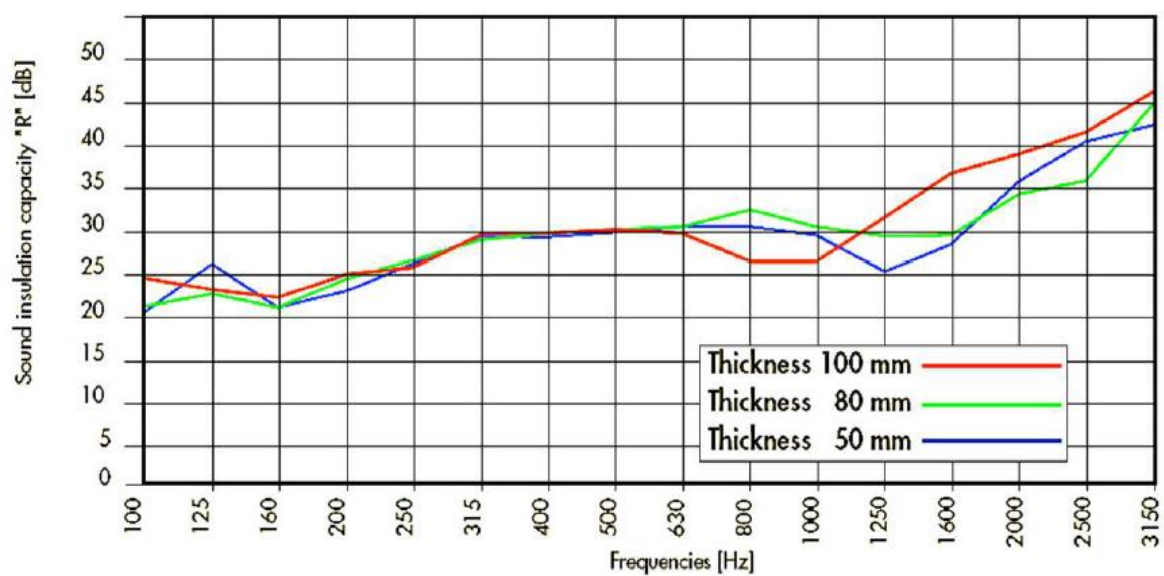
Anexo I.1 – Espectro de absorção e atenuação acústica do painel AcustekPro



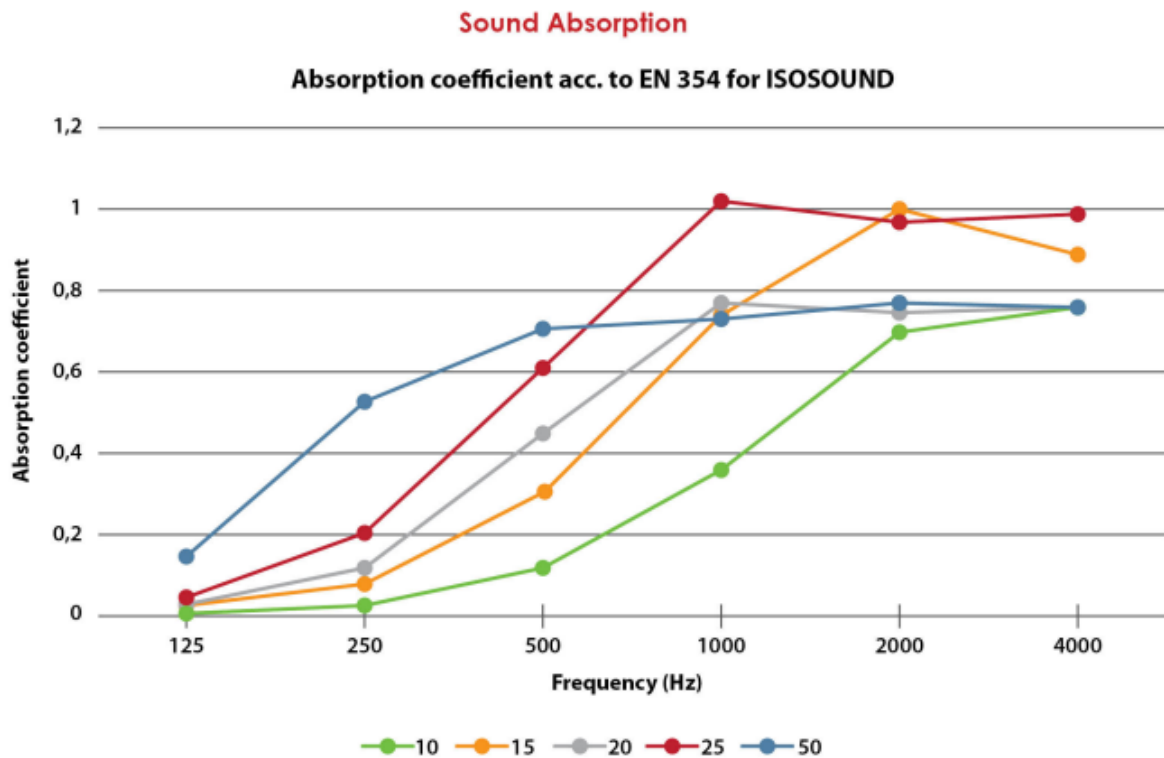


Anexo I.2 – Espectro de absorção e atenuação acústica do painel Sonic

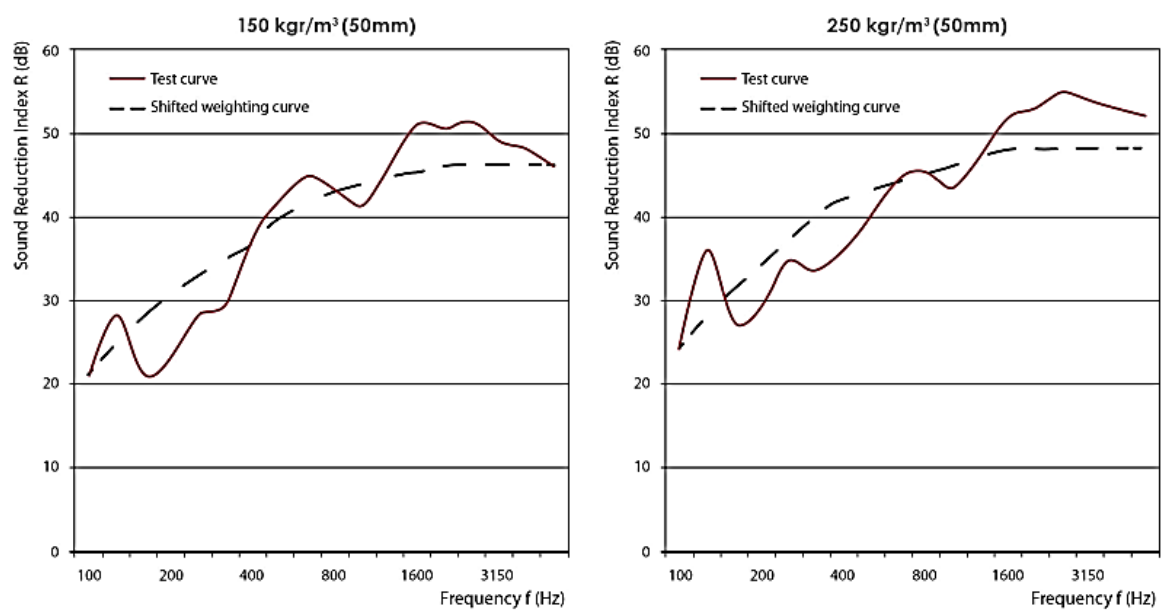




Anexo I.3 – Espectro de absorção e atenuação acústica da espuma ISOSOUND

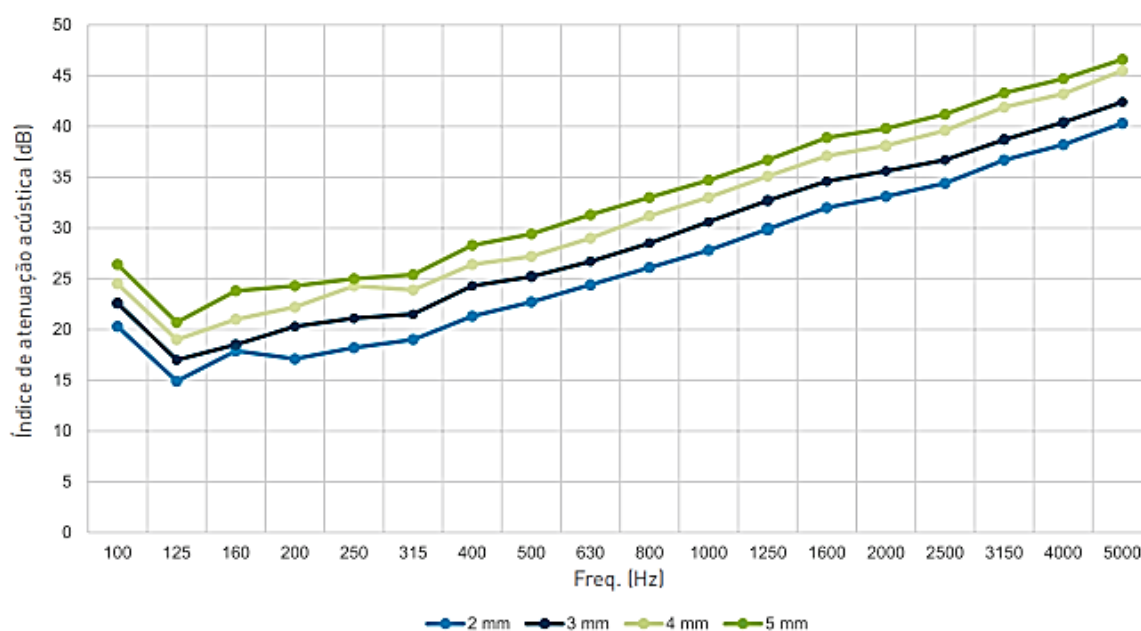


Sound Reduction (Test Reports from Aristotle University of Thessaloniki)





Anexo I.4 – Espectro de absorção e atenuação acústica da espuma ArmaConfort Barrier





ArmaComfort Barrier
P



ArmaComfort Barrier
B



ArmaComfort Barrier
B Alu

Anexo J – Certificado de conformidade protetor auditivo Singer

>> Conformity

This product has been tested according to the following European standard:

EN 352-1: 2002. Hearing protection. Part 1. Ear-muffs.

It complies with European **Regulation (EU) 2016/425** on Personal Protective Equipment (PPE). **Category III.**

EU type examination certificate (**module B**) issued by **INSPEC**. Notified body **n°0194**.

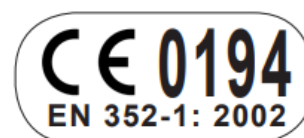
The PPE is subject to the conformity assessment procedure based on quality assurance of the production process (**Module D**) set out in Annex VIII (Category III) under surveillance of **INSPEC**. Notified body **n°0194**.

Download the EU declaration of conformity on: <http://docs.singer.fr>

Values of sound attenuation / SNR value in accordance with ISO / DIS 4869-2 with parameter $\alpha = 1$

SNR value: **30dB (H:34 dB M:28 dB L: 19 dB)**

Frequency (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Mean attenuation (dB)	18,4	16,9	19,7	29,7	38,5	34,3	42,3	38,4
Standard deviation	4,3	4,4	2,3	2,6	3,1	2,8	3,6	4,0
APV (dB)	14,1	12,5	17,4	27,1	35,4	31,5	38,7	34,4



Your distributor **SINGER® SAFETY**

SINGER®
safety