

ESTUDO, DESENVOLVIMENTO E CARACTERIZAÇÃO DE MATERIAIS RESILIENTES PARA APLICAÇÃO EM APOIOS ANTIVIBRÁTICOS

Rodrigues, J.D.¹, Calejo Rodrigues R.², Dolgner Maio D.², Fernandes R.¹.

¹Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

(jdr@fe.up.pt ,jricardosfernandes@gmail.com)

²Núcleo de Investigação e Desenvolvimento em Engenharia Acústica, GEQUALTEC, CEC, FEUP

(danieladolgner@hotmail.com, calejo@fe.up.pt)

Resumo

A utilização de equipamentos electromecânicos está muitas vezes na origem de crescentes níveis de poluição sonora os quais são percebidos pelo ser humano quer por condução aérea quer por percussão. Este trabalho insere-se numa estratégia que pretende contribuir para a melhoria ambiental através do controlo das vibrações provocadas por equipamento do tipo AVAC, bombas hidropressoras, geradores de energia, etc. Para tal estudaram-se as propriedades físicas dos materiais resilientes que possam ser utilizados como apoios antivibráticos, tais como a deformação estática, a rigidez dinâmica e a frequência natural.

Após o reconhecimento teórico dos princípios de isolamento das vibrações e das características dos materiais resilientes analisou-se a viabilidade de um material resultante do reaproveitamento de desperdícios de espumas de poliuretano ser utilizado como apoio antivibrático. Esta capacidade determinou-se através de ensaios experimentais desenvolvidos por Rodrigues, J.D. os quais permitiram conhecer a rigidez dinâmica e a transmissibilidade do material. Foram utilizadas diferentes densidades e espessuras do produto.

Palavras-chave: Acústica, Vibrações, Resilientes, Apoios antivibráticos, Espumas de poliuretano.

Abstract

The use of electromechanical equipments is the most common origin of noise pollution that is identified by human beings either by air or by impact. This study rolls under a strategy that aims to downgrade environmental problems through the control of vibrations caused by equipment like HVAC, booster pumps, generators, etc. To achieve this intention a study of the properties of resilient material which can be used as vibration isolators was made so that static deformation, dynamic stiffness and natural frequency were issued as key properties.

After recognition of the theoretical principles of vibration isolation and characteristics of resilient materials an exam of the feasibility of a material resulting from the recycling of waste polyurethane foams to be used as vibration isolators has been prepared. This capacity was determined through experimental tests according with Rodrigues J.D. methodology, under which the dynamic stiffness and the transmissibility of the material using different densities and thicknesses of the product were determined.

Keywords: Acoustics, Vibrations Resilient materials, Vibration isolators, Polyurethane foams.

PACS no. 43.40.Tm, 43.55.Vj

1 Introdução

Nem sempre os aspectos associados à percepção de vibrações pelo ser humano são considerados como factores de poluição ambiental. Mas são-no!

A exposição, quer a níveis subtis de aceleração da envolvente quer a velocidades elevadas de oscilação de instrumentos de trabalho podem num caso levar à perda de concentração e aumento de stress e no outro, a patologias do foro circulatório e articular. Quando esse estímulo vibrátil é comunicado a um corpo e para além da inerente alteração das suas condições naturais de repouso é favorecida a radiação sonora, estamos perante a percepção sonora dos efeitos da vibração a qual é já mais comum mente aceite com factor não natural e portanto poluente.

É neste enquadramento que se insere o trabalho desenvolvido o qual, recorrendo a uma metodologia alternativa de identificação das características físicas de um material resiliente, estudou o desempenho dum produto também ele com características ambientais e ecológicas., as espumas flexíveis de poliuretano recicladas. Estas espumas são uma das características da nossa civilização e como tal estão por todo o lado, desde os estofos de automóveis, aos colchões, aos moldes, aos protectores de embalagens, etc. A reciclagem de espumas “velhas” e de desperdícios/sobras de fabrico é porventura a melhor forma de tratamento deste resíduo já que a queima ou a simples deposição em aterro levantam inúmeros problemas.

A escolha do apoio a utilizar numa situação de isolamento está estreitamente ligada à frequência natural do sistema de controlo de vibrações.

No presente trabalho apresenta-se o processo seguido para analisar e caracterizar espumas de poliuretano com potencial de aplicação no mundo dos apoios antivibráticos, assim como os resultados obtidos para um conjunto de espumas de teste. O aspecto central deste trabalho tem a ver com o método desenvolvido por J.D. Rodrigues para determinação experimental da rigidez dinâmica, que se constitui como um método alternativo à norma ISO 9052-1. Com a caracterização da rigidez dinâmica e posterior conhecimento da frequência natural das espumas foi possível traçar as curvas de transmissibilidade e avaliar a respectiva eficiência no isolamento de vibrações.

2 Isolamento e Controlo das Vibrações

2.1 Introdução

Repescam-se neste ponto alguns conceitos menos frequentes e que são determinantes para a compreensão deste trabalho. Pressupõe-se contudo que o leitor está familiarizado com as noções base de vibrações tais como: movimento oscilatório de um corpo, deslocamento (d), velocidade (v) ou aceleração (a) de um ponto, intensidade e frequência de vibração.

2.2 O Modelo Discreto de Um Grau de Liberdade

Tratando-se do sistema a partir do qual foi desenvolvida a experimentação para determinação da rigidez dinâmica entende-se apresentar a sua fundamentação. Um sistema de vibração com um grau de liberdade tem na sua constituição três elementos chave: massa, rigidez e amortecimento.

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.

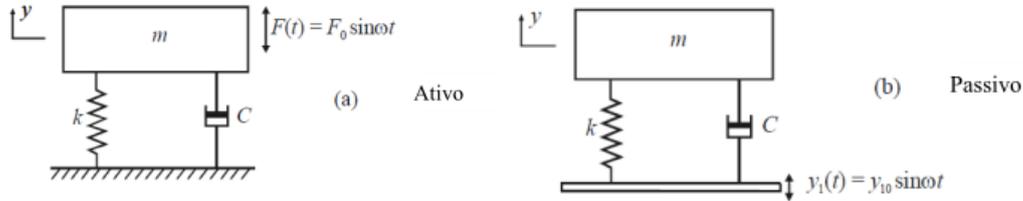


Figura 1 - Sistema de vibração com um grau de liberdade [1]

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:

$$m\ddot{y} + C\dot{y} + ky = F(t) \quad (1)$$

Para um movimento sinusoidal, $\ddot{y} = \omega^2 y_e$ 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 (1) com $F(t) = C = 0$ dá o valor da frequência de ressonância do sistema:

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

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

$$d = \frac{m \times g}{k} \quad (\text{m}) \quad (3)$$

Em que g é a constante da aceleração da gravidade, podendo a expressão (3) ser escrita na forma:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{d}} \quad (\text{Hz}) \quad (4)$$

Substituindo o valor de g por 9,81 m/s, obtém-se seguinte equação que é muito útil (onde d' vem em metros):

$$f_0 = \frac{0,5}{\sqrt{d'}} \quad (\text{Hz}) \quad (5)$$

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

2.2.1 Transmissibilidade

Fazendo referência à figura 1, é tão importante analisar, a fração de força de excitação, F_0 , a actuar 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 1 (a) é definida como rácio entra a força transmitida à fundação e a força com que a massa é excitada, e na figura 1 (b) é definida como rácio entre o deslocamento da fundação e o deslocamento da massa.

A transmissibilidade pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$T_f = \sqrt{\frac{1 + (2\xi X)^2}{(1 - X^2)^2 + (2\xi X)^2}} \quad (6)$$

Analisando a expressão (6) constata-se que à medida que X tende para zero, a transmissibilidade da força, T_F , tende para um; a resposta é controlada pela rigidez k . Quando X é aproximadamente um, a transmissibilidade da força é aproximadamente inversamente proporcional ao factor de amortecimento; a resposta é controlada pelo amortecimento, C ; Quando X 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 (7):

$$\Delta L_w = 10 \log_{10} T_E = 20 \log_{10} T_F \quad (7)$$

A figura 2 representa graficamente a relação entre a transmissibilidade do sistema em função do factor de amortecimento do mesmo.

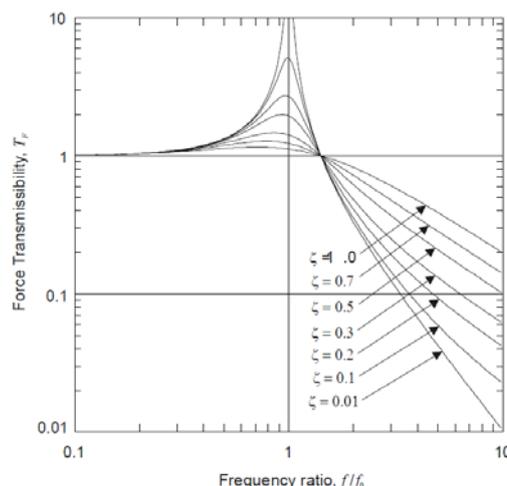


Figura 2 – Relação Transmissibilidade/Factor de amortecimento [4]

Fazendo uma análise à figura 2, abaixo da frequência de ressonância do sistema (para a qual o factor de amortecimento é igual a um) a transmissão de força é maior que a unidade e nenhum isolamento é obtido. Observa-se ainda que na gama de rácio de frequências de 0,5-1,4, a presença de apoios 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 apoios é menor do que transmitido sem apoios, resultando no isolamento da vibração, e quanto maior a frequência maior o isolamento. Assim, para que um apoio antivibrático seja bem aplicado, a sua rigidez deve ser tal que a frequência de ressonância montada é inferior a 0,7 vezes a frequência mínima da excitação.

2.3 Funções de Resposta em Frequência (FRF)

2.3.1 Função Recetância

Um função de resposta em frequência do tipo recetância, $\alpha(j\omega)$, define-se como sendo a razão entre o farsor de resposta em deslocamento, $\overline{X}(j\omega)$, e a amplitude da força de excitação aplicada, F , num sistema do tipo da figura 2.1, isto é,

$$\alpha(j\omega) = \frac{\overline{X}(j\omega)}{F} \quad (8)$$

De notar que esta FRF é uma função complexa da variável independente frequência e depende apenas das propriedades mecânicas do sistema da figura 1 (massa, rigidez e amortecimento). Assim sendo, esta é uma característica intrínseca do sistema que pode utilizar-se para caracterizar o comportamento vibratório do sistema diretamente no domínio da frequência, sendo a FRF 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. Desta forma, pode escrever-se a função recetância do seguinte modo:

$$\alpha(j\omega) = |\alpha(j\omega)| e^{-j\phi} \quad (9)$$

Onde $|\alpha(j\omega)|$ representa a magnitude e ϕ a fase.

A função recetância pode ser exprimida em termos dos seus componentes real e imaginário, ou em termos de magnitude e fase. Este último será o modo de representação da recetância neste estudo.

A representação da função recetância em função da sua magnitude e fase apresenta-se na figura seguinte. Este tipo de representação é também conhecido por diagrama de Bode.

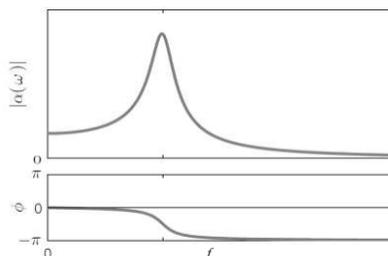


Figura 3 – Representação da função receptância em função da magnitude e da fase [2]

2.3.2 Função Acelerância

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

$$A(j\omega) = \frac{\bar{A}(j\omega)}{F} \quad (10)$$

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. Este último será o modo de representação da acelerância neste estudo.

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

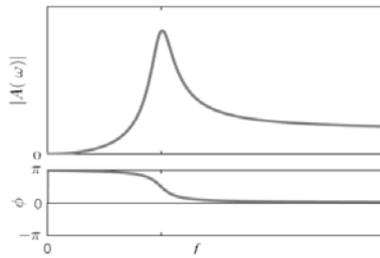


Figura 4 – Representação da função acelerância em função da magnitude e da fase [2]

3 Avaliação por Ensaios Experimentais

3.1 Sistema de ensaio com a configuração de Um Grau de Liberdade

Este método, desenvolvido por J.D. Rodrigues, consiste numa excitação impulsiva e na resposta à mesma do sistema em análise, resultando de uma adaptação da norma ISO 9052-1 [5].

O sistema é constituído por uma massa que está colocada sobre o material em estudo, assente sobre uma base rígida (ver figura 5). A partir deste ensaio, é obtida diretamente a resposta do sistema em função da sua acelerância directa, ou seja, o ponto de excitação e de análise da resposta do sistema é o mesmo. Desta forma é possível obter a rigidez dinâmica do material em análise.

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.



Figura 5 – 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.

Na figura 6 apresenta-se a resposta em função da aceleração das várias amostras analisadas.

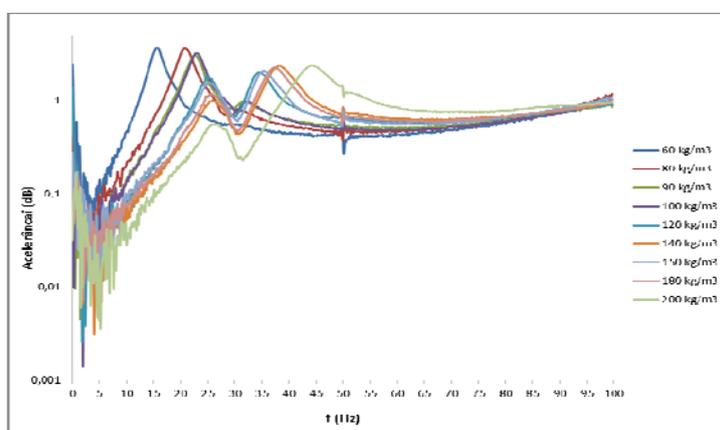


Figura 6 – Resposta do sistema em função da aceleração para todas as densidades

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/m^3 , só existe um valor para a frequência de ressonância, correspondente à frequência de $15,625 \text{ Hz}$, enquanto que para a amostra de 200 kg/m^3 , se identificam as duas frequências de ressonância, sendo uma à frequência de $26,250 \text{ Hz}$ e o outro na frequência de $44,250 \text{ Hz}$, 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 características 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.

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

Assim sendo, escolheu-se estudar as amostras de 60 kg/m^3 , 120 kg/m^3 e 200 kg/m^3 , analisando para cada uma as espessuras de 20 e 40 mm.

3.2 Sistema de ensaio com a configuração de Dois Graus de Liberdade

Este ensaio identicamente desenvolvido por J.D. Rodrigues 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 [5].

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 7- Pormenor dos provetes ensaiados

Figura 8 - Pormenor da montagem experimental

Como se vê através da figura 7, o material em estudo está colado entre duas placas metálicas, com massas diferentes. Nas massas m_1 e m_2 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 8.

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 caracterização 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 factor de amortecimento.

Nas figuras 9 e 10 representa-se, respetivamente, a magnitude das funções de resposta em frequência directa e cruzada para os 6 provetes.

Na figura 11 representa-se a magnitude da transmissibilidade medida para os 6 provetes.

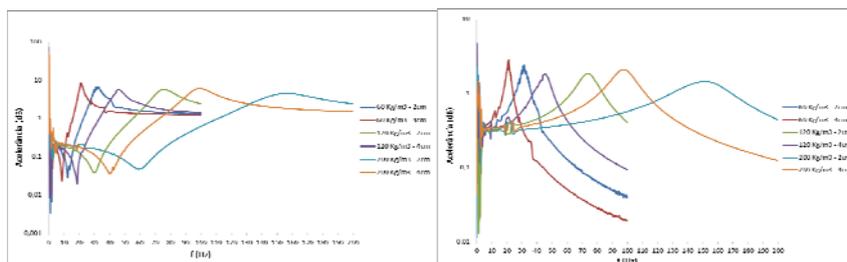


Figura 9 – Funções de resposta em frequência directas

Figura 10– Funções de resposta em frequência cruzadas

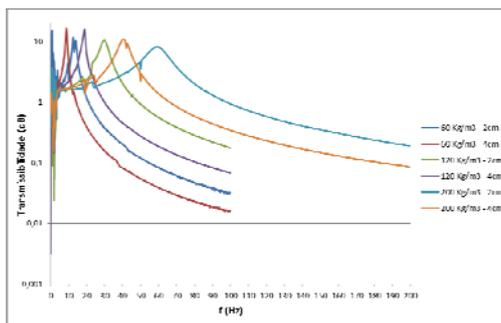


Figura 11 – Funções de transmissibilidade

Fazendo uma análise geral ao comportamento do material em estudo recorrendo às figuras 9,10 e 11 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.

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.

3.3 Ensaio para a determinação da deformação estática das espumas

Este método de ensaio baseado na norma ISO 3386/1 [6] 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. Foi escolhida esta percentagem de deformação porque se considera que até esta deformação, as características físicas do material não se alteram.

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



Figura 12 – Representação da realização do ensaio de deformação estática [7]

Tal como se vê na figura 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.

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.

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 (CV₁₀), que se relaciona com a força aplicada através da seguinte forma:

$$CV_{10} = 1000 \frac{F_{10}}{A} \quad (11)$$

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

O equipamento leu, 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%.

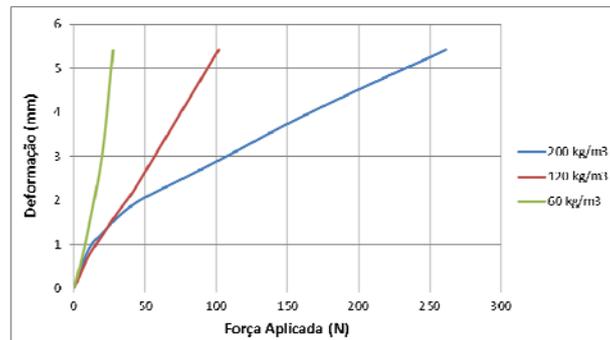


Figura 13 – Representação gráfica da carga necessária para causar uma deformação de 10% das amostras

4 Discussão de Resultados

4.1 Sistema de ensaio com a configuração de Um Grau de Liberdade

Na tabela 1 é apresentado um resumo das características concluídas através deste ensaio.

Tabela 1- Resumo das características 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

Este ensaio permitiu constatar-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.

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

4.2 Sistema de ensaio com a configuração de Dois Graus de Liberdade

Na tabela 2 é apresentado um resumo das características concluídas através deste ensaio.

Tabela 2 – Características das amostras ensaiadas

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

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. 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.

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 característico diminui.

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

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. 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.

4.3 Ensaio para a determinação da deformação estática das espumas

Na tabela 3 é apresentado um resumo das características concluídas através deste ensaio

Tabela 3 - Resultados do ensaio de deformação estática

Amostra	Altura	Comprimento	Largura	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

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 antivibráticos.

5 Conclusões

Estudou-se e elaborou-se um ensaio com uma configuração de um grau de liberdade, alternativo ao método preconizado na norma ISO 9052-1 para a caracterização da rigidez dinâmica das espumas de poliuretano obtendo resultados capazes de ser comprovados pelas equações teóricas, atestando assim da fiabilidade deste método.

Com ele foi possível retirar 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.

No ensaio com dois graus de liberdade foi ainda possível obter uma noção mais correcta do comportamento do material em estudo, sendo possível determinar mais características 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 característico do material que se analisou no presente estudo tem que ver com a sua capacidade de deformação quando sujeito a um carregamento. Esta característica é essencial uma vez que estas espumas, além da solicitação proveniente do funcionamento do equipamento, têm também sobre si o próprio peso do material, originando deformações que comprometem o seu comportamento como apoio antivibrático. Esta limitação foi acautelada com a realização do ensaio de deformação estática que demonstra a carga máxima a que o apoio pode estar sujeito para ter uma deformação estática inferior a 10%.

Os resultados obtidos foram satisfatórios, podendo-se concluir que este material tem um comportamento viável como apoio antivibrático.

No entanto, ainda há um longo caminho a percorrer: em primeiro lugar é necessário ensaiar a gama completa de frequências para validar o modelo teórico de comportamento que se antevê ser possível desenvolver dos ensaios efectuados; em segundo lugar é necessário projectar o sistema de apoio porque a mera interposição deste tipo de espumas entre um equipamento e uma base de apoio levanta problemas de durabilidade, estabilidade, fixação e manutenção que tem de ser devidamente abordados.

Referências

- [1] Bies, Davis A., Hansen, Colin H., 2009, *Engineering Noise Control*, Spon Press, Abingdon.
- [2] Rodrigues, José Dias, 2012, *Apontamentos de Vibrações dos Sistemas Mecânicos*, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
- [3] Patrício, Jorge Viçoso, 2010, *Acústica nos Edifícios*, 2010, Verlag Dashofer, Lisboa.
- [4] Gonçalves, Adriano dos Santos, 2008, *Caraterização Acústica de Espumas de Poliuretano – Absorção Sonora*, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- [5] ISO 9052-1:1989: "*Acoustics - Determination of dynamic stiffness – Part 1: Materials used under floating floors in dwellings*". - International Organization for Standardization, 1989.
- [6] ISO 3386/1: "*Polymeric materials, cellular flexible – Determination of stress-strain characteristic in compression – Part 1: Low-density materials*". - International Organization for Standardization, 1986.
- [7] https://www.youtube.com/watch?v=vCVVFimfw78&feature=player_embedded#! – 20/06/2012