

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DA BORRACHA AMORTECEDORA DA BASE DE MÁQUINA
DE ELEVADORES

por

Leonardo Cardim Pazim

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Maio de 2022.

CIP - Catalogação na Publicação

Pazim, Leonardo Cardim
ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DA BORRACHA AMORTECEDORA DA
BASE DE MÁQUINA DE ELEVADORES / Leonardo Cardim Pazim.
-- 2022.
20 f.
Orientador: Herbert Martins Gomes.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto Alegre,
BR-RS, 2022.

1. Vibração mecânica. 2. Atenuação de vibração. 3.
Elevadores. 4. Elastômeros. 5. Medições de vibração. I.
Gomes, Herbert Martins, orient. II. Título.

Leonardo Cardim Pazim

ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DA BORRACHA AMORTECEDORA DA BASE DE MÁQUINA
DE ELEVADORES

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Cirilo Seppi Bresolin
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Prof. Dr. Felipe Tempel Stumpf

Prof. Dr. Daniel Milbrath De Leon

Porto Alegre, Maio de 2022.

*“Imaginação é mais importante que conhecimento.
Conhecimento é limitado, a imaginação cerca o mundo”*

Albert Einstein

AGRADECIMENTOS

De forma especial, agradeço aos meus pais, José e Lília, por sempre terem colocado em primeiro lugar a educação dos filhos e estarem presentes em todos os momentos de minha jornada apesar da distância geográfica. Agradeço meus avós, Nacino, Belina, Antônio e Jandira por serem exemplos de integridade e caráter. Aos meus irmãos Rafael e Gabriel por serem verdadeiros amigos para todas as horas. À minha namorada Marisa por compartilhar os dias comigo com muito amor e companheirismo. À Deus por ter me dado essa família maravilhosa e colocar as pessoas certas em minha vida.

Agradeço também ao meu orientador Herbert, que não me deixou desistir e ajudou quando mais foi preciso, sendo um exemplo de professor. Aos meus colegas de faculdade, que tornaram a caminhada mais tranquila e divertida. Aos meus amigos de Cuiabá, que sempre levarei comigo onde quer que eu esteja. À TKE, por ter disponibilizado equipamentos e tempo de trabalho para realização dos experimentos, em especial ao Ajustador Marcio por ter acompanhado e auxiliado durante as medições.

ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DA BORRACHA AMORTECEDORA DA BASE DE MÁQUINA DE ELEVADORES

Leonardo Cardim Pazim
pazimleonardo@gmail.com

Resumo. Elevadores são um meio de transporte presente no dia a dia das grandes cidades urbanas. Seu uso em edifícios possibilitou a verticalização dos espaços de forma eficiente, mudando de uma vez por todas o trabalho humano. Como grande parte dos elevadores utilizam motores elétricos, geralmente instalados no topo das caixas de corrida dos elevadores, não é incomum que sejam uma fonte de vibrações e por vezes ruído. Estas vibrações podem se propagar tanto pelo ar como pela estrutura, gerando incômodos em outras regiões do edifício. A fim de entender melhor os produtos existentes e adequá-los a necessidades futuras, o presente trabalho propôs realizar um estudo da eficiência do sistema de amortecimento da base de máquina do elevador, que é composto, neste caso, por borrachas amortecedoras aplicadas entre a base de máquina e a laje. Foi desenvolvida uma metodologia para experimentação em campo e avaliação das vibrações atuantes no conjunto. O trabalho em campo (experimental) simulou o uso cotidiano do equipamento e caracterizou o tipo de vibração presente (se importante para o conforto). Com isso, avaliou-se o conforto para os moradores e usuários de um edifício nos pavimentos próximos à casa de máquinas, onde concluiu-se, com base na ISO 2631-1 (1997), que as acelerações medidas são perceptíveis, porém classificadas como “não desconfortável”. A transmissibilidade medida experimentalmente a partir das densidades espectrais de potência (PSD) indicaram uma redução na transmissão da vibração da máquina para a laje de apoio.

Palavras-chave: Vibrações mecânicas, Atenuação de vibração, Elevadores, Elastômeros, Medições de vibração.

Analysis of Rubber Base Shock Absorber Efficiency for Elevator Machine

Abstract. Elevators are a means of transport in everyday life in large urban cities. Its use in buildings enables efficiently the verticalization of spaces, changing human work once and for all. As most of elevators use electrical motors, usually installed at the top of the shaft, quite often they are a source noise and vibration. These vibrations may propagate by the air or through the structure, generating discomfort in other regions of the building. In order to understand the existing elevators and be possible to improve future necessities, the present work will carry out a study on the efficiency of machine base isolators, which in this case are composed of vibration absorbers (elastomers) that are installed between the base and the support slab. A methodology was developed for field experimentation and evaluation of the vibrations acting on the whole system. Fieldwork (experimental) simulated the daily use of the equipment and characterized the type of vibration present (if it is important for comfort). With this, the comfort for residents and users of a floor near the engine room was evaluated, where, based on ISO 2631-1 (1997), the measured acceleration was noticeable, but classified as "not uncomfortable". The experimentally measured transmissibility obtained from the Power Spectral Densities indicated a reduction in the transmission of vibration from the machine to the support slab.

Keywords: Mechanical Vibration, Vibration Attenuation, Elevators, Elastomers, Vibration measurements.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Generalidades.....	1
1.2	Motivação.....	1
1.3	Objetivos	2
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	3
3.1	Elevadores.....	3
3.2	Sistemas de atenuação de vibração	4
3.3	Densidade Espectral de Potência (PSD - <i>Power Spectral Density</i>).....	6
4	METODOLOGIA	7
4.1	Caracterização do local de medições	7
4.2	Medições experimentais de vibração na base de motores e nas lajes de apoio	7
4.3	Equipamentos utilizados	9
5	MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS EM DIVERSAS SITUAÇÕES DE UTILIZAÇÃO DOS ELEVADORES	10
6	CONCLUSÕES	14
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	15
	APÊNDICE.....	16
	ANEXOS	17

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – (a) Esquema básico de funcionamento de um elevador (adaptado de thyssenkrupp 2016). (b) Esquema de apoio para máquina de acionamento para atenuar transmissão das vibrações e impactos para a laje de apoio (Adaptado de MICROWAVE, 2017).	3
Figura 2 – Modelo de 1 grau de liberdade idealizado com elemento isolador.	4
Figura 3 – Transmissibilidade de Força para diversos r e razões de amortecimento ζ	5
Figura 4 – Modelo de 2 graus de liberdade idealizado com elemento isolador (k_1, c_1).	5
Figura 5 – (a) Vista superior da localização dos acelerômetros 2, 3 e 4 e (b) detalhe da colagem do acelerômetro 4.	7
Figura 6 – (a) Posicionamento dos acelerômetros 1, 2 e 3 e condicionadores de sinais, (b) detalhe do posicionamento do acelerômetro 1 e (c) Detalhe do posicionamento do acelerômetro 3 na laje e logo depois do amortecedor.	8
Figura 7 – (a) Posicionamento dos acelerômetros 2 e 3 e (b) condicionadores de sinais dos acelerômetros.	8
Figura 8 – (a) Carga presente na cabina durante os testes (0 kg) e (b) rotação real média de operação (143 RPM) da máquina de tração do elevador.	9
Figura 9 – Histórico de acelerações para a medição No. 19 em cada um dos canais medidos.	10
Figura 10 – Densidades Espectrais de Potência para cada um dos 4 canais medidos da medição No. 19.	11
Figura 11 – Curvas de Transmissibilidade de aceleração calculada para os pontos $T_{2,1a}$, $T_{3,1a}$, $T_{3,2a}$, $T_{4,3a}$ para a medição No. 19.	12
Figura A.1 – (a) Representação da Casa de Máquina. e (b) Situação existente da Casa de Máquina.	17
Figura A.2 – <i>Data Sheet</i> dos acelerômetros ADXL 335 da empresa Analog Devices.	18
Figura A.3 – <i>Data Sheet</i> dos acelerômetros K-beam 8312B10 da empresa Kistler.	19
Figura A.4 – <i>Data Sheet</i> do amplificador K-Beam 5210 da Empresa Kistler.	20
Figura A.5 – <i>Data Sheet</i> da placa de aquisição USB1208-FS da Measurement Computing.	21

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Trajetórias realizadas para as medições válidas.....	9
Tabela 2 – Resultados das medições realizadas em diversas operações de utilização do elevador...	13
Tabela 3 – Indicativos de reação de conforto à ambientes com vibração ISO 2631-1 (1997).	13
Tabela A.1 – Dados relativos ao elevador em estudo.	16

1 INTRODUÇÃO

1.1 Generalidades

Os primeiros elevadores que se tem registro possuíam um sistema rudimentar de funcionamento, onde as cargas eram elevadas através de força animal e até mesmo humana e, claramente, sem prezar pela segurança. Apenas no século XIX que de fato a tecnologia de elevadores veio a despontar. Em 1854, Elisha Otis apresentava ao mundo o primeiro dispositivo de segurança de cabina, algo que viria a revolucionar as viagens de passageiros. Ainda no século XIX foram instalados os primeiros elevadores movidos a máquina a vapor, o que possibilitou construções cada vez mais altas. Conforme FRANCO (2011) em 1857 foi instalado em Nova Iorque, o primeiro elevador de pessoas com um sistema de tração a vapor. Já em 1889 o primeiro elevador elétrico seria construído nos Estados Unidos, utilizando um motor acoplado a um redutor de coroa e sem fim.

Com o desenvolvimento de novas tecnologias e a mudança no estilo de vida e nas construções das grandes cidades, a indústria de elevadores teve de se transformar e oferecer, cada dia mais, transportes verticais rápidos, eficientes, seguros e confortáveis. Com isso, a busca por viagens imperceptíveis aos usuários passou a ser caráter obrigatório nos projetos de elevadores.

As empresas que melhor conseguem entregar ao usuário experiências agradáveis durante as viagens, ganham vantagens competitivas durante as negociações comerciais. Fornecer tais experiências ao público exige excelência em toda a cadeia de produção do equipamento e, sobretudo, uma instalação impecável com ajustes mecânicos e eletrônicos bem executados.

Conforme a NBR NM 207, ruído e vibração não são relevantes para o uso seguro do elevador, ou seja, não são itens de segurança exigidos em norma. Além disso, o controle dessas características podem possuir um alto valor agregado para serem projetados e instalados, fazendo com que muitas vezes não sejam levados em consideração durante os projetos de engenharia. Porém, em níveis elevados, ruído e vibração podem trazer desconforto aos usuários e habitantes próximos as caixas de corrida e casas de máquina.

Segundo CARNEIRO (2019), os ruídos produzidos pelo funcionamento de elevadores estão ficando cada vez mais recorrentes, levando a um significativo aumento de reclamações judiciais. Normalmente, é um problema que atinge os últimos andares dos edifícios, pois ficam mais próximos da casa de máquinas dos equipamentos, mas também pode afetar usuários das demais unidades condominiais. Geralmente associado ao ruído está a vibração transmitida que percorre a estrutura até os outros andares e que também podem ter um efeito adverso às pessoas que a sentem, ou mesmo transformar-se em efeito acústico pela vibração de vidros, janelas, etc.

As fontes destes tipos de problemas podem estar na falta de manutenção dos equipamentos dos elevadores (alinhamento, balanceamento), a própria velocidade de ascensão, falta de isolamento (acústico e mecânico), desalinhamento das guias, inadequação dos locais de instalação, lubrificação, dimensionamento inadequado dos motores e equipamentos dentre tantos outros. Especificamente a vibração pode ser fonte de transtornos nos ocupantes de edifícios, afetando sua rotina diária quer seja de trabalho ou mesmo de descanso, em função da disponibilidade, de praticamente 24h diárias, dos elevadores.

1.2 Motivação

Frente às necessidades de atender clientes cada vez mais exigentes, a área comercial das companhias passa a solicitar estudos e comprovações técnicas de que os produtos vigentes atendem as necessidades dos usuários e proporcionam uma utilização confortável dos equipamentos bem como dos seus arredores.

A caracterização da vibração em sistemas de elevação é uma das grandezas básicas e essenciais para que se possa fazer qualquer tipo de intervenção no projeto de redução ou atenuação de vibração. A avaliação dos níveis de vibração frente a limites indicado na literatura e normas é essencial para definir qual o tipo de solução que deve ser feita para que tais elementos não representem problemas

aos moradores de edificações nem venham a trazer desconforto ou afetem sua percepção em atividades diárias e/ou de descanso.

1.3 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é medir as vibrações atuantes no conjunto base de máquina de um elevador e avaliar a eficiência da borracha amortecedora do conjunto.

Os objetivos específicos são: a) avaliar os níveis de vibração transmitidas do conjunto para a laje estrutural; b) caracterizar a vibração, gerada principalmente pela máquina de tração, e avaliar sua adequação frente a valores limites de percepção; c) consultar normas vigentes referentes ao conforto quanto à vibração; d) avaliar se o sistema de amortecimento é eficiente ou se é indicado substituí-lo por um outro com tecnologia superior; e) desenvolver códigos em linguagem MATLAB (2012) para avaliação e processamento de medições realizadas em campo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

KACZMARCZYK(2013) afirma que a operação com elevadores quase sempre tem associada problemas vibro-acústicos que afetam a qualidade da viagem. Em seu trabalho são discutidas as estratégias ativas, passivas e semiativas para mitigar os efeitos adversos da resposta dinâmica do sistema do elevador como um todo não só internamente à cabine como a também sua transmissão à estrutura de suporte. No trabalho, é ressaltado a importância do uso de controles ativos de vibração apenas quando é de extrema importância para a qualidade da viagem devido ao seu elevado custo.

Dentre as diversas formas de mitigar a vibração está o isolamento da fonte de vibração (geralmente motor), a atenuação da mesma de forma ativa ou passiva, ou em última instância, o isolamento do receptor desta vibração. Em essência o controle da propagação das vibrações está relacionado ao isolamento do maquinário em relação à estrutura. Neste sentido o trabalho de TSONGAS e MANSOUR (2018) faz uma avaliação de um tipo de borracha (Nitril-Butadieno) que pode melhorar a capacidade ao isolamento à vibração. Neste trabalho, esta capacidade é avaliada através da transmissibilidade do sistema do motor para a base, por meio de uma análise harmônica em elementos finitos. Eles mostram que a rigidez e amortecimento dos elastômeros convencionais pode ser melhorado ajustando a proporção de nano tubos de carbono multifacetados (MWCNT). Segundo o estudo, uma diminuição de 90% do nível de vibração foi conseguida, de forma passiva, apenas com a troca das bases de apoio da máquina feitas com elastômero com estas características ótimas.

Em recente trabalho, OH et al. (2020) propõe soluções práticas para mitigar os problemas vibro acústicos de elevadores em edifícios residenciais altos a partir do estudo de casos documentados de níveis de vibração e ruído em diversas circunstâncias e edificações. Na coletânea de informações, ruídos de baixa frequências (<500Hz) assim como vibrações de baixas frequências (<125 Hz) foram os causadores da maioria das queixas. Sugestões de isolamento a partir de paredes de concreto e isolamento do maquinário são soluções propostas para mitigar os efeitos indesejados.

O isolamento da vibração gerada por elevadores pode ser feito a nível no maquinário, dos trilhos guias, dos painéis de comando e acionamento, etc. Soluções comerciais para instalação e adaptação a elevadores novos, assim como velhos, estão disponíveis como os da empresa AVD, Vibtech, Vibrastop, dentre tantas outras. Em geral são soluções de bases de apoio compostas de molas helicoidais de aço com elemento elastomérico interior, com frequência natural e rigidez que deve ser projetada para cada massa de equipamento que se quer isolar e faixa de frequências (em geral menores que 5 Hz). Para elevadores, estas bases podem suportar cargas de até 5 toneladas e são produzidos para que o conjunto (elevador, contrapesos, máquinas e cabos) tenha uma frequência natural baixa.

Trabalhos na UFRGS associados à vibração em sistemas de elevação já foram feitos no passado, podendo-se citar os trabalhos de BIAZUS et al. (2016), CULAU et al. (2018) e DADALT (2021), onde basicamente avaliaram-se os níveis de vibração internos nos elevadores residenciais e comerciais frente a normas de conforto quanto à vibração, em situações diversas, utilizando-se acelerômetros. Infelizmente nestes trabalhos não foi avaliado o nível de vibração transmitido à estrutura.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Elevadores

Os elevadores têm possibilitado a verticalização das edificações a alturas cada vez maiores. Atualmente é um meio de transporte eficiente e seguro, além de imprescindível para a via moderna nas cidades. Existem diversos modelos e configurações de elevadores que visam atender a particularidades das situações envolvidas na ascensão de cargas ou pessoas. O requisito de conforto tem sido, além daquele de um certo fluxo de pessoas por minuto, bastante valorizado, sendo um diferencial entre marcas e empresas.

O controle da velocidade de ascensão por motores através de inversores de frequência tem se tornado uma constante. Particularmente elevadores sem caixas de engrenagens, com motores ligados diretamente as polias dos cabos vêm modificando o mercado. Basicamente, um esquema de funcionamento de um elevador deste tipo é mostrado na Figura 1(a). Ele é composto pelo motor e sua base, cabos de sustentação, cabo do medidor de velocidade, dispositivos de segurança para o caso de quedas (cunhas), cabine, contrapeso, laje de reação para o motor e base, absorvedores de choque (para-choques) no fosso, guias para a caixa do elevador, polias e painel de controle.

Na base da máquina de acionamento é usual instalar absorvedores de vibração do tipo elastômero, cujo objetivo é o de absorver eventuais vibrações geradas pela operação do elevador para as lajes e estruturas adjacentes, além de aumentar o conforto dos usuários do elevador. Basicamente estes apoios podem ser como indicados na Figura 1(b), compostos por molas e/ou elastômeros com propriedades elásticas de rigidez assim como propriedades de amortecimento, devidamente projetados para uma certa força máxima de apoio e para uma faixa de frequências as quais de desejam atenuar. Nesse trabalho, o sistema de amortecimento utilizado é composto por 6 unidades de bloco de borracha que possuem especificação do material ASTM D 2000 4AA 514 A13 B13 Z1 Z2.

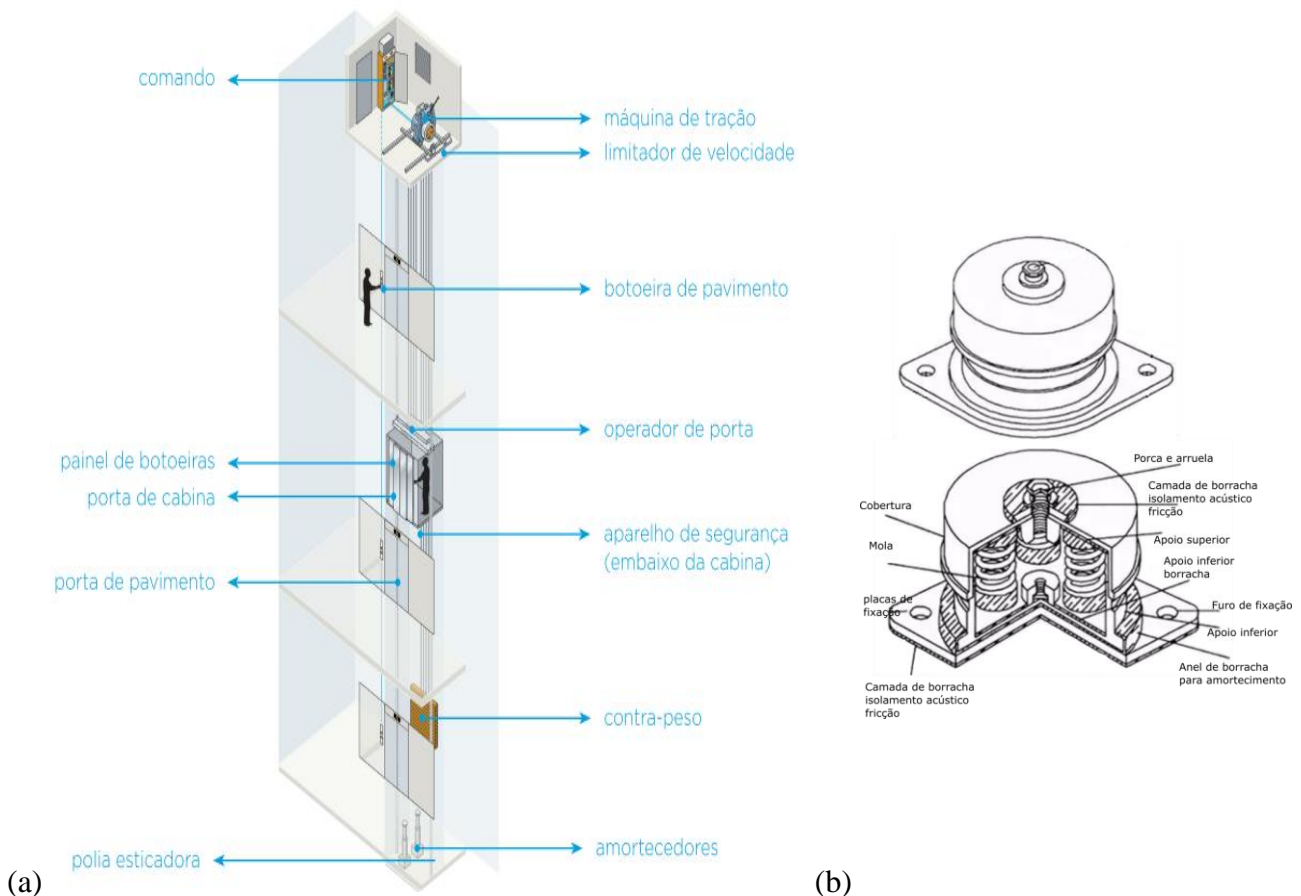


Figura 1 – (a) Esquema básico de funcionamento de um elevador (adaptado de thyssenkrupp 2016).
(b) Esquema de apoio para máquina de acionamento para atenuar transmissão das vibrações e impactos para a laje de apoio (Adaptado de MICROWAVE, 2017).

3.2 Sistemas de atenuação de vibração

Há várias soluções para o controle de vibrações em equipamentos. Segundo RAO (2017), esta atenuação pode ser feita (i) a nível da redução da vibração da fonte causadora, por meio, por exemplo da introdução de mecanismos dissipadores de energia (amortecedores ou materiais viscoelásticos ou elastoméricos), ou por manutenção (balanceamento e alinhamento), (ii) alterando-se a transmissibilidade pela mudança da frequência natural do sistema (quando a força excitadora não pode ser alterada), (iii) projetando um isolador inercial (a nível da fundação e que também altera as características de rigidez e massa do sistema), (iv) adição de absorvedores de massa (ADV, Amortecedor Dinâmico de Vibrações) e por fim, (v) o uso de técnicas de controle ativo de vibrações (com uso de atuadores).

Como estamos interessados nas forças que são transmitidas do equipamento para o a laje de apoio do sistema do elevador, vamos analisar com mais detalhes a possibilidade de redução desta força. Nos casos chamados de isolamento de força, é inserido um isolador (na forma de rigidez e amortecimento) entre a massa sujeita à força de excitação e a base/fundação e muitas vezes o próprio deslocamento da massa sujeita à força também é incluída na atenuação. De forma simples, idealizando o sistema como de apenas 1 grau de liberdade (Figura 2), sujeito a uma força harmônica atuando na massa, este pode ser representado por:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F(t) = F_0 \cos(\omega t) \quad (1)$$

onde m , c , k , F_0 , ω , t são respectivamente, a massa, amortecimento, rigidez, força máxima, frequência natural e tempo.

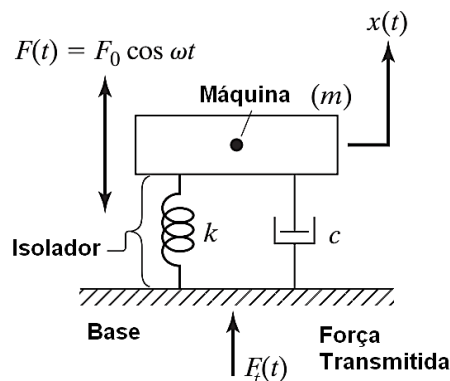


Figura 2 – Modelo de 1 grau de liberdade idealizado com elemento isolador.

Desprezando as componentes transientes do problema, a resposta do sistema será também periódica, $x(t) = X \cos(\omega t - \phi)$, com X a amplitude máxima e ϕ um ângulo de fase.

Assim pode-se escrever:

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + \omega^2 c^2}} \quad (2)$$

com $\phi = \arctan[\omega c / (k - m\omega^2)]$.

Desta forma, a equação que indica a força transmitida para a fundação vem dada por:

$$F_t(t) = X \cos(\omega t - \phi) - \omega c X \sin(\omega t - \phi) \quad (3)$$

A magnitude da força total transmitida F_T é dada por:

$$F_T = \sqrt{(kx)^2 + (c\dot{x})^2} = X \sqrt{k^2 + \omega^2 c^2} = \frac{F_0 \sqrt{k^2 + \omega^2 c^2}}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + \omega^2 c^2}} \quad (4)$$

Pode-se avaliar a razão entre a amplitude da força total transmitida (F_T) pela força original excitadora (F_0), chamando-se esta razão de transmissibilidade de força (T_f):

$$T_f = \frac{F_T}{F_0} = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (5)$$

onde $r = \omega/\omega_n$ é a razão de frequências (excitação externa ω pela frequência natural $\omega_n = \sqrt{k/m}$) e ζ é a razão de amortecimento do sistema ($\zeta = c/\sqrt{2km}$). A Figura 3 mostra a relação da Transmissibilidade de força para diversas razões de frequência r e para diversos valores de razões de amortecimento.

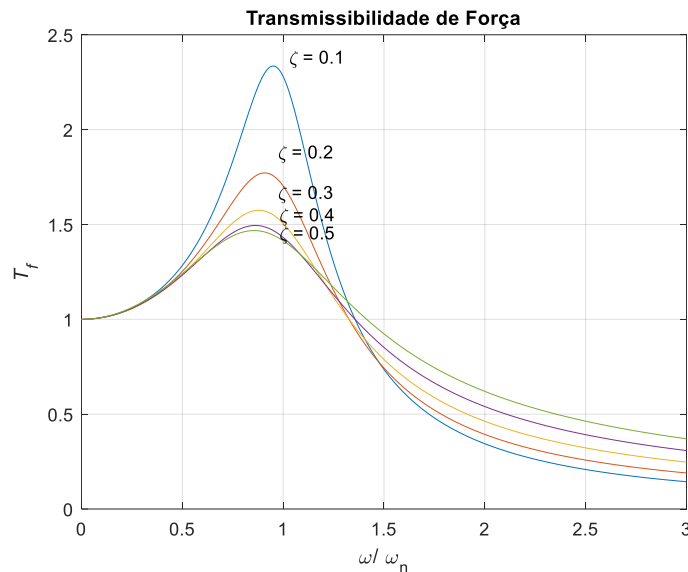


Figura 3 – Transmissibilidade de Força para diversos r e razões de amortecimento ζ .

Pode-se perceber que, de forma a conseguir isolamento (e não amplificação) da força, a razão de frequências deve ser ao menos $r > \sqrt{2}$. Assim surgem as possibilidades de (i) reduzir a frequência natural do sistema para conseguir esta razão superior a $\sqrt{2}$ (ou por aumento de massa e/ou por redução de rigidez); (ii) reduzir a razão de amortecimento do sistema, mas mantendo um certo valor para evitar problemas durante o início do movimento; (iii) encontrar um balanço para o amortecimento, pois embora a diminuição do amortecimento diminua o deslocamento da massa, em $r > \sqrt{2}$ sua diminuição irá aumentar a força transmitida; (iv) caso a velocidade de vibração da força excitante varie, deve-se assegurar um mínimo amortecimento para diminuir a força transmitida, sendo suficiente para limitar o deslocamento da massa mas também a força transmitida (quando o sistema for do repouso até a frequência de rotação de trabalho). Equações similares são obtidas para a transmissibilidade de deslocamento ($T_d = X/Y$) e aceleração ($T_a = a_X/a_Y$) para quando a base (Y) é excitada harmonicamente (movimento forçado da base).

Por outro lado, para o caso de que a base tenha uma certa flexibilidade (o que ocorre com o motor de elevadores instalados sobre lajes), o sistema pode ser idealizado simplificadamente como tendo 2 graus de liberdade, como mostrado na Figura 4. Na Figura 4, m_1 é a massa do motor do elevador, k_1, c_1 são as propriedades do sistema isolador, m_2 a massa da laje e k_2, c_2 são as propriedades do sistema da laje, que dependerá das suas condições de contorno, tipo de laje e armadura.

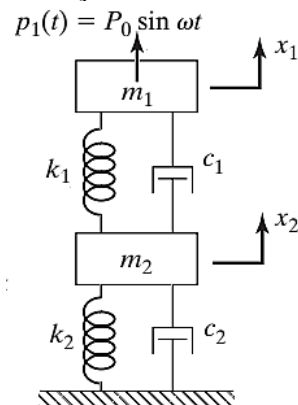


Figura 4 – Modelo de 2 graus de liberdade idealizado com elemento isolador (k_1, c_1).

As equações de movimento neste caso ficam:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) = P_0 \text{sen}(\omega t) \quad (7)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) = 0 \quad (8)$$

Realizando a transformada de Laplace e voltando para o espaço das frequências, chega-se a:

$$X_1(i\omega) = \frac{P(i\omega)[-(k_1+k_2)-(c_1+c_2)i\omega+m_2\omega^2]}{[-k_1k_2-(k_2c_1+k_1c_2)i\omega+(c_1c_2+m_1k_1+m_2k_1+m_1k_2)\omega^2+(m_1c_1+m_2c_1+m_1c_2)i\omega^3-(m_1m_2)\omega^4]} \quad (9)$$

$$X_2(i\omega) = \frac{-P(i\omega)(k_1+c_1i\omega)}{[-k_1k_2-(k_2c_1+k_1c_2)i\omega+(c_1c_2+m_1k_1+m_2k_1+m_1k_2)\omega^2+(m_1c_1+m_2c_1+m_1c_2)i\omega^3-(m_1m_2)\omega^4]} \quad (10)$$

E a transmissibilidade de deslocamentos (no estado estacionário) entre o grau de liberdade 1 (máquina do elevador) e 2 (laje de apoio) será:

$$T_{1,2}^X = \frac{X_1(i\omega)}{X_2(i\omega)} \quad (11)$$

A transmissibilidade de força para o grau de liberdade 2 (laje de apoio) em relação à força excitadora (máquina do elevador) será:

$$T_2^F = \frac{-m_2\omega^2 X_2(i\omega)}{P_0} \quad (12)$$

3.3 Densidade Espectral de Potência (PSD - Power Spectral Density)

Basicamente a Densidade Espectral de Potência é uma função real positiva de uma frequência variável associada com um processo estocástico, ou uma função determinística do tempo, por exemplo deslocamento, aceleração etc., por unidade de Hertz. Ela auxilia na captura da frequência do processo estocástico e identifica suas componentes principais, indicando como a energia do sinal no tempo é distribuída ao longo da frequência. Sua definição é dada por:

$$S(\omega) = \left| \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{i\omega t} dt \right|^2 = \frac{X(\omega)X^*(\omega)}{2\pi} \quad (12)$$

onde $X(\omega) = \mathcal{F}[x(t)]$ (valores complexos) representa a Transformada de Fourier de um sinal no tempo $x(t)$ e $*$ representa o complexo conjugado desta transformada. Em geral a PSD é reasentada apenas para a parte positiva $G(\omega)$ das frequências de forma que $G(\omega) = 2S(\omega)$ para que sua amplitude esteja correta.

A Densidade Espectral de Potência é indicada como melhor forma que avaliar os picos de ressonância de um sinal ao invés da Transformada de Fourier deste sinal. As Transformadas de Fourier são ótimas para analisar a vibração quando há um número finito de componentes de frequência dominantes, mas densidades espectrais de potência (PSD) são usadas para caracterizar sinais de vibração aleatórios. Para o avaliar da PSD percebe-se da Equação (12) que deve-se multiplicar cada intervalo de frequência da Transformada de Fourier por seu conjugado complexo que resulta no único espectro real de amplitude, no caos do sinal de aceleração no tempo, em $(m/s^2)^2$. O aspecto chave de um PSD que o torna mais útil do que uma simples transformada $X(\omega)$ para análise de vibração aleatória é que este valor de amplitude é então normalizado para a largura do intervalo de frequência para obter unidades de $(m/s^2)^2/Hz$, no casos de sinais de aceleração. A normalização do resultado retira a dependência da largura do intervalo de frequência (presente na Transformada de Fourier) para que se possa comparar os níveis de vibração em sinais de diferentes durações de tempo.

Além do mais, a partir da raiz quadrada da integral da Densidade Espectral de potência de um sinal, é possível obter o valor RMS (*Root Mean Square*) do respectivo sinal no tempo, como indicado pela Equação (13).

$$RMS[x(t)] = \sqrt{\int_0^{+\infty} G(f) df} \quad (13)$$

Por este motivo, neste trabalho será preferido identificar o conteúdo de frequência do sinal medido através da sua Densidade Espectral de Potência.

4 METODOLOGIA

4.1 Caracterização do local de medições

As medições foram realizadas em um prédio ainda em construção localizado na Rua Almirante Abreu, bairro Rio Branco, cidade de Porto Alegre. Neste edifício, encontram-se dois equipamentos semelhantes, um ainda em montagem e outro já entregue à construtora, o qual é utilizado para transporte dos trabalhadores e de materiais da obra. Este último foi objeto de estudo desse trabalho.

O equipamento em questão é do tipo passageiro, com capacidade para até 8 pessoas, velocidade nominal de 90 m/min (1,5 m/s) e possui 16 paradas. As 16 paradas são definidas na ordem: subsolo (SS), térreo (T), 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15. A casa de máquina possui dois pisos, conforme mostrado na Figura A.1. Essa configuração visa proporcionar um isolamento da máquina de tração do elevador dos pavimentos residenciais, que ficam no primeiro nível da casa de máquina. Infelizmente, não foi possível realizar as medições com as obras paradas, apesar de ter sido tentado.

4.2 Medições experimentais de vibração na base de motores e nas lajes de apoio

Foram escolhidos 4 pontos de medição da vibração, sendo eles (1) um ponto na proteção da polia do motor de acionamento do elevador, (2) um ponto imediatamente acima da base do amortecedor do conjunto de acionamento do elevador, (3) um outro logo abaixo do amortecedor, apoiado na laje e (4) um quarto ponto longe da base do motor no outro nível da laje da casa de máquinas (com o objetivo de avaliar qual parcela de vibração gerada no conjunto de acionamento do elevador é transmitida pela estrutura para outros locais).

A Tabela A.1 indica as principais características do modelo de elevador que foi utilizado para as medições que são apresentadas neste trabalho. A Figura 5 indica o posicionamento dos referidos acelerômetros nos seus pontos de medição. A Figura 5(b) indica um detalhe da fixação do acelerômetro 4 na laje inferior da casa de máquinas mostrando o material que foi utilizado para fixação (cera).

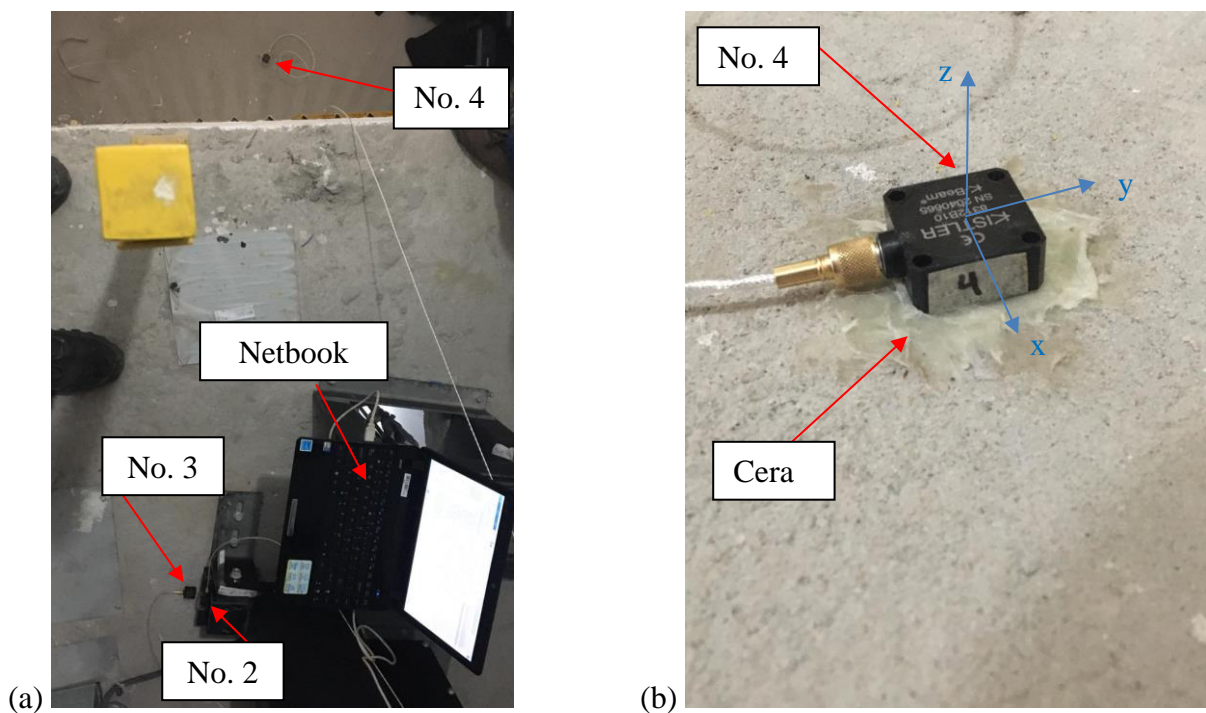


Figura 5 – (a) Vista superior da localização dos acelerômetros 2, 3 e 4 e (b) detalhe da colagem do acelerômetro 4.

Na Figura 6(a) é indicado um detalhe do posicionamento dos acelerômetros 1, 2 e 3 bem como o posicionamento dos condicionadores de sinais correspondentes e do netbook utilizado e placa de aquisição de dados, assim como um detalhe (Figura 6(b)), do acelerômetro 1.

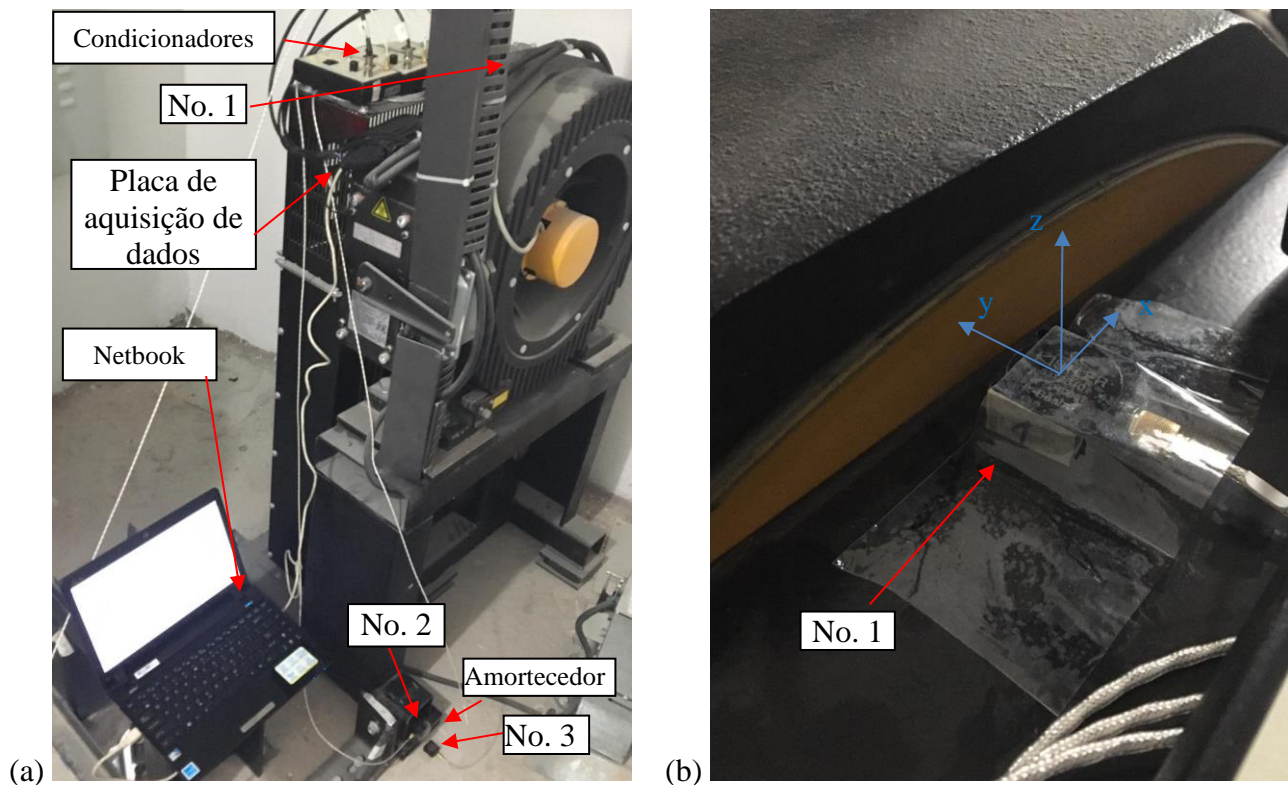


Figura 6 – (a) Posicionamento dos acelerômetros 1, 2 e 3 e condicionadores de sinais, (b) detalhe do posicionamento do acelerômetro 1 e (c) Detalhe do posicionamento do acelerômetro 3 na laje e logo depois do amortecedor.

Na Figura 7(a) é mostrado um detalhe de um dos apoios da base da máquina do elevador com o amortecedor e os pontos de medição de aceleração acima e logo abaixo na laje. E na Figura 7(b) um outro detalhe do ponto de medição 1 e dos condicionadores de sinais.

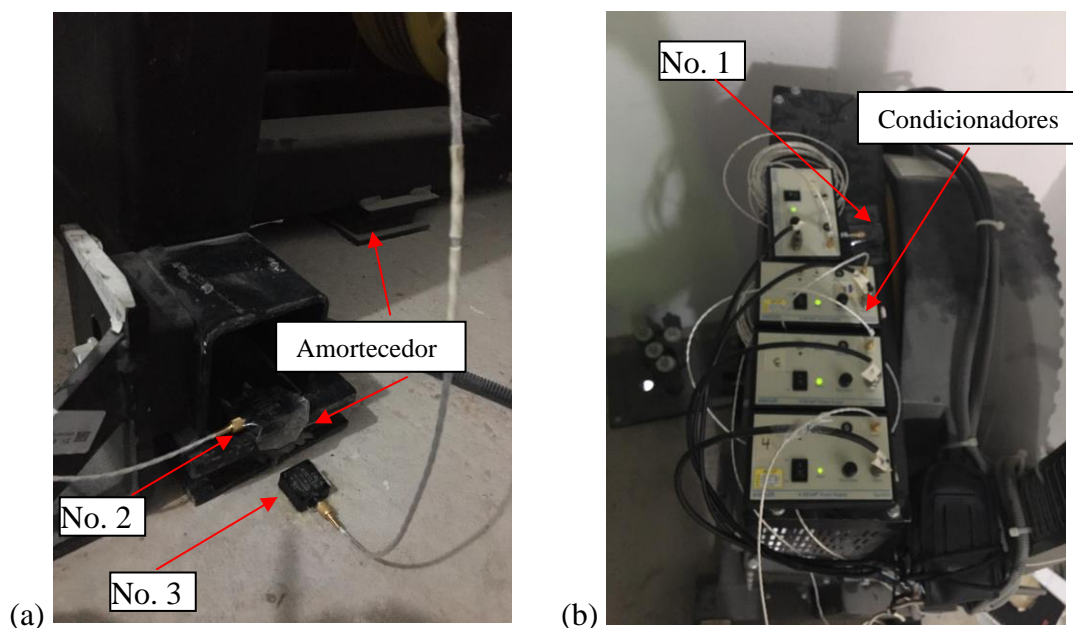


Figura 7 – (a) Posicionamento dos acelerômetros 2 e 3 e (b) condicionadores de sinais dos acelerômetros.

Ao todo, foram realizadas 26 medições, que simularam o uso corriqueiro do equipamento. Todas as viagens foram realizadas com a cabina vazia e com o equipamento em modo teste, de forma que fosse controlado apenas pelo teclado plugado ao quadro de comando, ou seja, não estava liberado para atender chamadas realizadas pelas botoeiras de pavimento. Na Figura 8 (a) é apresentado o teclado de comando indicando a carga presente dentro da cabina e o percentual da carga máxima utilizado. Na Figura 8 (b) é apresentado a rotação real média do motor durante o funcionamento, que esteve em 143 RPM (2,38 Hz).



Figura 8 – (a) Carga presente na cabina durante os testes (0 kg) e (b) rotação real média de operação (143 RPM) da máquina de tração do elevador.

Das 26 medições realizadas, apenas a primeira não foi válida devido a problemas técnicos e por isso tratou-se as 25 medições válidas, onde os trajetos são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 – Trajetórias realizadas para as medições válidas.

Medição	Percurso	Medição	Percurso
1	Elevador parado	14	5 → 10
2	15 → SS	15	10 → 15
3	SS → 15	16	15 → 10
4	15 → T	17	10 → 5
5	T → 15	18	5 → SS
6	15 → 14	19	SS → T → 4 → 7
7	14 → SS	20	7 → 9 → 10
8	SS → 6	21	10 → 11 → 13
9	6 → 15	22	13 → 10 → 9
10	15 → SS	23	9 → 4 → 2
11	SS → 6	24	2 → SS → T
12	6 → SS	25	T → 4 → 3
13	SS → 5	-	-

4.3 Equipamentos utilizados

Foram utilizados inicialmente acelerômetros MEMS (*Micro Electro Mechanical System*), modelo ADXL 335 da empresa Analog Devices, cujo *data sheet* encontra-se na Figura A.2 nos Anexos. Estes

são acelerômetros capacitivos, triaxiais que permitem medições até $\pm 1,7$ gravidades de aceleração, com uma sensibilidade nominal em torno de 300 mV/g. A faixa de medição destes acelerômetros, sem o uso de filtros de capacitores, pode chegar até 550Hz no eixo z e até 1600 Hz nos eixos x e y . Assumiu-se que esta sensibilidade seria suficiente para os níveis de vibração que se encontrariam nos locais que seriam medidos. Entretanto, medições preliminares e uma análise inicial dos resultados mostrou diferenças muito sutis para diversas condições de operação do elevador subindo e descendo entre andares, em operação, com níveis muito baixos de aceleração, indicativo de que a sensibilidade dos acelerômetros não seria suficiente para quantificar este nível de vibração.

Partiu-se para o uso dos acelerômetros capacitivos Kistler K-beam 8312B10 uniaxiais, que medem até $\pm 10,0$ gravidades e que possuem uma sensibilidade de 200 mV/g mas que permite sensibilidade de até 4000mV/g, bem maior que o acelerômetro anterior ADXL 335, obtidos a partir de um condicionador com ganhos de amplificação (20X). A faixa de medição destes acelerômetros pode chegar até 250Hz no seu único eixo de medição. O *Data Sheet* destes acelerômetros e amplificadores estão indicados na Figura A.3 e Figura A.4 nos Anexos, respectivamente.

Foi utilizado também uma placa de aquisição modelo USB1208-FS da Empresa Measurement Computing, com 8 canais, resolução de 12 bits e faixa de medição de $\pm 5V$ (Figura A.5 nos Anexos) juntamente com o software Matlab 2012 para gravação e posterior processamento dos dados. O software de medição foi instalado em um *netbook* Asus Eepc-1201 HA (*SeaShell*) com Windows 7.

Os cabos tiveram dimensões suficientes para atingir os pontos de medição. Como os níveis de vibração medidos foram muito baixos e ocorrendo numa faixa de frequência baixa (vibração do motor de acionamento, movimento pendular do elevador/contrapeso e vibração da laje de apoio), utilizou-se cera de abelha (fornecidas pelo próprio fabricante dos acelerômetros Kistler) para a conexão dos acelerômetros com os pontos de medição.

5 MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS EM DIVERSAS SITUAÇÕES DE UTILIZAÇÃO DOS ELEVADORES

Um exemplo típico das medições gravadas para as acelerações é o caso da medição No. 19, que está mostrado nas Figuras a seguir. Na Figura 9, é mostrado o sinal de aceleração para cada um dos 4 canais de medição ao longo do tempo.

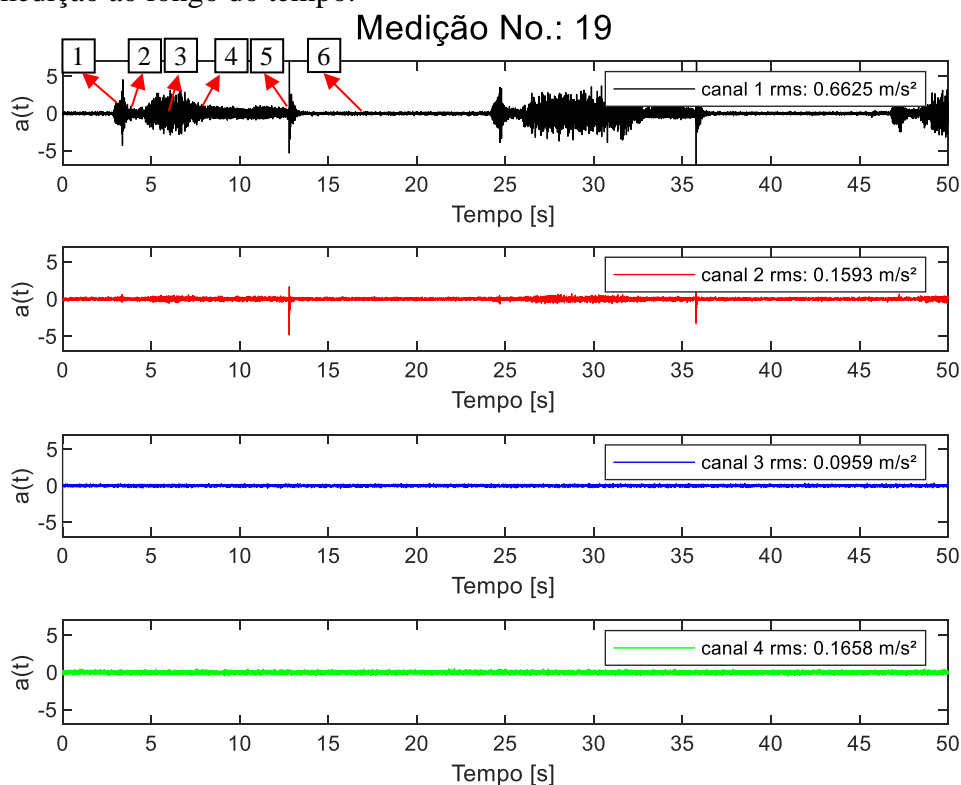


Figura 9 – Histórico de acelerações para a medição No. 19 em cada um dos canais medidos.

Para o caso apresentado na medição No. 19, o equipamento deslocou-se no sentido de ascensão, seguindo o roteiro: subsolo-térreo, térreo-4, 4-7. Porém, como pode ser notado, o setup de medição foi definido para 50 segundos de aquisição, de forma que a medição terminou enquanto o elevador estava em velocidade nominal em direção ao andar 7.

Assim, observando o sinal do canal 1, aquele que está instalado próximo ao motor na casa de máquinas, pode-se perceber nitidamente os eventos de: 1) abertura do freio 2) partida do motor; 3) quando se atinge velocidade nominal; 4) redução da velocidade buscando a parada; 5) o acionamento dos freios do motor e, por fim, 6) o desligamento (parada da cabina). Isto confere com o que é relatado por acontecer internamente na cabine que é um nível de vibração elevado no início do movimento e na finalização do movimento de ascensão e descida da cabina de elevador. Vale lembrar que as medições nos 4 pontos indicados acontecem fora da cabine (na casa de máquinas, motor, base, laje de apoio e na laje inferior). O sinal de aceleração neste caso tem uma relação sinal/ruído (S/R < 20 dB) adequado para a medição de níveis de vibração tão baixos, indicando que o sensor e sua sensibilidade são adequados.

Na Figura 10 é mostrada a Densidade Espectral de Potência dos mesmos sinais indicados na Figura 9. Claramente as componentes de frequência são baixas relacionadas basicamente ao movimento do motor (143 RPM), vibração da laje de apoio do motor, vibração pendular e vertical da caixa do elevador.

PSD Medição No.: 19

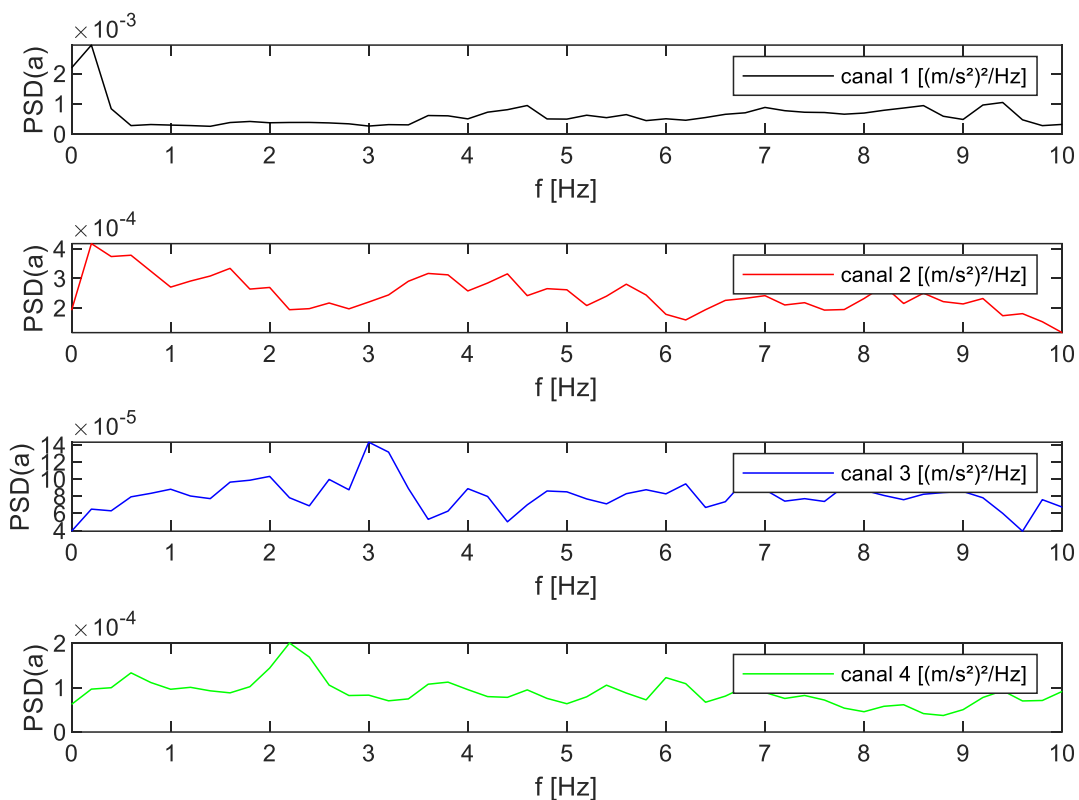


Figura 10 – Densidades Espectrais de Potência para cada um dos 4 canais medidos da medição No. 19.

Na Figura 11 são mostradas as curvas de transmissibilidade de aceleração entre alguns pontos do sistema que foi medido. Entre o ponto 2 e 1 (base da máquina e motor) há claramente uma região de amplificação das acelerações em torno dos 0,5Hz e 1,5Hz representados por transmissibilidades acima de 1,0. Para o ponto 3 e 1 (laje de apoio abaixo do amortecedor e motor), todos os valores apresentam uma transmissibilidade inferior a 1,0 indicando que a aceleração gerada pelo motor é atenuada após passar pelo amortecedor da base da máquina de apoio.

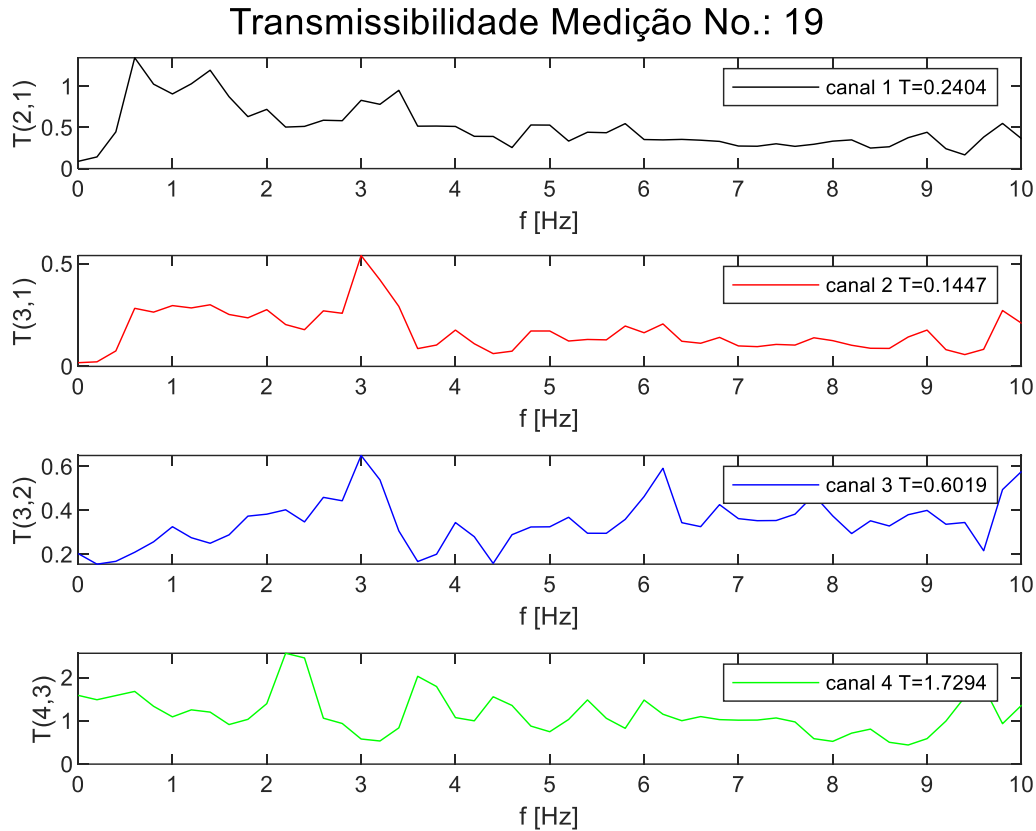


Figura 11 – Curvas de Transmissibilidade de aceleração calculada para os pontos $T_{2,1}^a$, $T_{3,1}^a$, $T_{3,2}^a$, $T_{4,3}^a$ para a medição No. 19.

Entre o ponto 3 e 2 (na laje de apoio abaixo do amortecedor e logo acima do amortecedor, respectivamente), também se verifica uma transmissibilidade inferior a 1,0 ($<0,6$), mas não tanto quanto no caso anterior ($<0,5$), indicando também que parte da aceleração que chega na base da máquina é atenuada para a laje de apoio, como era de se esperar devido à presença do amortecedor.

Entretanto, para o ponto 4 e 3 (na laje do piso inferior e base da máquina no piso superior), percebe-se que a transmissibilidade em grande parte da faixa de frequências situou-se acima de 1,0 indicando uma eventual amplificação da vibração entre estes dois pontos. Devido às condições em que foram feitas as medições (obras ainda em andamento no edifício), estima-se que atividades executadas na laje inferior possam ter contribuído para este aumento da vibração (acelerações) entre a laje da casa de máquinas e a laje do piso inferior. Como será visto mais adiante, este valor de aceleração de vibração será avaliado e comparado com limites recomendados para conforto e percepção.

Os resultados da campanha de 25 testes encontram-se resumidos na Tabela 2, onde estão indicados os valores RMS de cada um dos pontos de medição para cada uma das 25 medições, assim como o valor da transmissibilidade de aceleração para alguns dos pontos medidos ($T_{2,1}^a$, $T_{3,1}^a$, $T_{3,2}^a$, $T_{4,3}^a$).

Tabela 2 – Resultados das medições realizadas em diversas operações de utilização do elevador.

Medição	$a_{1,rms}$ (m/s ²)	$a_{2,rms}$ (m/s ²)	$a_{3,rms}$ (m/s ²)	$a_{4,rms}$ (m/s ²)	$T_{2,1}^a$ (-)	$T_{3,1}^a$ (-)	$T_{3,2}^a$ (-)	$T_{4,3}^a$ (-)
1	0,3075	0,1038	0,0957	0,1647	0,3377	0,3112	0,9217	1,7210
2	1,2209	0,2961	0,0987	0,1647	0,2426	0,0808	0,3333	1,6686
3	0,9590	0,2045	0,0988	0,1650	0,2132	0,1030	0,4832	1,6696
4	1,1917	0,2884	0,0983	0,1649	0,2420	0,0825	0,3407	1,6781
5	0,9654	0,2053	0,0978	0,1658	0,2127	0,1013	0,4764	1,6952
6	0,4695	0,1190	0,0957	0,1654	0,2534	0,2037	0,8040	1,7296
7	1,2010	0,3065	0,0993	0,1648	0,2552	0,0827	0,3239	1,6595
8	0,6709	0,1483	0,0960	0,1648	0,2211	0,1431	0,6471	1,7173
9	0,7696	0,1629	0,0975	0,1666	0,2117	0,1266	0,5983	1,7097
10	1,1825	0,3081	0,0982	0,1657	0,2606	0,0830	0,3186	1,6878
11	0,6664	0,1741	0,0969	0,1662	0,2613	0,1455	0,5567	1,7146
12	0,8174	0,2033	0,0975	0,1655	0,2487	0,1193	0,4797	1,6969
13	0,6137	0,1421	0,0951	0,1668	0,2316	0,1549	0,6690	1,7546
14	0,5965	0,1558	0,0971	0,1670	0,2612	0,1628	0,6233	1,7194
15	0,6155	0,1460	0,0971	0,1650	0,2371	0,1578	0,6654	1,6985
16	0,8012	0,2053	0,0980	0,1646	0,2562	0,1223	0,4772	1,6805
17	0,8125	0,1930	0,0962	0,1659	0,2375	0,1184	0,4985	1,7251
18	0,7385	0,1986	0,0970	0,1671	0,2690	0,1314	0,4885	1,7222
19	0,6625	0,1593	0,0959	0,1658	0,2404	0,1447	0,6019	1,7294
20	0,5408	0,1500	0,0949	0,1662	0,2773	0,1754	0,6325	1,7524
21	0,5547	0,1349	0,0959	0,1672	0,2431	0,1729	0,7114	1,7430
22	0,7809	0,1721	0,0965	0,1661	0,2204	0,1235	0,5603	1,7221
23	0,9540	0,2134	0,0974	0,1656	0,2237	0,1021	0,4565	1,6999
24	0,6434	0,1689	0,0962	0,1656	0,2625	0,1495	0,5694	1,7220
25	0,6080	0,1579	0,0971	0,1660	0,2597	0,1597	0,6148	1,7102

A Tabela 3 indica os limites de aceleração e as respectivas reações de pessoas expostas a ambientes com vibração referente ao conforto em edifícios indicados pelas normas ISO 2631-1 (1997) e pela ISO 2631-2 (2003). Vale salientar que o limite de percepção para a vibração, para pessoas em pé, segundo esta mesma norma, é de 0,015 m/s². A norma brasileira de estruturas de concreto armado (NBR6118, 2014) apenas limita a frequência de ações externas (no caso o motor) a ser maior que $1,2f_{crit}$, sendo f_{crit} a frequência fundamental da laje em questão.

Tabela 3 – Indicativos de reação de conforto à ambientes com vibração ISO 2631-1 (1997).

Magnitude da Aceleração*	Unidade	Reação
<0,315	m/s ²	Não desconfortável
0,315 a 0,63	m/s ²	Um pouco desconfortável
0,5 a 1,0	m/s ²	Levemente desconfortável
0,8 a 1,6	m/s ²	Desconfortável
1,25 a 2,5	m/s ²	Muito desconfortável
>2,0	m/s ²	Extremamente desconfortável

*O limiar de percepção é de 0,015 m/s²

Comparando os resultados da Tabela 2 com os valores da Tabela 3, principalmente para a laje inferior à laje da casa de máquinas, percebe-se que em todos os casos o nível de aceleração ficou abaixo do limite de não desconfortável (<0,315 m/s²), mas ainda assim acima do limite de percepção

para aquela Norma. Em geral, pode-se dizer que este nível de vibração não afetará o uso em termos de conforto para este nível da laje em atividades usuais, indicando que o uso dos amortecedores está sendo efetivo em atenuar a transmissão da vibração do motor da casa de máquinas para outras regiões do edifício. Também pode-se notar que se este mesmo critério é usado para o ponto de medição 1 (motor), certamente os níveis de conforto estariam excedidos para a reação desconfortável.

6 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo avaliar o sistema de amortecimento aplicado entre a base de máquina de elevadores e a laje da casa de máquina, que é composto por 6 blocos de borracha amortecedora.

Com base nas 25 medições realizadas, pode-se concluir que, apesar de ser uma solução relativamente simples, o sistema de amortecimento composto por 6 conjuntos de borracha aplicados entre a base de máquina e a laje da casa de máquina, se mostra bastante efetivo, pois apresenta transmissibilidade entre os pontos 2 e 3 menor que 1, não sendo necessário para esse caso a aplicação de sistemas mais sofisticados. Sendo essa uma alternativa mais rentável para aplicação nos elevadores e com baixa manutenção requerida, tornando assim o produto mais competitivo em relação as demais tecnologias de amortecimento aplicados na casa de máquina.

Aparentemente, o ponto mais longe da base de máquina mostra uma amplificação da vibração medida. Entretanto, por se tratar de um edifício ainda em obras, estima-se que a amplificação não é gerada apenas pela máquina de tração, mas devido a combinação da utilização de diversos outros equipamentos como martelotes, parafusadeiras, marretas, entre outras ferramentas comuns para um canteiro de obras. Essa amplificação não foi percebida nos pontos 1, 2 e 3 devido a estarem em um nível acima das locais em que havia operários com suas ferramentas de trabalho. Infelizmente, o trabalho não pode ser realizado com as obras paralisadas.

Ainda assim, com base nas medições realizadas no ponto 4, pode-se afirmar que, com base na norma ISO 2631-1 (1997), o ambiente é “não desconfortável” e possui vibrações perceptíveis por estarem acima do limiar de percepção, que é $0,015 \text{ m/s}^2$.

As PSD indicaram frequências principais da ordem de até 3 Hz compatível com o tipo de vibração esperada do motor, caixa do elevador ou eventualmente vibração estrutural da laje. A transmissibilidade $T_{3,2}^a$ apresentou na maior parte dos resultados um valor menor que 1,0, mostrando a eficácia dos blocos amortecedores de borracha, inclusive para uma faixa de até 10 Hz, como indicado na Figura 11.

Como sugestão de trabalhos futuros sugere-se ampliar o estudo para outros tipos de máquinas com diferentes configurações de sistemas amortecedores. Principalmente para elevadores que estão em operação há muitos anos, cujo sistema de amortecimento pode não ser tão eficiente e avaliar comparativamente a utilização de um sistema similar ao do conjunto de 6 blocos de borracha numa eventual modernização do sistema. Além disso, sugere-se avaliar também o nível de pressão sonora (NPS) nos ambientes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. “**ABNT NBR 6118 – Projeto de Estruturas de Concreto – Procedimentos**”. Rio de Janeiro, RJ, 2014.

_____. “**NBR NM 207: Elevadores elétricos de passageiros - Requisitos de segurança para construção e instalação**”. Rio de Janeiro, 1999.

BIASUZ, S. A.; TOSO, M. A.; GOMES, H. M. **Vibração em elevadores de passageiros: adequação a normas para saúde e conforto**. In: CONEM 2016 - Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2016, Fortaleza. Anais do Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Fortaleza, 21-25, agosto. Rio de Janeiro: ABCM, 2016. v. 1. p. 1-10.

CARNEIRO, W. A. M. **O velho problema dos ruídos decorrentes da utilização de elevadores**. Publicado em Publicado em 06/04/2019. <https://chegadebarulho.blog/2019/04/06/o-velho-problema-dos-ruídos-decorrentes-da-utilizacao-de-elevadores/>. Acessado em 08/02/2022.

CULAU, E. L., QUINTAS, J. B. R., GOMES, H. M. **Análise comparativa de vibrações e conforto em elevadores com diferentes sistemas de acionamento**. Revista sul-americana de engenharia estrutural (ONLINE), v. 15, p. 61-82, 2018.

DADALT, M. R. **Análise comparativa de parâmetros de conforto de viagens de elevadores após projetos de modernização integral**. 2021. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica), 15f. Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

FRANCO, M. L. “**Elevadores. A evolução da máquina elétrica**”. Neutro à Terra, n. 8, p. 45-52, 2011.

International Organization for Standardization. (1997). “**Mechanical Vibration and Shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration**”, Amendment 1, 2010, (ISO Standard No. 2631-1: 1997). Switzerland, 1997. <https://www.iso.org/standard/7612.html>.

_____. (2003). “**Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 2: Vibration in buildings (1 Hz to 80 Hz)**”, (ISO Standard No. 2631-2: 2003). Switzerland, 2003. <https://www.iso.org/standard/23012.html>.

KACZMARCZYK, S. **Vibration Problems in Lift and Escalator Systems: Analysis Techniques and Mitigation Strategies**. 3rd Symposium on lift Escalator Technologies, 79p. 2013.

OH, Y., KANG, M., LEE, K., KIM, S. **Construction management solutions to mitigate elevator noise and vibration of high-rise residential buildings**. Sustainability 2020, 12, 8924; doi:10.3390/su12218924.

RAO, S. S. **Mechanical Vibrations**. Pearson, 6th Edition, 1147p. 2017.

TKELEVATOR. “**Palestra Uso coreto do elevador**”, 2016. Relatório Interno. Disponível em <<https://portaltke.br/tkelevator.com/areas-matriz/marketing/Biblioteca%20Palestra%20de%20Uso%20Correto%20de%20Elevadores/Apostila%20Palestra%20Seu%20Elevador.pdf>>. Acessado em 20/04/2022

TSONGAS, K., MANSOUR, G. **Vibration isolation performance of an elevator motor using Nitrile-Butadiene Rubber/multi-walled carbon nanotube composite machine mounts**. ICMMEN 2020, MATEC Web of Conferences, 318, 01050 (2020) DOI: 10.1051/mateconf/202031801050.

APÊNDICE

Tabela A.1 – Dados relativos ao elevador em estudo.

Capacidade: 8 Passageiros – 600 kg
Velocidade: 90 m/min – 1,5 m/s
Tipo de tração: 2:1
Máquina: GTW9
Cabo de tração: 10 mm de diâmetro
Modelo amortecedor: 6 peças
Polia de Desvio Mq. T.: 400 mm diâmetro
Cabos de Tração: 4 unidades – 10 mm
Cabo do Regulador: 1 unidade – 8 mm
Peso da Base da Máquina de Tração: 79 kg
Peso Máquina de Tração: 360 kg
Peso Polia de Desvio Mq. T.: 20,8 kg
Peso da Cabina: 815 kg
Peso do Contrapeso: 1115 kg
Peso Estrutura do CP: 107,5 kg
Peso do Cabos de Tração: 168 kg
Peso da compensação (x2): 3 kg/m x 52 m = 156 kg
Peso do Cabo de Manobra: 20 kg (estimado)

ANEXOS

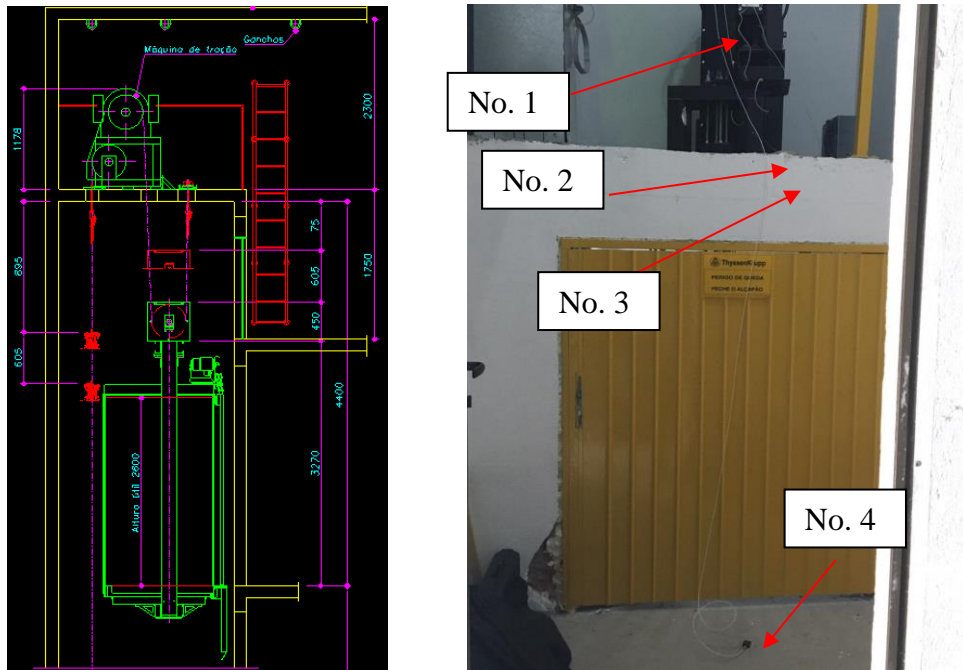


Figura A.1 – (a) Representação da Casa de Máquina. e (b) Situação existente da Casa de Máquina.

ADXL335

SPECIFICATIONS

$T_A = 25^\circ\text{C}$, $V_S = 3\text{ V}$, $C_X = C_Y = C_Z = 0.1\ \mu\text{F}$, acceleration = 0 g, unless otherwise noted. All minimum and maximum specifications are guaranteed. Typical specifications are not guaranteed.

Table 1.

Parameter	Conditions	Min	Typ	Max	Unit
SENSOR INPUT					
Measurement Range	Each axis	± 3	± 3.6		g
Nonlinearity	% of full scale		± 0.3		%
Package Alignment Error			± 1		Degrees
Interaxis Alignment Error			± 0.1		Degrees
Cross-Axis Sensitivity ¹			± 1		%
SENSITIVITY (RATIOMETRIC)²					
Sensitivity at X_{OUT} , Y_{OUT} , Z_{OUT}	Each axis $V_S = 3\text{ V}$	270	300	330	mV/g
Sensitivity Change Due to Temperature ³	$V_S = 3\text{ V}$		± 0.01		%/ $^\circ\text{C}$
ZERO g BIAS LEVEL (RATIOMETRIC)					
0 g Voltage at X_{OUT} , Y_{OUT}	$V_S = 3\text{ V}$	1.35	1.5	1.65	V
0 g Voltage at Z_{OUT}	$V_S = 3\text{ V}$	1.2	1.5	1.8	V
0 g Offset vs. Temperature			± 1		mg/ $^\circ\text{C}$
NOISE PERFORMANCE					
Noise Density X_{OUT} , Y_{OUT}			150		$\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$ rms
Noise Density Z_{OUT}			300		$\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$ rms
FREQUENCY RESPONSE⁴					
Bandwidth X_{OUT} , Y_{OUT} ⁵	No external filter		1600		Hz
Bandwidth Z_{OUT} ⁵	No external filter		550		Hz
R_{INT} Tolerance			$32 \pm 15\%$		k Ω
Sensor Resonant Frequency			5.5		kHz
SELF-TEST⁶					
Logic Input Low			+0.6		V
Logic Input High			+2.4		V
ST Actuation Current			+60		μA
Output Change at X_{OUT}	Self-Test 0 to Self-Test 1	-150	-325	-600	mV
Output Change at Y_{OUT}	Self-Test 0 to Self-Test 1	+150	+325	+600	mV
Output Change at Z_{OUT}	Self-Test 0 to Self-Test 1	+150	+550	+1000	mV
OUTPUT AMPLIFIER					
Output Swing Low	No load		0.1		V
Output Swing High	No load		2.8		V
POWER SUPPLY					
Operating Voltage Range		1.8		3.6	V
Supply Current	$V_S = 3\text{ V}$		350		μA
Turn-On Time ⁷	No external filter		1		ms
TEMPERATURE					
Operating Temperature Range		-40		+85	$^\circ\text{C}$

¹ Defined as coupling between any two axes.

² Sensitivity is essentially ratiometric to V_S .

³ Defined as the output change from ambient-to-maximum temperature or ambient-to-minimum temperature.

⁴ Actual frequency response controlled by user-supplied external filter capacitors (C_X , C_Y , C_Z).

⁵ Bandwidth with external capacitors = $1/(2 \times \pi \times 32\text{ k}\Omega \times C)$. For C_X , $C_Y = 0.003\ \mu\text{F}$, bandwidth = 1.6 kHz. For $C_Z = 0.01\ \mu\text{F}$, bandwidth = 500 Hz. For C_X , C_Y , $C_Z = 10\ \mu\text{F}$, bandwidth = 0.5 Hz.

⁶ Self-test response changes cubically with V_S .

Figura A.2 – Data Sheet dos acelerômetros ADXL 335 da empresa Analog Devices.

Technical Data

Type	Unit	8312B2	8312B10
Acceleration Range	g	±2	±10
Sensitivity ±5%	mV/g	1000	200
Zero g Output (5%)	mV	0 ±30	0 ±30
Resolution/Threshold	µg	540	2830
Amplitude Non-linearity	%FSO	0,8	0,8
Resonant Frequency nom.	Hz	1400	2700
Frequency Response	Hz	0 ... 250	0 ... 180
Noise typ. (0 ... 100Hz)	µgrms	380	2000
Noise Density (0...100 Hz) typ.	µgrms /√ Hz	38	200
Phase Shift max.	@ 0 Hz	degree	0
	@ 10 Hz	degree	2
	@ 100 Hz	degree	20
Sensitive Axis Misalignment typ. (max.)	mrad	≤10 (≤30)	≤10 (≤30)
Transverse Sensitivity typ. (max.)	%	1 (3)	1 (3)
Environmental:			
Random Vibration 20... 2000 Hz	grms	20	20
Shock half sine, 500µs	gpk	6000	6000
Temperature Coefficient Sensitivity typ. (max.)	ppm/°C	200 (320)	200 (320)
Temperature Coefficient Sensitivity typ. (max.)	%/°C	0,02 (0,032)	0,02 (0,032)
Temperature Coefficient of Bias, typ. (max.)	mg/°C	0,2 (1)	1 (5)
Temperature Range Operating	°C	-40 ... 85	-40 ... 85
Temperature Range Storage	°C	-55 ... 125	-55 ... 125
Output:			
Impedance max.	Ω	350	350
Load Resistance min.	kΩ	30	30
Capacitive Load max.	µF	0,5	0,5
Supply:			
Voltage	VDC	3,8 ... 32	3,8 ... 32
Current nom.	mA	1,3	1,3
Construction:			
Sensing Element	type	Capacitive	Capacitive
Housing/Base	material	Al, Hard Anodized	Al, Hard Anodized
Sealing - housing/connector	type	Epoxy	Epoxy
Connector	type	4-pin pos.	4-pin pos.
Ground Isolation	MΩ	10	10
Mounting	type	4-40 thread / Adhesive	4-40 thread / Adhesive
Weight	grams	12	12

1 g = 9,80665 m/s², 1 Inch = 25,4 mm, 1 gram = 0,03527 oz, 1 lbf-in = 0,1129 Nm

Certificados N°. CMA-300001-AG5/CMA-300003-AG5/CMA-300004-AG5 emitidos pela empresa MEC-Q (Metrologia, Engenharia e Consultoria da Qualidade) com laboratório acreditado para calibrações pela RBC (Rede Brasileira de Calibração/INMETRO).

Figura A.3 – *Data Sheet* dos acelerômetros K-beam 8312B10 da empresa Kistler.

5210 K-BEAM® SENSOR POWER SUPPLY

The 5210 power supply is the first Kistler power supply intended for the K-BEAM line of capacitive accelerometers. The unit is a low cost and convenient way to power any single K-BEAM® accelerometer from a casual check to an in-depth study.

A key feature of this instrument is its ability to operate at $0g = 0$ volts. Readout equipment can be set to lower ranges for viewing higher resolution measurements. The unit may be powered by a standard 9V battery, external DC supply, or AC powered with

Continued

- For 8305AM4, M7, 8304B & 8310A K-BEAM accelerometers
- Adjustable offset control for higher resolution measurements
- Battery or external power
- Gain and filtering options; low battery indicator
- Complete kit available
- Conforming to CE



Technical Data	Unit	5210
Input Information		
Signal	V	±5
Sensor Excitation Voltage, nom.	V	9
Current, max.	mA	25
Output Information		
Signal max.	V	±8
Impedance	Ω	100
Signal Processing		
Gain		1
Standard Jumper, selectable		2, 10, 20
Accuracy (gain dependent)	%	±0.5 ... ±1.5
Upper Frequency Limit -5% (w/o filter)	Hz	750 ±50
Noise Contribution to meas. chain	$\mu V/\sqrt{\text{Hz}}$	1
Noise, Wide Band (gain 1:1 w/o sensor)	μV_{rms}	300
Offset Adjust Range (gain dependent)	V	±1.8 ... ±3.6
Output @ Zero <i>g</i> standard	V	0
Jumper, selectable	V	+2.5
General Information		
Temperature Range Operating	°F	15 ... 130
	°C	-10 ... 54
Temperature Range Storage	°F	-4 ... 140
	°C	-20 ... 60
External DC Voltage Source	V	12...28
	mA	<50
Battery Life with sensor 8305A	hr	≈24
with sensor 8304B	hr	≈10
Low Battery Time	min	30
Internal Battery type IEC 6LR61	type	9V alkaline
Connectors Sensor	type	Microtech 4-pin pos.
Output signal	type	BNC neg.
External DC Input	type	2.1mm jack (tip+)
IP Rating		40
Case Dimensions (W x D x H)	in	5.75 x 3.6 x 1.29
	mm	147,3 x 91,4 x 33
Weight (including battery)	g	260

1 *g* = 9.80665 m/s², 1 inch = 25.4 mm, 1 gram = 0.03527 oz

Figura A.4 –Data Sheet do amplificador K-Beam 5210 da Empresa Kistler.

USB-1208FS

Specifications



Specifications

All specifications are subject to change without notice. Typical for 25°C unless otherwise specified.

Analog Input

A/D converter type: Successive approximation

Channels: 8 SE or 4 DIFF, programmable as SE or DIFF

Input common-mode voltage range for linear operation

SE Mode: CHx to GND, ±10 V max

DIFF Mode: CHx to GND, -10 V min, 20 V max

Absolute maximum input voltage: CHx to GND, ±28 V max

Input impedance: 122 kΩ

Input current

V_{in} = 10 V, 70 μA typ

V_{in} = 0 V, -12 μA typ

V_{in} = -10 V, -94 μA typ

Input current is a function of applied voltage on the analog input channels.

For a given input voltage, V_{in}, the input leakage is approximately equal to

(8.181 * V_{in} - 12) μA

Ranges: Software or selectable on a per-channel basis

SE mode: ±10 V

DIFF mode: ±20 V, ±10 V, ±5 V, ±4 V, ±2.5 V, ±2.0 V, ±1.25 V, ±1.0 V

Throughput

Maximum throughput scanning to computer memory depends on the computer being used.

Software paced: 250 S/s typ, system-dependent

Hardware paced: 50 kS/s

Channel gain queue: Up to 16 elements, software-selectable channel and range

Resolution

DIFF: 12 bits, no missing codes

SE: 11 bits (the AD7870 converter only returns 11-bits (0-2047 codes) in SE mode)

CAL accuracy: CAL = 2.5 V, ±36.25 mV max

Integral linearity errors: ±1 least significant bit (LSB) typ

Differential linearity error: ±0.5 LSB typ

Repeatability: ±1 LSB typ

CAL current

Source: 5 mA max

Sink: 20 μA min, 100 μA typ

Trigger source (software-selectable)

External digital: TRIG_IN

Clock source (software-selectable)

Internal

External (SYNC), Rising Edge Triggered

Analog Input Accuracy	
Range	Accuracy (LSB)
Differential Mode	
±20 V	5.1
±10 V	6.1
±5 V	8.1
±4 V	9.1
±2.5 V	12.1
±2 V	14.1
±1.25 V	20.1
±1 V	24.1
Single-Ended Mode	
±10 V	4.0

Noise Performance		
Range	Typical Counts	Least Significant Bit-Root Mean Square (LSBRMS)
Differential Mode		
±20 V	2	0.30
±10 V	2	0.30
±5 V	3	0.45
±4 V	3	0.45
±2.5 V	4	0.61
±2 V	5	0.76
±1.25 V	7	1.06
±1 V	8	1.21
Single-Ended Mode		
±10 V	2	0.30

Analog Output

Resolution: 12 bits, 1 in 4096

Output range: 0 V to 4.096 V, 1 mV per LSB.

Number of channels: 2

Throughput

Maximum throughput scanning to computer memory depends on the computer being used.

Software paced: 250 S/s single channel typ, system-dependent

Hardware paced

Single channel: 10 kS/s

Dual channel: 5 kS/s

Power on and reset voltage: Initializes to 000h code

Output drive (each D/A out): 15 mA

Slew Rate: 0.8 V/μs typ

Accuracy (all values are ±)

0 V to 4.096 V: 4.0 LSB typ, 45.0 LSB max

Analog output accuracy components (all values are ±)

Range: 0 V to 4.096 V

% of FSR: 0.1 typ, 0.9 max

Gain error at full scale: 4.0 mV typ, 36.0 mV max

Offset: 1.0 mV typ, 9.0 mV max

Negative offsets result in a fixed zero-scale error or dead band. At the maximum offset of -9 mV, any input code of less than 0x009 does not produce a response in the output.

Accuracy at FS: 4.0 mV typ, 45.0 mV max

Digital I/O

Digital type: CMOS

Number of I/O: 16 (Port A0 through A7, Port B0 through B7)

Configuration: 2 banks of 8

Pull-up/down configuration: All pins pulled up to 5 V through 47 kΩ resistors (default). Change to pull-down using internal user-configurable jumpers.

Hardware revisions D and later can be changed to pull-down using an internal jumper. Other revisions can be configured at the factory for pull-down.

Input high voltage: 2.0 V min, 5.5 V absolute max

Input low voltage: 0.8 V max, -0.5 V absolute min, 0 V recommended min

Output high voltage (IOH = -6.0 mA): 3.84 V min

Output low voltage (IOL = 6.0 mA): 0.33 V max

Power on and reset state: Input

External Trigger

Trigger source: External digital, TRIG_IN

Trigger Mode: Edge sensitive; software-selectable for CMOS compatible rising or falling edge

Trigger latency: 10 μs max

Trigger pulse width: 1 μs min

Figura A.5 – Data Sheet da placa de aquisição USB1208-FS da Measurement Computing.