



CARATERIZAÇÃO DE ESPUMAS MULTI DENSIDADE COMO APOIOS ANTIVIBRÁTEIS

JOSÉ RICARDO DA SILVA FERNANDES

Dissertação submetida para satisfação parcial dos requisitos do grau de
MESTRE EM ENGENHARIA CIVIL — ESPECIALIZAÇÃO EM CONSTRUÇÕES

Orientador: Professor Doutor Rui Manuel Gonçalves Calejo Rodrigues

JUNHO DE 2012

MESTRADO INTEGRADO EM ENGENHARIA CIVIL 2011/2012

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL

Tel. +351 22 508 1901

Fax +351 22 508 1446

✉ miec@fe.up.pt

Editado por

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO

Rua Dr. Roberto Frias

4200-465 PORTO

Portugal

Tel. +351-22-508 1400

Fax +351-22-508 1440

✉ feup@fe.up.pt

🌐 <http://www.fe.up.pt>

Reproduções parciais deste documento serão autorizadas na condição que seja mencionado o Autor e feita referência a *Mestrado Integrado em Engenharia Civil - 2011/2012 - Departamento de Engenharia Civil, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal, 2012.*

As opiniões e informações incluídas neste documento representam unicamente o ponto de vista do respetivo Autor, não podendo o Editor aceitar qualquer responsabilidade legal ou outra em relação a erros ou omissões que possam existir.

Este documento foi produzido a partir de versão eletrónica fornecida pelo respetivo Autor.

Aos meus Pais

Pensar é o trabalho mais pesado que há, e talvez seja essa a razão para tão poucos se dedicarem a isso."

Henry Ford

AGRADECIMENTOS

Pretendo neste momento agradecer a todos aqueles que contribuíram de forma direta ou indireta para a realização desta dissertação de Mestrado, com especial destaque para:

- O meu orientador, o Professor Doutor Rui Calejo Rodrigues, pelos seus conselhos e pela motivação que sempre foi transmitindo de forma a ultrapassar todas as dificuldades que se foram surgindo. Foi sem sombra de dúvida uma honra poder ter trabalhado sob sua orientação;
- O Professor Doutor José Dias Rodrigues, pelo auxílio prestado na realização dos ensaios deste estudo e pela disponibilidade que sempre apresentou no esclarecimento de qualquer dúvida que me surgisse no âmbito das vibrações;
- A Engenheira Daniela Dolgner, na colaboração prestada principalmente na fase inicial deste estudo com a pesquisa de informação que ia complementando os conceitos que eu ia adquirindo, e na colaboração prestada na revisão deste trabalho;
- A empresa *Flex 2000*, na pessoa do Engenheiro Jorge Fernandes, pela informação prestada acerca do material em estudo e pela facilitação da obtenção de materiais para ensaio sempre que necessário;
- Os meus colegas e amigos que me acompanharam ao longo da minha formação com os quais partilhei e troquei informação que me foi auxiliando na obtenção de mais conhecimento;
- Os meus pais, por me terem transmitido uma educação exemplar, pelos sacrifícios que passaram para me garantir a melhor formação que pude ter e pela presença constante que tiveram na minha vida. Sem eles não poderia ter chegado até aqui;
- A minha namorada, Cristina Saldanha, pelo apoio e compreensão prestados nos momentos mais difíceis e por tudo fazer para que essas situações fossem ultrapassadas ou momentaneamente esquecidas.

RESUMO

Este trabalho carateriza o comportamento à vibração de um material que é resultado de um reaproveitamento de desperdícios de espumas de poliuretano, que são triturados e aglomerados, originado um novo tipo de espuma, com densidades médias compreendidas entre 60 e 200 kg/m³.

A eficiência acústica deste material quando utilizado como apoio antivibrátil depende das suas características tais como rigidez dinâmica, amortecimento, deformação estática e frequência natural.

O objetivo deste trabalho centra-se na realização de ensaios laboratoriais e no processamento teórico de dados destinados a identificar as características de comportamento deste material às vibrações.

Após um primeiro ensaio, o estudo direciona-se para a análise de três densidades distintas deste material, fazendo estudos com a variação da sua espessura.

Através da análise dos resultados, conclui-se sobre as potencialidades de utilização deste material como apoio antivibrátil, exemplificando-se tais potencialidades com exemplos de aplicação.

PALAVRAS-CHAVE: acústica, vibrações, espumas poliuretano, apoios antivibráteis.

ABSTRACT

This work characterizes the vibration behaviour of a material which is a result of recycling waste of polyurethane foams, which are crushed and pellets, originating a new type of foam with average densities between 60 and 200 kg/m³.

The acoustic efficiency of this material when used as vibration isolator depends on its characteristics such as dynamic stiffness, damping, natural frequency and static deflection.

This work focuses on laboratory testing and processing theoretical data to identify the characteristics of vibration behaviour of this material.

After an initial test, the study is directed to the analysis of three different densities of the material, studies with the variation of thickness.

By analysing the results, is concluded on the potential use of this material as a vibration isolator, exemplifying that potential with application examples.

KEYWORDS: acoustic, vibration, polyurethane foams, vibration isolator

ÍNDICE GERAL

AGRADECIMENTOS	i
RESUMO	iii
ABSTRACT	v
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS	1
1.2. DESCRIÇÃO DO OBJETO	1
1.3. DESCRIÇÃO DO OBJETIVO	2
1.4. DESCRIÇÃO DO ÂMBITO	2
1.5. METODOLOGIA	3
2. CONTROLO DE VIBRAÇÕES	5
2.1. INTRODUÇÃO	5
2.2. GENERALIDADES ACERCA DE VIBRAÇÕES	6
2.2.1. TIPOS DE VIBRAÇÕES	6
2.2.2. INTENSIDADE E FREQUÊNCIA DA VIBRAÇÃO	6
2.2.3. RUÍDO ESTRUTURAL	7
2.3. ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES	7
2.4. EFEITOS DAS VIBRAÇÕES	9
2.5. ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES	9
2.6. ASPETOS TEÓRICOS	10
2.6.1. O MODELO DISCRETO DE UM GRAU DE LIBERDADE	10
2.6.2. AMORTECIMENTO	12
2.6.3. TRANSMISSIBILIDADE	13
2.7. FUNÇÕES DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA (FRF)	15
2.7.1. FUNÇÃO RECETÂNCIA	15
2.7.2. FUNÇÃO ACELERÂNCIA	16
2.7.3. RIGIDEZ DINÂMICA	17
2.7.4. DETERMINAÇÃO DO AMORTECIMENTO	17

3. APOIOS ANTIVIBRÁTEIS	19
3.1. INTRODUÇÃO	19
3.2. TIPOS DE APOIOS	20
3.2.1. APOIOS DE CORTIÇA E DE FELTRO	21
3.2.2. APOIOS DE BORRACHA	21
3.2.3. MOLAS DE METAL	22
3.2.4. APOIOS PNEUMÁTICOS	23
3.3. ANÁLISE DE MERCADO	23
3.3.1. APOIOS CDM	23
3.3.2. APOIOS GETZNER	24
3.3.3. APOIOS CROXON	25
3.3.4. APOIOS DIPOELAST	25
4. ESPUMAS MULTI DENSIDADE	27
4.1. INTRODUÇÃO	27
4.2. POLIURETANO	27
4.3. CONSTITUIÇÃO	28
4.4. ESPUMAS MULTI DENSIDADE	29
5. ENSAIOS EXPERIMENTAIS	31
5.1. INTRODUÇÃO	31
5.2. SISTEMA DE ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE	31
5.2.1. METODOLOGIA	31
5.2.2. MONTAGEM EXPERIMENTAL	32
5.2.3. REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS	33
5.2.4. TRATAMENTO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	33
5.3. SISTEMA DE ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE DOIS GRAUS DE LIBERDADE	35
5.3.1. METODOLOGIA	35
5.3.2. MONTAGEM EXPERIMENTAL	36
5.3.3. REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS	37
5.3.4. TRATAMENTO DOS RESULTADOS	38

5.4. ENSAIO PARA A DETERMINAÇÃO DA DEFORMAÇÃO ESTÁTICA DAS ESPUMAS	41
5.4.1. METODOLOGIA.....	41
5.4.2. MONTAGEM EXPERIMENTAL	41
5.4.3. REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS.....	41
5.4.4. TRATAMENTO DOS RESULTADOS	42
6. ANÁLISE DOS RESULTADOS	43
6.1. INTRODUÇÃO	43
6.2. APRESENTAÇÃO DOS DADOS REFERENTES AO ENSAIO 1	44
6.2.1. RELAÇÕES DAS FREQUÊNCIAS DE RESSONÂNCIA DOS PROVETES ENSAIADOS	44
6.2.2. RELAÇÕES DA RIGIDEZ DINÂMICA DOS PROVETES ENSAIADOS.....	44
6.2.3. PRINCIPAIS CONCLUSÕES INFERIDAS ATRAVÉS DO ENSAIO 1	45
6.3. APRESENTAÇÃO DOS DADOS REFERENTES AO ENSAIO 2	45
6.3.1. RELAÇÕES DAS FREQUÊNCIAS DE RESSONÂNCIA DOS PROVETES ENSAIADOS	45
6.3.2. RELAÇÕES DA RIGIDEZ AXIAL DOS PROVETES ENSAIADOS.....	47
6.3.3. RELAÇÕES DAS RAZÕES DE AMORTECIMENTO DOS PROVETES ENSAIADOS	48
6.3.4. RELAÇÕES DA LARGURA DE BANDA DE 3 DB DOS PROVETES ENSAIADOS	49
6.3.5. PRINCIPAIS CONCLUSÕES INFERIDAS ATRAVÉS DO ENSAIO 2	49
6.4. APRESENTAÇÃO DOS DADOS REFERENTES AO ENSAIO 3	50
6.4.1. RELAÇÕES ENTRE OS VALORES DE CARGA NECESSÁRIOS À DEFORMAÇÃO DE 10% DOS PROVETES.....	50
6.4.2. PRINCIPAIS CONCLUSÕES INFERIDAS ATRAVÉS DO ENSAIO 3	50
7. CASO PRÁTICO	51
7.1. INTRODUÇÃO	51
7.2. DIMENSIONAMENTO DO APOIO ANTIVIBRÁTIL PARA A BOMBA HIDROPRESSORA	53
7.3. DIMENSIONAMENTO DO APOIO ANTIVIBRÁTIL PARA UM GERADOR DE ALTA RESISTÊNCIA.....	54
8. CONCLUSÕES	57
8.1. CONSIDERAÇÕES FINAIS	57
8.2. PRINCIPAIS DIFICULDADES E PERSPETIVAS DE DESENVOLVIMENTO FUTURO	58
BIBLIOGRAFIA	59

ANEXOS	61
ANEXO 1	64
ANEXO 2	65
ANEXO 3	85
ANEXO 4	87
ANEXO 5	101

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig.1.1 – Aspeto das várias densidades possíveis do material em estudo	2
Fig. 1.2 – Estrutura organizativa do trabalho	3
Fig. 2.1 – Vibrações de banda estreita: contínua (esquerda) e transitória (direita).....	6
Fig. 2.2 – Vibração de banda larga contínua	6
Fig. 2.3 – Sistema de vibração com um grau de liberdade.....	11
Fig. 2.4 – Resposta livre de um sistema com grau de liberdade para vários tipos de amortecimento relativo	12
Fig. 2.5 – Relação Transmissibilidade/Fator de amortecimento	14
Fig. 2.6 – Deflexão estática em função do tipo de aplicação e de frequência de excitação	15
Fig. 2.7 – Representação da função recetância em função da magnitude e da fase.....	16
Fig. 2.8 – Representação da função acelerância em função da magnitude e da fase.....	17
Fig. 2.9 – Representação da largura de banda em torno da frequência de ressonância	18
Fig. 3.1 – Intervalos de aplicação dos diferentes tipos de isoladores.....	20
Fig. 3.2 – Aspeto apoios de cortiça e borracha (esquerda), aspeto de apoios de molas (centro), aspeto apoios pneumáticos)	21
Fig. 3.3 – Exemplos de apoios antivibráteis CDM	24
Fig. 3.4 – Constituição apoios Sylomer e Sylodyn.....	25
Fig. 3.5 – Croxon Xilon (esquerda) e Silentac (centro e direita)	25
Fig. 3.6 – Constituição apoios antivibráteis Dipolast.....	26
Fig. 4.1 – Otto Bayer (1902-1982).....	27
Fig. 4.2 – Formação do grupo uretano.....	28
Fig. 4.3 – Aspeto espumas Aglomex Acoustic.....	29
Fig. 5.1 – Esquema do ensaio com a configuração de um grau de liberdade.....	32
Fig. 5.2 – Materialização do ensaio com a configuração de um grau de liberdade.....	32
Fig. 5.3 – Função acelerância para todas as densidades	33
Fig. 5.4 – Análise da variação da rigidez dinâmica em função da resposta em frequência	34
Fig. 5.5 – Esquema do modelo do ensaio.....	36
Fig. 5.6 – Pormenor dos provetes ensaiados	36
Fig. 5.7 – Pormenor da montagem experimental.....	37
Fig. 5.8 – Funções de resposta em frequência diretas	38
Fig. 5.9 – Funções de resposta em frequência cruzadas	39
Fig. 5.10 – Funções de transmissibilidade	39 e 52

Fig. 5.11 – Relação entre a frequência de vibração e a frequência de ressonância do sistema.....	40
Fig. 5.12 – Representação da realização do ensaio de deformação estática	41
Fig. 5.13 – Representação gráfica da carga necessária para causar uma deformação de 10% da amostra	42 e 51
Fig. 6.1 – Frequência de ressonância dos nove provetes ensaiados	44
Fig. 6.2 – Rigidez dinâmica dos nove provetes ensaiados	45
Fig. 6.3 – Frequência de ressonância dos seis provetes ensaiados	46
Fig. 6.4 – Valores de Rigidez Axial dos seis provetes ensaiados	47
Fig. 6.5 – Razões de Amortecimento dos seis provetes ensaiados	48
Fig. 6.6 – Largura de Banda de 3dB dos seis provetes ensaiados.....	49
Fig. 6.7 – Valores de força geradores de 10% de deformação do material.....	50
Fig. 7.1 – Materialização do apoio a ser aplicado no caso em estudo	53
Fig. 7.2 – Aspeto e caraterísticas da Bomba Rover Pompe BE-M 20	53
Fig. 7.3 – Eliminação de hipóteses de apoio recorrendo à capacidade de carga das espumas.....	54
Fig. 7.4 – Eliminação de hipóteses de apoio recorrendo à transmissibilidade das espumas.....	54
Fig. 7.5 – Aspeto e caraterísticas do gerador Honda EC 2000.....	55
Fig 7.6 – Eliminação de hipóteses de apoio recorrendo à capacidade de carga das espumas.....	55
Fig 7.7 – Eliminação de hipóteses de apoio recorrendo à transmissibilidade das espumas.....	56

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 – Efeitos das vibrações nos seres humanos	9
Tabela 4.1 – Lista de densidades comercializadas do material Aglomex Acoustic e respetivas propriedades físicas.....	30
Tabela 5.1 – Resumo das caraterísticas das amostras em estudo	35
Tabela 5.2 – Caraterísticas das amostras ensaiadas	40
Tabela 5.3 – Resultados do ensaio de deformação estática	42
Tabela 6.1 – Valores de frequência de ressonância dos provetes	47
Tabela 6.2 – Relação de frequência de ressonância entre os provetes de diferentes espessuras com a mesma densidade	47
Tabela 7.1 – Aspeto e caraterísticas da Bomba Rover Pompe BE-M 20	53
Tabela 7.2 – Aspeto e caraterísticas do gerador Honda EC 2000	55

SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

a – aceleração

A - acelerância

c – velocidade de propagação do som no ar

C – amortecimento

C_c – amortecimento crítico

d – deflexão estática

f – frequência de vibração [Hz]

f_0 – frequência de ressonância [Hz]

f_d – frequência de ressonância amortecida [Hz]

g – constante de aceleração da gravidade

k – rigidez [N/m]

K_{din} – rigidez dinâmica [N/m]

L – nível de intensidade sonora [dB]

L_A – nível de intensidade sonora [dB(A)]

m – massa [kg]

p – pressão sonora

P_0 – Pressão Atmosférica

v – velocidade

α - recetância

ρ – massa específica

ω – Frequência angular [rad/s]

ω_0 – frequência de ressonância [rad/s]

ξ - fator de amortecimento

β - rácio entre frequência de vibração e frequência de ressonância

AVAC – Aquecimento, ventilação e ar condicionado

DEC – Departamento de Engenharia Civil

DeMEC – Departamento de Engenharia Mecânica

FEUP – Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

FRF – Função de resposta em frequência

LaVIBRA – Laboratório de Vibrações Mecânicas do DeMEC

1

INTRODUÇÃO

1.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Este trabalho surge no âmbito da Unidade Curricular Dissertação, do segundo semestre do quinto ano do Mestrado Integrado em Engenharia Civil da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Para a sua realização propõem-se vários temas aos alunos que após a aceitação do resultado de concurso ao qual se submetem, se obtém um determinado tema atribuído, sendo que neste caso o tema em questão trata a “Caraterização de espumas multi densidade como apoios antivibráteis”.

São cada vez mais os problemas causados por elevados níveis sonoros que se tornam incomodativos para as pessoas. Este estudo insere-se na preocupação geral de minimizar os inconvenientes decorrentes do funcionamento de equipamentos, particularmente quando este origina ruídos de percussão cujo nível obriga a tomada de medidas mitigadoras.

No presente trabalho estuda-se a possibilidade da utilização de espumas multi densidade na redução desses níveis sonoros provenientes desse tipo de solicitações.

1.2. DESCRIÇÃO DO OBJETO

O objeto alvo deste estudo são as espumas multi densidade, material resiliente produzido pela empresa *FLEX2000 – Produtos Flexíveis, SA*, com a designação comercial *Aglomex® Acoustic*.

Este material é constituído pela aglomeração de restos de espumas de poliuretano que são oriundos do processo de corte e moldagem de espumas para os mais variados fins, desde o fabrico de colchões, à estofagem de sofás, passando também pelo fabrico de esfregões.

Na ausência de reutilização, estes excedentes, seriam encaminhados para aterro como resíduo industrial, uma vez que estas espumas não são recicláveis.

Assim, este produto tem um elevado valor ambiental na medida em que a sua existência permite a poupança e reutilização de recursos provenientes da natureza, sendo que este aspeto, nos dias de hoje, é muito apreciado pela sociedade civil, e o “carimbo” de produto amigo do ambiente tem uma boa cotação no mercado.

Estas espumas existem na forma de várias densidades, sendo elas 60, 80, 90, 100, 120, 140, 150, 180 e 200 kg/m³, podendo as mesmas ser comercializadas em qualquer tipo de espessura.

Na figura seguinte é ilustrado o aspeto de cada uma das variantes deste material.



Figura 1.1 - Aspeto das várias densidades possíveis do material em estudo

Estas espumas são exaustivamente descritas no capítulo 4.

1.3. DESCRIÇÃO DO OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo a caraterização/estudo da viabilidade da utilização das espumas multi densidade como apoios antivibráteis.

Este material já foi alvo de estudo em trabalhos semelhantes nos quais foi caraterizada a sua absorção acústica [1], o seu comportamento ao isolamento de sons de percussão [2], o estudo da viabilidade da sua utilização como baffles acústicos [3] e o estudo da sua inclusão num bloco para parede dupla [4].

Desta feita, o objetivo é caraterizá-los como apoios antivibráteis, isto é, determinar a sua capacidade de absorção de vibrações, avaliando a utilidade deste material quando colocado na base de equipamentos mecânicos, tais como bombas hidropressoras, equipamentos de AVAC, geradores de energia, etc.

Tendo como objetivo a caraterização destas espumas como apoios antivibráteis, torna-se fulcral o conhecimento de algumas caraterísticas físicas específicas do mesmo, tais como rigidez dinâmica, deformação estática, frequência de ressonância e amortecimento.

1.4. DESCRIÇÃO DO ÂMBITO

Direciona-se este estudo para a análise de algumas das densidades possíveis, fazendo variar algumas caraterísticas das mesmas como a espessura.

Assim, de entre todas as densidades possíveis, o alvo principal neste estudo são as espumas com densidades de 60, 120 e 200 kg/m³.

1.5. DESCRIÇÃO DA METODOLOGIA

A metodologia a utilizar é, numa primeira fase, baseada no estudo e análise do fenómeno de vibração e de um sistema vibratório.

Em seguida parte-se para uma procura de conhecimento acerca da existência de outros materiais de mercado que cumpram o mesmo tipo de funções que o objeto em estudo.

Depois, passa-se para o estudo da composição do material em estudo.

Após toda esta base de conhecimento, parte-se para a elaboração de ensaios para a determinação de caraterísticas próprias do objeto em análise, por forma a cumprir os objetivos estipulados, analisando os resultados e produzindo conclusões.

Mostra-se a validade do estudo com a aplicação dos resultados obtidos num caso prático.

Termina-se este estudo com conclusões finais acerca do mesmo e com perspetivas de evolução deste estudo em ocasiões futuras.

A figura seguinte evidencia de forma clara a metodologia usada neste trabalho.

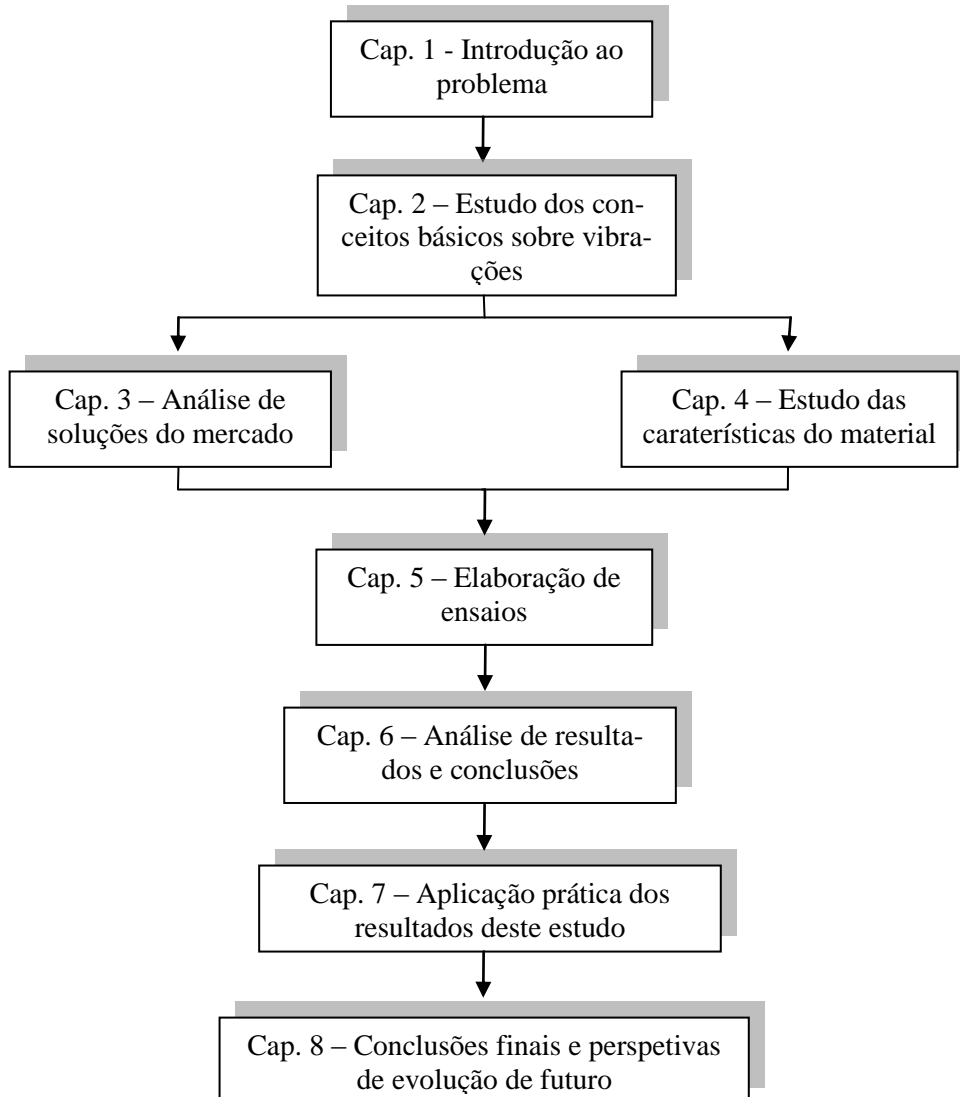


Figura 1.2 – Estrutura organizativa do trabalho

2

CONTROLO DE VIBRAÇÕES

2.1. INTRODUÇÃO

Entende-se como vibração o movimento oscilatório de um corpo ou superfície em torno de uma posição média de referência. [5]

Nos edifícios de habitação, existem cada vez mais equipamentos mecânicos de forma a colmatarem as necessidades de conforto dos seres humanos. Assim, o nível de equipamentos mecânicos em edifícios hoje em dia é sem sombra de dúvida superior ao de há 50 anos atrás. Hoje, a maioria dos edifícios estão munidos de equipamentos geradores de ruído e de vibrações, como são exemplo os AVAC, bombas hidropressoras, eletrodomésticos como máquinas de lavar roupa/loia, e nos edifícios mais altos, ainda há a existência de elevadores que por si só englobam grandes equipamentos mecânicos.

Esta situação origina uma presença e relevância cada vez maior de vibrações mecânicas, sendo estas já classificadas como um elemento de poluição do ambiente e de desconforto nas edificações construídas uma vez que estes aparelhos transmitem diretamente ao edifício vibrações que originam ruídos e incómodos aos seus utilizadores.

Estas vibrações, ao incidirem sobre a estrutura do edifício são indesejáveis, uma vez que muitas vezes resultam em radiação sonora, desgaste e fadiga estrutural do mesmo.

Assim, torna-se necessário que os níveis de vibração sejam limitados, ainda na fase de projeto, estudando-se para cada tipo de equipamento a melhor forma de os eliminar.

Os efeitos das vibrações podem classificar-se em três grupos [6]:

- Incomodidade para as pessoas;
- Danos nos edifícios, principalmente em monumentos antigos;
- Mau funcionamento de equipamentos sensíveis em locais como hospitais, laboratórios e até em habitações.

A incomodidade para as pessoas pode ainda dividir-se nas seguintes classes [6]:

- Nociva para a saúde, envolvendo normalmente ferramentas vibratórias, ou por equipamentos e veículos que submetem o utilizador a esforços dinâmicos;
- Inconveniente ou impeditiva da realização normal de um trabalho, envolvendo normalmente ferramentas vibratórias ou equipamentos móveis;
- Excessiva, eventualmente tolerável em situações esporádicas como por exemplo, durante uma viagem, ou provocada por obras limitadas temporalmente;
- Sensível, no sossego da habitação ou em outros locais de lazer ou repouso.

Dada a finalidade deste trabalho, é para esta última classe de vibrações que o objeto em estudo se desenvolve.

2.2. GENERALIDADES ACERCA DE VIBRAÇÕES

2.2.1. TIPOS DE VIBRAÇÕES

De uma forma simples, as vibrações podem ser consideradas quando à [6]:

- Duração e forma de geração em:
 - Vibrações impulsivas (como as decorrentes de explosões, pela cravação de estacas, por prensas, etc);
 - Continuadas (como as provocadas pelo funcionamento de equipamentos mecânicos).
- E quanto ao tipo de frequência em [6]:
 - Sinusoidais, ou de banda estreita;
 - De banda larga (com várias frequências envolvidas).

Por este tipo de classificação é assim usual, aquando da avaliação dos possíveis efeitos da vibrações, no caso das vibrações impulsivas, contar o seu número de ocorrências, e no caso das contínuas, a sua duração diária (em horas).

As figuras seguintes ilustram alguns destes tipos de vibrações.

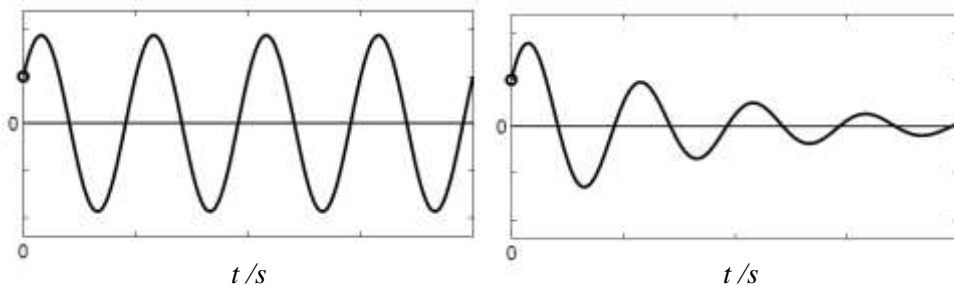


Figura 2.1 – Vibrações de banda estreita: contínua (esquerda) e transitória (direita) [7]

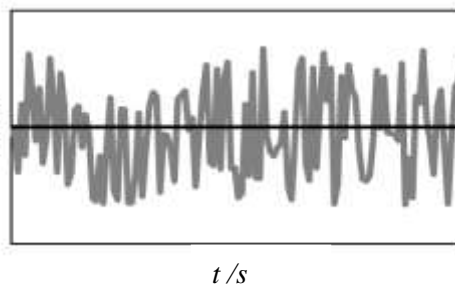


Figura 2.2 – Vibração de banda larga contínua [7]

2.2.2. INTENSIDADE E FREQUÊNCIA DA VIBRAÇÃO

A intensidade de uma vibração é obtida pela determinação do valor máximo (do módulo) do valor do deslocamento (d), velocidade (v) ou aceleração (a) de um ponto do sistema cuja vibração se pretende avaliar.

Por vezes é necessário medir as três componentes do movimento, mas geralmente é suficiente medir a componente presumível de maior importância.

Uma informação importante acerca de uma vibração é o seu conteúdo, isto é, representada em rad/s ou em Hz, pois, todos os tipos de recetores das vibrações (incluindo os seres humanos) são mais sensíveis a determinadas frequências (designadas de frequências próprias) do que a outras.

A escolha da grandeza a utilizar (deslocamento, velocidade ou aceleração, estando todas elas relacionadas matematicamente com a evolução no tempo) tem também evoluído com os equipamentos de medição (no sentido d , v , a), embora, em termos gerais se deva preferir o deslocamento quando as frequências presentes na vibração são baixas (abaixo dos 10 Hz) enquanto que a aceleração é preferencialmente usada quando as frequências são altas (acima dos 100 Hz).

2.2.3. RUÍDO ESTRUTURAL

Uma placa vibrante pode emitir som, como um altifalante. Considerando uma onda plana emitida por uma placa com vibração uniforme, propagando-se no ar com velocidade c , a pressão sonora p , emitida está relacionada com a velocidade transversal da placa, v , por:

$$p = \rho \times c \times v \quad (2.1)$$

Sendo ρ a massa específica do material sobre o qual o equipamento está apoiado.

À pressão atmosférica ($P_0=1,013 \times 10^3$) e à temperatura atmosférica de 20°, $\rho=1,205 \text{ kg/m}^3$, $c=343 \text{ m/s}$, donde $\rho c \approx 413 \text{ Ns/m}^3$.

O nível de ruído em dB é dado por:

$$L = 10 \log \left(\frac{pv}{10^{-12}} \right) = 10 \log \left(\frac{\rho \cdot c \cdot v^2}{10^{-12}} \right) = 10 \log \left(\frac{413v^2}{10^{-12}} \right) \quad (2.2)$$

Ou:

$$L = 20 \log(v) + 146 \quad (2.3)$$

Com v em m/s e L em dB.

Considerando a velocidade de vibração decomposta em bandas de frequência, cada componente v_i produz um nível sonoro L_i .

O nível sonoro final ponderado, L_A em dB(A) é então:

$$L_A = 10 \log \left(\sum_i 10^{0,1(L_i+c_i)} \right) \quad (2.4)$$

Onde os valores de c_i são os coeficientes de ponderação A para as diferentes bandas normalizadas que, para as bandas de oitava de 31,5; 63; 125; e 250 Hz, são respetivamente -39; -26; -16; e -9 dB.

Designa-se por velocidade acústica aquela velocidade de vibração de um piso ou de uma parede que aumenta o nível de ruído ambiente, numa habitação, em 3 dB(A) ou mais.

2.3. ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES

A vibração excessiva, pode ser devida ou a uma solicitação excessiva ou à sintonia do sistema vibrante com a solicitação (ressonância). Assim, essa vibração pode ser evitada das seguintes formas [6]:

- Dessintonização da solicitação relativamente ao sistema vibrante:
 - Alterando-lhes as frequências próprias, por alteração da massa ou rigidez;
 - Alterando a frequência da solicitação;
 - Evitando que a solicitação permaneça durante um tempo significativo com frequência próxima das frequências próprias do sistema.
- Introdução de amortecimento no sistema;
- Neutralização da solicitação, pela introdução de uma outra, tanto quanto possível igual e de sinal contrário.
- Redução da transmissão da solicitação ao sistema, através de isoladores

Todos estes modos de atuação têm as suas dificuldades e inconvenientes, dando na prática apenas resultados parciais.

Quanto ao primeiro modo apresentado, não é normalmente fácil reduzir a massa, e aumentá-la o suficiente pode ser uma solução pouco atrativa (e com outros inconvenientes). Também pode não ser possível reduzir a rigidez, mas o seu aumento é por vezes utilizado: num edifício, a utilização de paredes de betão armado aumentam-lhe a rigidez relativamente à que teria um edifício com uma estrutura porticada.

A vibração sensível de portas e janelas pode ser evitada retirando folgas e a vibração de móveis desaparecerá quando melhorado o seu apoio. De referir ainda que a vibração de portas e janelas e até de outros elementos como tetos falsos é por vezes devida à vibração do ar, de frequências muito baixas

No que toca ao modo de atuação anunciado em segundo lugar, a introdução de amortecimento numa estrutura *a posteriori* não é fácil, e durante a construção essa possibilidade é limitada (quer pelo custo, quer pela maior complexidade da estrutura e pela perda da resistência desta, além da perda das características do próprio amortecimento com o tempo).

Quanto ao terceiro modo de atuação, é típico o uso do chamado amortecedor dinâmico, que é um sistema massa-mola-amortecedor, funcionando na mesma direção da vibração que se pretende reduzir, sintonizado para a frequência de excitação.

Este é o tipo de amortecimento que o sistema de suspensão que qualquer veículo tem. Quanto mais pequena for a massa do amortecedor, maior será a amplificação, ou seja, menor será a sua eficiência e vice-versa [6].

Outro método consiste no isolamento ativo: um sistema de controlo, recolhendo informação de um sensor do movimento do sistema vibrante, gera uma força no sentido de o imobilizar. Este método é aplicado para anular os movimentos oscilatórios de baixa frequência dos edifícios tipo arranha-céus. A estabilização do movimento dos navios é também realizada à custa de um sistema de controlo ativo.

No quarto modo de isolamento de vibrações enunciado, podem considerar-se várias técnicas, dependendo da solicitação: em edifícios, para os isolar das ações sísmicas, é possível usar-se fundações “flutuantes” ou deslizantes (quando estão em causa solicitações horizontais, normalmente as mais destruidoras); para vibrações menos significantes que os sismos, as grandes massas de betão presentes nas fundações funcionam por inércia.

No caso especial das vibrações serem causadas por máquinas (caso em estudo), é corrente intercalar entre estas e o edifício apoios com elasticidade e amortecimento, com ou sem massa significativa. Nestes casos é necessário um dimensionamento cuidadoso.

No capítulo seguinte será abordado mais exaustivamente este assunto.

2.4. EFEITOS DAS VIBRAÇÕES

Os vários efeitos das vibrações nos edifícios e os vários efeitos de incomodidade daí decorrentes no ser humano foram já enunciados neste capítulo. Como forma de conclusão do mesmo, serão agora apresentados alguns efeitos no corpo humano que vão para além de uma simples incomodidade.

Assim, sabe-se que a maior parte das perturbações causadas no se humano, tanto a nível fisiológico como psicológico, se situam entre os 4 e os 20 Hz (tabela 2.1). Quando sujeitos a uma continuada exposição aos efeitos de vibrações, poderão surgir a longo prazo algumas alterações patológicas que vão desde doenças ao nível da coluna, das articulações, doenças também ao nível cardiovascular, etc.

A tabela seguinte sintetiza algumas dessas possíveis alterações no corpo humano em função da frequência da vibração.

Tabela 2.1 – Efeitos das vibrações nos seres humanos [8]

Efeitos	Frequência (Hz)
Aumento do ritmo respiratório (hiperventilação pulmonar)	4 – 8
Contrações musculares	4 – 9
Sensação geral de desconforto	4 – 9
Dores abdominais	4 – 10
Dores no peito	5 – 7
Sensações no maxilar inferior	6 – 8
Urgência em urinar e defecar	10 – 18
Sensação na garganta	12 – 16
Sensações na cabeça	13 – 20
Aumento do tónus muscular	13 – 20
Alterações no sistema cardiovascular	13 – 20

2.5. ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES

A minimização de vibrações é considerada uma parte fundamental que qualquer análise de estudo de ruído, uma vez que, este ruído proveniente da fonte de vibração pode ser tão importante ou talvez até mais importante do que o ruído proveniente diretamente da fonte.

Um exemplo onde este fenómeno é bem notado é nos instrumentos musicais de cordas. Em todo o caso, a vibração da corda é a fonte de energia óbvia, mas o som que é ouvido raramente se origina na corda, que é um radiador muito fraco. Como tal, uma caixa de ressonância, uma cavidade ou um sistema elétrico é usado como um secundário e muito mais eficiente radiador de som.

Quando se aborda um problema de controlo do ruído, a fonte do ruído indesejado pode ser óbvia, mas no entanto, o caminho pelo qual se propaga o som pode ser complexo. Assim, o controlo da fonte de vibração na origem é a melhor forma de minimizar os efeitos da vibração de um equipamento num edifício.

A transmissão de movimentos ou forças de vibração de uma estrutura para outra pode ser reduzido com a interposição de um elemento relativamente flexível de isolamento entre as duas estruturas. Isto é chamado de isolamento de vibração. [5]

Um pormenor fundamental neste dimensionamento é o conhecimento da frequência de vibração do sistema e da frequência natural do isolante, isto é, a frequência para a qual este entra em ressonância (daí que também seja chamada de frequência de ressonância). Nesta frequência, o elemento de isolamento não terá qualquer efeito sobre o equipamento de que está a isolar as vibrações. Apenas em frequências superiores a 1,4 vezes a frequência de ressonância será reduzida a transmissão de força. Assim, o elemento isolador a aplicar deverá ser aquele cuja frequência de ressonância seja bem abaixo da gama de frequências a serem isoladas. [7]

Por outro lado, a adição de amortecimento de vibração para o sistema, com o propósito de reduzir a resposta vibratória à frequência de ressonância, tem o efeito de diminuir o isolamento que de outra forma seria alcançada a frequências mais elevadas.

Existem dois tipos de isolamento de vibração: aqueles em que a intenção é a de evitar a transmissão de forças vibratórias a partir de um equipamento para a sua fundação, e aqueles em que a intenção é a de reduzir a transmissão de movimento de uma fundação para um dispositivo montado nele. [6]

Equipamentos mecânicos tais como motores, ventiladores, turbinas, etc., montados em isoladores de vibração, são exemplos do primeiro tipo. Um microscópio de eletrões, montado num hospital, é um exemplo do segundo tipo.

2.6. ASPETOS TEÓRICOS

2.6.1. O MODELO DISCRETO DE UM GRAU DE LIBERDADE

Um sistema de vibração com um grau de liberdade é o mais simples dos sistemas de vibração. Este sistema tem na sua constituição três elementos chave: massa, rigidez e amortecimento.

Nos edifícios, quando se lida com problemas de controlo de vibrações, está-se perante um sistema com teoricamente infinitos graus de liberdade. Mas a adoção de um sistema de um grau de liberdade é útil e é adaptada nessas situações uma vez que todos os graus de liberdade do sistema se comportam como o de um grau de liberdade, isolado perto da sua frequência natural, e como uma ligação de sistemas de um grau de liberdade numa gama mais ampla de frequências. Daí a relevante importância de um ganho de familiaridade com o comportamento de um sistema deste tipo.

Na figura seguinte ilustram-se dois casos de um sistema de um grau de liberdade. No primeiro caso (a), o movimento do sistema é obtido à custa da excitação da massa, enquanto que no segundo (b), o movimento é obtido à custa da vibração da base.

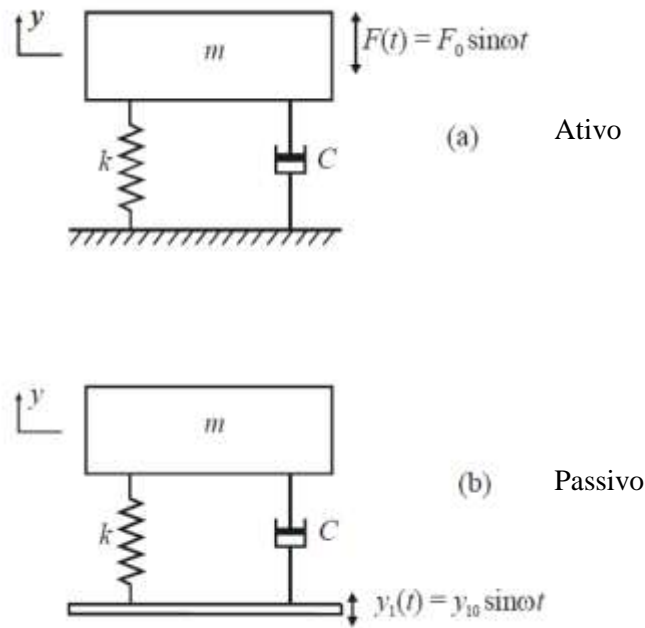


Figura 2.3 - Sistema de vibração com um grau de liberdade [5]

A equação de movimento para um sistema vibratório com um grau de liberdade de massa (m), rigidez (k), deslocamento (y) e função de excitação ($F(t)$) apresentado na figura é:

$$m\ddot{y} + C\dot{y} + ky = F(t) \quad (2.5)$$

Para um movimento sinusoidal, $\ddot{y} = \omega^2 y$ e $\dot{y} = j\omega y$, em que ω representa a frequência angular do movimento (rad/s). Na ausência de uma força de excitação ou amortecimento, o sistema, uma vez perturbado, vibrará sinusoidalmente a uma amplitude constante (que depende da amplitude da perturbação inicial), à sua frequência de ressonância, f_0 (Hz). A solução da equação (2.5) com $F(t) = C = 0$ dá o valor da frequência de ressonância do sistema:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{Hz}) \quad \text{ou} \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{rad/s}) \quad (2.6)$$

A deflexão estática (d) do material antivibrátil, sujeito à massa do sistema é dado pela expressão:

$$d = \frac{m \times g}{k} \quad (\text{m}) \quad (2.7)$$

Em que g é a constante da aceleração da gravidade, 9,81 m/s, podendo a expressão (2.6) ser escrita na forma:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{d}} \quad (\text{Hz}) \quad (2.8)$$

Através desta expressão é possível o dimensionamento de apoios antivibráteis para uma determinada flexão de um sistema com uma frequência de ressonância conhecida.

Este procedimento é válido para um sistema ideal em que a massa do apoio é irrelevante perante o sistema na qual está aplicado. Este é o caso dos materiais em estudo neste trabalho pelo que não se irá alongar a explicação do funcionamento para sistemas em que a massa do apoio não é desprezável.

2.6.2. AMORTECIMENTO

De grande importância para a análise da resposta dos sistemas apresentados na figura 2.3 o seu fator de amortecimento ou amortecimento relativo, $\xi = C / C_c$, que é definido como relação entre o amortecimento (C) e o amortecimento crítico (C_c). O amortecimento crítico representa a menor magnitude de amortecimento para a qual nenhuma oscilação (ciclo) ocorre, em sistemas submetidos a vibrações livres e define-se da seguinte forma:

$$C_c = 2\sqrt{km} \quad (\text{Kg/s}) \quad (2.9)$$

Quando a relação de amortecimento é menor que a unidade, a resposta transiente é cíclica, mas quando a relação de amortecimento é maior ou igual a 1, a resposta do sistema transiente deixa de ser cíclica. A figura seguinte representa esse fenómeno.

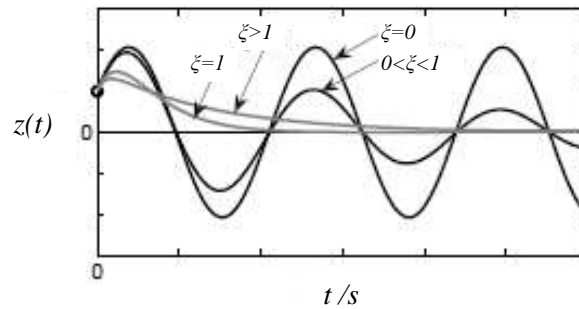


Figura 2.4 - Resposta livre de um sistema com grau de liberdade para vários tipos de amortecimento relativo [7]

Na ausência de qualquer força de excitação, ($F(t)$), mas com a presença de amortecimento com $C < 1$, o sistema da Figura 2.3, uma vez perturbado, irá oscilar aproximadamente sinusoidalmente à sua frequência de ressonância amortecida, f_d , que é obtida pela solução da expressão 2.5 com $F(t) = 0$ e $C \neq 0$, resultando na seguinte expressão:

$$f_d = f_0 \sqrt{1 - \xi^2} \quad (\text{Hz}) \quad (2.10)$$

Quando a força de excitação, $F(t)$ é do tipo sinusoidal, o sistema da figura 2.3 irá responder sinusoidalmente com uma determinada frequência angular $\omega = 2\pi f$. Sendo $X = f / f_0$, a solução da expressão 2.5 dá para a amplitude de deslocamento $|y|$ à frequência f ,

$$\frac{|y|}{|F|} = \frac{1}{k} [(1 - X^2)^2 + 4\xi^2 X^2]^{-1/2} \quad (2.11)$$

A frequência para a qual o deslocamento é máximo, que se obtém derivando a equação (2.12) em ordem a f é a seguinte:

$$f_{\max_desl} = f_0 \sqrt{1 - 2\xi^2} \quad (\text{Hz}) \quad (2.12)$$

A amplitude da velocidade $|\dot{y}| = 2\pi f|y|$ é obtida por derivação da equação (2.12) em ordem a y , escreve-se da seguinte forma:

$$\frac{|\dot{y}|}{|F|} = \frac{1}{\sqrt{km}} \left[\left(\frac{1}{X} - X \right)^2 + 4\xi^2 \right]^{-1/2} \quad (2.13)$$

Uma análise à equação (2.13) permite concluir que a frequência para a qual a amplitude de velocidade é máxima é a correspondente à frequência de ressonância não amortecida, isto é,

$$f_{\max_vel} = f_0 \quad (2.14)$$

Da mesma forma, pode ser mostrado que a frequência para a qual a amplitude da aceleração é máxima é dada por:

$$f_{\max_ac} = f_0(1 - 2\xi^2)^{1/2} \quad (2.15)$$

Esta análise mostra que a resposta máxima depende do que é medido e sobre a natureza do amortecimento no sistema sob investigação. Sempre que a natureza do amortecimento é conhecido, a frequência de ressonância não amortecida e a constante de amortecimento podem ser determinada utilizando equações apropriadas, no entanto, em geral, quando amortecimento é significativo, a frequência de ressonância só pode ser determinada pela curva de dados de resposta em frequência (subcapítulo 2.7). Alternativamente, para amortecimentos pequenos, as várias frequências de resposta máxima são essencialmente todas iguais à frequência de ressonância não amortecida. [5]

2.6.3. TRANSMISSIBILIDADE

Fazendo referência à figura 2.3, é tão importante analisar, a fração de força de excitação, F_0 , a atuar sobre a massa, m , que é transmitida através do apoio para a fundação (a) como a fração de deslocamento da fundação, que é transmitida à massa através do apoio (b). Essa energia é expressa em termos de transmissibilidade, T_f , que na figura 2.3 (a) é definida como rácio entre a força transmitida à fundação e a força com que a massa é excitada, e na figura 2.3 (b) é definida como rácio entre o deslocamento da fundação e o deslocamento da massa. [5]

A transmissibilidade pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$T_f = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\beta)^2}{(1 - \beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2}} \quad (2.16)$$

Analisando a expressão (2.16) constata-se que à medida que β tende para zero, a transmissibilidade da força, T_f , tende para um; a resposta é controlada pela rigidez k . Quando β é aproximadamente um, a transmissibilidade da força é aproximadamente inversamente proporcional ao fator de amortecimento; a resposta é controlada pelo amortecimento, C ; Quando β tende para grandes valores, a transmissibilidade da força tende para zero; a resposta é controlada pela massa do sistema.

A transmissibilidade de energia, T_E , relaciona-se com a transmissibilidade da força, T_f , e com a transmissibilidade do deslocamento, T_D , por $T_E = T_f T_D$. Como $T_f = T_D$, então vem $T_E = T_f^2$. A

transmissibilidade de energia pode ser relacionado com o aumento ou a diminuição esperada, ΔL_w , em potência sonora irradiada pela estrutura de suporte em relação à potência sonora irradiada caso não houvesse amortecimento através da expressão (2.17) [5]:

$$\Delta L_w = 10 \log_{10} T_E = 20 \log_{10} T_F \quad (2.17)$$

A figura 2.5 representa graficamente a relação entre a transmissibilidade do sistema em função do fator de amortecimento do mesmo.

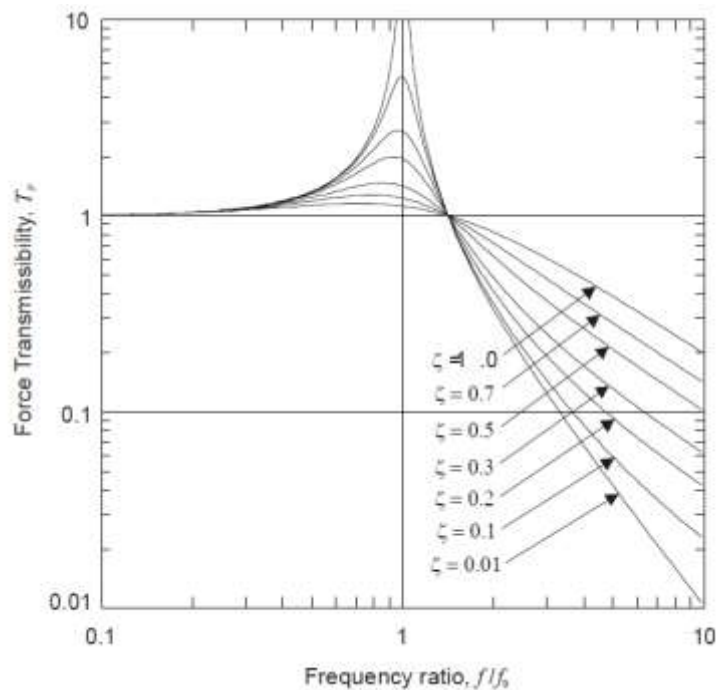


Figura 2.5 – Relação Transmissibilidade/Fator de amortecimento [5]

Fazendo uma análise à figura 2.5, pode ser visto que abaixo da frequência de ressonância do sistema (para a qual o fator de amortecimento é igual a um) a transmissão de força é maior que a unidade e nenhum isolamento é obtido. Na prática, a amplificação obtida abaixo de uma relação de frequência de 0,5 raramente tem importância, de modo que, embora nenhum benefício seja obtido a partir do isolamento nestas baixas frequências, nenhum efeito prejudicial é experimentado qualquer um. No entanto, na proporção de gama de frequências de 0,5-1,4, a presença de isoladores aumenta significativamente a força transmitida e a amplitude de movimento do corpo montado. Em funcionamento, esta gama tem de ser evitada. Acima de uma relação de frequência de 1,4 a força transmitida pelos isoladores é menor do que transmitida sem isoladores, resultando no isolamento da vibração, e quanto maior a frequência maior o isolamento. Assim, para que um isolador seja bem aplicado, a sua rigidez deve ser tal que a frequência de ressonância montada seja inferior a 0,7 vezes a frequência mínima da excitação. [7]

Tal como já se referiu num sub-capítulo anterior, é necessária uma solução de compromisso na escolha de um isolador uma vez que se se escolher um elemento isolador com o propósito de reduzir a resposta vibratória à frequência de ressonância, este terá o efeito de diminuir o isolamento que de outra forma seria alcançada a frequências mais elevadas; caso se escolha um elemento isolador que diminua muito a transmissibilidade a altas frequências, pode-se correr o risco de aumentar a transmissibilidade em frequências próximas da frequência de ressonância. Este é um fenómeno a ter em atenção na escolha de apoios para equipamentos que no seu funcionamento englobem várias frequências de rotação (por

exemplo, uma máquina a diesel, que tem baixas frequências no arranque e que em funcionamento “normal” tem frequências mais altas).

De forma a completar a informação relativa ao dimensionamento de apoios, apresenta-se o ábaco seguinte.

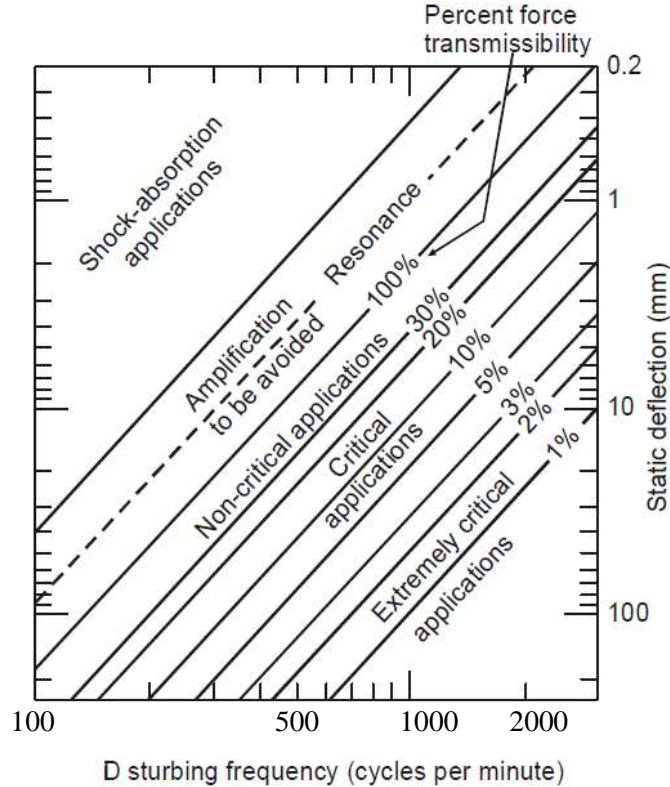


Figura 2.6 – Deflexão estática em função do tipo de aplicação e de frequência de excitação [5]

Com a ajuda deste ábaco, o dimensionamento de um apoio é feito da seguinte forma:

- Sabendo-se a frequência de funcionamento de equipamento, por exemplo, 500 Hz;
- Conhecendo-se qual o tipo de equipamento e como tal, é conhecido o tipo de aplicação, por exemplo, crítica (à qual corresponde um percentagem de transmissibilidade de 10%);
- Pelo ábaco, obtém-se o valor da deformação estática que, para este exemplo, é de 40mm;
- Recorrendo a um catálogo de apoios antivibráteis, sabendo-se o valor da deformação estática, obtém-se qual o melhor apoio a utilizar.

2.7. FUNÇÕES DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA (FRF)

2.7.1. FUNÇÃO RECETÂNCIA

Uma função de resposta em frequência do tipo recetância, $\alpha(\omega)$, define-se como sendo a razão entre o farsor de resposta em deslocamento, $\bar{X}(\omega)$, e a amplitude da força de excitação aplicada, F , num sistema do tipo da figura 2.3, isto é [7],

$$\alpha(\omega) = \frac{\bar{X}(\omega)}{F} \quad (2.18)$$

De notar que esta FRF é uma função complexa da variável independente frequência e depende apenas das propriedades mecânicas do sistema da figura 2.3 (massa, rigidez e amortecimento). Assim sendo, esta é uma característica intrínseca do sistema que pode utilizar-se para caraterizar o comportamento vibratório do sistema diretamente no domínio da frequência. A FRF constitui assim um modelo representativo do sistema.

A recetância contém informação sobre a amplitude do movimento de resposta (para uma força de amplitude unitária), dada pelo respetivo módulo ou magnitude, e sobre o desfasamento entre a resposta e a excitação, dado pelo respetivo argumento.

A função recetância pode ser exprimida em termos dos seus componentes real e imaginário, ou em termos de magnitude e fase, onde $|\alpha(\omega)|$ representa a magnitude e ϕ a fase.

A representação da função recetância em função da sua magnitude e fase apresenta-se na figura seguinte:

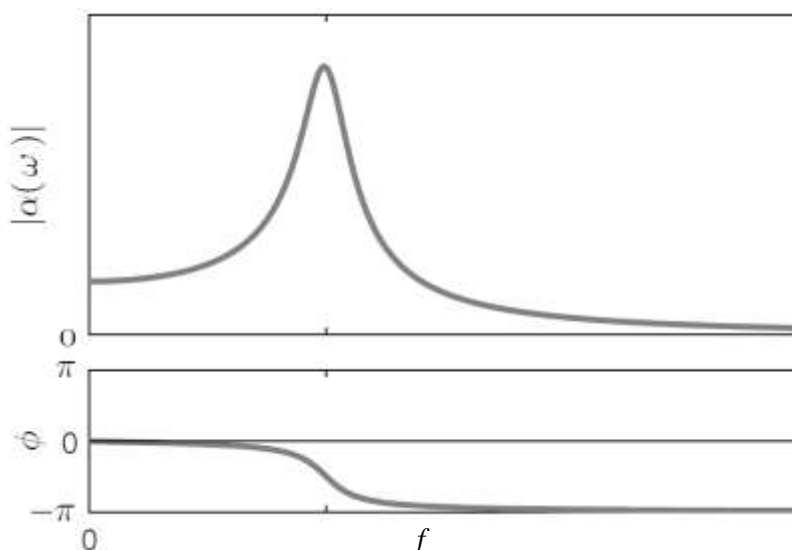


Figura 2.7 – Representação da função recetância em função da magnitude e da fase [7]

Este tipo de representação é também conhecido por diagrama de Bode.

2.7.2. FUNÇÃO ACELERÂNCIA

A FRF acelerância pode definir-se como sendo uma FRF em função da aceleração. A função acelerância, $A(\omega)$, é definida como sendo a função entre o farsor da aceleração, $\bar{A}(\omega)$, e a amplitude da força aplicada, F , ou seja [7],

$$A(j\omega) = \frac{\bar{A}(\omega)}{F} \quad (2.19)$$

À semelhança da FRF receptância, a função acelerância pode ser exprimida em termos dos seus componentes real e imaginário, ou em termos de magnitude e fase.

A representação da função acelerância em função da sua magnitude e fase apresenta-se na figura seguinte:

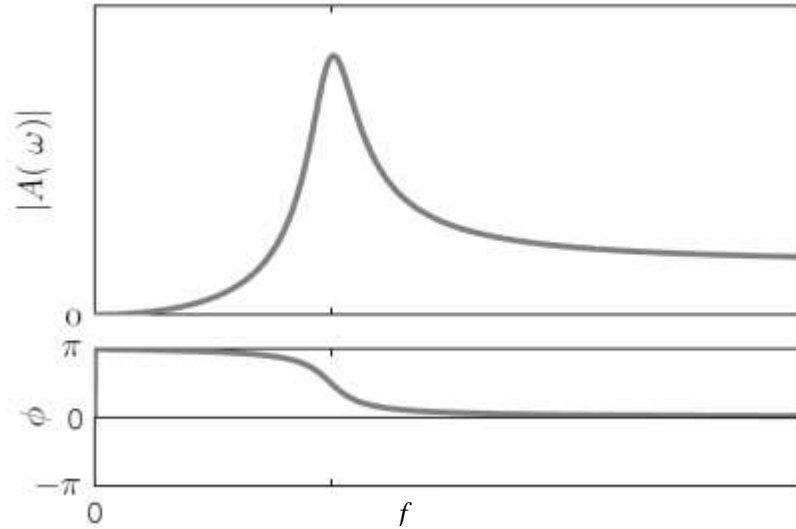


Figura 2.8 – Representação da função aceleração em função da magnitude e da fase [7]

2.7.3. RIGIDEZ DINÂMICA

A Rigidez Dinâmica é uma outra forma de representação de FRF, resultando da relação inversa da recetância. [31]

Sendo a aceleração a relação entre a aceleração e a força aplicada no sistema e a recetância a relação entre o deslocamento e a força aplicada no sistema, é evidente a existência de uma relação entre estas duas grandezas, uma vez que a aceleração é a segunda derivada do deslocamento.

Assim, a aceleração pode ser escrita na seguinte forma [31]:

$$A(\omega) = -\omega^2 \alpha(\omega) \quad (2.20)$$

Resultando na seguinte expressão para o valor da recetância:

$$\alpha(\omega) = \frac{A(\omega)}{-\omega^2} \quad (2.21)$$

Concluindo que a expressão seguinte é aquela que indica o valor da rigidez dinâmica:

$$K_{din} = \frac{-\omega^2}{A(\omega)} \quad (2.22)$$

2.7.4. DETERMINAÇÃO DO AMORTECIMENTO

Não existe nenhuma forma a partir da qual seja possível a determinação direta do amortecimento de um dado sistema vibratório. No entanto, este pode ser determinado a partir da função FRF, usando o método da largura de banda [10].

O método da largura de banda consiste então em medir a largura de banda de frequência entre dois pontos da curva de resposta, para os quais a magnitude é uma fração da magnitude de ressonância do sistema, como se representa na figura 2.9.

A convenção mais comum considera os pontos A e B localizados às frequências onde a magnitude é $\sqrt{2}$ vezes menor que a magnitude na ressonância.

A razão de magnitudes de $\sqrt{2}$ corresponde a uma redução da magnitude em decibel de,

$$\Delta L_w = 20 \log_{10} \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) = -3,01 \text{ dB} \quad (2.23)$$

Decorrente deste facto, a este método de determinação do amortecimento também lhe é atribuído o nome de método dos 3 dB.

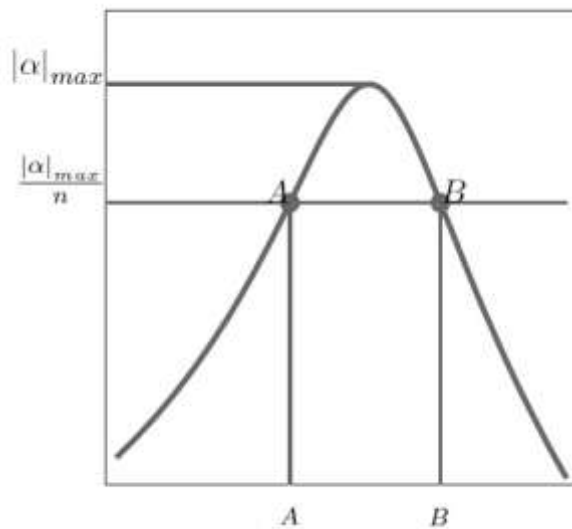


Figura 2.9 – Representação da largura de banda em torno da frequência de ressonância [10]

Por observação da figura 2.9, pode-se considerar que a frequência natural não amortecida é aproximadamente igual a

$$f_n = \frac{1}{2}(f_A + f_B) \quad (2.24)$$

O amortecimento então é dado pela relação entre estes dois pontos, ou seja,

$$\xi = \frac{f_B - f_A}{f_B + f_A} \quad (2.25)$$

a qual permite calcular o fator de amortecimento a partir das frequências dos pontos A e B, correspondentes a uma redução da magnitude de 3 dB.

O método da largura de banda indica que a largura de banda na ressonância é uma medida da dissipação de energia do sistema na vizinhança da ressonância. [10]

É de referir apenas que este método pode conduzir a resultados pouco precisos uma vez que se baseia no valor de pico da resposta em frequência, que é difícil de medir com precisão. Um outro senão deste método é o facto deste amortecimento estimado se basear em dois pontos da FRF e estes, normalmente têm de ser interpolados, pois só com alguma sorte é que irão coincidir com dois pontos medidos na FRF.

3

APOIOS ANTIVIBRÁTEIS

3.1. INTRODUÇÃO

Sendo este trabalho acerca de apoios antivibráteis e após uma apresentação dos conceitos relativos ao controlo de vibrações através do capítulo anterior, torna-se necessário neste ponto uma abordagem aos diversos tipos de apoios antivibráteis e uma explicação do seu funcionamento. Para finalizar este capítulo, serão apresentadas algumas soluções de mercado semelhantes ao material em estudo.

Antes de mais, importa definir o conceito de apoio antivibrátil. Dá-se o nome de apoio antivibrátil a um material resiliente que funciona como um filtro mecânico à transmissão de forças vibratórias de um elemento a uma estrutura. Este filtro mecânico tem eficiência que varia em função da frequência de excitação. [11]

Este tipo de equipamentos adquire especial importância pois, além de reduzirem a intensidade da vibração transferida ao edifício, diminuindo eventuais danos estruturais, reduzem também o ruído gerado pela fonte de vibração, fonte de incómodo para os utilizadores dos edifícios. Estes ruídos podem ser um problema particularmente em edifícios onde o silêncio é de grande importância, como são exemplo os hotéis e os hospitais. Uma simples máquina terá o seu ruído amplificado se estiver em contato com um material pouco resiliente.

Como fontes de vibração a considerar neste estudo, serão analisadas as provenientes de equipamentos mecânicos (de ventilação, bombagem de águas, geração de energia, etc).

Um dos fatores importantes nos cálculos do isolamento vibrático é assegurar-se que a frequência natural dos apoios é significativamente menor que a frequência causada pelas vibrações exteriores – frequência de excitação.

A escolha dos apoios para uma aplicação particular depende de muitos fatores, daí que para esta escolha são chamados projetistas especialistas nesta área para ter no final a melhor solução de isolamento vibrático e acústico. Os especialistas recomendados para este dimensionamento devem ser projetistas de acústica.

3.2. TIPOS DE APOIOS

Os apoios antivibráteis existentes no mercado são constituídos essencialmente à base de quatro tipos de materiais resilientes que são isoladores de vibração:

- pneumáticos;
- borracha, podendo ter a forma de pastilhas de compressão ou almofadas de cisalhamento (ou cones);
- metal, sob várias formas de molas;
- cortiça, podendo esta estar misturada com outros materiais, normalmente borracha;
- feltro.

A escolha do material para uma dada aplicação é geralmente dependente da deflexão estática necessária, bem como tipo de ambiente no qual vai estar exposto o apoio (por exemplo, oleoso, corrosivo, etc.)

A gama usual de deflexões estáticas em uso geral para cada um dos materiais listados acima é mostrada graficamente na Figura 3.1.

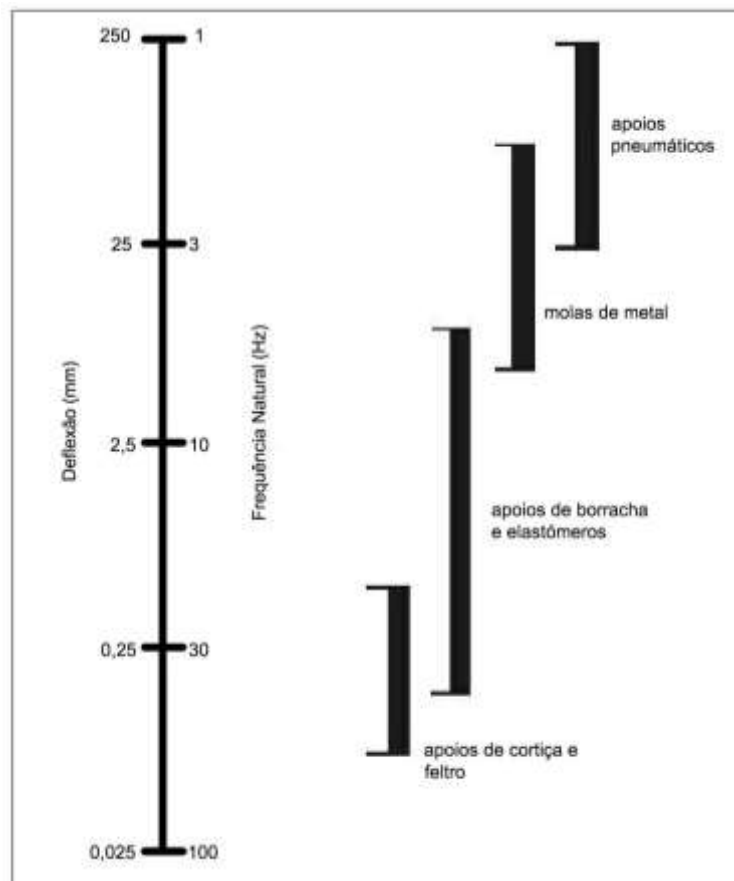


Figura 3.1 - Intervalos de aplicação dos diferentes tipos de isoladores (adaptado de [5])

A figura 3.2 evidencia o aspeto de alguns dos apoios antivibráteis apresentados na figura 3.1.



Figura 3.2 – Aspeto apoios de cortiça e borracha (esquerda), aspeto de apoios de molas (centro), aspeto apoios pneumáticos) [12]

3.2.1. APOIOS DE CORTIÇA E FELTRO

A cortiça é um dos mais antigos materiais utilizados para o isolamento de vibrações. É geralmente usado em compressão e, por vezes, numa combinação de compressão e de cisalhamento. A rigidez dinâmica e o amortecimento da cortiça são muito dependentes da frequência. Além disso, a rigidez diminui com o aumento da carga [5].

Normalmente, o equipamento a ser isolado é montado em grandes blocos de betão, que são separados a partir da fundação por camadas de lajes de cortiça com espessura compreendida entre 2 a 15 cm.

Para um melhor desempenho, a cortiça deve ser carregada entre 50 e 150 kPa. O aumento da espessura da cortiça vai diminuir a frequência acima da qual o isolamento será eficaz. No entanto, grandes espessuras são necessárias para obter o isolamento em baixas frequências, acarretando problemas de estabilidade. Embora a água, óleo e temperatura moderada tenham pouco efeito sobre suas características operacionais, a cortiça tende a comprimir com a idade, devido à carga que lhe é aplicada. À temperatura ambiente sua vida útil estende-se a décadas; a 90 ° C, ela é reduzida a menos de um ano [11].

No que toca à utilização de feltro, para otimizar a sua eficácia de isolamento de vibração, deve ser usado área mais pequena possível com o tipo de feltro, mas de tal modo que não haja perda de estabilidade estrutural ou compressão excessiva sob condições de carga estática. A espessura feltro deve ser tão grande quanto possível. [5]

Geralmente são recomendadas montagens com feltro de 1 a 2,5 cm de espessura, com uma área de 5% da área total da base da máquina. O feltro tem elevado amortecimento interno (ζ , 0,13), que é quase independente da carga e, assim, é particularmente adequado para a redução de vibrações na frequência de ressonância da máquina para a qual está fazer o isolamento de vibrações. Na maioria dos casos o feltro é um isolador de vibração eficaz apenas em frequências superiores a 40 Hz. O Feltro é particularmente útil na redução da transmissão de vibrações na gama de frequências audível. [5]

3.2.2. APOIOS DE BORRACHA

Existe uma variedade de isoladores que utilizam borracha em cisalhamento ou compressão, mas raramente em tensão, devido a uma curta vida de fadiga experimentada por borracha em tensão. Os fabricantes destes apoios fornecem normalmente as características de rigidez e amortecimento dos seus produtos. À medida que a rigidez dinâmica da borracha é geralmente maior (de 1,3 a 1,8) do que a rigidez estática, dados relativos à rigidez dinâmica devem ser obtidos, sempre que possível. Os apoios de borracha podem ser utilizados em compressão ou em cisalhamento, tal como se referiu acima, no entanto, os resultados quando a utilização é a última referida resultam numa maior vida de serviço [14].

A quantidade do amortecimento pode ser regulada pelos constituintes de borracha, mas o máximo de energia que pode ser dissipada por amortecimento tende a ser limitado pela acumulação de calor na borracha, o que provoca a sua deterioração. O amortecimento nos apoios de borracha é geralmente em função da vibração, frequência, amplitude e temperatura.

Os apoios de borracha sob a forma de pastilhas de compressão são geralmente utilizados para o apoio de grandes cargas e para aplicações de alta frequência (frequências de ressonância acima de 10 Hz). A rigidez de uma almofada de borracha comprimida é geralmente dependente da sua dimensão, e de restrições finais contra o deslocamento lateral. Almofadas com nervuras levantadas são normalmente utilizadas, resultando numa combinação de cisalhamento e distorção de compressão da borracha, e uma deflexão estática praticamente independente do tamanho da almofada. No entanto, o máximo de carga em apoios deste tipo é geralmente inferior a 550 kPa [5].

O uso mais comum para suportes de borracha é o isolamento para máquinas de peso médio a leve, onde a borracha nas montagens atua em cisalhamento. As frequências de ressonância destas montagens varia a partir dos 5 Hz , tornando-os úteis para isolamento na faixa das médias frequências.

3.2.3. MOLAS DE METAL

A par dos apoios de borracha, as molas de metal são os materiais mais comumente usados na construção. A capacidade de carga da mola é variável podendo ser utilizada desde o mais leve dos instrumentos ou para o mais pesado dos edifícios. As molas podem ser produzidas industrialmente em grandes quantidades, com apenas pequenas variações nas suas características individuais. Podem ser utilizadas para o isolamento de baixa frequência (frequências de ressonância a partir de 1,3 Hz), como é possível ter grande deflexão estática por escolha adequada de materiais e dimensões.

As molas de metal podem ser projetadas de forma a fornecer isolamento praticamente a qualquer frequência. No entanto, quando concebidas para baixas frequências de isolamento, têm a desvantagem prática de prontamente transmitirem altas frequências. Este problema da maior frequência de transmissão pode ser minimizado através da inserção de borracha ou de feltro entre as extremidades da mola e os pontos de montagem, e assegurando que não há contacto de metal com metal entre a mola e a estrutura de suporte [5].

É de ressaltar ainda a necessidade do extremo cuidado na conceção das molas por forma a evitar instabilidades laterais. Para que tal não aconteça, é necessário garantir uma relação entre carga aplicada e diâmetro da mola que é dada por gráficos específicos [14].

Molas de metal têm pouco amortecimento interno, no entanto, este pode ser introduzido sob a forma de amortecimento fluido viscoso, de amortecimento de fricção ou ainda por amortecimento de ar viscoso. Como um exemplo de um amortecedor de ar, montado para baixas frequências de ressonância, o ar é bombeado para dentro e para fora de um amortecedor pelo movimento da mola, gerando uma força de amortecimento; mas a frequências mais elevadas o movimento do ar e da força de amortecimento são muito reduzidos e o amortecedor torna-se uma mola de ar em paralelo com a mola de aço. Esta configuração resulta num bom amortecimento na frequência de ressonância, e reduz o amortecimento em frequências acima de ressonância, oferecendo assim uma melhor eficácia global. O aumento de acompanhamento, em rigidez em frequências maiores normalmente tem pouco efeito sobre o isolamento alcançado [5] e [14].

3.2.4. APOIOS PNEUMÁTICOS

Embora as molas de ar possam ser usadas em frequências muito baixas, estas tornam-se cada vez mais difíceis e dispendiosas de fabricar porque a frequência de ressonância necessária vai baixando; o valor de 0,7 Hz é apontado como o limite prático mais baixo e um que é obtido com dificuldade. No entanto, frequências de ressonância de 1 Hz são relativamente comuns [5].

Os apoios pneumáticos consistem num volume interior de ar, que é comprimido por trás de um pistão ou diafragma. Diafragmas são geralmente preferidos para evitar o atrito e os problemas associados com pistões. A rigidez estática dos apoios pneumáticos é geralmente menor do que a rigidez dinâmica, como um resultado das propriedades termodinâmicas do ar. Variações de altura da máquina devido a mudanças de volume de ar, que são causadas por variações de temperatura ambiente, podem ser evitadas através da adição ou remoção de ar, usando um servo-controlador. [15]

3.3. ANÁLISE DE MERCADO

Os tipos de apoios antivibráteis existentes no mercado e com um comportamento semelhante ao do material em estudo são os que na sua constituição englobam borracha, cortiça, as próprias espumas de poliuretano ou até uma mistura de vários materiais (nomeadamente cortiça e borracha).

Seguidamente serão apresentados algumas soluções existentes no mercado.

3.3.1. APOIOS CDM [12]

A CDM é uma empresa belga especializada em projeto, fabrico e implementação de sistemas de isolamento de ruído e vibração destinados aos mercados industriais, ferroviários e de construção.

A sua sede na Bélgica tem instalações laboratoriais próprias, permitindo às equipas de engenheiros testar, desenvolver e aperfeiçoar em contínuo os seus produtos e sistemas, respondendo às reivindicações da vida urbana.

Os seus engenheiros projetam as soluções para todas as fases da construção de um edifício, ou seja, desde o isolamento estrutural de base até ao isolamento dos pavimentos, tetos e paredes. Dentro do edifício, existem outras necessidades específicas de isolamento para os equipamentos nas áreas de serviço, tal como geradores, elevadores e unidades de ar condicionado.

As soluções de apoios antivibráteis para equipamentos mecânicos de edifícios desta empresa são de 6 tipos:

- Primeiro Tipo: CDM-CR Cork Rubber Materials, constituídos de cortiça e borracha, com predominância de cortiça;
- Segundo Tipo: CDM-HR High Resilience Natural Rubber, constituídos borracha e cortiça, com predominância de borracha;
- Terceiro Tipo: CDM-MF Microcellular Foam, constituídos por espuma microcelular;
- Quarto Tipo: CDM-RC Recycled Rubber and Cork, constituídos por cortiça e borracha recicladas;
- Quinto Tipo: CDM-PF Polyurethane Foam, constituídos por espumas de poliuretano.
- Sexto Tipo: CDM-RR Resin-Bonded Rubber Materials, constituídos por borracha proveniente da reciclagem de pneus.

A imagem seguinte expõe exemplos dos vários tipos de apoios enunciados, uma vez que dentro de cada grupo existem variantes.

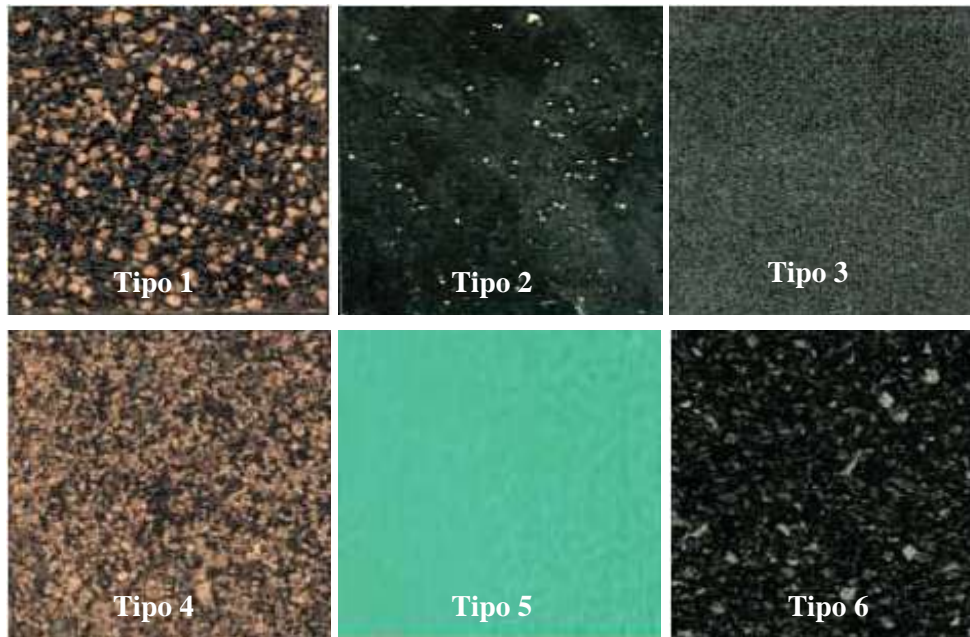


Figura 3.3 - Exemplos de apoios antivibráteis CDM (adaptado de [12])

3.3.2. APOIOS GETZNER [16]

A Getzner é uma empresa especializada no tratamento de vibrações nos campos das infraestruturas ferroviárias, indústria e edifícios.

Fabrica desde 1975 materiais para o isolamento e mitigação do efeito das vibrações e é uma das empresas que lidera este setor.

Além do desenvolvimento e fabrico de apoios, a empresa possui também técnicos que desenvolvem e escolhem as soluções mais adequadas a cada caso em concreto.

Os seus materiais mais conhecidos são Sylomer e Sylodyn, ambos constituídos por espumas de poliuretano.

O Sylomer foi um dos primeiros isoladores de vibração que apareceram no mercado. Por sua vez, o Sylodyn é um material proveniente da melhoria das propriedades dinâmicas do Sylomer e tem a característica de ser estanque à água.

Além da sua utilização como apoios antivibráteis para equipamentos, ambos os materiais podem ser aplicados tendo em vista a insonorização de espaços (aplicação em tetos e paredes) ou na redução da transferência de ruídos de percussão (aplicados no pavimento).



Figura 3.4 - Constituição apoios Sylomer e Sylodyn (adaptado de [16])

3.3.3. APOIOS CROXON [17]

Croxon é uma empresa espanhola que nos materiais que produz tem o cuidado de utilizar materiais reciclados (nomeadamente borracha e cortiça) na elaboração dos seus produtos.

Os seus produtos não se limitam ao controle das vibrações mas também se estendem ao isolamento acústico de espaços, desde a aplicação de revestimentos específicos até à utilização de baffles.

No que toca ao isolamento de vibrações quanto a ruídos provenientes de equipamentos mecânicos, as soluções existentes passam pela utilização dos seguintes produtos:

- Croxon Xilon – constituídos por borracha e poliuretano;
- Silentac – que pode ter na sua constituição cortiça, borracha, latex;

A imagem seguinte evidencia os produtos acima mencionados.



Figura 3.5 - Croxon Xilon (esquerda) e Silentac (centro e direita) (adaptado de [17])

3.3.4. APOIOS DIPOELAST [18]

Dipoelast é um produto da empresa alemã Shaffer, especializada na produção de produtos à base de poliuretano, fabricando componentes para a indústria automóvel, equipamentos para cuidados de saúde, componentes para a indústria de fabricação de móveis, produtos para utilização nos setores da construção e dos transportes.

Assim, o Dipoelast oferece uma solução eficaz no campo do isolamento acústico dos ruídos provenientes da vibração de equipamentos mecânicos em edifícios.

As suas soluções são estudadas por equipas de engenheiros da indústria da construção, trabalhando na obtenção de soluções não usuais após uma análise aprofundada de cada caso em concreto.

A imagem seguinte evidencia o tipo de produto em questão.



Figura 3.6 - Constituição apoios antivibráteis Dipolast (adaptado de [18])

4

ESPUMAS MULTI DENSIDADE

4.1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão abordados de uma forma genérica alguns aspetos acerca do processo de fabrico do material em estudo, sendo este o resultado do aproveitamento do desperdício de espumas de poliuretano. Assim, interessa saber um pouco acerca da constituição química deste material, bem como algumas curiosidades e aplicações do mesmo.

4.2. POLIURETANO

O poliuretano é um polímero produzido pela reação de poliadição de um poliisocianato (no mínimo bifuncional) e um polioliol ou outros reagentes, contendo dois ou mais grupos com hidrogénios ativos, ligados através de ligações uretânicas, isto é, à base de uretano [19].

A descoberta deste fenómeno está atribuída ao químico industrial alemão Otto Bayer, no ano de 1937.



Figura 4.1 - Otto Bayer (1902-1982) [20]

Inicialmente este produto foi desenvolvido como substituto da borracha, no início da Segunda Guerra Mundial (1939-1945) mas a sua versatilidade e a sua capacidade para substituir materiais escassos foi tal que rapidamente passou a ter várias aplicações. Assim, durante este período histórico, revestimentos de poliuretano foram utilizados para a proteção de documentos, fabrico de artigos de vestuário resistentes a gás mostarda e revestimentos para proteção de madeiras, metais e alvenarias [21].

No final da Segunda Guerra Mundial o poliuretano passou a ser fabricado à escala industrial, podendo ser personalizado para a utilização nos mais variados fins. Em meados da década de 50 era possível encontrar polímeros em revestimentos, adesivos, elastómeros e espumas rígidas. Com o desenvolvimento de um polioliol de baixo custo, abriu-se a porta para mais aplicações, como por exemplo o estofamento automóvel que hoje se conhece [21].

Hoje em dia, os poliuretanos podem ser encontrados em praticamente em todos os objetos que se utilizam diariamente, desde mesas, cadeiras, carros, roupas, calçado, eletrodomésticos, etc, bem como no isolamento de habitações, que acústico, quer térmico [21].

4.3. CONSTITUIÇÃO

Tal como se disse no início deste capítulo, um poliuretano é um polímero que na sua constituição compreende uma cadeia de unidades orgânicas unidas por ligações uretânicas.

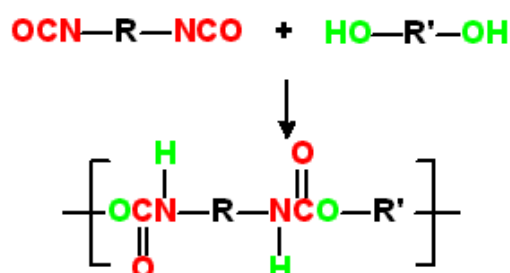


Figura 4.2 - Formação do grupo uretano [22]

O grupo uretano resulta da reação de um isocianato (a vermelho) e de um reagente contendo hidrogénios ativos, como por exemplo um álcool (a verde).

A principal reação de produção de poliuretano tem como reagentes um polioliol (poliéter ou poliéster) e um poliisocianato (no mínimo bifuncional). Os tipos de poliisocianato mais usados são os TDI - Tolueno Di Isocianato, ou MDI - difenilMetano Di Isocianato.

O poliuretano pode ter uma variedade de densidades e de durezas, que mudam de acordo com o tipo de monómero usado e de acordo com a adição ou não de substâncias modificadoras de propriedades. Os aditivos também podem melhorar a resistência à combustão e a estabilidade química, entre outras propriedades.

Apesar das propriedades do poliuretano poderem ser determinadas principalmente pela escolha do polioliol, o poliisocianato também exerce alguma influência. A taxa de cura é influenciada pela reatividade do grupo funcional, e a funcionalidade, pelo número de grupos isocianato. As propriedades mecânicas são influenciadas pela funcionalidade e pela forma da molécula. A escolha do poliisocianato também afeta a estabilidade do poliuretano à exposição a luz. Os poliuretanos feitos com poliisocianatos aromáticos amarelam-se à exposição a luz, enquanto que aqueles feitos com poliisocianatos alifáticos são estáveis.

A espuma de poliuretano é geralmente feita com a adição de pequenas quantidades de materiais voláteis, chamados de agentes de sopro, à mistura reacional. Tais materiais podem ser substâncias químicas voláteis e simples, como a acetona ou o cloreto de metileno, ou fluorocarbonetos mais sofisticados, que conferem características importantes de desempenho nomeadamente ao que toca ao isolamento térmico [19].

Outra forma usual de se produzir espumas é pela adição de água a um dos líquidos precursores do poliuretano antes que estes sejam misturados. A água reage então com uma porção do isocianato, originando dióxido de carbono, formando bolhas relativamente uniformes que, com o endurecimento do polímero, formam uma espuma sólida. A presença de água significa que uma pequena parcela das reações resultam em ligações ureia do tipo -NC(=O)N- , em lugar das ligações uretânicas, de forma que o material resultante deveria ser tecnicamente chamado de poli(uretano ureia) [19].

4.4. ESPUMAS MULTI DENSIDADE

Após a explicação do processo de fabrico das espumas de poliuretano, é possível agora passar para a descrição da produção das espumas multi densidade.

Decorrente do processo de corte das espumas de poliuretano utilizadas para os mais diversos fins, desde o fabrico de colchões ao fabrico de esponjas, passando pela produção de esponjas para a estofagem de automóveis ou sofás, resultam sobrantes das mais variadas formas e feitios que não têm mais nenhuma utilidade.

Estes desperdícios são então triturados e armazenados em silos apropriados para virem a ser utilizados no fabrico de espumas multi densidade, que é obtida através de um processo de agragação destes resíduos.



Figura 4.3 - Apeto espumas Aglomex Acoustic (adaptado de [3])

São características deste produto propriedades fonoabsorventes e pelo facto de ter a forma de um aglomerado de vários tipos de espumas é que este material tem a designação comercial de *Aglomex Acoustic*.

Ora, sabendo que as espumas de poliuretano não se decompõem na natureza, caso não existisse este reaproveitamento deste excedente, este material seria encaminhado para aterro industrial. Com esta utilização estes resíduos passam a ser valorizados, podendo dizer-se que este material é um “amigo do ambiente”, característica que cada vez mais é valorizada quer na indústria da construção, quer na indústria em geral.

Contudo, salienta-se o comportamento que apresenta face ao fogo. Este material tem mau comportamento pois pode entrar em combustão se exposto a fontes de calor elevadas. Tem ainda a agravante que devido ao processo de fabrico, liberta gases tóxicos quando exposto à chama.

Na tabela que se segue, Tabela 4.1, apresentam-se as densidades comercializadas e algumas características físicas do produto *Aglomex Acoustic*.

Tabela 4.1 - Lista de densidades comercializadas do material *Aglomex Acoustic* e respetivas propriedades físicas [23]

Referência	Densidade ISO 845 [kg/m ³]	Dureza à Compressão ISO 3389/1 [KPa]	Combustibilidade FMVSS 302 [mm/min]
AGL 60	60	12	
AGL 60 FR	60	12	<100
AGL 80	80	15	
AGL 80 FR	80	15	<100
AGL 90	90	19	
AGL 90 FR	90	19	<100
AGL 100	100	23	
AGL 100 FR	100	23	<100
AGL 120	120	40	
AGL 120 FR	120	40	<100
AGL 140	140	60	
AGL 140 FR	140	60	<100
AGL 150	150	60	
AGL 150 FR	150	60	<100
AGL 180	180	65	
AGL 180 FR	180	65	<100
AGL 200	200	70	
AGL 200 FR	200	70	<100

5

ENSAIOS EXPERIMENTAIS

5.1. INTRODUÇÃO

A caraterização de um determinado material é composta por várias fases/etapas. Normalmente começa por um estudo teórico dos conceitos envolvidos, criando uma base científica a partir da qual se traçam metas para um estudo experimental do material em questão, antecipando/prevendo resultados possíveis.

Esse estudo experimental assenta na experimentação de uma gama de amostras que seja representativa do comportamento do material na sua generalidade.

Os resultados experimentais permitem assim complementar a análise teórica, confirmando ou refutando as perspetivas criadas durante esse processo.

Assim, no que ao material em estudo diz respeito, as espumas multi densidade, começou-se com uma análise de amostras com as mesmas dimensões, abrangendo as densidades comerciais disponíveis, usando para o efeito um ensaio que tem como configuração a análise do sistema apenas por um grau de liberdade.

Em seguida, tendo como base os resultados pelo método acima enunciado, foram selecionadas algumas densidades representativas do comportamento do material, variando para cada uma delas a sua espessura, de forma a prever o seu comportamento com a alteração desta variável, de forma a caraterizar a sua rigidez.

Para estas amostras foi elaborado um ensaio com uma configuração de dois graus de liberdade, conseguindo assim a caraterização da rigidez deste material.

Foram ainda realizados ensaios de deformação estática para as densidades em estudo no ensaio com a configuração de dois graus de liberdade, considerando a força necessária para provocar uma deformação de 10% no material.

5.2. SISTEMA DE ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE

5.2.1. METODOLOGIA

Este método consiste numa excitação impulsiva e na resposta à mesma do sistema em análise, resultando de uma adaptação da norma ISO 9052-1 [24].

O sistema é constituído por uma massa que está colocada sobre o material em estudo, assente sobre uma base rígida.

A figura seguinte representa esquematicamente o ensaio em questão.

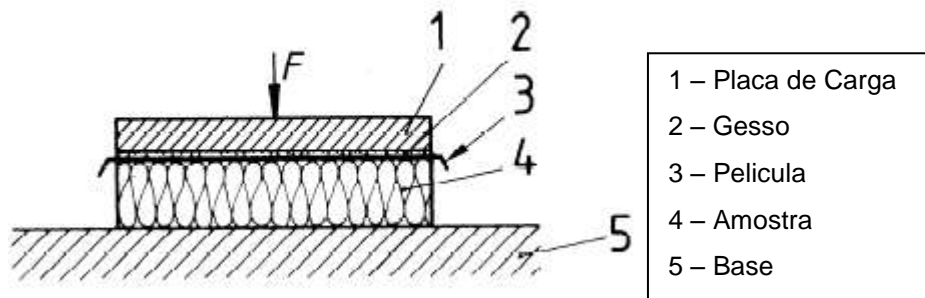


Figura 5.1 – Esquema do ensaio com a configuração de um grau de liberdade [24]

A partir deste ensaio, é obtida diretamente a resposta do sistema em função da sua aceleração direta, ou seja, o ponto de excitação e de análise da resposta do sistema é o mesmo. Através das relações estabelecidas no capítulo 2, é possível obter a rigidez dinâmica do material em análise.

5.2.2. MONTAGEM EXPERIMENTAL

Para a realização experimental deste ensaio, foi desenvolvida uma montagem teórica baseada no modelo teórico esquematizado na figura 5.1.

Os provetes do material em ensaio têm as dimensões de 100x100x20 mm, tendo sobre eles uma placa metálica com as dimensões 100x100x30 mm e 2300 g de massa.

A materialização real deste ensaio está demonstrada na figura seguinte.



Figura 5.2 – Materialização do ensaio com a configuração de um grau de liberdade

Na placa metálica está montado um acelerómetro BK4371-430, através do qual é possível medir a resposta do sistema, quando excitado impulsivamente pelo martelo de impacto BK8201.

Esta informação é analisada pelo analisador espectral BK2035, através do qual é possível a exportação da mesma para se proceder ao tratamento dos seus dados, sendo usado para o efeito o software Excel do pacote Microsoft Office 2010.

A especificação técnica do equipamento usado neste ensaio é apresentada no ANEXO 1.

Utilizando os transdutores indicados, é medida a resposta do sistema em função da aceleração.

5.2.3. REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS

Para a realização dos ensaios foi utilizado um martelo de impacto BK8201, gerando uma excitação impulsiva no sistema.

A resposta a essa mesma excitação é obtida através da análise e tratamento de dados do analisador espectral BK2035, na banda de frequências [0:100] Hz, com uma resolução em frequência de 0,125 Hz.

5.2.4. TRATAMENTO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Na figura 5.3 apresenta-se a resposta em função da aceleração das várias amostras analisadas.

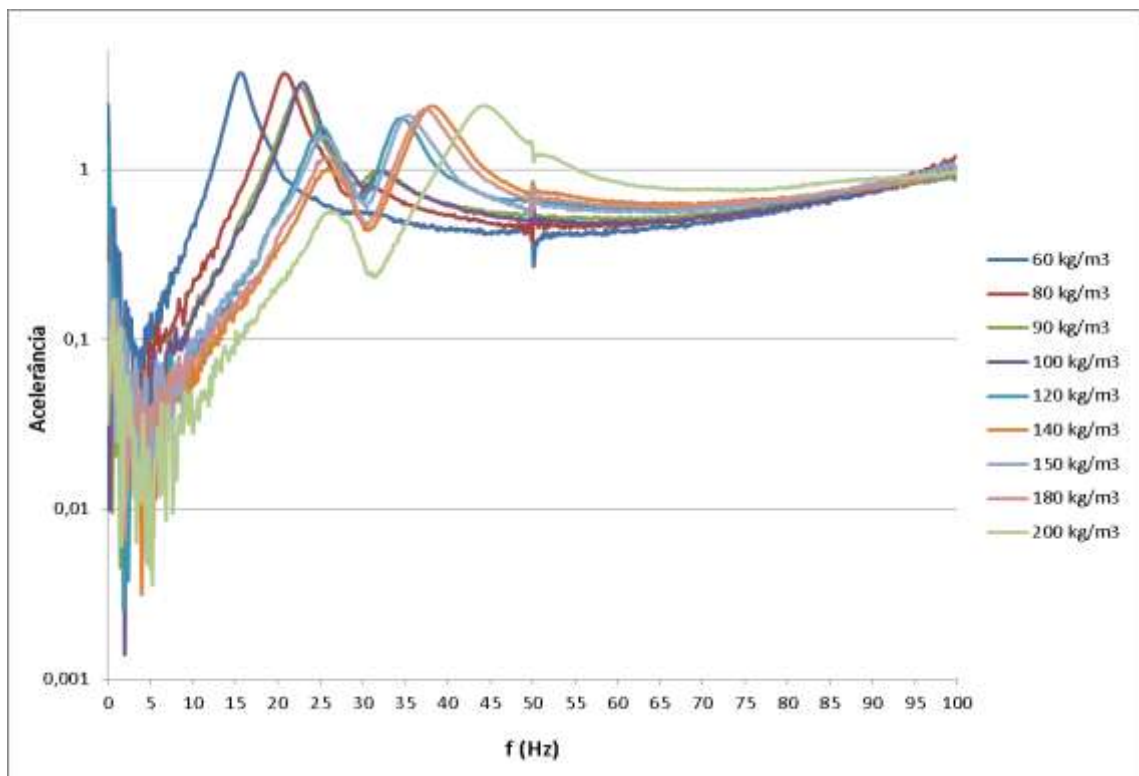


Figura 5.3 – Função aceleração para todas as densidades

Na figura acima é possível fazer uma análise comparativa do comportamento das várias amostras. Pela análise do gráfico é possível constatar que o aumento da densidade da amostra em estudo faz com que a sua frequência de ressonância (pico dos gráficos) passe para valores superiores.

Um outro fenómeno identificado e que causou uma surpresa foi o facto de se encontrar dois valores para a frequência de ressonância e que, das amostras menos densas para as mais densas se verifica que o segundo valor da frequência de ressonância se sobrepõe ao primeiro, isto é, para a amostra de 60 kg/m³, só existe um valor para a frequência de ressonância, correspondente à frequência de 15,625 Hz, enquanto que para a amostra de 200 kg/m³, se identificam as duas frequências de ressonância, sendo uma à frequência de 26,250 Hz e o outro na frequência de 44,250 Hz, sendo até este valor da aceleração superior ao da primeira frequência de ressonância.

Esta circunstância pode dever-se ao facto de aparecerem modos de rotação decorrentes da excitação não coincidir exatamente no centro de massa da placa, originando assim movimentos que não são totalmente perpendiculares à direção horizontal do sistema.

Uma outra razão para a ocorrência deste fenómeno pode dever-se às caraterísticas da própria placa uma vez que esta pode não ser totalmente homogénea, originando assim movimentos de rotação em torno do eixo de excitação.

Torna-se então necessária a realização de outro tipo de ensaios onde se evitem esse tipo de movimentos.

No entanto, ainda assim é possível concluir acerca da rigidez dinâmica do material, através de relações com a resposta do sistema à excitação em função da aceleração. Na figura seguinte mostra-se a variação da rigidez dinâmica do material, em função da resposta em frequência

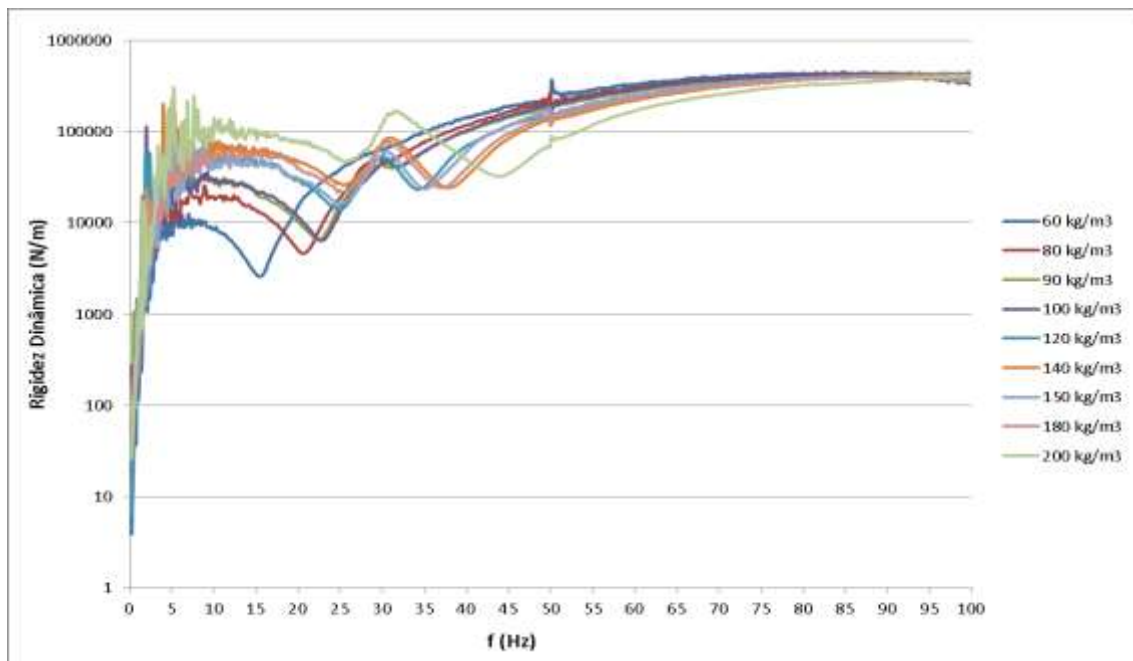


Figura 5.4 – Análise da variação da rigidez dinâmica em função da resposta em frequência

Sendo estes gráficos obtidos em função de relações diretas com os gráficos na figura 5.3, o fenómeno observado na resposta do sistema em função da aceleração está também presente nesta análise da rigidez dinâmica em função da frequência de resposta.

Atendendo à explicação deste acontecimento, como caraterística do material é considerada apenas a primeira frequência de ressonância, inferindo-se para a mesma o valor da rigidez dinâmica.

Na tabela 5.1 é assim apresentado um resumo das caraterísticas concluídas através deste ensaio.

No ANEXO 2 apresentam-se os boletins de ensaio deste estudo.

Tabela 5.1- Resumo das caraterísticas das amostras em estudo

Amostra	Frequência de Ressonância (Hz)	Rigidez Dinâmica (N/m)
60 Kg/m ³	15,625	2 604,507
80 Kg/m ³	20,750	4 621,164
90 Kg/m ³	22,625	6 575,916
100 Kg/m ³	23,000	6 460,813
120 Kg/m ³	24,750	13 400,901
140 Kg/m ³	25,875	26 191,671
150 Kg/m ³	24,625	15 304,842
180 Kg/m ³	25,750	22 328,688
200 Kg/m ³	26,250	47 858,560

Tendo como ponto de partida esta análise comparativa das várias densidades de amostras, torna-se necessário avançar para um tipo de ensaio que colmate as lacunas deste método, de forma a caraterizar as propriedades deste material.

Para tal, é necessário direcionar o estudo num âmbito mais restrito, ou seja, serão analisadas apenas algumas das densidades possíveis deste material, introduzindo uma outra variável para a sua caraterização: a espessura.

Assim sendo, escolheu-se estudar as amostras de 60 kg/m³, 120 kg/m³ e 200 kg/m³, analisando para cada uma as espessuras de 20 e 40 mm.

5.3. SISTEMA DE ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE DOIS GRAUS DE LIBERDADE

5.3.1. METODOLOGIA

Este ensaio consiste numa excitação dinâmica do material em estudo, permitindo desta forma determinar a sua rigidez axial, através da sua resposta em função da frequência e transmissibilidade.

Este método é uma adaptação da norma ISO 9052-1 [24].

A figura seguinte oriunda de norma em questão ilustra esquematicamente a montagem que foi adotada neste ensaio.

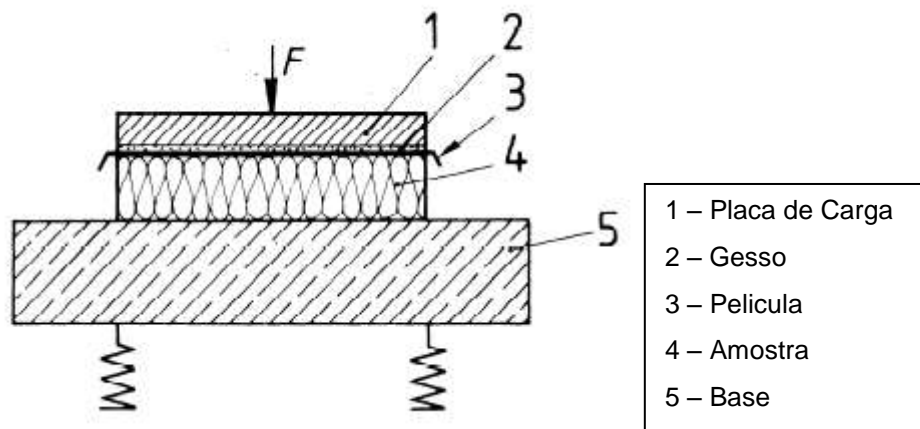


Figura 5.5 - Esquema do modelo do ensaio [24]

O modelo adotado representa então um sistema discreto semi-definido com dois graus de liberdade cuja rigidez axial é possível identificar, sabendo que a frequência natural é dada pela expressão,

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}} \quad (5.1)$$

a partir da qual, sabendo o valor das massas m_1 e m_2 e a frequência natural f_n , se calcula a rigidez k ,

$$k = \omega_n^2 \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)} \quad (5.2)$$

5.3.2. MONTAGEM EXPERIMENTAL

A materialização deste modelo é apresentada nas imagens seguintes, onde se evidencia em pormenor os provetes utilizados e a montagem dos mesmos durante a realização do ensaio.



Figura 5.6 - Pormenor dos provetes ensaiados

Como se vê através da figura 5.6, o material em estudo está colado entre duas placas metálicas, com massas diferentes. A cola utilizada para o efeito é uma Cola Benzocol, cola de contato à base de borrachas sintéticas de estireno-butadieno.

Nas massas m_2 e m_1 estão montados, respetivamente, um acelerómetro BK4371-430 e uma cabeça de impedância BK8001-285. Esta é ligada a um excitador eletromagnético LDS401 através de uma haste de ligação, conforme se apresenta na figura 5.7.



Figura 5.7 - Pormenor da montagem experimental

Todo este conjunto é suspenso através de um pórtico rígido. A especificação técnica do equipamento utilizado é apresentada no ANEXO 3.

Através de transdutores foram medidas as funções de resposta em frequência direta e cruzada, isto é, medida no ponto de excitação e num ponto oposto ao de excitação, respetivamente. Através deste ensaio é também possível a caraterização da função de transmissibilidade para cada um dos provetes.

Em relação ao modelo de ensaio, a massa m_1 é constituída pela massa ativa da cabeça de impedância (2,2 g), pela massa da placa menos espessa (760 g) e por metade da massa do material em estudo, enquanto que a massa m_2 é constituída pela placa mais espessa (2300 g), pela massa do acelerómetro BK4371-430 (11 g) e por metade da massa do material em estudo.

Com esta montagem é possível medir a função transmissibilidade absoluta e as funções de resposta em frequência (acelerância), direta e cruzada, a partir das quais podem ser identificadas a frequência natural, a rigidez dinâmica e o fator de amortecimento.

5.3.3. REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS

Para a realização dos ensaios utilizou-se um sinal de excitação multi-seno na banda de frequência [0:100] para as amostras com densidades de 60 e 120 Kg/m³, e de [0:200] para as amostras de 200 Kg/m³. O sinal de excitação gerado é amplificado pelo amplificador de potência LDS PA100E e aplicado no excitador eletromagnético LDS401.

A aquisição, condicionamento e tratamento dos sinais dos transdutores realiza-se com o analisador espectral BK2035 para as bandas de frequências referidas no parágrafo anterior.

5.3.4. TRATAMENTO DOS RESULTADOS

Nas figuras 5.8 e 5.9 representa-se, respetivamente, a magnitude das funções de resposta em frequência direta e cruzada para os 6 provetes.

Na figura 5.10 representa-se a magnitude da transmissibilidade medida para os 6 provetes.

A resposta de cada um dos sistemas em função da frequência e da transmissibilidade é apresentada para cada provete individualmente representado no anexo 4, com os respetivos boletins de ensaio.

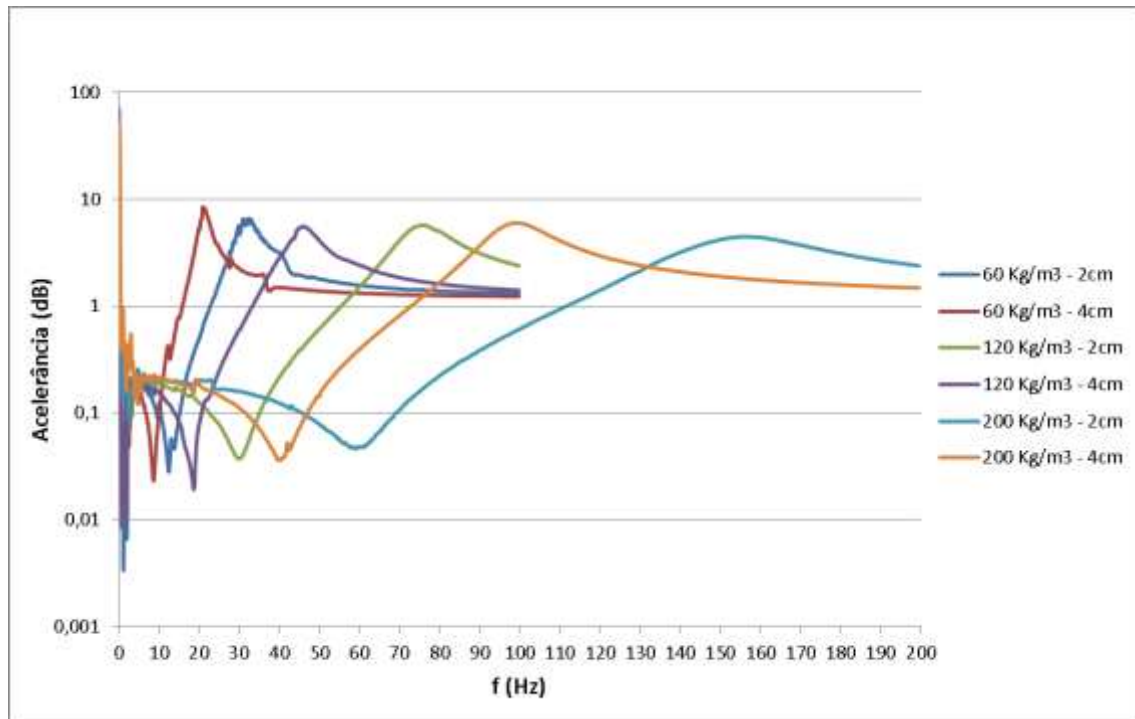


Figura 5.8 – Funções de resposta em frequência diretas

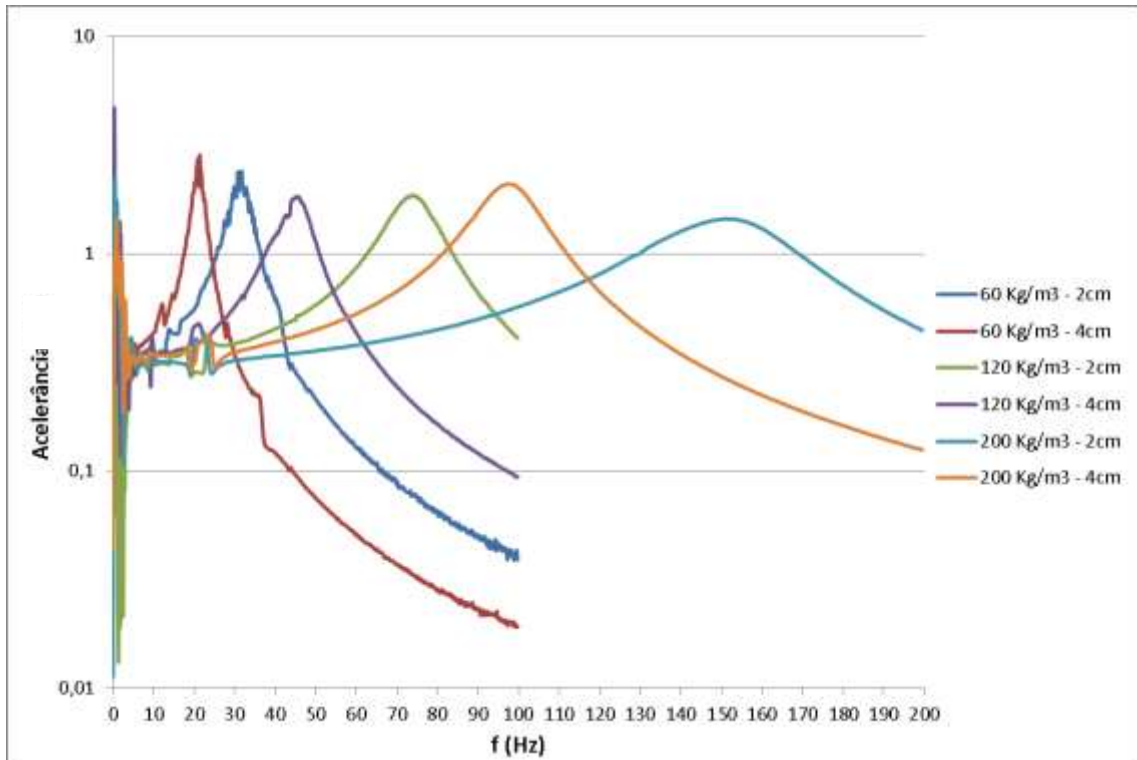


Figura 5.9 – Funções de resposta em frequência cruzadas

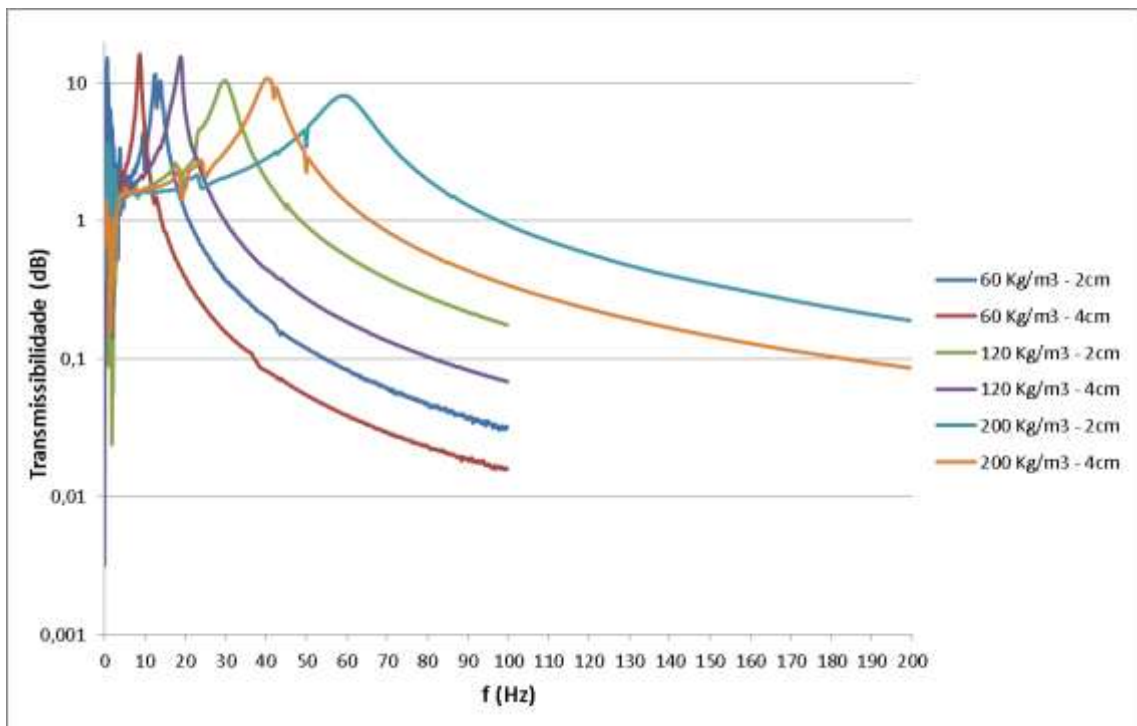


Figura 5.10 – Funções de transmissibilidade

Fazendo uma análise geral ao comportamento do material em estudo recorrendo às figuras 5.8, 5.9 e 5.10 é então possível identificar como varia o comportamento do material quando se altera a espessura da amostra. Assim, constata-se que o aumento da espessura faz com que a frequência natural baixe.

A figura seguinte valida os resultados obtidos através deste ensaio, através da representação das curvas de transmissibilidade em função da frequência de ressonância. Constata-se que o pico de transmissibilidade ocorre perto do ponto cuja relação f/f_0 é igual a $\sqrt{2}$ (aproximadamente 1,41).

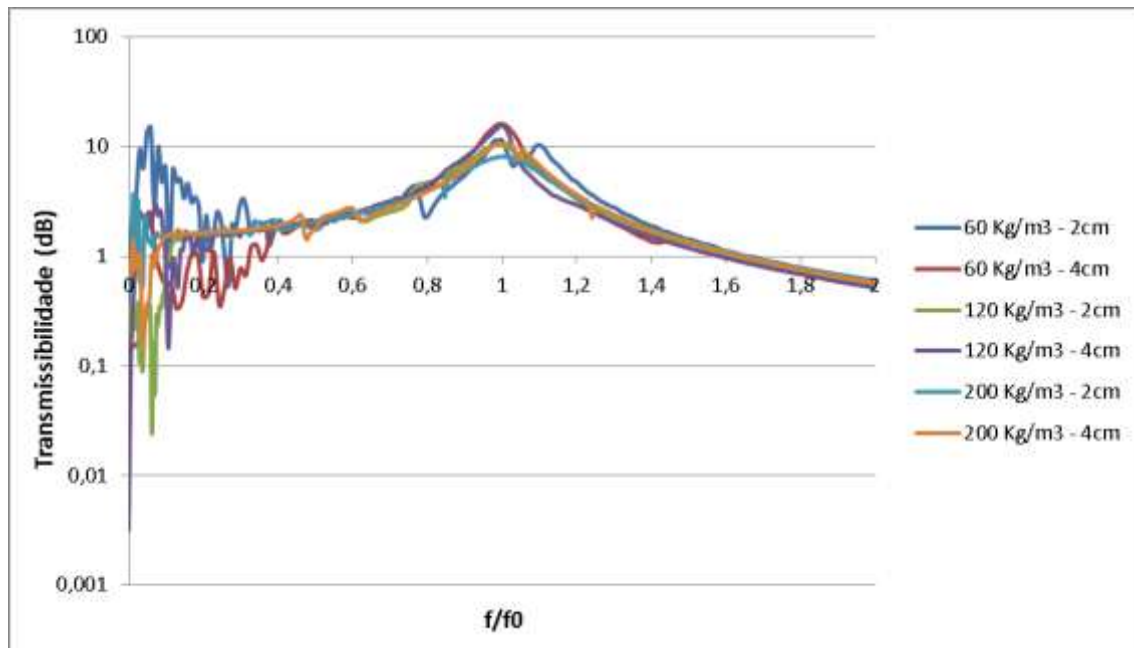


Figura 5.11 – Relação entre a frequência de vibração e a frequência de ressonância do sistema

É também constatado neste ensaio de forma evidente que o aumento da densidade faz aumentar a frequência natural do sistema, como era espectável.

Com a análise dos gráficos é possível identificar as frequências naturais e as razões de amortecimento do sistema para os seis provetes em análise.

Com o valor da frequência natural identificado é possível calcular a rigidez axial do material, de acordo com a expressão 5.2.

Tabela 5.2 – Caraterísticas das amostras ensaiadas

Proвете	m_1 (g)	m_2 (g)	f_n (Hz)	ξ (%)	Δf (3dB) (Hz)	K (N/m)
60 Kg/m ³ – 2cm	768,2	2317,0	32,375	7,66	5,000	23 872,41
60 Kg/m ³ – 4cm	774,2	2323,0	21,000	5,36	2,300	10 109,54
120 Kg/m ³ – 2cm	774,2	2323,0	75,250	9,27	14,250	129 809,30
120 Kg/m ³ – 4cm	786,2	2335,0	46,000	8,26	7,675	49 133,05
200 Kg/m ³ – 2cm	782,2	2331,0	157,000	12,31	39,250	569 917,65
200 Kg/m ³ – 4cm	802,2	2351,0	99,000	8,59	17,250	231 426,93

Apresenta-se no ANEXO 3 os boletins referentes a este ensaio.

5.4. ENSAIO PARA A DETERMINAÇÃO DA DEFORMAÇÃO ESTÁTICA DAS ESPUMAS

5.4.1. METODOLOGIA

Este método de ensaio baseado na norma ISO 3386/1 [25] permite obter o valor da carga necessária para gerar uma certa percentagem de deformação de um determinado material.

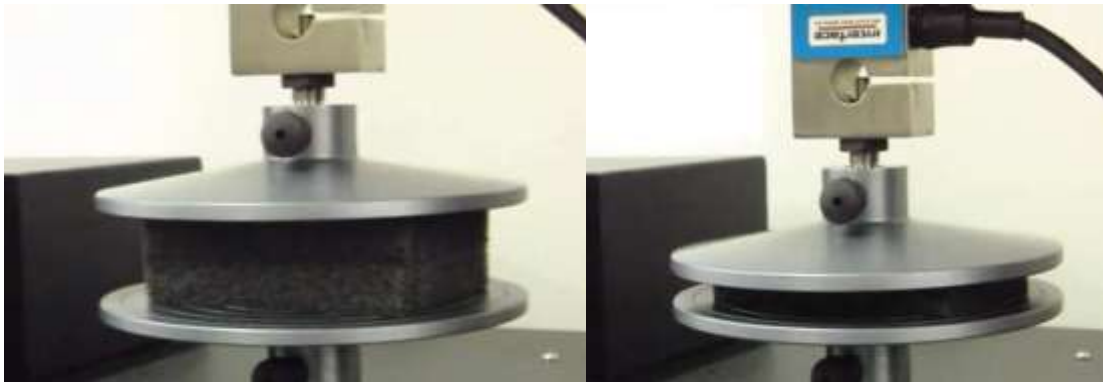
Assim, neste ensaio, será avaliada a carga necessária para gerar uma deformação de 10% no material, para as várias densidades em estudo.

Este valor é obtido sabendo a espessura da amostra em análise e considerando a força necessária para que a mesma diminua 10% do seu tamanho original.

Foi escolhida esta percentagem de deformação porque se considera que até esta deformação, as características físicas do material não se alteram.

5.4.2. MONTAGEM EXPERIMENTAL

A concretização deste ensaio é a exibida na figura seguinte, onde se evidencia os estágios de dois pontos distintos do carregamento das amostras.



5.12 – Representação da realização do ensaio de deformação estática [26]

Tal como se vê na figura 5.12, o material em estudo é comprimido entre duas placas, estando a placa inferior fixa, sendo o provete carregado com um aumento linear da força de compressão até se atingir o deslocamento pretendido.

O equipamento utilizado na realização do ensaio é o Zwick/Roell Z1.0.

5.4.3. REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS

Usando a metodologia e o equipamento acima descritos, procede-se à realização dos ensaios por forma a determinar a deformação estática do material em estudo.

Os provetes utilizados são os correspondentes às densidades de 60, 120 e 200 Kg/m³, tendo, em conformidade com a norma, as dimensões de 100x100x50 mm.

É de se notar ainda o facto de existir uma pré-carga inicial correspondente a 0,5 N.

5.4.4. TRATAMENTO DOS RESULTADOS

Durante a realização dos ensaios, os dados obtidos são armazenados e tratados por um software incluído no equipamento de ensaio.

O parâmetro obtido à custa deste equipamento é o denominado de tensão de compressão para 10% da deformação (CV_{10}), que se relaciona com a força aplicada através da seguinte forma:

$$CV_{10} = 1000 \frac{F_{10}}{A} \quad (5.3)$$

Em que F_{10} vem expresso em Newton (N), e A vem expresso em mm quadrados.

O equipamento lê, para cada uma das amostras, as suas dimensões: altura, comprimento e largura de cada amostra.

Na figura seguinte apresenta-se um gráfico que evidencia o comportamento das espumas em análise em função do carregamento, até se atingir uma deformação de 10%.

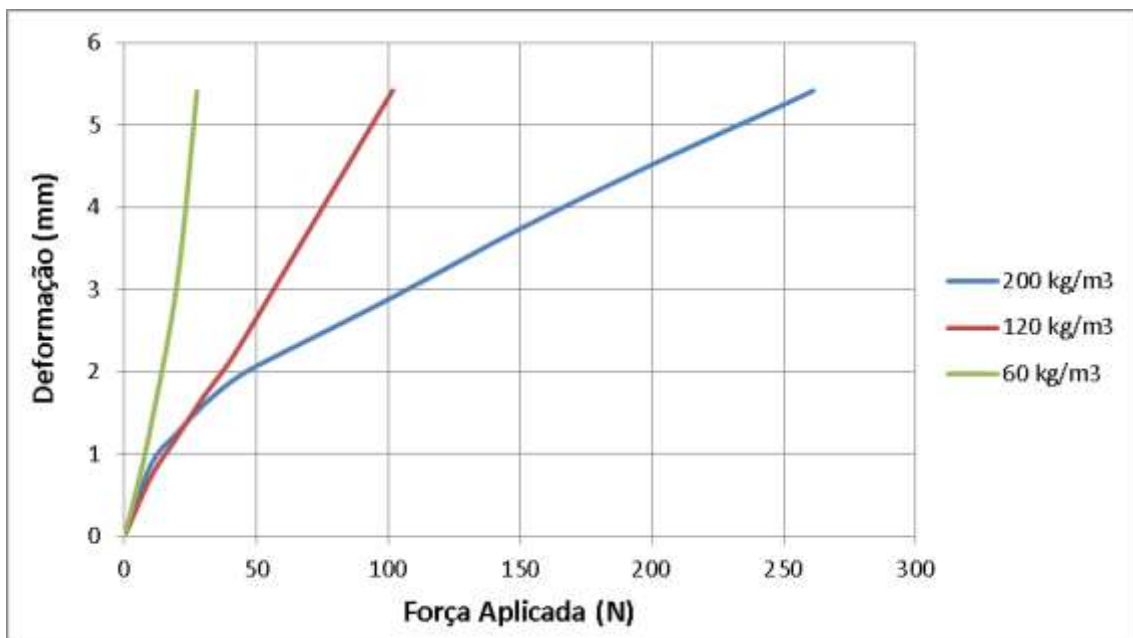


Figura 5.13 – Representação gráfica da carga necessária para causar uma deformação de 10% das amostras

Na tabela seguinte apresenta-se os valores característicos retirados do ensaio.

Tabela 5.3 - Resultados do ensaio de deformação estática

Amostra	Altura (mm)	Comprimento (mm)	Largura (mm)	CV_{10} (kPa)	F_{10} (N)
60 Kg/m ³	54,1	99	100	2,75	27,5
120 Kg/m ³	54,2	100	100	10,17	101,7
200 Kg/m ³	54,5	101	95	26,12	261,2

Apresenta-se no ANEXO 4 o boletim referente a este ensaio.

6

ANÁLISE DOS RESULTADOS

6.1. INTRODUÇÃO

No presente capítulo tem-se como principal objetivo a comparação e a análise dos vários resultados obtidos pelos métodos de ensaio usados no capítulo anterior.

Tal como se referiu no capítulo anterior, alguns resultados obtidos na metodologia aplicada em 5.2 contêm um fenómeno que não foi possível controlar, daí se ter partido para um outro tipo de testes, sendo os resultados obtidos na metodologia descrita no subcapítulo 5.3 que merecem mais confiança por parte do autor.

No entanto, os primeiros não foram desprezados e é através deles que se define o rumo do resto do estudo deste material.

Assim, neste capítulo, serão usados como dados mais caraterísticos do material os obtidos pela metodologia descrita no subcapítulo 5.3, sem nunca, no entanto descorar os dados de 5.2.

Posteriormente após a realização do ensaio descrito no subcapítulo 5.4, passou a ser possível a determinação de uma outra caraterística do material, a rigidez estática, cujos resultados serão aprofundados neste capítulo.

Por forma a simplificar a linguagem, a nomenclatura utilizada neste capítulo será a seguinte:

- **Ensaio 1** – Sistema de ensaio com a configuração de um grau de liberdade;
- **Ensaio 2** – Sistema de ensaio com a configuração de dois graus de liberdade;
- **Ensaio 3** – Ensaio para a determinação da deformação estática das espumas;
- **Provete 1** – Provete usado no ensaio 2, correspondentes à densidade de 60 kg/m^3 e 2 cm de espessura;
- **Provete 2** – Provete usado no ensaio 2, correspondentes à densidade de 60 kg/m^3 e 4 cm de espessura;
- **Provete 3** – Provete usado no ensaio 2, correspondentes à densidade de 120 kg/m^3 e 2 cm de espessura;
- **Provete 4** – Provete usado no ensaio 2, correspondentes à densidade de 120 kg/m^3 e 4 cm de espessura;
- **Provete 5** – Provete usado no ensaio 2, correspondentes à densidade de 200 kg/m^3 e 2 cm de espessura;
- **Provete 6** – Provete usado no ensaio 2, correspondentes à densidade de 200 kg/m^3 e 2 cm de espessura;

6.2. APRESENTAÇÃO DOS DADOS REFERENTES AO ENSAIO 1

Neste subcapítulo estão expostos os resultados e as conclusões deduzidas a partir dos dados obtidos através do ensaio 1.

6.2.1. RELAÇÕES DAS FREQUÊNCIAS DE RESSONÂNCIA DOS PROVETES ENSAIADOS

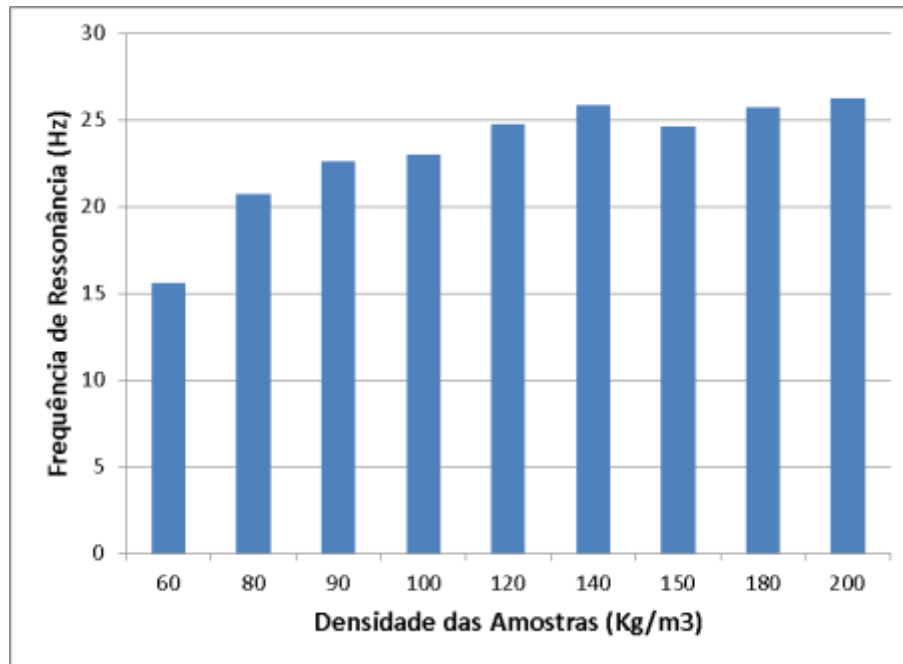


Figura 6.1 – Frequência de ressonância dos 9 provetes ensaiados

Constata-se um aumento da frequência de ressonância à medida que a densidade da amostra em estudo aumenta (de 15 para 25 Hz).

Esse aumento é notório entre as densidades de 60 e 120 kg/m³, sendo que a partir desta densidade a frequência de ressonância estabiliza por volta dos 25 Hz.

6.2.2. RELAÇÕES DA RIGIDEZ DINÂMICA DOS PROVETES ENSAIADOS

A rigidez dinâmica, tal como se expôs no sub capítulo 2.7.3, é consequência da representação da resposta do sistema a uma solicitação, em função da banda de frequência em análise. Assim, variando esta característica em função da banda de frequência, considera-se como valor característico desta propriedade o correspondente ao da frequência de ressonância, uma vez que a esta frequência corresponderá o menor valor desta propriedade.

Recorrendo à análise da figura 6.2 constata-se que a rigidez dinâmica das amostras em ensaio, aumenta à medida que se ensaiam amostras mais densas.

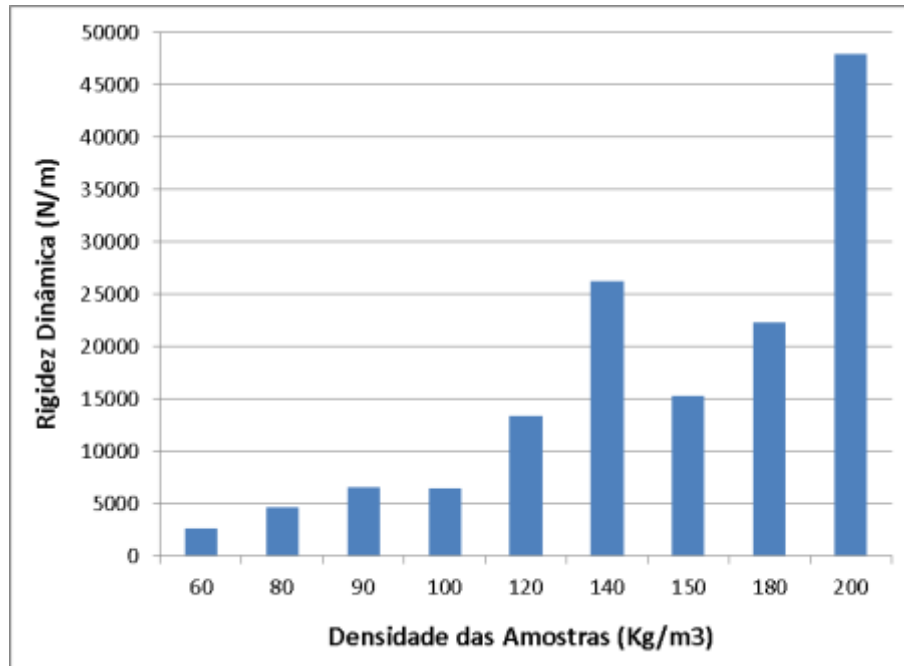


Figura 6.2 – Rigidez dinâmica dos 9 provetes ensaiados

6.2.3. PRINCIPAIS CONCLUSÕES INFERIDAS ATRAVÉS DO ENSAIO 1

Conclui-se através deste ensaio que tanto a frequência de ressonância como a rigidez dinâmica aumenta à medida que se ensaiam amostras mais densas.

Para os valores de densidades de 140 e 150 kg/m³ este fenómeno não é patente. Em estudos futuros devem ser analisadas mais amostras para ter uma maior representatividade do comportamento do material e assim clarificar esta ocorrência particular.

Após este ensaio decidiu-se estudar três densidades representativas do material e introduzir uma nova variável em estudo, a sua espessura.

Para tal, escolheu-se as densidades de 60, 120 e 200 kg/m³ por terem distintos valores de frequência de ressonância e de rigidez dinâmica.

6.3. APRESENTAÇÃO DOS DADOS REFERENTES AO ENSAIO 2

Neste subcapítulo estão expostos os resultados e as conclusões deduzidas a partir dos dados obtidos através do ensaio 2.

6.3.1. RELAÇÕES DAS FREQUÊNCIAS DE RESSONÂNCIA DOS PROVETES ENSAIADOS

A figura 6.3 evidencia uma característica verificada já no ensaio 1, isto é, através da análise comparativa dos valores da frequência de ressonância dos seis provetes conclui-se que o aumento da densidade se reflete num aumento frequência de ressonância.

Na mesma figura constata-se também o efeito da variação de espessura do provete de 20 pra 40 mm (o dobro): redução do valor da frequência de ressonância.

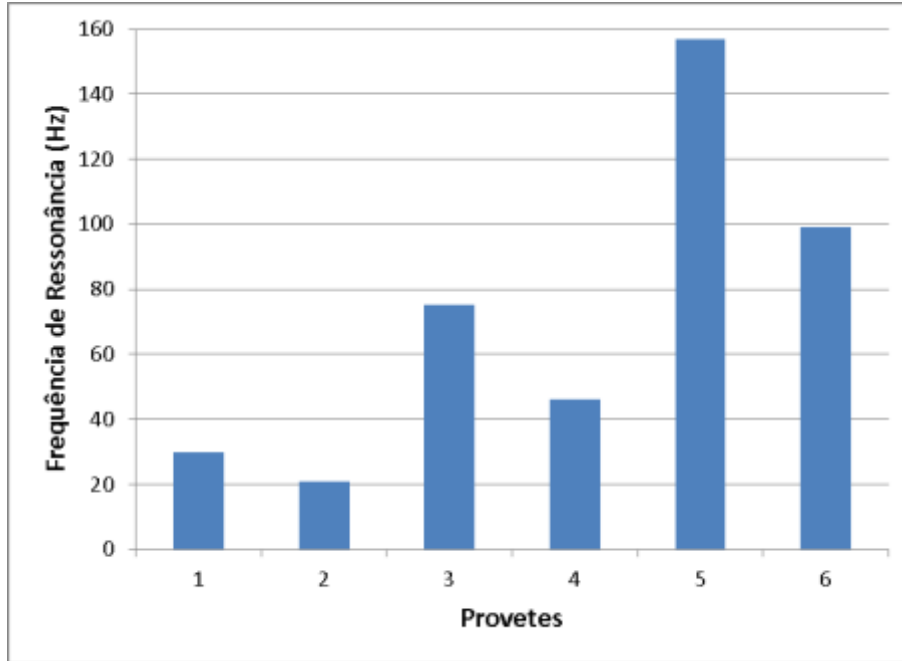


Figura 6.3 - Frequência de ressonância dos 6 provetes ensaiados

Esta redução da frequência de ressonância como resultado do aumento da espessura do provete é explicada através de relações matemáticas.

No fundo, assiste-se a uma colocação de um apoio com o dobro da espessura, ou seja, a colocação de dois apoios em série.

O valor da rigidez equivalente para apoios em série é dado pela seguinte expressão:

$$\frac{1}{K_{eq}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} \quad (6.1)$$

Uma vez que o material é igual, o seu valor de K é o mesmo, resultando em:

$$\frac{1}{K_{eq}} = \frac{2}{K} \Leftrightarrow K_{eq} = \frac{K}{2} \quad (6.2)$$

Substituindo os valores de K na equação 5.1 vem:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{K(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}} \text{ e } \omega_2 = \sqrt{\frac{K_{eq}(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}} \quad (6.3)$$

Fazendo a relação ω_1 / ω_2 , admitindo que as massas são iguais, resulta:

$$\omega_1 = \sqrt{2} \times \omega_2 \quad (6.4)$$

Ou seja, a grandeza da frequência natural, para a mesma densidade em ensaio, é aproximadamente 1,4 vezes superior na amostra com a espessura de 20 mm.

Recorrendo à tabela 6.1, evidenciam-se os valores da frequência de ressonância de cada um dos provetes.

Tabela 6.1 - Valores da frequência de ressonância dos provetes

Provete	f_n (Hz)	w_n (rad/s)
60 Kg/m ³ – 2cm	32,375	203,418
60 Kg/m ³ – 4cm	21,000	131,947
120 Kg/m ³ – 2cm	75,250	472,810
120 Kg/m ³ – 4cm	46,000	289,027
200 Kg/m ³ – 2cm	157,000	986,460
200 Kg/m ³ – 4cm	99,000	622,035

A relação entre as frequências de ressonância dos provetes com a mesma densidade e diferentes espessuras é a apresentada na tabela seguinte.

Tabela 6.2 - Relação de frequência de ressonância entre os provetes de diferentes espessuras com a mesma densidade

Provete	Relação w_n (rad/s)
Provete1/ Provete2	1,542
Provete 3/ Provete 4	1,636
Provete 5/ Provete 6	1,586

Não é exatamente o mesmo valor deduzido na expressão 6.4 pelo facto de se ter simplificado a relação entre massas e também pelo facto de o valor teórico não ser exatamente coincidente com o valor real, no entanto, esta relação permite validar o resultado deste ensaio.

6.3.2. RELAÇÕES DA RIGIDEZ AXIAL DOS PROVETES ENSAIADOS

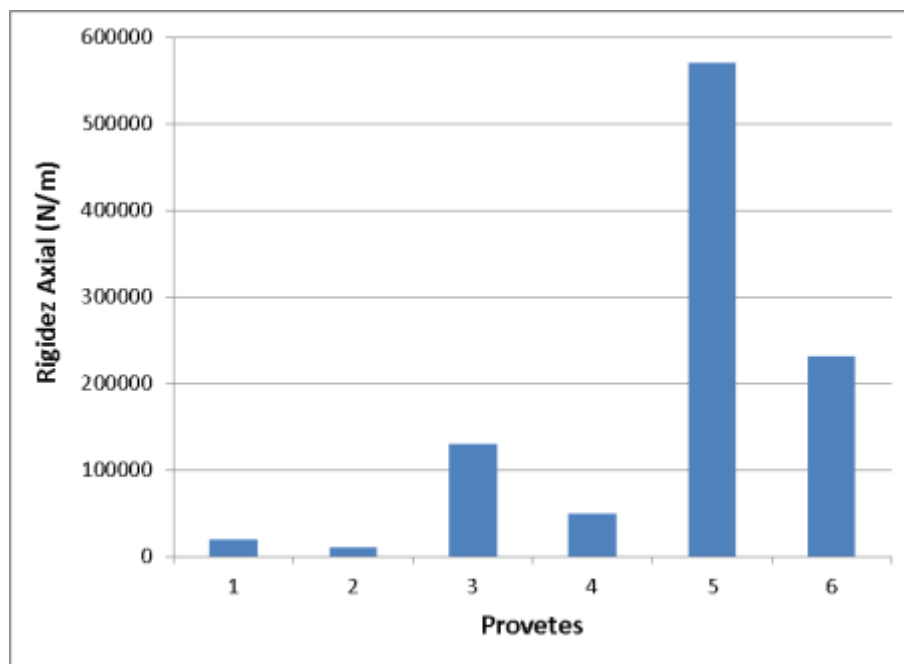


Figura 6.4 – Valores de Rigidez Axial dos 6 provetes ensaiados

Como consequência da variação da frequência de ressonância com a densidade e com a espessura dos provetes, constata-se que a à medida que a densidade aumenta, o valor da rigidez é maior, e com o aumento da espessura, este valor caraterístico diminui.

Este tipo de comportamento era espectável à partida e assim se atesta mais uma vez a validade deste ensaio.

6.3.3. RELAÇÕES DAS RAZÕES DE AMORTECIMENTO DOS PROVETES ENSAIADOS

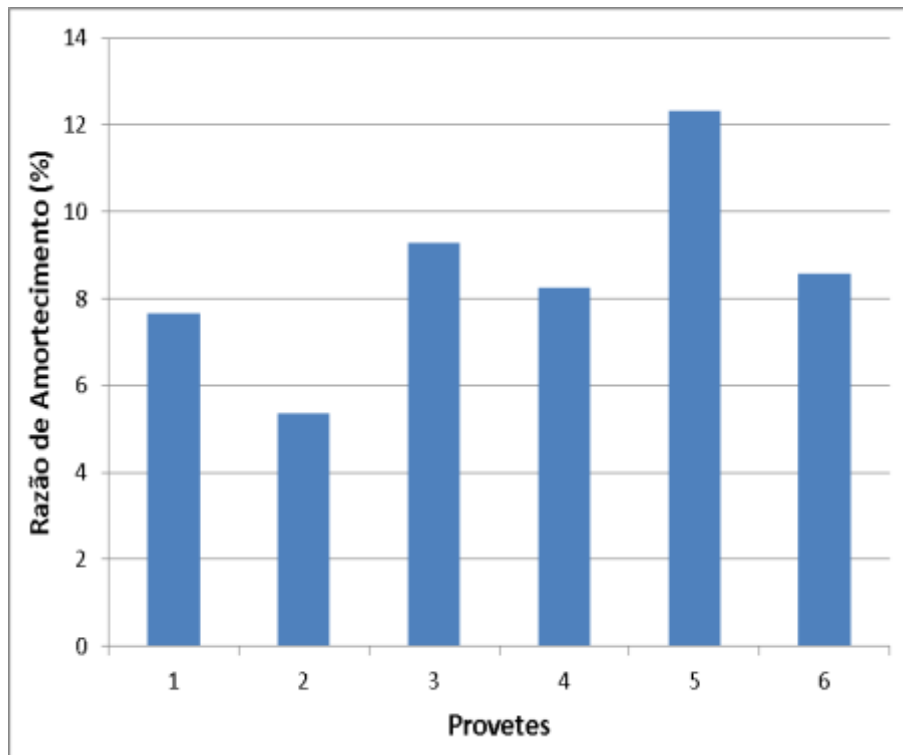


Figura 6.5 – Razões de Amortecimento dos 6 provetes ensaiados

Dos provetes ensaiados, os que possuem a densidade mais baixa são aqueles que se apresentam menor amortecimento e dentro das amostras da mesma densidade, as que possuem maior espessura têm menor amortecimento.

Pode dizer-se então que o amortecimento é dependente da rigidez das amostras, e quanto maior a rigidez, maior é o amortecimento.

6.3.4. RELAÇÕES DAS LARGURAS DE BANDA DE 3dB DOS PROVETES ENSAIADOS

Como consequência do amortecimento, as amostras menos densas são as que apresentam menor largura de banda, isto é, menor dissipação de energia do sistema na vizinhança da ressonância, como se constata através da figura 6.6.

O aumento da espessura das amostras de mesma densidade implica uma menor eficácia do material em estudo pelo facto da sua capacidade de dissipação de energia diminuir, acontecendo um “pico mais estreito” na curva da aceleração.

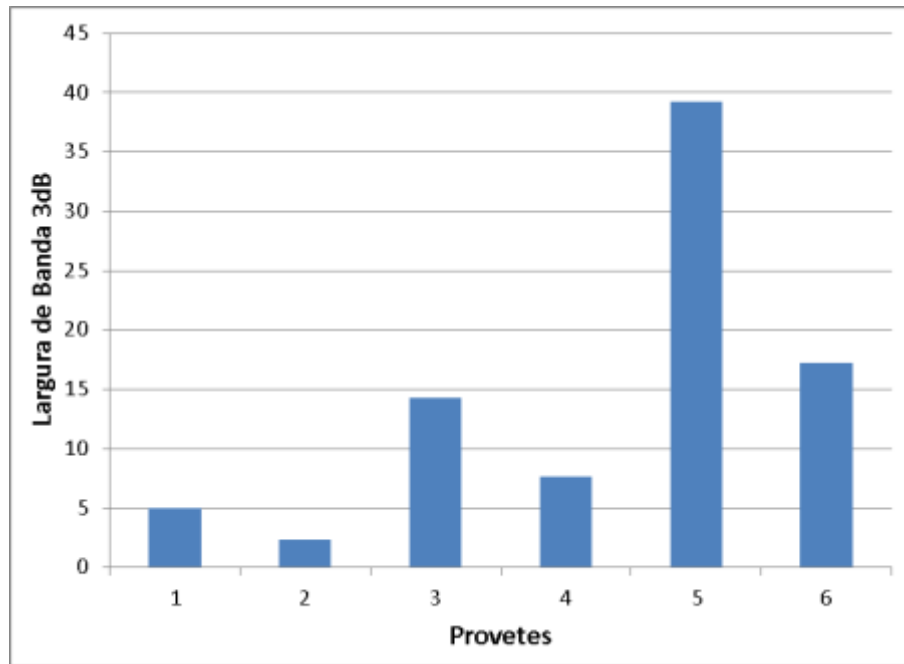


Figura 6.6 – Largura de Banda de 3 dB dos 6 provetes ensaiados

6.3.5. PRINCIPAIS CONCLUSÕES INFERIDAS ATRAVÉS DO ENSAIO 2

As amostras menos densas permitem o isolamento de frequências mais baixas mas por outro lado têm um menor amortecimento

Da mesma forma, o aumento da espessura do material em estudo permite isolar frequências mais baixas de funcionamento de equipamentos, tendo como revés uma diminuição do amortecimento.

6.4. APRESENTAÇÃO DOS DADOS REFERENTES AO ENSAIO 3

Neste subcapítulo expõem-se os resultados e as conclusões obtidas a partir dos dados obtidos através do ensaio 3.

6.4.1. RELAÇÃO ENTRE OS VALORES DE CARGA NECESSÁRIOS À DEFORMAÇÃO DE 10% DOS PROVETES

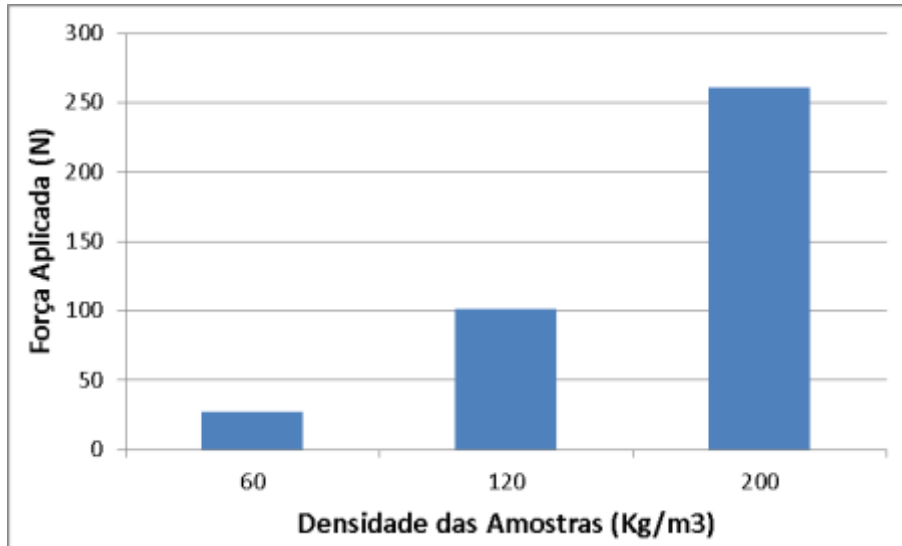


Figura 6.7 – Valores de força geradores de 10% de deformação do material

Tal como era espectável antes da realização deste ensaio, verifica-se que a força necessária para criar uma deformação de 10% no material aumenta com o incremento da densidade da amostra em estudo.

Através destes valores de deformação estática em conjunto com os de transmissibilidade é possível partir para o dimensionamento de apoios antivibráteis.

6.4.2. PRINCIPAIS CONCLUSÕES INFERIDAS ATRAVÉS DO ENSAIO 3

Conclui-se através deste ensaio que a força para a qual se dá 10% da deformação do material é suficiente para suportar o peso de equipamentos mecânicos, pelo que será possível a utilização destas espumas como apoio antivibrátil.

7

CASO PRÁTICO

7.1. INTRODUÇÃO

Tendo-se realizado até ao momento os ensaios para a determinação das características das espumas multi densidade para a sua utilização como apoios anti vibráteis, passa agora a ser possível o dimensionamento de um apoio aplicado a um equipamento real.

Então, com o recurso às densidades estudadas, dimensiona-se neste capítulo qual a melhor espuma a ser aplicada na constituição do apoio para equipamentos a analisar.

Assim, serão analisados dois equipamentos distintos: uma bomba hidropressora e um gerador elétrico.

Estes dois equipamentos têm características diferentes, desde o seu peso à sua frequência de funcionamento, mostrando-se assim que este material pode abranger o isolamento de vibrações para vários tipos de equipamentos.

No dimensionamento de um apoio é então necessário ter em consideração a capacidade de carga do seu material constituinte e a sua transmissibilidade. Estas características foram analisadas no capítulo 5.

De forma a simplificar o raciocínio de escolha do apoio ideal, apresentam-se mais uma vez as curvas de deformação estática e de transmissibilidade deste material.

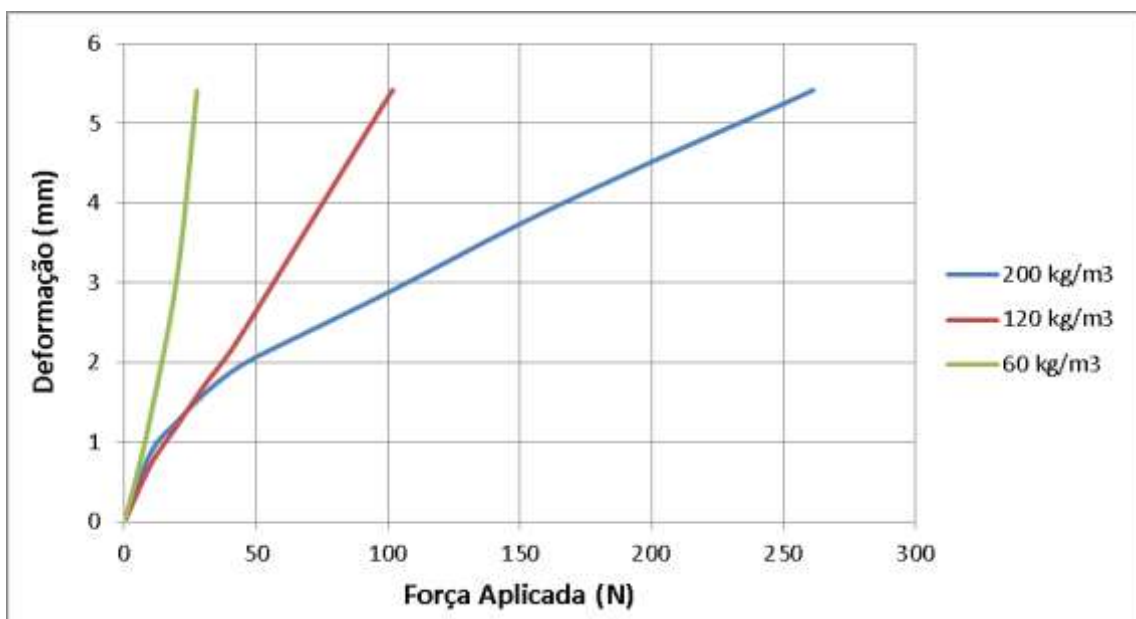


Figura 5.13 – Representação gráfica da carga necessária para causar uma deformação de 10% das amostras

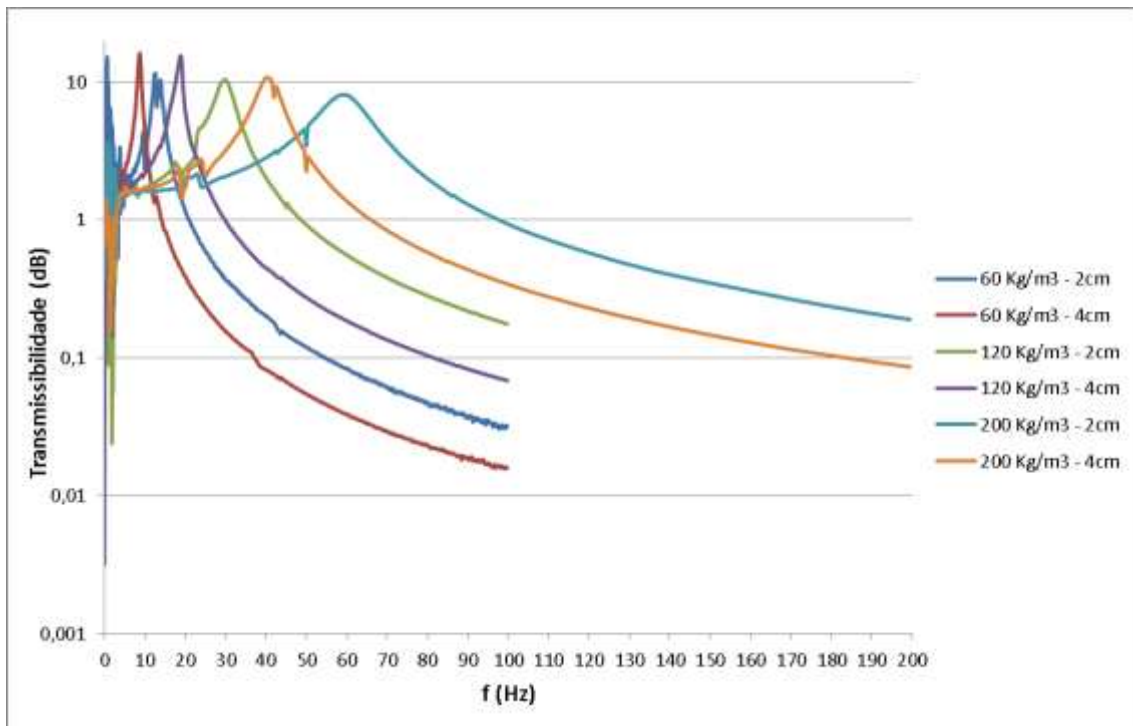


Figura 5.10 – Funções de transmissibilidade

De forma a dimensionar um apoio para o equipamento, torna-se necessário definir uma forma para o apoio, no qual englobará a espuma.

Assim, tendo em conta os dados ensaiados, o apoio a incorporar será constituído por uma espuma de 55 mm de espessura, colocada entre duas placas metálicas: uma para assegurar a adequada fixação do equipamento ao apoio, e outra para a fixação do apoio à base sobre a qual todo o sistema assenta.

Escolheu-se a espessura de 55 mm pelo facto de no ensaio de deformação estática se ter obtido valores de deformação para espumas com essa espessura.

No entanto, apesar de no ensaio com a configuração de dois graus de liberdade não se ter analisado espumas com esta espessura, concluiu-se que o aumento da espessura conduz a uma diminuição da frequência de ressonância, pelo que ao admitir esta hipótese de apoio utilizando dados referentes a este ensaio, se está do lado da segurança.

A figura seguinte evidencia a materialização do apoio a utilizar neste dimensionamento.

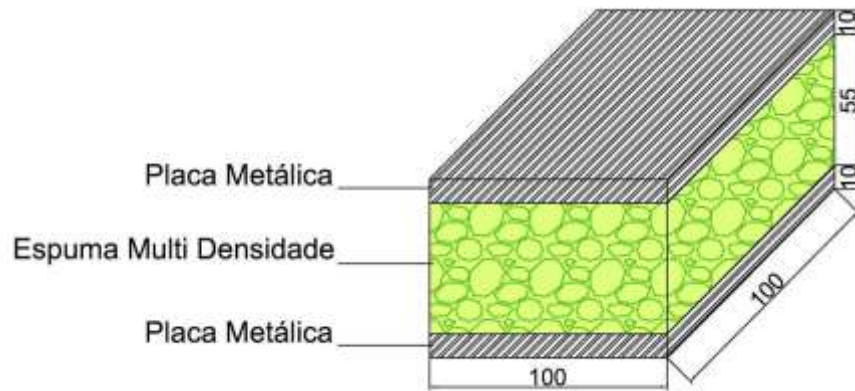


Figura 7.1 - Materialização do apoio a ser aplicado no caso em estudo

7.2. DIMENSIONAMENTO DO APOIO ANTIVIBRÁTIL PARA UMA BOMBA HIDROPRESSORA

A bomba a analisar é a apresentada na figura 7.2, cujas caraterísticas técnicas se apresentam na tabela 7.1.



Rover Pompe BE-M 20	
Q (L/h)	1700
D (mm)	20
Hmáx (m)	25
r.p.m	2850
kg	5

Figura 7.2 e Tabela 7.1 – Aspeto e caraterísticas da Bomba Rover Pompe BE-M 20 [27] e [28]

Vai-se optar por uma solução de dois apoios com dimensões de 100x100x55 mm. Assim, cada apoio estará sujeito a uma solicitação de 2,5 kg, que corresponde a 25 kN.

Durante o seu funcionamento tem um regime de rotação de 2850 r.p.m, ao qual corresponde uma frequência de 47,5 Hz (divisão do número de r.p.m. por 60 segundos).

Analisando a deformação estática deste material, conclui-se que qualquer uma das densidades tem uma deformação inferior a 10% para um carregamento deste tipo, tal como se vê na figura seguinte.

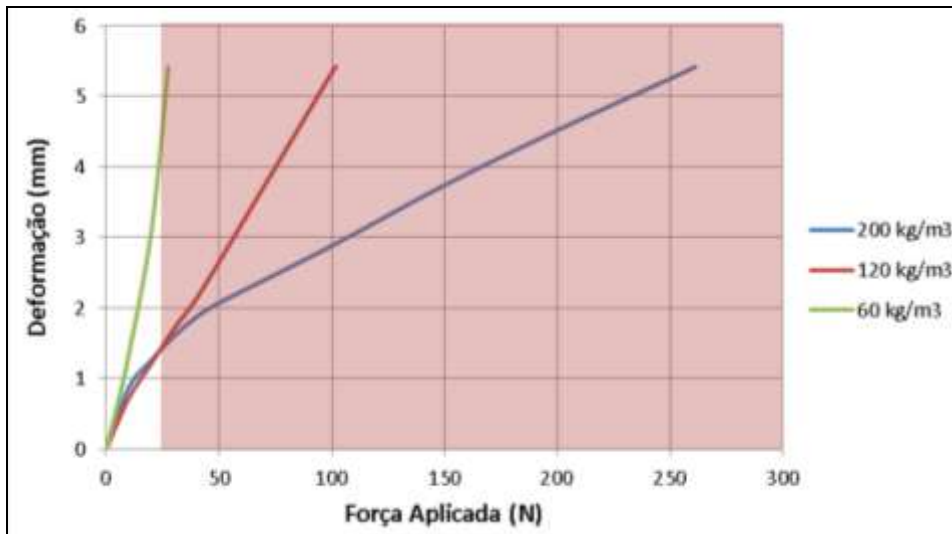


Figura 7.3 – Eliminação de hipóteses de apoio recorrendo à capacidade de carga das espumas

Recorrendo à análise da transmissibilidade das espumas, constata-se que apenas as espumas com densidade de 60 e de 120 kg/m³ conseguem reduzir as vibrações provenientes deste equipamento (Figura 7.4).

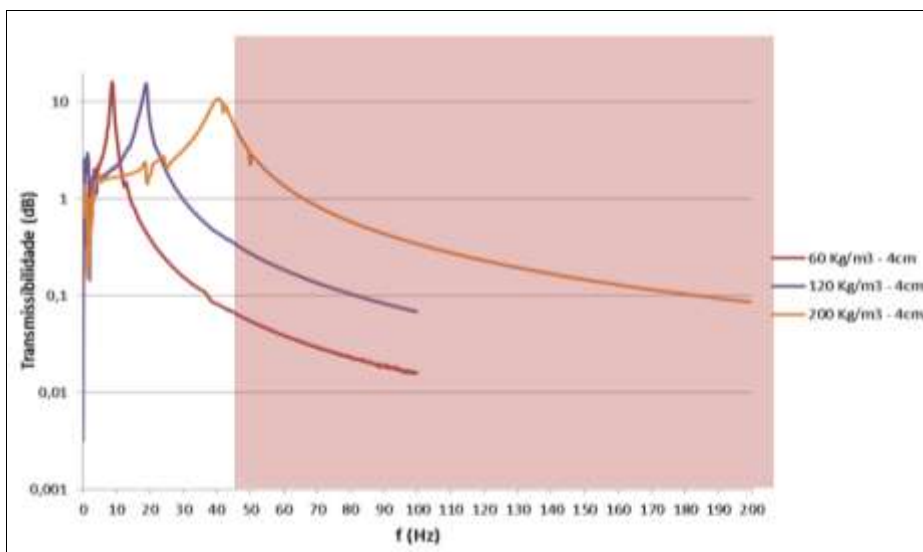


Figura 7.4 – Eliminação de hipóteses de apoio recorrendo à transmissibilidade das espumas

Assim, conclui-se que a espuma com melhor comportamento no isolamento de frequências do equipamento em análise é a espuma de 60 kg/m³.

7.3. DIMENSIONAMENTO DO APOIO ANTIVIBRÁTIL PARA UM GERADOR DE ALTA RESISTÊNCIA

Neste caso, o equipamento a analisar é um gerador de corrente elétrica da marca Honda, modelo EC 2000. Esta máquina tem a configuração apresentada na figura 7.5, cujas características principais se apresentam na tabela 7.2.



Honda EC 2000	
Tipo	Monofásico
Saída máxima monofásica (W)	2000
Saída constante monofásica (W)	1700
Intensidade (A)	7,5
r.p.m	3000
kg	36

Figura 7.5 e Tabela 7.2 – Aspeto e caraterísticas do gerador Honda EC 2000 [29] e [30]

Para o caso em estudo vai-se optar pela colocação de 4 apoios de dimensões 100x100x55. Cada apoio estará sujeito a uma solicitação de 9 kg, equivalente a 90 kN.

O regime de rotações do motor deste aparelho é de 3000 r.p.m., o que significa que a sua frequência de funcionamento é de 50 Hz.

Analisando as caraterísticas do material em estudo exclui-se à partida a espuma de densidade de 60 kg/m³ pela razão de se deformar mais de 10% para a solicitação em questão (Figura 7.6).

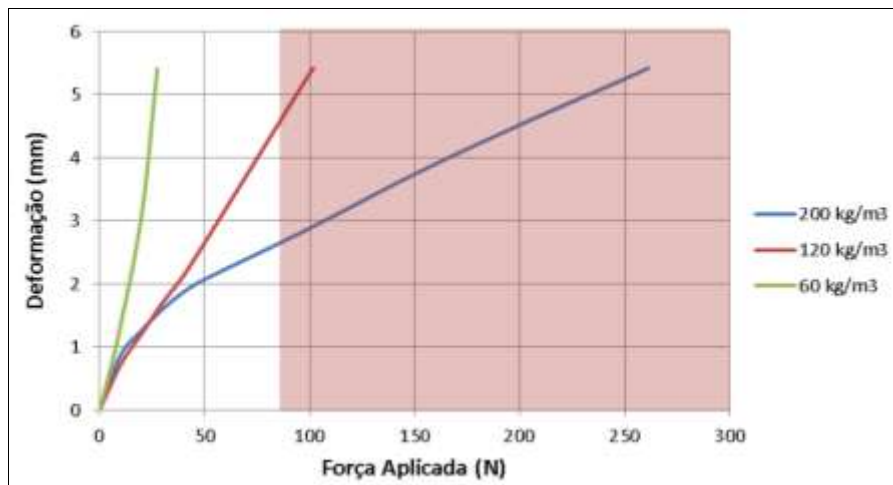


Figura 7.6 – Eliminação de hipóteses de apoio recorrendo à capacidade de carga das espumas

Pelo regime de funcionamento do equipamento é eliminada a espuma com densidade de 200 kg/m³ (Figura 7.7).

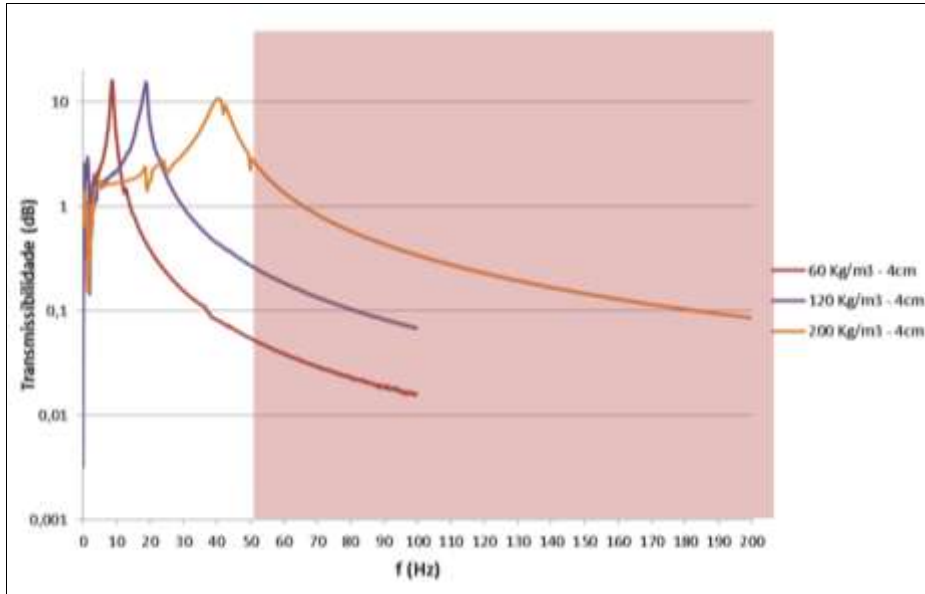


Figura 7.7 – Eliminação de hipóteses de apoio recorrendo à transmissibilidade das espumas

Assim, para este caso, o apoio mais indicado é o que na sua constituição tem a espuma com densidade de 120 kg/m³.

8

CONCLUSÕES

8.1. CONSIDERAÇÕES FINAIS

De acordo com os objetivos desta dissertação, foi conduzido um estudo com o objetivo principal de caraterizar um material, as espumas multi densidade, com vista a uma potencial utilização como apoio antivibrátil para equipamentos mecânicos tais como bombas hidropressoras, equipamentos de AVAC e geradores de energia.

Finalizado o estudo, pode-se dizer que os seus objetivos foram cumpridos.

Sabendo que este tipo de equipamentos provocam um tipo de solitação cíclica na sua base, com uma determinada frequência de excitação, decidiu-se começar este estudo por uma análise à frequência natural deste tipo de materiais, na sua variedade de densidades.

Estudou-se e elaborou-se um ensaio com uma configuração de um grau de liberdade a partir do qual se retiraram conclusões acerca da evolução da frequência natural do material para as suas várias densidades possíveis. Através deste ensaio também se determinou a rigidez dinâmica de cada uma das amostras das várias densidades.

Neste ensaio deparou-se com movimentos associados à rotação em torno do ponto de excitação dos provetes, daí que se tenha evoluído para um novo um novo tipo de ensaio por forma a evitar este tipo de fenómenos.

Após a análise deste primeiro ensaio, escolheu-se três densidades representativas do comportamento do material por forma a avaliar de uma forma mais aprofundada as caraterísticas do material em estudo.

Assim, partiu-se para uma nova metodologia de ensaios que apresenta uma configuração de um sistema com dois graus de liberdade.

Os valores obtidos através deste metodo são mais fiáveis e permitem ter uma noção mais correta do comportamento do material em estudo. Além disso, através deste ensaio foi possível determinar mais caraterísticas acerca das espumas no que toca ao seu comportamento como atenuador do efeito de vibrações, tais como a transmissibilidade e o fator de amortecimento.

Outro parâmetro caraterístico do material que se analisou no presente estudo tem que ver com a sua capacidade de deformação quando sujeito a um carregamento. Esta caraterística é essencial uma vez que estas espumas, além da solitação proveniente do funcionamento do equipamento, têm também sobre si o próprio peso do material, originando deformações que comprometem o seu comportamento como apoio antivibrátil.

Para avaliar esta caraterística, realizou-se um ensaio que permite obter a deformação estática do material em estudo.

8.2. PRINCIPAIS DIFICULDADES E PERSPETIVAS DE DESENVOLVIMENTO FUTURO

Durante a realização deste trabalho foram encontrados alguns problemas cuja influência importa referir como possibilidade de continuação deste estudo no futuro.

Desde logo se apercebeu que o tipo de equipamento para a realização destes ensaios não estava disponível no Departamento de Engenharia Civil (no que toca aos ensaios de vibrações), e para o ensaio de deformação estática nem a própria Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto possuía equipamento com precisão tal, capaz de executar este ensaio.

Este tipo de impedimentos fez com que a realização dos ensaios não dependa apenas do autor do estudo, tornando ainda mais escasso o tempo para a realização deste trabalho, bem como reduzindo substancialmente a margem de erro na sua execução.

Apesar das dificuldades, os resultados obtidos foram satisfatórios, podendo-se concluir que este material tem um comportamento viável como apoio antivibrátil, como seria de se esperar, uma vez que o seu comportamento já foi analisado como atenuador de ruídos de percussão, aplicando-se em lajes de edifícios.

No entanto, ainda há um caminho por percorrer: em primeiro lugar porque apenas se analisou algumas das densidades possíveis para este material; em segundo lugar, torna-se necessário desenvolver uma formulação possível para o aspeto do apoio, uma vez que este material tem de ser protegido das ações climáticas e os equipamentos têm que se fixar ao material por forma a não se gerar danos decorrentes da não-solidarização dos apoios com o equipamento. Torna-se assim interessante analisar o comportamento do novo produto como um todo e após essa formulação, caraterizar o seu comportamento.

Nesse momento será também interessante comparar o funcionamento deste material com alguns dos seus concorrentes de mercado, submetendo-os aos mesmos testes e comparando os resultados obtidos.

Conclui-se assim que foi dado um primeiro passo no estudo deste material, existindo porém um longo caminho a percorrer.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Gonçalves, Adriano dos Santos, 2008, *Caraterização Acústica de Espumas de Poliuretano – Absorção Sonora*, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- [2] Sousa, Nelson Ricardo Vieira de, 2008, *Caraterização do Comportamento Acústico a Sons de Percussão de Soluções à base de Espumas de Poliuretano*, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- [3] Rodrigues, Pedro Sousa, 2008, *Interação Engenharia Civil/ Acústica com base na validação experimental de modelos de desempenho - Baffles Acústicos*, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- [4] Costa, Ana Margarida Campos Dias da, 2008, *Desenvolvimento e Caraterização do Comportamento Acústico de um novo Bloco para Parede Dupla*, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- [5] Bies, Davis A., Hansen, Colin H., 2009, *Engineering Noise Control*, Spon Press, Abingdon.
- [6] Patrício, Jorge Viçoso, 2010, *Acústica nos Edifícios*, 2010, Verlag Dashofer, Lisboa
- [7] Rodrigues, José Dias, 2012, *Apontamentos de Vibrações dos Sistemas Mecânicos*, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
- [8] Carvalho, A. P. Oliveira de, Agosto de 2011, *Acústica Ambiental e de Edifícios*, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
- [9] Crocker, Malcolm J., 2007, *Handbook of Noise and Vibration Control*, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey
- [10] Rodrigues, José Dias, 2008, *Identificação do Amortecimento – Método da Largura de Banda*, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
- [11] Barron, Randall F., 2001, *Industrial Noise Control and Acoustics*, Marcel Dekker, New York.
- [12] <http://www.cdm.eu/homePT.html> - 20/04/2012
- [14] Jacobsen, Finn, Poulsen, Torben, Rindel, Jens Holger, Gade, Anders Christian, Ohlrich, Mogens, *Fundamentals of Acoustics and Noise Control*, 2007, Technical University of Denmark.
- [15] Ver, István L., Beranek, Leo L., 2006, *Noise and Vibration Control Engineering – Principals and Applications*, John Wiley and Sons, New Jersey.
- [16] <http://www.getzner.com/en/home/> - 20/04/2012
- [17] <http://www.croxon.es/> - 20/04/2012
- [18] http://www.schaffer-pft.de/dipoelast_en.php - 20/04/2012
- [19] <http://pt.scribd.com/doc/63577905/Livro-Polimeros> - 14/05/2012
- [20] <http://www.stockholders-newsletter-q1-2012.bayer.com/en/focus.aspx> - 15/05/2012
- [21] <http://polyurethane.americanchemistry.com/Introduction-to-Polyurethanes/History> - 15/05/2012
- [22] http://pt.wikipedia.org/wiki/Ficheiro:PU_synthesis2.PNG - 15/05/2012
- [23] <http://aglomex.flex2000.pt/> - 16/05/2012
- [24] ISO 9052-1:1989: "Acoustics - Determination of dynamic stiffness – Part 1: Materials used under floating floors in dwellings". - International Organization for Standardization, 1989.

- [25] ISO 3386/1: "*Polymeric materials, cellular flexible – Determination of stress-strain characteristic in compression – Part 1: Low-density materials*". - International Organization for Standardization, 1986.
- [26] https://www.youtube.com/watch?v=vCVVFimfw78&feature=player_embedded#! – 20/06/2012
- [27] <http://cerpadla.heureka.sk/rover-be-m20/galerie/> - 25/06/2012
- [28] http://www.roverpompe.com/pdf/Roverpompe_Catalogo2011.pdf - 25/06/2012
- [29] <http://www.hidraulicart.com/products-page/geradores/gerador-honda-ec-2000> - 25/06/2012
- [30] http://www.honda.pt/images/Item/663_C.pdf - 25/06/2012
- [31] Ewins, J.D., 1984, *Modal Testing: Theory and Practice*, Research Studies Press, LTD, England

ANEXOS

ANEXO 1

EQUIPAMENTO EXPERIMENTAL ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE: ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

ACELERÓMETRO BK4371-430

Marca/modelo/Nº série:	Bruel & Kjaer/4371/1720430
Sensibilidade:	1,008pC/ms ⁻²
Massa sísmica:	2,6 g
Massa total:	11,3 g

MARTELO DE IMPACTO BK8202

Marca/modelo:	Bruel & Kjaer/8202
Sensibilidade:	1,01 pC/N

ANALISADOR ESPECTRAL BK2035

Marca/modelo:	Bruel & Kjaer/2035
Módulos de entrada	2x3019 (25 kHz)
Módulos de saída:	1x3106 (25 kHz)

ANEXO 2

BOLETINS DE ENSAIO DAS FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE

ANEXO 2.1. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 60 KG/M³ DE DENSIDADE

ANEXO 2.2. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 80 KG/M³ DE DENSIDADE

ANEXO 2.3. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 90 KG/M³ DE DENSIDADE

ANEXO 2.4. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 100 KG/M³ DE DENSIDADE

ANEXO 2.5. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 120 KG/M³ DE DENSIDADE

ANEXO 2.6. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 140 KG/M³ DE DENSIDADE

ANEXO 2.7. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 150 KG/M³ DE DENSIDADE

ANEXO 2.8. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 180 KG/M³ DE DENSIDADE

ANEXO 2.9. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 200 KG/M³ DE DENSIDADE

ANEXO 2.1. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 60 KG/M³ DE DENSIDADE

Rua Dr. Roberto Frias s/n 4200-465 POLO, Gabinete M206

LaVIBRA



DEMec
DEPARTAMENTO
DE ENGENHARIA
MECÂNICA

FUNÇÃO DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA

NORMA UTILIZADA: ISO 9052-1 Nº BOLETIM ENSAIO: 1-23042012 DATA DE ENSAIO: 23/04/2012

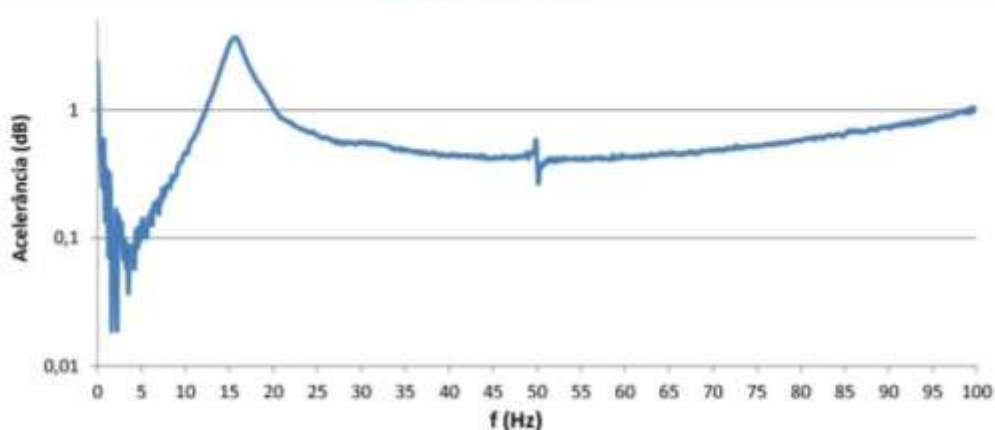
REQUERENTE: Ricardo Fernandes
Elaboração da Dissertação para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Civil - Especialização em Construções

DESCRIÇÃO: Ensaio com a configuração de um grau de liberdade espuma Aglonex Acoustic

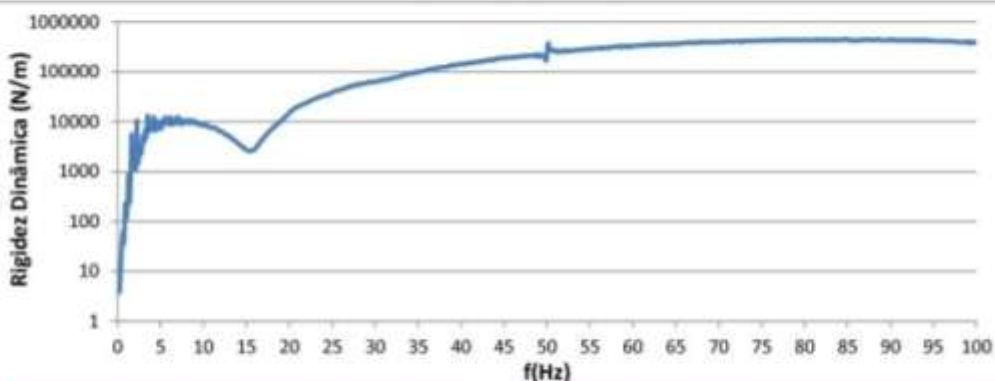
CARATERÍSTICAS DA AMOSTRA: Densidade de 60 kg/m³, Dimensões de 100x100x20 mm

EQUIPAMENTO UTILIZADO: Acelerómetro BK4371-430, Martelo de Impacto BK8202, Analisador Espectral BK2035

FUNÇÃO ACELERANCIA



FUNÇÃO RIGIDEZ DINÂMICA

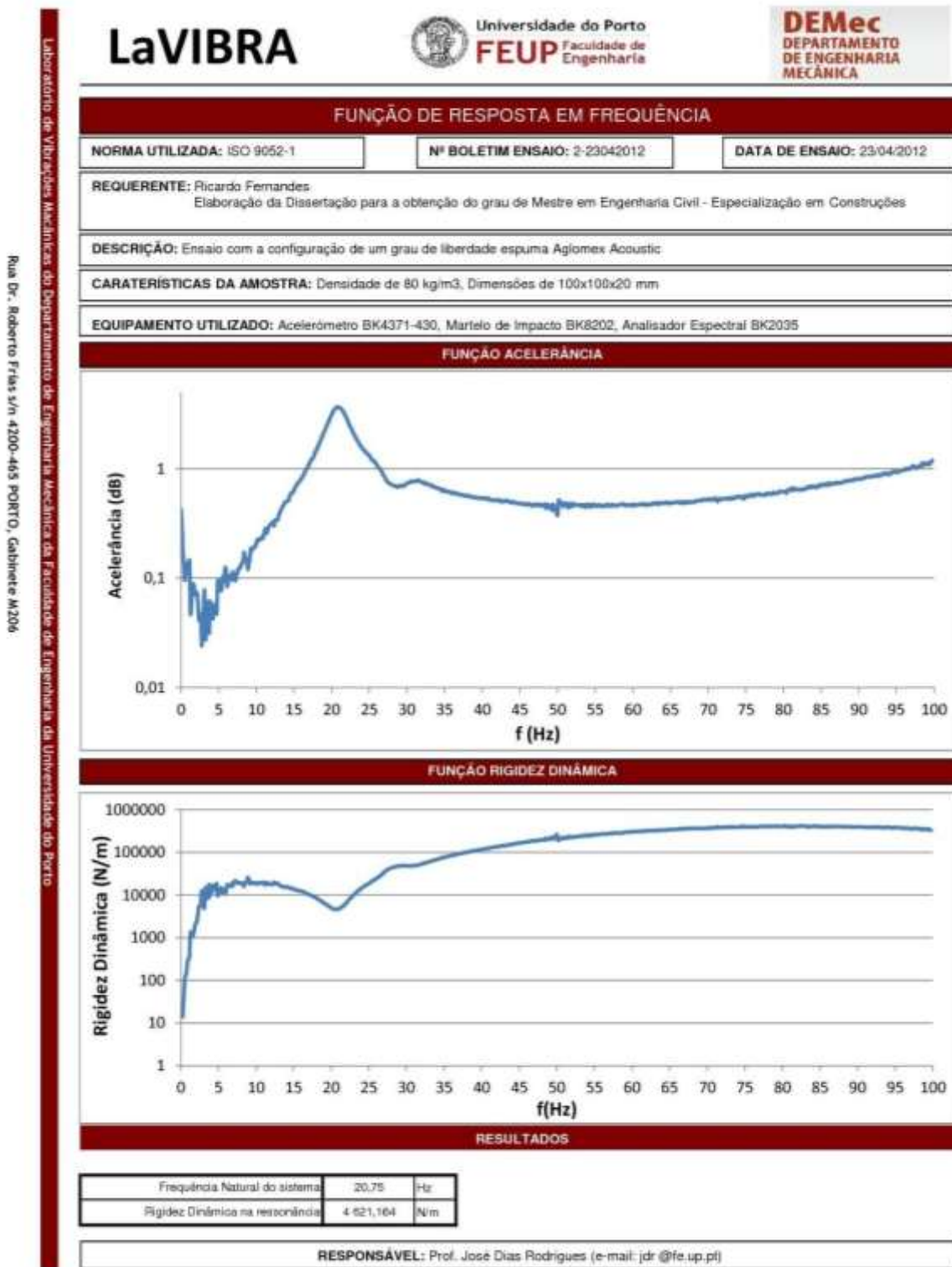


RESULTADOS

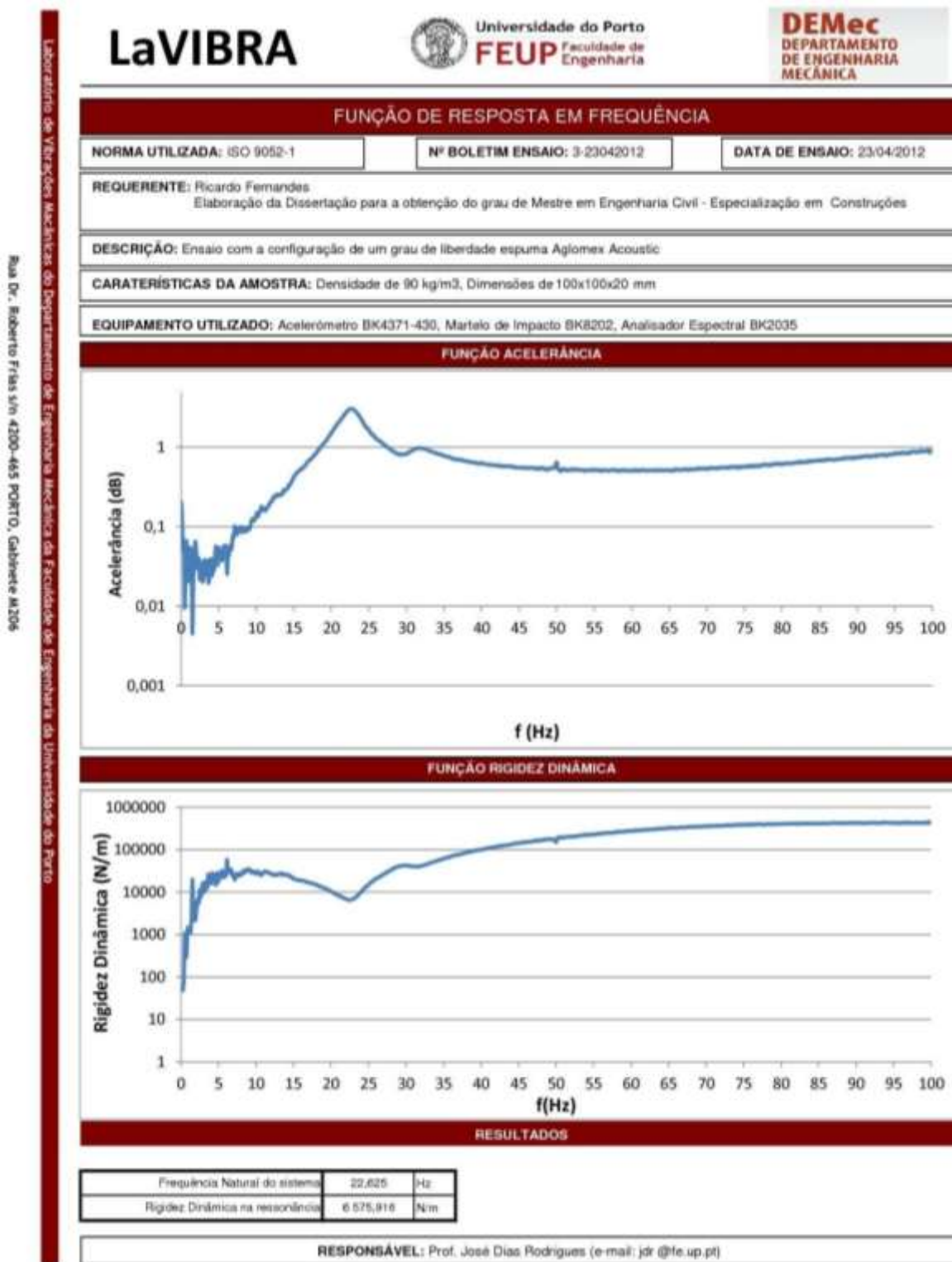
Frequência Natural do sistema	15,625	Hz
Rigidez Dinâmica na ressonância	2 604,507	N/m

RESPONSÁVEL: Prof. José Dias Rodrigues (e-mail: jdr@fe.up.pt)

ANEXO 2.2. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 80 KG/M³ DE DENSIDADE





ANEXO 2.3. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 90 KG/M³ DE DENSIDADE




ANEXO 2.4. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 100 KG/M³ DE DENSIDADE

Laboratório de Vibrações Mecânicas do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Rua Dr. Roberto Frias s/n 4200-465 PORTO, Gabinete M206

Universidade do Porto
FEUP Faculdade de Engenharia

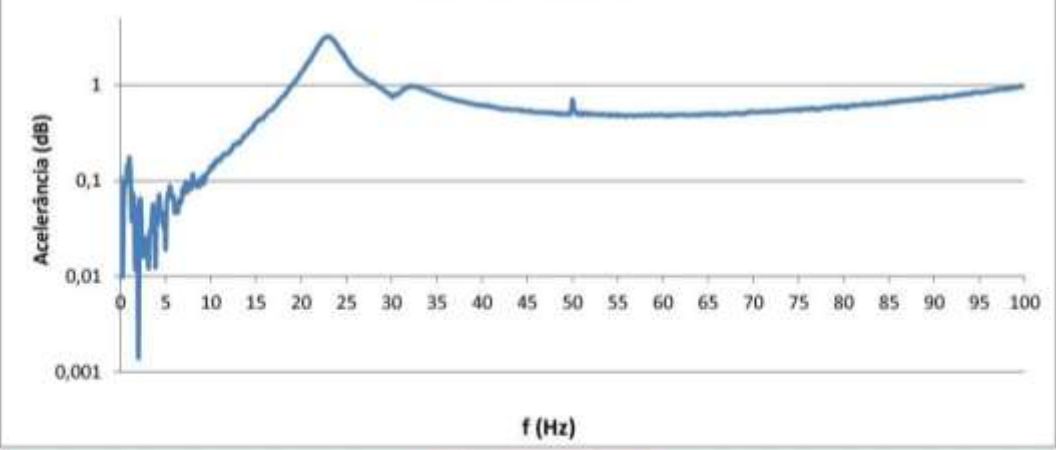


DEMec
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

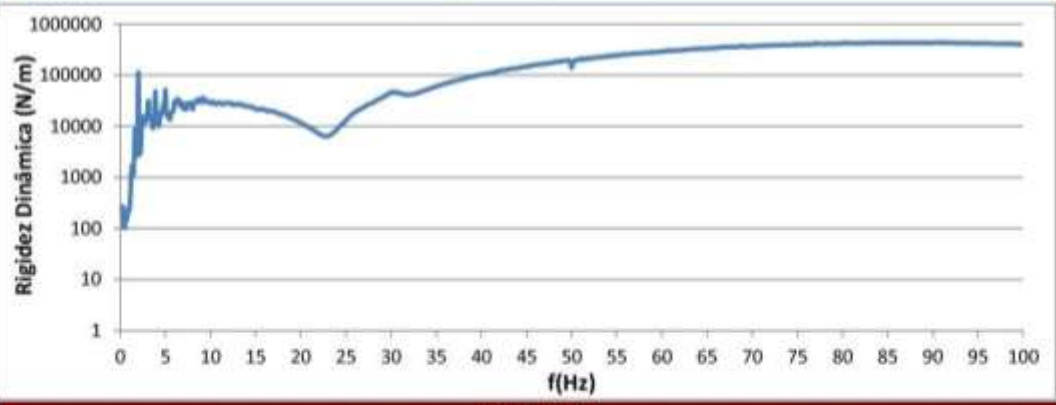
FUNÇÃO DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA

NORMA UTILIZADA: ISO 9052-1	Nº BOLETIM ENSAIO: 4-23042012	DATA DE ENSAIO: 23/04/2012
REQUERENTE: Ricardo Fernandes Elaboração da Dissertação para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Civil - Especialização em Construções		
DESCRIÇÃO: Ensaio com a configuração de um grau de liberdade espuma Aglomex Acoustic		
CARACTERÍSTICAS DA AMOSTRA: Densidade de 100 kg/m ³ , Dimensões de 100x100x20 mm		
EQUIPAMENTO UTILIZADO: Acelerómetro BK4371-430, Martelo de Impacto BK8202, Analisador Espectral BK2035		

FUNÇÃO ACELERÂNCIA



FUNÇÃO RIGIDEZ DINÂMICA



RESULTADOS

Frequência Natural do sistema	23,000	Hz
Rigidez Dinâmica na ressonância	6 460,813	N/m

RESPONSÁVEL: Prof. José Dias Rodrigues (e-mail: jdr@fe.up.pt)

ANEXO 2.5. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 120 KG/M³ DE DENSIDADE

Rua Dr. Roberto Frias s/n 4200-465 PORTO, Gabinete M206

LaVIBRA



DEMec
DEPARTAMENTO
DE ENGENHARIA
MECÂNICA

FUNÇÃO DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA

NORMA UTILIZADA: ISO 9052-1 Nº BOLETIM ENSAIO: 5-23042012 DATA DE ENSAIO: 23/04/2012

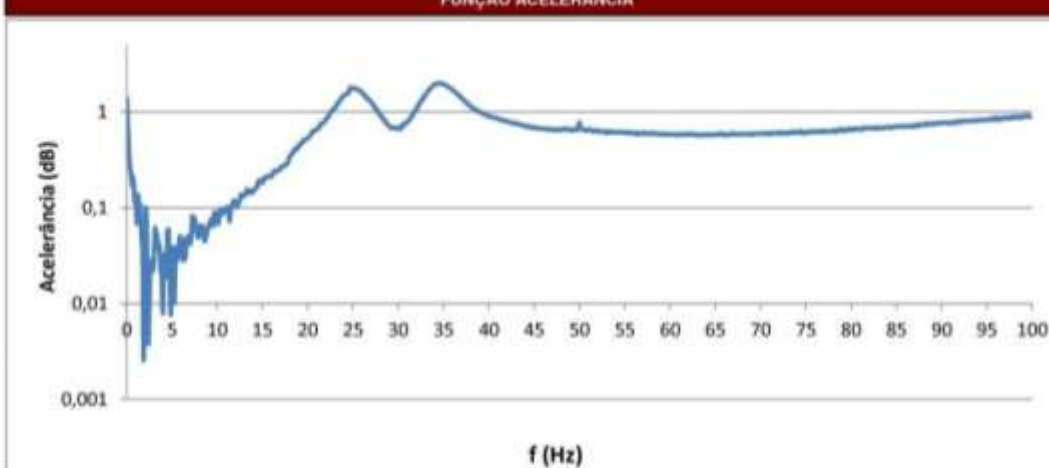
REQUERENTE: Ricardo Fernandes
Elaboração da Dissertação para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Civil - Especialização em Construções

DESCRIÇÃO: Ensaio com a configuração de um grau de liberdade espuma Aglomex Acoustic

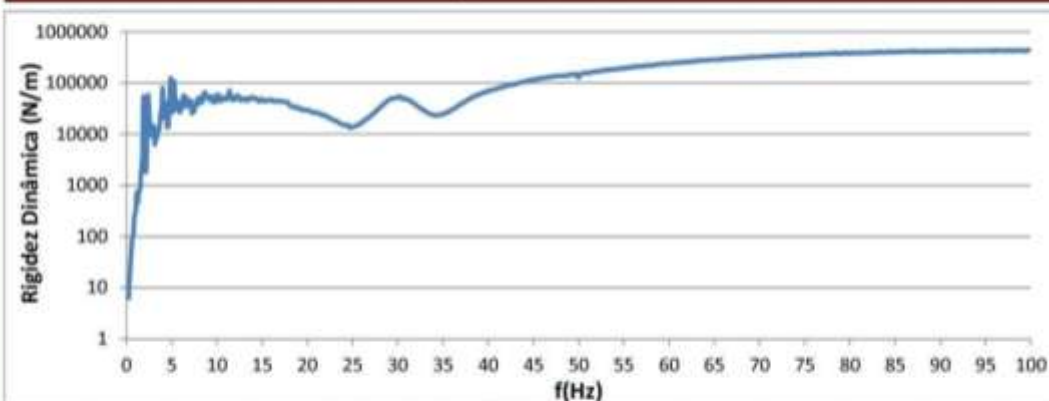
CARACTERÍSTICAS DA AMOSTRA: Densidade de 120 kg/m³, Dimensões de 100x100x20 mm

EQUIPAMENTO UTILIZADO: Acelerómetro BK4371-430, Martelo de Impacto BK8202, Analisador Espectral BK2035

FUNÇÃO ACELERÂNCIA



FUNÇÃO RIGIDEZ DINÂMICA

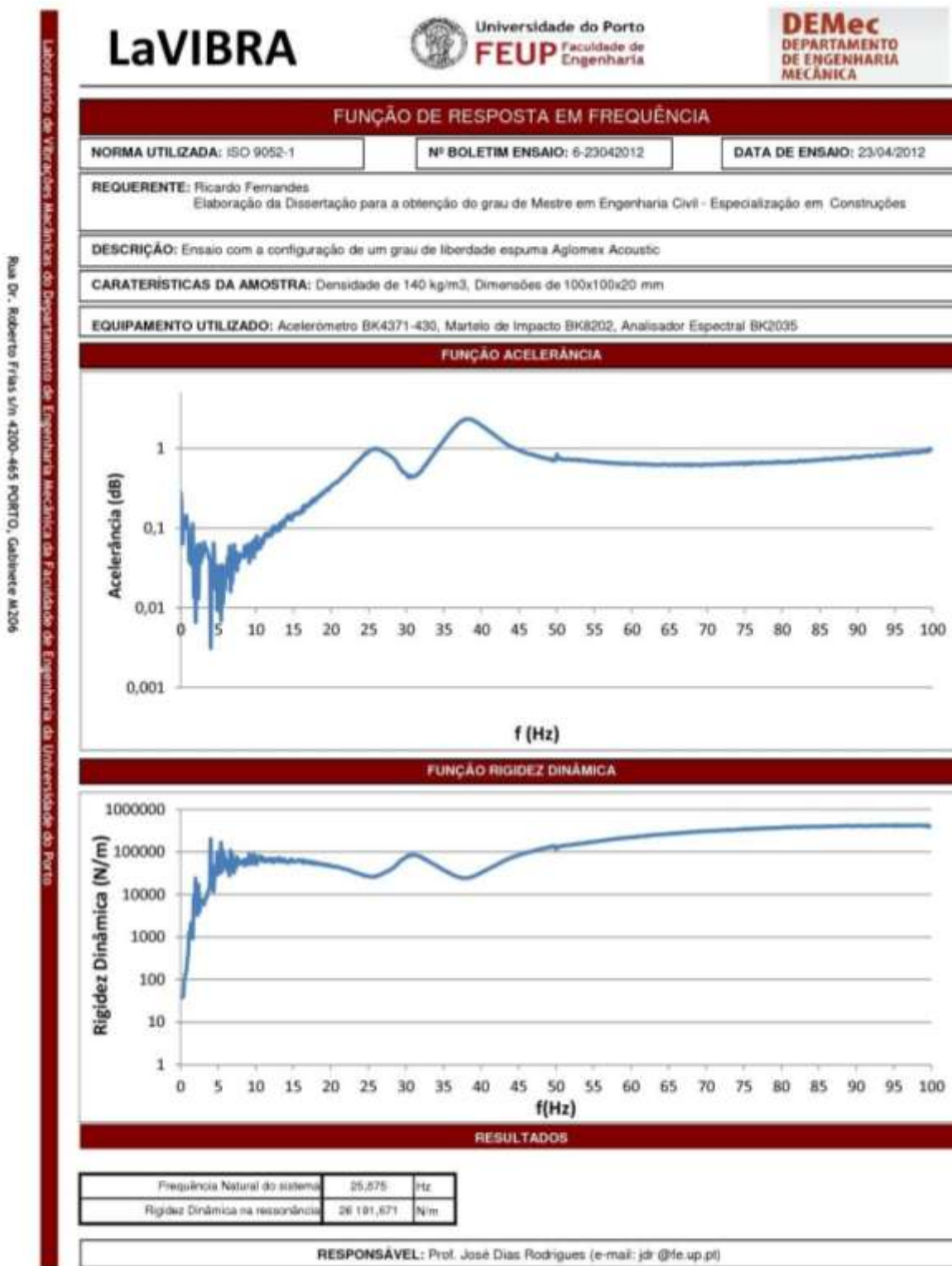


RESULTADOS

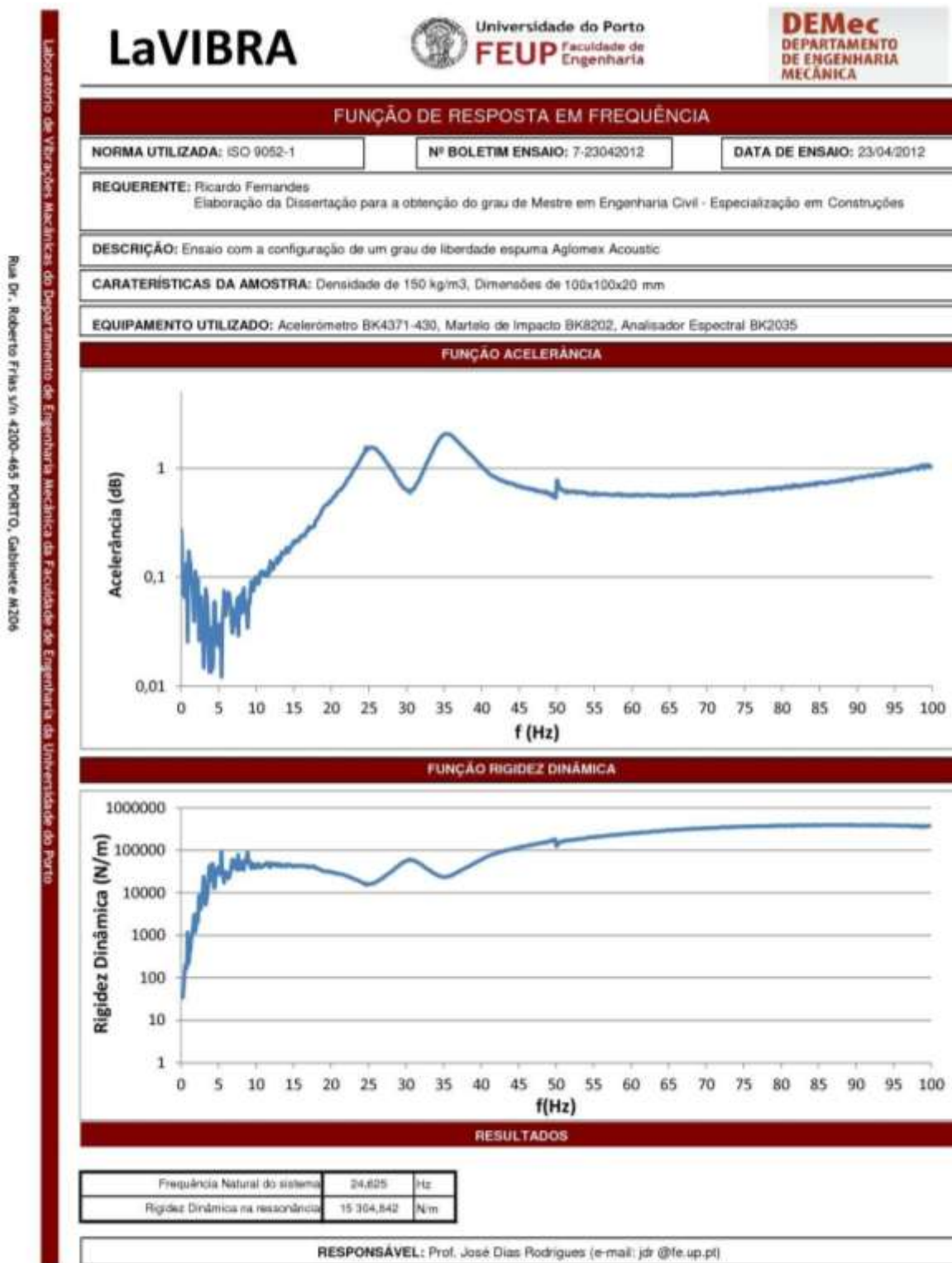
Frequência Natural do sistema	24,750	Hz
Rigidez Dinâmica na ressonância	13 400,001	N/m

RESPONSÁVEL: Prof. José Dias Rodrigues (e-mail: jdr@fe.up.pt)

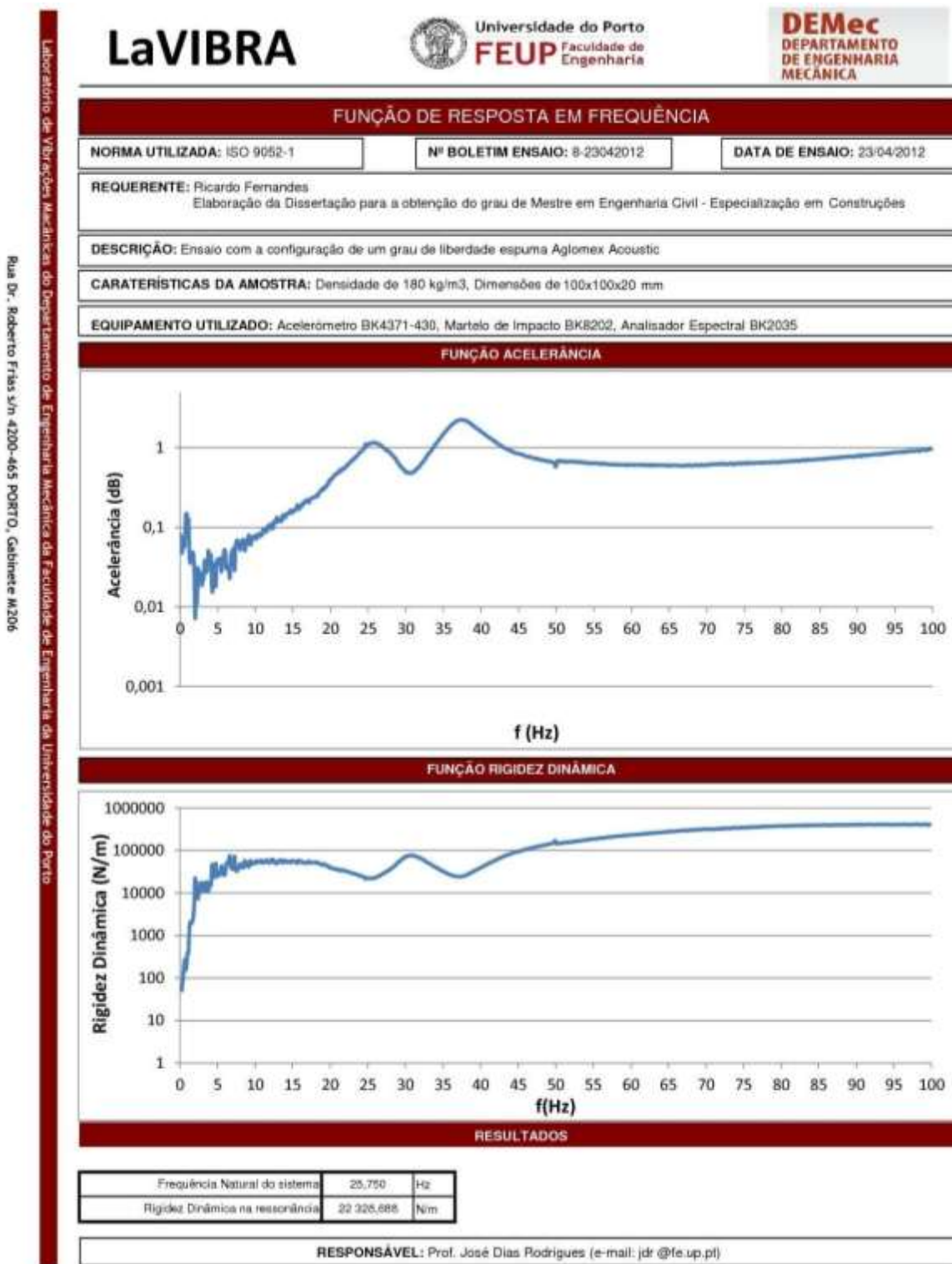
ANEXO 2.6. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 140 KG/M³ DE DENSIDADE



ANEXO 2.7. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 150 KG/M³ DE DENSIDADE



ANEXO 2.8. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 180 KG/M³ DE DENSIDADE



ANEXO 2.9. - BOLETIM DE ENSAIO DA FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE UM GRAU DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 200 KG/M³ DE DENSIDADE

Rua Dr. Roberto Frias s/n 4200-465 PORTO, Gabinete A.206

LaVIBRA

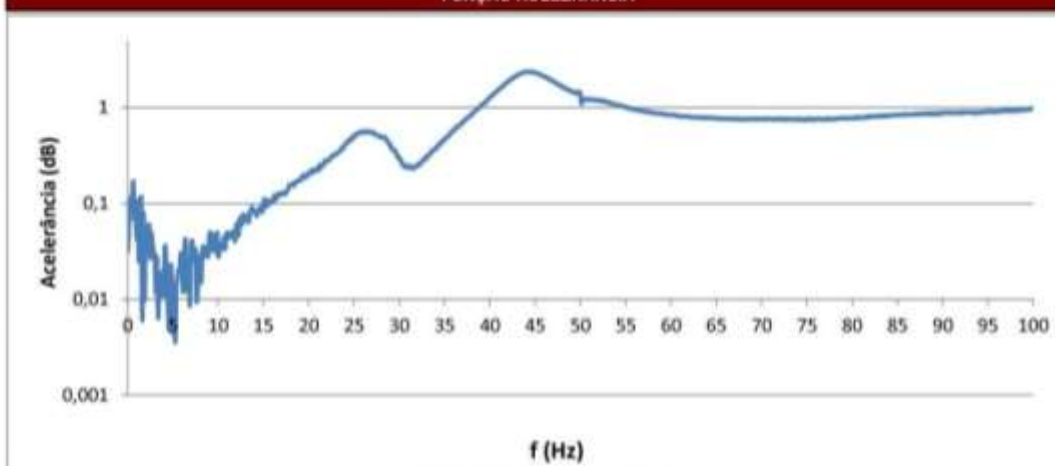


DEMec
DEPARTAMENTO
DE ENGENHARIA
MECÂNICA

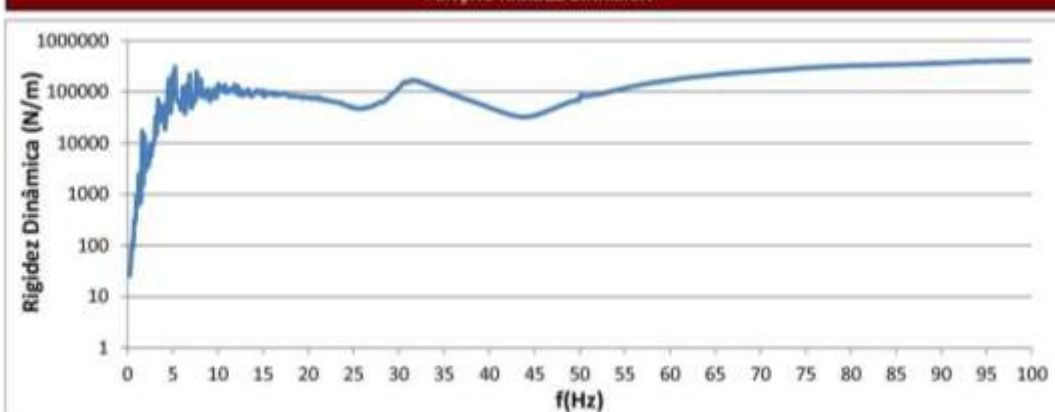
FUNÇÃO DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA

NORMA UTILIZADA: ISO 9052-1	Nº BOLETIM ENSAIO: 9-23042012	DATA DE ENSAIO: 23/04/2012
REQUERENTE: Ricardo Fernandes Elaboração da Dissertação para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Civil - Especialização em Construções		
DESCRIÇÃO: Ensaio com a configuração de um grau de liberdade espuma Aglomex Acoustic		
CARATERÍSTICAS DA AMOSTRA: Densidade de 200 kg/m ³ , Dimensões de 100x100x20 mm		
EQUIPAMENTO UTILIZADO: Acelerómetro BK4371-430, Martelo de Impacto BK8202, Analisador Espectral BK2035		

FUNÇÃO ACELERÂNCIA



FUNÇÃO RIGIDEZ DINÂMICA



RESULTADOS

Frequência Natural do sistema	26,250	Hz
Rigidez Dinâmica na ressonância	47 858,560	N/m

RESPONSÁVEL: Prof. José Dias Rodrigues (e-mail: jdr@fe.up.pt)

ANEXO 3

EQUIPAMENTO EXPERIMENTAL ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE DOIS GRAUS DE LIBERDADE: ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

ACELERÓMETRO BK4371-430

Marca/modelo/Nº série:	Bruel & Kjaer/4371/1720430
Sensibilidade:	1,008pC/ms ⁻²
Massa sísmica:	2,6 g
Massa total:	11,3 g

CABEÇA DE IMPEDÂNCIA BK8001-295

Marca/modelo/Nº série:	Bruel & Kjaer/8001/1695295
<i>Célula de Carga</i>	
Sensibilidade:	343 pC/ ms ⁻²
Massa ativa:	2,2 g
<i>Acelerómetro</i>	
Sensibilidade:	3.40 pC/ ms ⁻²
Massa sísmica:	1,1 g
Massa total:	31,0 g

ANALISADOR ESPECTRAL

Marca/modelo:	Bruel & Kjaer/2035
Módulos de entrada	2x3019 (25 kHz)
Módulos de saída:	1x3106 (25 kHz)

EXCITADOR ELETROMECÂNICO LDS401

Marca/modelo:	Ling Dynamic Systems/V401
Gama:	98 N / 5-9000 Hz
Massa total (c/trunnion):	14,1 Kg (22,7 Kg)

AMPLIFICADOR DE POTÊNCIA LDS401

Marca/modelo:	Ling Dynamic Systems/PA100E
---------------	-----------------------------

ANEXO 4

BOLETINS DE ENSAIO DAS FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE DOIS GRAUS DE LIBERDADE

ANEXO 4.1. - BOLETIM DE ENSAIO DAS FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE DOIS GRAUS DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 60 KG/M³ DE DENSIDADE E 20 MM DE ESPESSURA

ANEXO 4.2. - BOLETIM DE ENSAIO DAS FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE DOIS GRAUS DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 60 KG/M³ DE DENSIDADE E 40 MM DE ESPESSURA

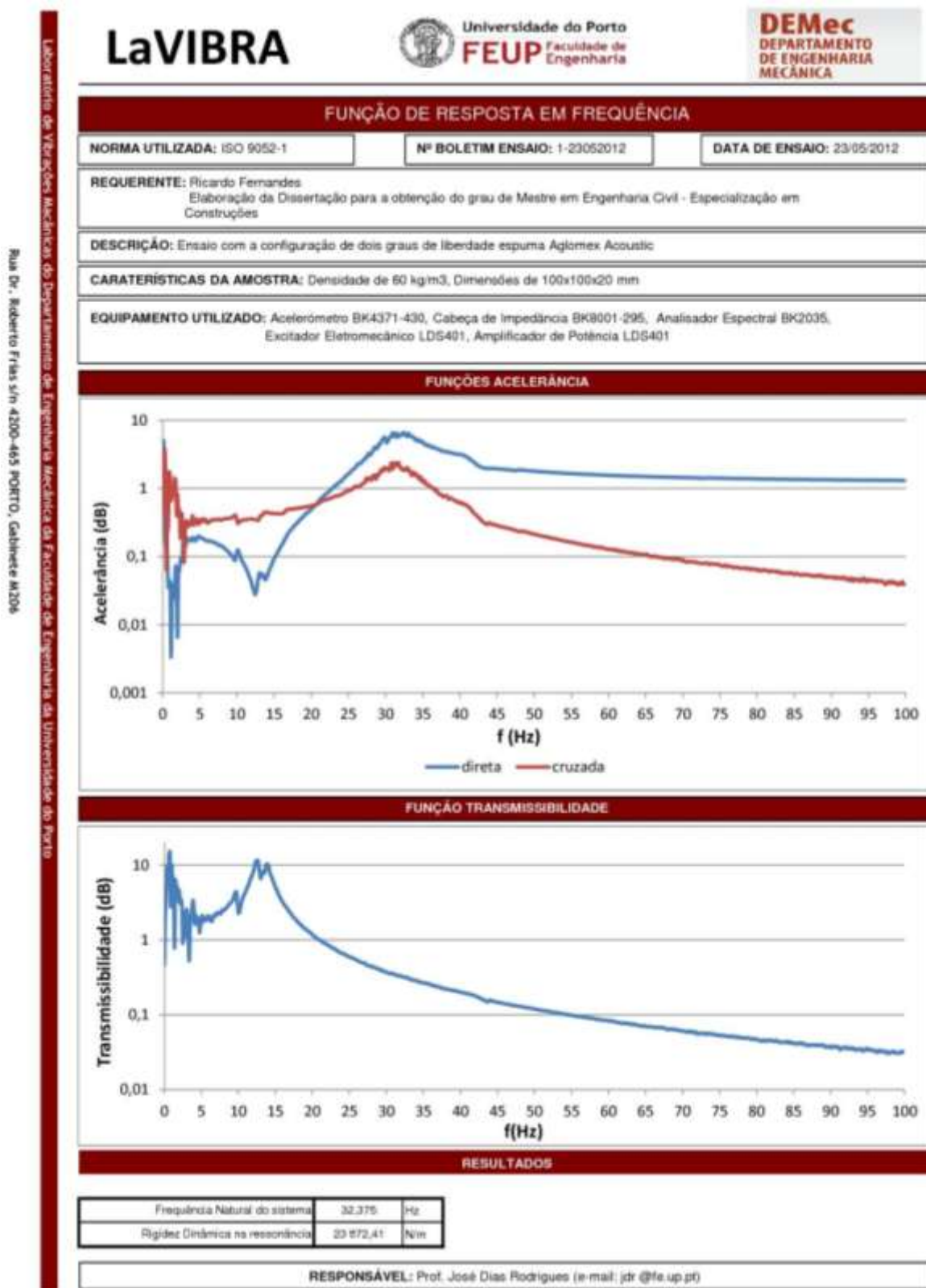
ANEXO 4.3. - BOLETIM DE ENSAIO DAS FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE DOIS GRAUS DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 120 KG/M³ DE DENSIDADE E 20 MM DE ESPESSURA

ANEXO 4.4. - BOLETIM DE ENSAIO DAS FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE DOIS GRAUS DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 120 KG/M³ DE DENSIDADE E 40 MM DE ESPESSURA

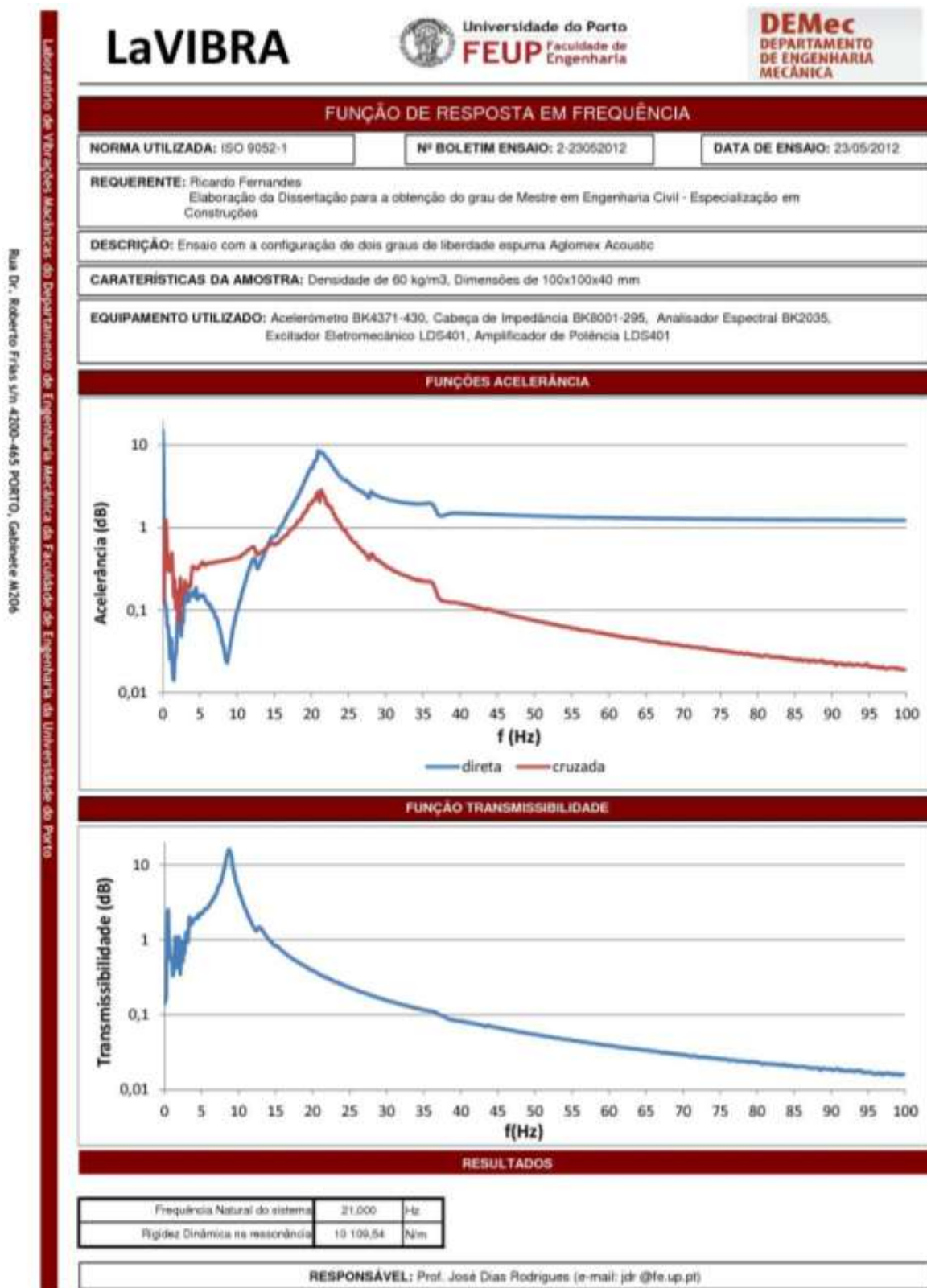
ANEXO 4.5. - BOLETIM DE ENSAIO DAS FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE DOIS GRAUS DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 200 KG/M³ DE DENSIDADE E 20 MM DE ESPESSURA

ANEXO 4.6. - BOLETIM DE ENSAIO DAS FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE DOIS GRAUS DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 200 KG/M³ DE DENSIDADE E 40 MM DE ESPESSURA

ANEXO 4.1. - BOLETIM DE ENSAIO DAS FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE DOIS GRAUS DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 60 KG/M³ DE DENSIDADE E 20 MM DE ESPESSURA



ANEXO 4.2. - BOLETIM DE ENSAIO DAS FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE DOIS GRAUS DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 60 KG/M³ DE DENSIDADE E 40 MM DE ESPESSURA



ANEXO 4.3. - BOLETIM DE ENSAIO DAS FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE DOIS GRAUS DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 120 KG/M³ DE DENSIDADE E 20 MM DE ESPESSURA

Rua Dr. Roberto Frias s/n 4200-465 PORTO, Galpione M206

LaVIBRA

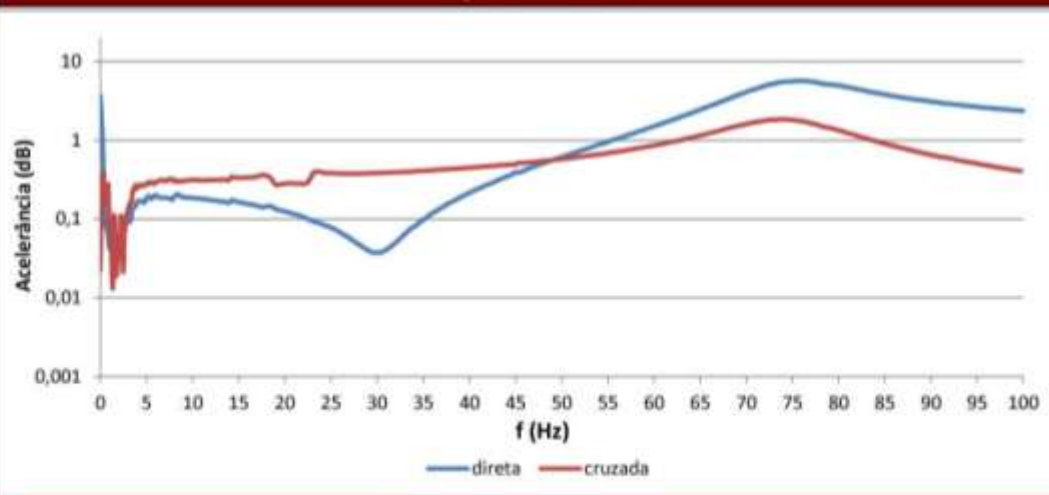


DEMec
DEPARTAMENTO
DE ENGENHARIA
MECÂNICA

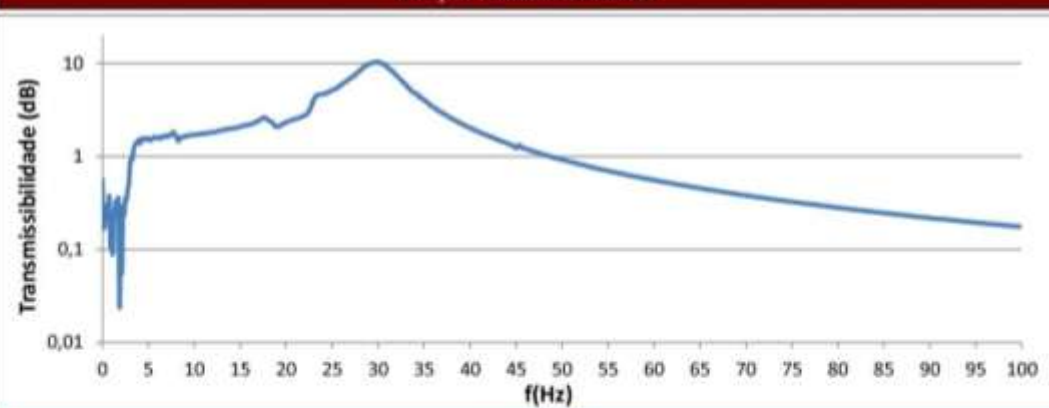
FUNÇÃO DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA

NORMA UTILIZADA: ISO 9052-1	Nº BOLETIM ENSAIO: 3-23052012	DATA DE ENSAIO: 23/05/2012
REQUERENTE: Ricardo Fernandes Elaboração da Dissertação para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Civil - Especialização em Construções		
DESCRIÇÃO: Ensaio com a configuração de dois graus de liberdade espuma Aglomex Acoustic		
CARATERÍSTICAS DA AMOSTRA: Densidade de 120 kg/m ³ , Dimensões de 100x100x20 mm		
EQUIPAMENTO UTILIZADO: Acelerómetro BK4371-430, Cabeça de Impedância BK8001-295, Analisador Espectral BK2035, Excitador Eletromecânico LDS401, Amplificador de Potência LDS401		

FUNÇÕES ACELERÂNCIA



FUNÇÃO TRANSMISSIBILIDADE

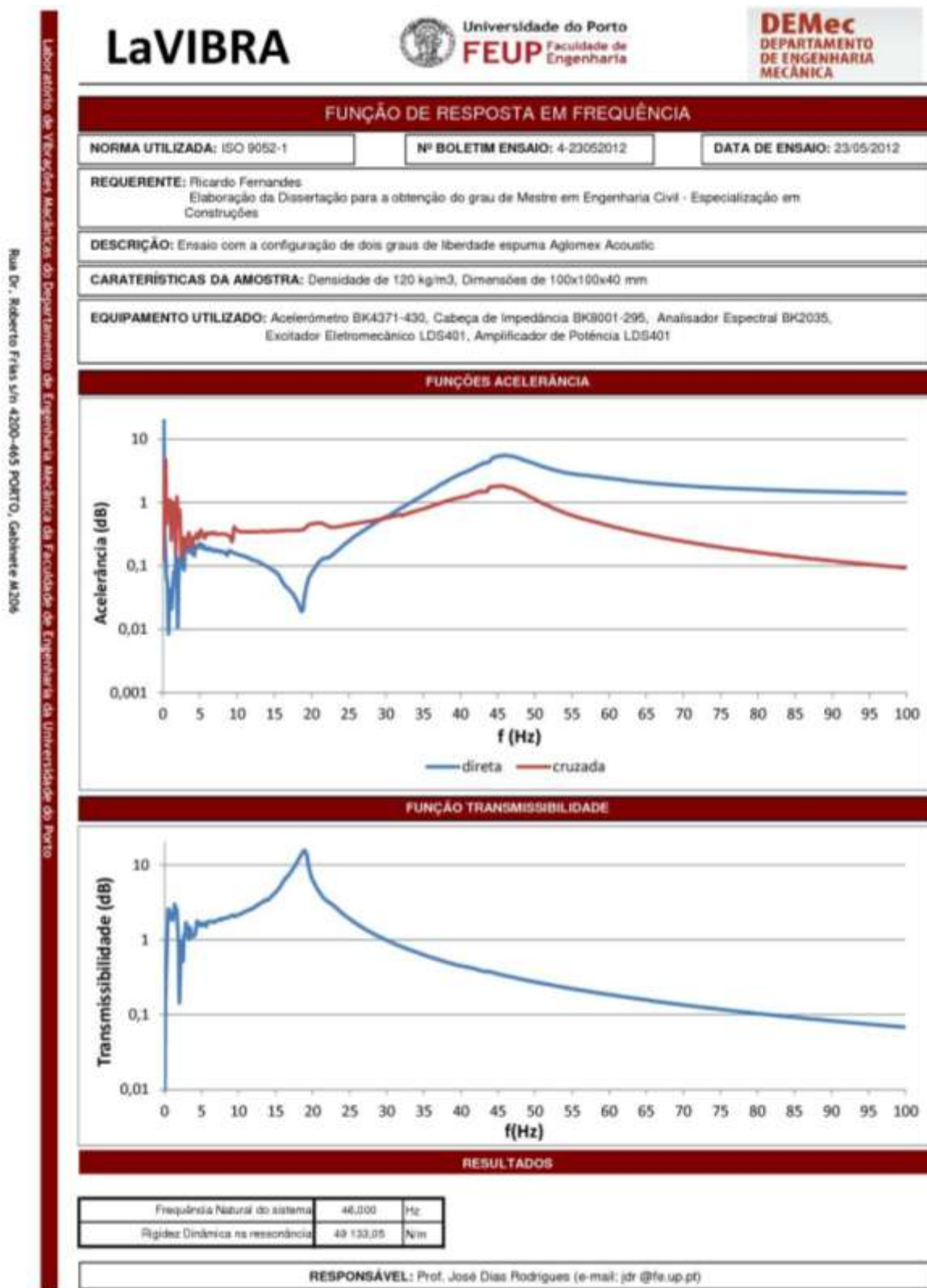


RESULTADOS

Frequência Natural do sistema	75,250	Hz
Rigidez Dinâmica na ressonância	129 159,30	N/m

RESPONSÁVEL: Prof. José Dias Rodrigues (e-mail: jdr @fe.up.pt)

ANEXO 4.4. - BOLETIM DE ENSAIO DAS FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE DOIS GRAUS DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 120 KG/M³ DE DENSIDADE E 40 MM DE ESPESSURA



ANEXO 4.5. - BOLETIM DE ENSAIO DAS FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE DOIS GRAUS DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 200 KG/M³ DE DENSIDADE E 20 MM DE ESPESSURA

Rua Dr. Roberto Frias s/n 4200-465 PORTO, Gabinete M206

LaVIBRA

DEMec
 DEPARTAMENTO
 DE ENGENHARIA
 MECÂNICA

FUNÇÃO DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA

NORMA UTILIZADA: ISO 9052-1

Nº BOLETIM ENSAIO: 5-23052012

DATA DE ENSAIO: 23/05/2012

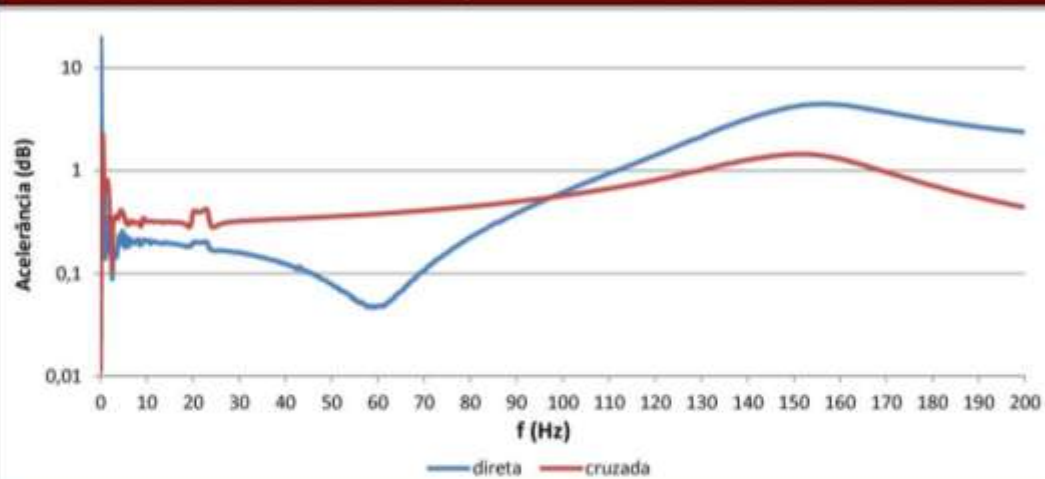
 REQUERENTE: Ricardo Fernandes
 Elaboração da Dissertação para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Civil - Especialização em Construções

DESCRIÇÃO: Ensaio com a configuração de dois graus de liberdade espuma Aglomex Acoustic

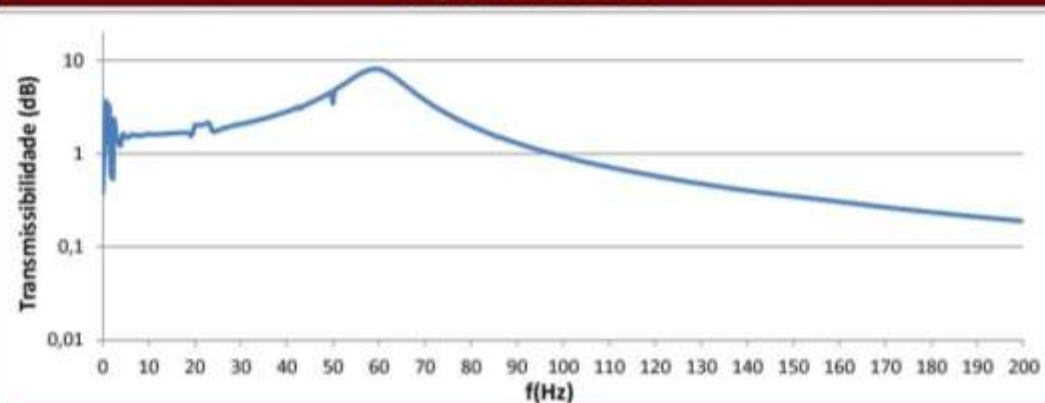
 CARATERÍSTICAS DA AMOSTRA: Densidade de 200 kg/m³. Dimensões de 100x100x20 mm

EQUIPAMENTO UTILIZADO: Acelerómetro BK4371-430, Cabeça de Impedância BK8001-295, Analisador Espectral BK2035, Excitador Eletromecânico LDS401, Amplificador de Potência LDS401

FUNÇÕES ACELERÂNCIA



FUNÇÃO TRANSMISSIBILIDADE

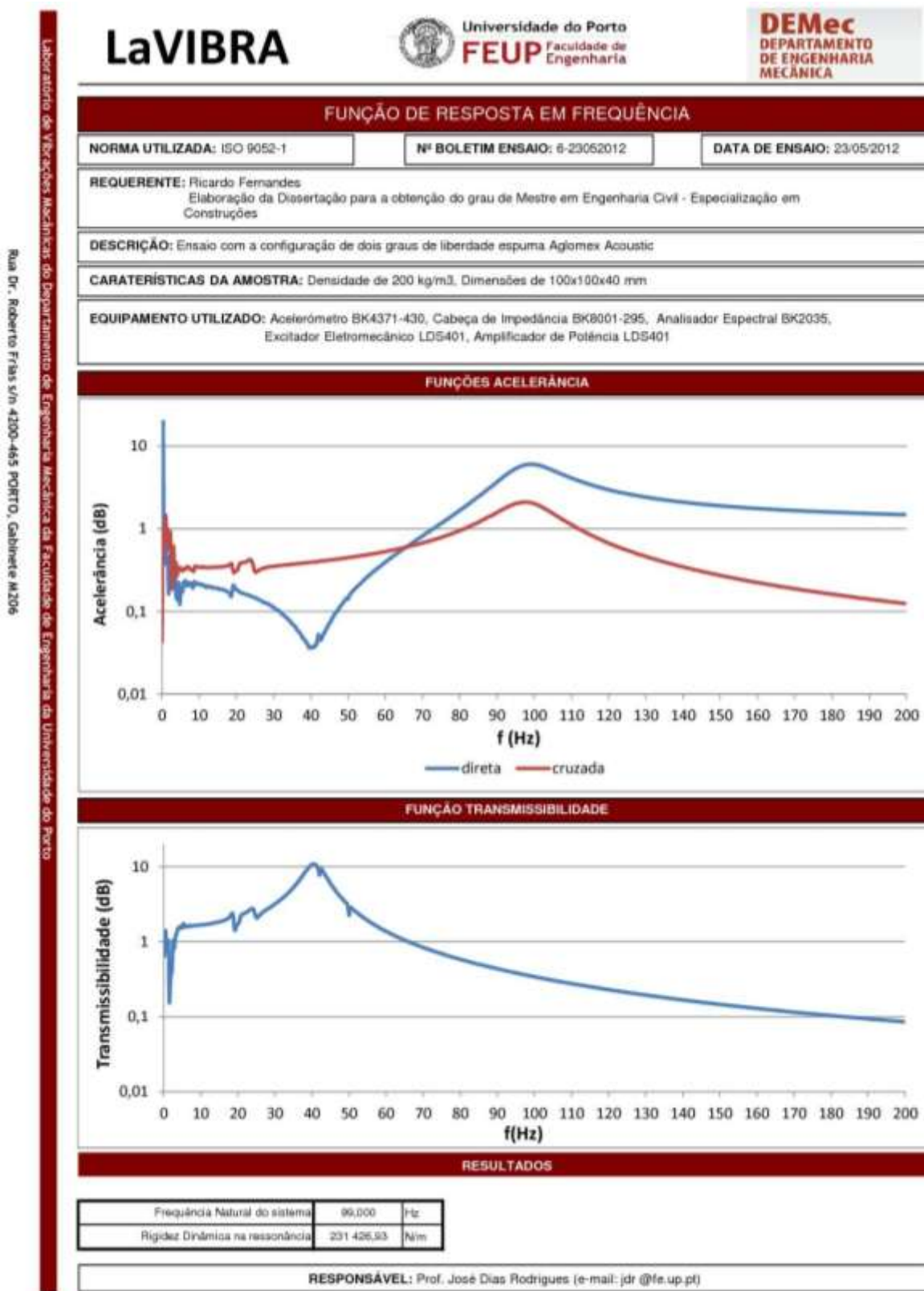


RESULTADOS

Frequência Natural do sistema	157,000	Hz
Rigidez Dinâmica na ressonância	989 917,85	N/m

RESPONSÁVEL: Prof. José Dias Rodrigues (e-mail: jdr@fe.up.pt)

ANEXO 4.6. - BOLETIM DE ENSAIO DAS FRF DO ENSAIO COM A CONFIGURAÇÃO DE DOIS GRAUS DE LIBERDADE DA ESPUMA COM 200 KG/M³ DE DENSIDADE E 40 MM DE ESPESSURA



ANEXO 5

BOLETIM DE ENSAIO DO ENSAIO DE DEFORMAÇÃO ESTÁTICA

