

Análise numérica dos níveis de vibração em elevadores de alta velocidade

Numerical analysis of vibration levels in high-speed elevators

Angelo Marcelo Tusset
Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR – Ponta Grossa – Brasil
tusset@utfpr.edu.br

Giane Gonçalves Lenzi
Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR – Ponta Grossa – Brasil
giane@utfpr.edu.br

Resumo

Com o crescimento acelerado de edifícios cada vez mais altos, também cresce a demanda por elevadores de alta velocidade. Contudo, o aumento da velocidade de deslocamento tem gerado preocupações dos projetistas e engenheiros com o conforto e segurança dos passageiros, e dos profissionais que trabalham como ascensorista. Considerando a importância de analisar os níveis de vibração que possam ser prejudiciais à saúde ou conforto dos passageiros este trabalho tem como objetivo apresentar por meio de simulações numéricas os possíveis níveis de vibrações horizontais que os passageiros e ascensoristas estão expostos dentro da cabine do elevador devido a deformações e desalinhamento dos trilhos de guia e roletes de contato da cabine com os trilhos guia. Para simular, analisar e classificar os níveis de vibração e conforto dos passageiros são realizadas simulações numéricas considerando um modelo matemático que representa o deslocamento lateral da cabine e dos roletes de contato com as guias e uma perturbação externa que representa as deformações e desalinhamento dos trilhos guia e o aumento da velocidade do elevador, associando os níveis de acelerações laterais do elevador com os níveis de conforto sentidos pelos passageiros conforme as normas ISO 2631 e BS 6841. Simulações numéricas demonstraram que imperfeições nos trilhos são os maiores responsáveis pela redução do nível de conforto dos passageiros, e que o aumento da velocidade pode melhorar o nível de conforto retirando a cabine da faixa de ressonância.

Palavras-chave: Qualidade de vida, Qualidade de vida no trabalho, Vibração no corpo humano.

Abstract

With the accelerating growth of taller buildings, the demand for high-speed elevators is also growing. However, the increase in travel speed has raised concerns among designers and engineers about the comfort and safety of passengers, and professionals working as an elevator operator. Considering the importance of analyzing vibration levels that may be harmful to the health or comfort of passengers, this work aims to present, through numerical simulations, the possible horizontal vibration levels that passengers and elevator operators are exposed to within the elevator cabin due to deformations and misalignment of the guide rails and cabin rollers with the guide rails. To simulate, analyze

and classify the vibration and comfort levels of passengers, numerical simulations are performed considering a mathematical model that represents the lateral displacement of the cabin and the contact rollers with the guides and an external disturbance that represents the deformations and misalignment of the guide rails, and the increase in the speed of the elevator, associating the levels of lateral accelerations of the elevator with the levels of comfort felt by passengers according to ISO 2631 and BS 6841. Numerical simulations demonstrated that imperfections in the rails are the main responsible for the reduction of the level of passenger comfort, and that increased speed can improve the comfort level by removing the cabin from the resonance band.

Keywords: Quality of life, Quality of life at work, Vibration in the human body.

1. Introdução

Com o atual desenvolvimento da construção civil, observa-se a construção de edifícios cada vez mais altos, implicando na utilização de elevadores com maior velocidade para garantir o deslocamento de passageiros em menor tempo, e de acordo Mitsui e Nara (1971) e Nai et al. (1994), irregularidades nas guias do elevador e altas velocidades podem resultar em redução na qualidade do conforto dos passageiros.

Embora não haja um limite de velocidade que garanta uma boa qualidade de transporte dos passageiros, existem normas que determinam os limites dos níveis de vibração horizontais e verticais, de aceleração lateral e longitudinal, e de variação da aceleração (FORTUNE, 1997).

A redução da qualidade de conforto dos passageiros está relacionada as vibrações oriundas do deslocamento do elevador, considerando-se o deslocamento lateral. As vibrações laterais são decorrentes dos contatos das guias do elevador conectadas no poço do elevador com os roletes instalados na cabine do elevador (NOGUCHI et al. 2011).

Mesmo com toda tecnologia disponível para a fabricação e instalação dos componentes do elevador, assim como o próprio elevador, não é possível eliminar todas as pequenas imperfeições destes componentes, pois durante os processos de fabricação, transporte e instalação do elevador, podem ocorrer desalinhamentos e torções das peças, assim como imperfeições decorrentes de dilatações térmicas e desgastes dos materiais. Estas imperfeições geram as vibrações que podem aumentar com o aumento da velocidade, comprometendo o conforto dos passageiros, comprometendo o cumprimento das normas de segurança e conforto. Segundo Hamdy (1997), pode ocorrer um espectro de oscilações na cabine do elevador devido a irregularidade nas guias dos elevadores na faixa de até 10 Hz.

Muitos pesquisadores têm se dedicado no estudo de vibração e redução a níveis aceitáveis para elevadores de alta velocidade. Arrasate et al. (2014) apresentou resultados do estudo da influência das vibrações verticais causadas pela ondulação de torque gerada no sistema de acionamento do elevador no conforto dos passageiros durante o deslocamento do elevador. Chang et al. (2011) investigaram a vibração horizontais provocadas pelos “rodízios” guias na cabine do elevador deslocando em contato nos trilhos guia fixos no poço do elevador sujeito a altas velocidades. Projeto de controle ativos e semi-ativos foram propostos para a redução dos níveis de vibração que os passageiros estão expostos. Yang et al. (2014) propuseram um controle ativo com estados variantes de tempo. Santos et al. (2016) é proposto a utilização do controle. Santo et al. (2016) utilizou o controle SDRE (*State Dependent Riccati Equation*). Tusset et al. (2017) utilizou o controle LQR (*Linear-Quadratic Regulator*).

Neste trabalho, é realizada uma análise numérica da influência da velocidade de deslocamento do elevador, e as imperfeições dos trilhos guia nos níveis de vibração que

os passageiros estão expostos. Nesta direção, para determinar os níveis de vibração que os passageiros estão expostos, são consideradas as normas ISO 2631 e BS 6841.

2. Normas ISO 2631 e BS 6841 para exposição do corpo humano às vibrações

Em 1966 teve início a confecção da norma ISO 2631, sendo publicada em 1974, e teve como objetivo fornecer valores numéricos para limites de exposição do corpo humano a vibrações, apresentando discussões a respeito da evolução dos estudos experimentais realizados sobre os efeitos na saúde. Similarmente existem padrões britânicos (BS), sendo que a norma BS 6841, representa a norma britânica relacionada à vibração do corpo humano, publicada em 1987 (GRIFFIN, 1990).

De acordo com Wasserman (1987) a frequência de ressonância para o corpo inteiro na direção vertical ocorre na região de 4 a 8 Hz, e nas direções laterais e horizontais, a frequência de ressonância ocorre na região de 1 a 2 Hz. Sendo que, para frequência baixas (frequências menores que 2 Hz), causam desordem de movimento, para frequência médias (frequências entre 2-100 Hz), o corpo todo comportasse como um sistema de partículas rígidas e para o caso de frequência altas (frequências superiores 100 Hz), o corpo tem de ser tratado como o sistema contínuo (WASSERMAN,1987; ISO 2631,1974).

De acordo Griffin (1990) exposição na magnitude em torno de 10 m/s^2 [rms] (rms: root mean square) podem ser assumidas como arriscadas, enquanto que frequências inferiores a 1 Hz e superiores a 20 Hz, serão necessárias altas magnitudes para que sejam percebidas.

Existem diversas normas e medidas para avaliação do conforto de vibração, utilizando medições de movimento em termos de aceleração, velocidade e deslocamento, e o jerk (primeira derivada da aceleração). Sendo que, a maioria das normas utiliza a aceleração como medida e alguns casos utilizada uma ponderação para compensar a sensibilidade do corpo humano a diferentes frequências.

A norma ISO 2631-1 (1997) utiliza a aceleração em rms, e seu cálculo pode ser obtido pela equação:

$$a_{rms} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_1^N a^2} \quad (1)$$

sendo: ' a_{rms} ' (m/s^2) representa a aceleração em rms, ' a ' representa a aceleração (m/s^2), e N o número de amostras da aceleração que são obtidos.

Para avaliar os níveis de severidade que os passageiros estão expostos a norma ISO 2631-1 (1997), utiliza a o valor dose de vibração (VDV) dada pela equação:

$$VDV = \left(\frac{T}{N} \sum_{i=1}^N a_w^4 \right)^{1/4} \quad (2)$$

sendo: VDV = Valor Dose de Vibração [$\text{m/s}^{1,75}$]; a_w = aceleração compensada, segundo a direção medida [m/s^2]; T = Período total de exposição [s].

A aceleração compensada pode ser obtida da equação:

$$a_w = \left[\sum_i (W_i a_i)^2 \right]^{1/2} \quad (3)$$

onde W_i é o fator de compensação, a_i é a aceleração em rms.

Os pesos de compensação a serem utilizados podem ser obtidos do Quadro 1.

Quadro 1: Fatores de compensação: deslocamento vertical (W_k) e deslocamentos laterais (W_d)

Frequência [Hz]	W_k ($\times 10^3$)	W_d ($\times 10^3$)	Frequência [Hz]	W_k ($\times 10^3$)	W_d ($\times 10^3$)
1	482	1011	10	988	212
1,25	484	1008	12,5	902	161
1,6	494	968	16	768	125
2	531	890	20	638	100
2,5	631	776	25	513	80
3,15	804	642	31,5	405	63,2
4	967	512	40	314	49,4
5	1039	409	50	246	38,8
6,3	1054	323	63	186	29,5
8	1036	253	80	132	21,1

Fonte: Norma ISO 2631-1 (1997)

Enquanto que a norma BS 6841, considera o valor dose de vibração estimado ($eVDV$) e pode ser calculado pela seguinte equação:

$$eVDV = \left[(1,4a_{w(rms)})^4 t \right]^{1/4} \quad (2)$$

sendo: $eVDV$ representa o valor dose de vibração estimada [$m/s^{1,75}$], $a_{w(rms)}$ representa a aceleração compensada conforme a direção em rms (m/s^2), e t o tempo de exposição (segundos).

De acordo com a norma BS 6841 VDV s suficientemente altos podem causar severos desconfortos, dores e ferimentos. Considerando desconforto médio para VDV s na faixa de 8,5 [$m/s^{1,75}$], e para VDV s na faixa de 15 [$m/s^{1,75}$] geralmente causam desconforto considera severo.

No Quadro 2, são apresentadas a relação entre valores de aceleração rms ponderada e o nível de conforto dos passageiros considerando as normas BS 6841 (1987) e ISO 2631-1 (1997).

Quadro 1: Relação do conforto dependente da aceleração rms ponderada

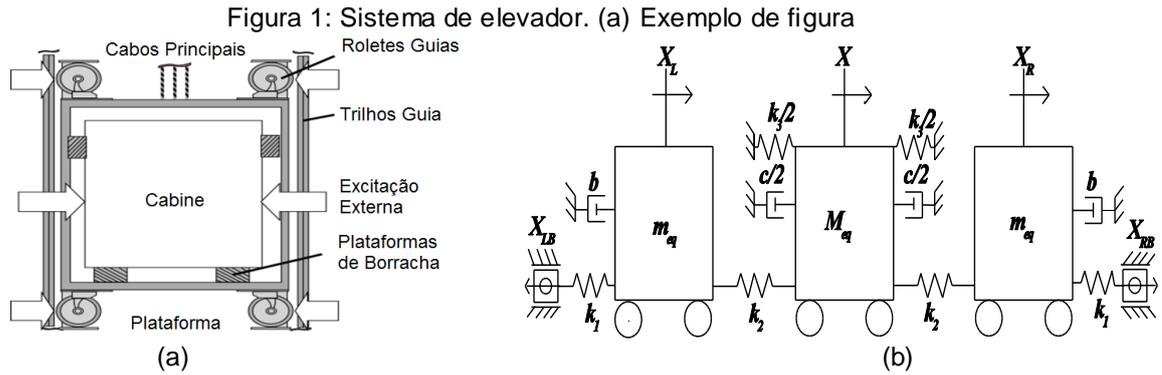
Aceleração [m/s^2] rms	Classificação
<0,315	Confortável
0,315 a 0,63	Nível de desconforto baixo
0,5 a 1	Nível de desconforto médio
0,8 a 1,6	Desconfortável
1,25 a 2,5	Muito desconfortável
> 2,0	Extremamente desconfortável

Fonte: Normas BS 6841 (1987) e ISO 2631-1 (1997)

Considerando os pesos do Quadro 1, para deslocamentos laterais W_d e a relação da aceleração ponderada no Quadro 2, é possível analisar o nível de conforto dos passageiros para diferentes velocidades do elevador e deslocamentos laterais causados pelas guias do elevador.

3. Modelo matemático

Na Figura 1, pode-se observar um diagrama esquemático do elevador de cabine e, um modelo equivalente simplificado dos movimentos horizontais do elevador.



Fonte: Santo et al. (2016)

A Figura 1(a), apresenta as guias de rolos e roletes guias e molas do sistema de suspensão, assim como a representação da excitação externa causada por desalinhamento e deformação dos roletes de guia, enquanto a Figura 1(b), apresenta um modelo equivalente do modelo (Figura 1(a))

De acordo com Santo et al. (2016) e Tusset et al. (2016) pode-se escrever as equações diferenciais que representam o modelo equivalente simplificado (Figura 1(b)):

$$\begin{aligned}
 m_{eq} \ddot{X}_L + b \dot{X}_L + (k_1 + k_2) X_L - k_2 X &= k_1 X_{LB} \\
 M_{eq} \ddot{X} + c \dot{X} + 2k_2 X + k_{3NL} X^3 - k_2 X_L - k_2 X_R &= 0 \\
 m_{eq} \ddot{X}_R + b \dot{X}_R + (k_1 + k_2) X_R - k_2 X &= k_1 X_{RB}
 \end{aligned} \tag{3}$$

sendo: M_{eq} =massa da cabina [kg]; m_{eq} =massa do sistema de suspensão [kg]; b =coeficiente de amortecimento da suspensão [Ns/m]; c =coeficiente de amortecimento da cabina [Ns/m]; k_1 =coeficiente de rigidez dos rolos guia [N/m]; k_2 =coeficiente de rigidez da suspensão [N/m]; k_3 =coeficiente de rigidez dos cabos do elevador referente ao movimento de inclinação da cabina [N/m]; X =deslocamento horizontal da cabina [m]; X_L =deslocamento do sistema de suspensão esquerdo [m]; X_R =deslocamento do sistema de suspensão à direita [m]; X_{LB} e X_{RB} = excitações externas causadas pelas deformações dos trilhos de guia.

A equação (3), também pode ser representada pelas equações diferenciais de primeira ordem: na forma de espaços de estados adimensional (SANTO et al., 2016; TUSSET et al., 2016):

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_1 &= x_2 \\
 \dot{x}_2 &= -\alpha_2 x_1 - \alpha_1 x_2 + \alpha_3 x_3 + \alpha_4 U_a \\
 \dot{x}_3 &= x_4 \\
 \dot{x}_4 &= \beta_3 x_1 - \beta_2 x_3 - \beta_5 x_3^3 - \beta_1 x_4 + \beta_4 x_5 \\
 \dot{x}_5 &= x_6 \\
 \dot{x}_6 &= \alpha_3 x_3 - \alpha_2 x_5 - \alpha_1 x_6 + \alpha_4 U_b
 \end{aligned} \tag{4}$$

sendo: $x_1 = Y_L$, $x_2 = \dot{Y}_L$, $x_3 = Y$, $x_4 = \dot{Y}$, $x_5 = Y_R$, $x_6 = \dot{Y}_R$, $\alpha_1 = \frac{b}{m}$, $\alpha_2 = \frac{(k_1 + k_2)}{m}$, $\alpha_3 = \frac{k_2}{m}$,

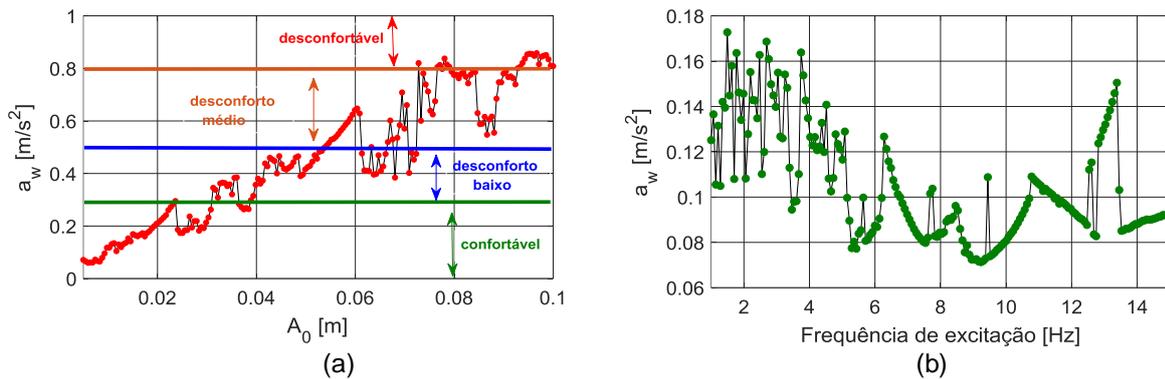
$$\alpha_4 = \frac{k_1}{m}, \beta_1 = \frac{c}{M}, \beta_2 = \frac{2k_2}{M}, \beta_3 = \frac{k_2}{M}, \beta_4 = \frac{k_2}{M}, \beta_5 = \frac{k}{M}.$$

4. Simulações numéricas

Para realizar as simulações numéricas serão considerados os parâmetros utilizados por Santo et al. (2014, 2016), Rivas et al. (2014) e López (2007): $M=1120(\text{kg})$; $m=17,5(\text{kg})$; $b=668,21(\text{N.s/m})$; $c=2058,2(\text{N.s/m})$; $k_1=250000(\text{N/m})$; $k_2=19027(\text{N/m})$; $k_3=19027(\text{N/m})$. Com excitação externa $A_0 \sin(2\pi f_{Hz})$, onde A_0 é a amplitude de excitação (m), e represente as irregularidades da guia e dos roletes de contato com a guia, f_{Hz} é a frequência de excitação (Hz), e representa a velocidade de deslocamento do elevador.

Figura 2: Variação da aceleração compensada (a_w). (a) Variação de $A_0 = [0.005 : 0.1]$ e $f_{Hz} = 5$. (b)

Variação de $f_{Hz} = [1 : 15]$ e $A_0 = 0.01$



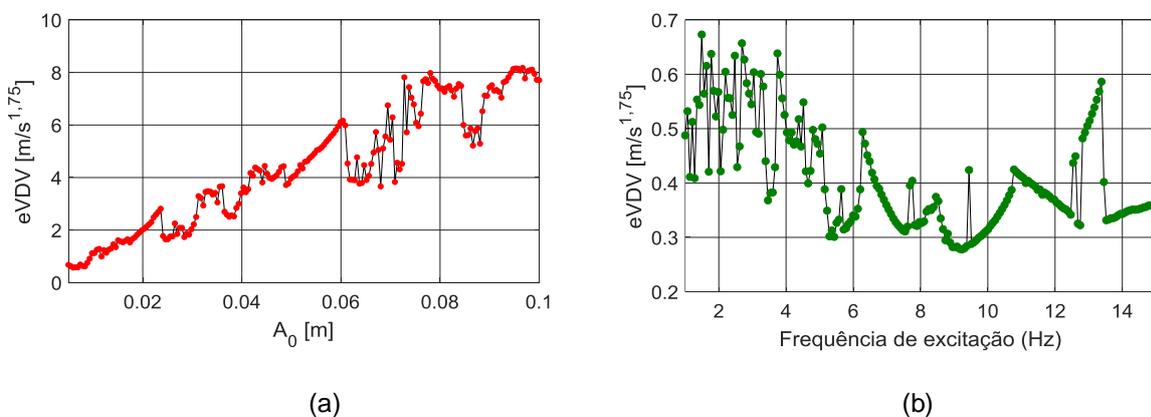
Fonte: Autoria própria (2020).

Analisando os resultados da Figura 2(a), pode-se observar que a o aumento das irregularidades das guias reduz o nível de conforto dos passageiros, também pode ser observado que o aumento da velocidade pode melhorar o conforto dos passageiros pois tira o elevador da frequência de ressonância que gera desconforto ao passageiro (Figura 2(b)).

Na Figura 3, apresentamos a análise da dose de vibração estimada $eVDV$ de acordo com norma BS 6841.

Figura 3: valor dose de vibração estimada ($eVDV$). (a) Variação de $A_0 = [0.005 : 0.1]$ e $f_{Hz} = 5$. (b)

Variação de $f_{Hz} = [1 : 15]$ e $A_0 = 0.01$



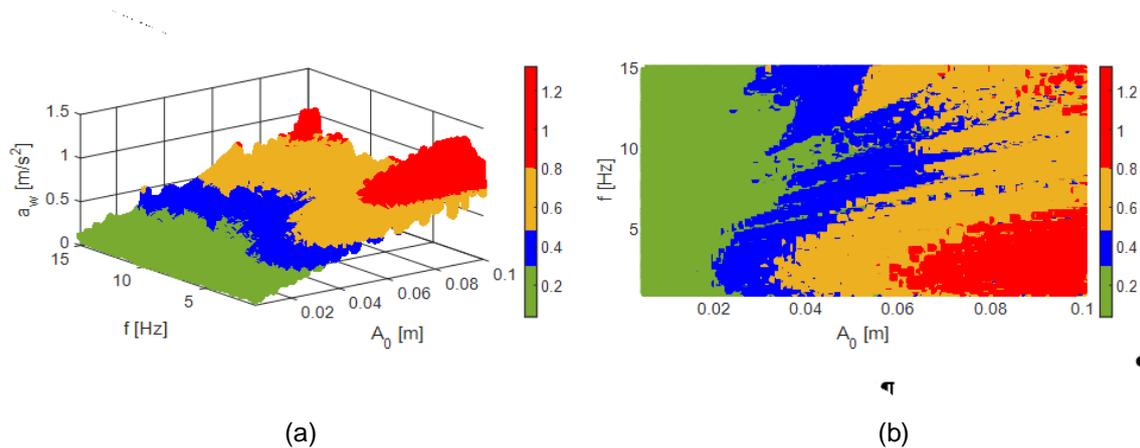
Fonte: Autoria própria (2020).

Como pode ser observado nos resultados apresentados na Figura 3, os níveis de conforto em ($eVDV$, norma BS 6841) são reduzidos conforme a amplitude das

irregularidade da guia do elevador, similar ao obtido para os níveis de conforto (a_w , ISO 2631). Mas mesmo reduzindo os níveis de conforto ainda não ultrapassou o nível de desconforto médio, que para VDV s está na faixa de $8,5 [m/s^{1,75}]$.

Na Figura 4, são apresentados os resultados da análise da variação da aceleração compensada (a_w) considerando a norma ISO 2631, e variações na velocidade do elevador e na amplitude das irregularidades da guia do elevador.

Figura 4: Variação da aceleração compensada (a_w). (a) Variação de $A_0 = [0.005 : 0.1]$ e $f_{Hz} = [1 : 15]$

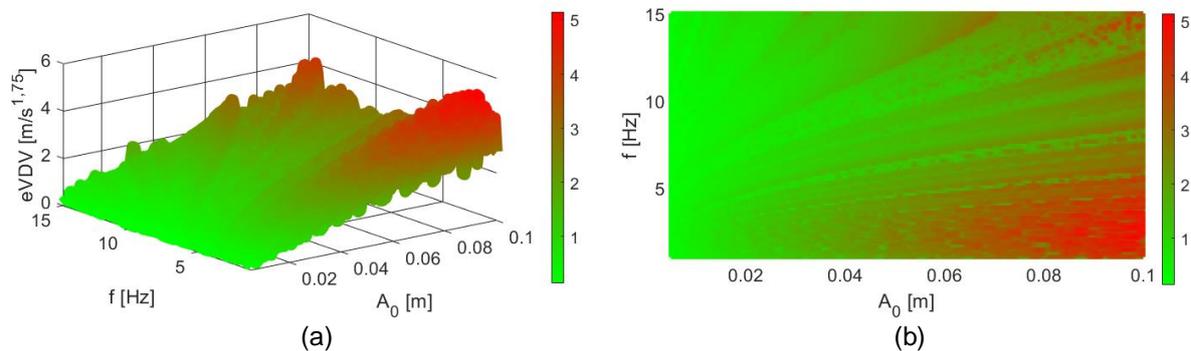


Fonte: Autoria própria (2020).

Como pode ser observado nos resultados apresentados na Figura 4, a velocidade do elevador não é o principal fator que afeta a redução de conforto dos passageiros, e sim as irregularidade nas guias ou no roletes em contato com as guias. Também pode-se observar que para os casos de irregularidade nas guias, aumentar a velocidade de deslocamento do elevador é uma alternativa para melhorar o nível de conforto dos passageiros.

Na Figura 5, são apresentados os resultados da análise da $eVDV$ para variações na velocidade do elevador e amplitude das irregularidades da guia do elevador.

Figura 5: valor dose de vibração estimada ($eVDV$). (a) Variação de $A_0 = [0.005 : 0.1]$ e $f_{Hz} = [1 : 15]$



Fonte: Autoria própria (2020).

Os resultados apresentados na Figura 5, estão de acordo com os resultados observados na Figura 3, sendo observado que os níveis de conforto em ($eVDV$, norma BS 6841) são reduzidos conforme a amplitude das irregularidade da guia do elevador aumentam, mas não ultrapassando os níveis de desconforto médio, que estão na faixa de $8,5 [m/s^{1,75}]$.

5. Conclusão

Por meio da utilização dos parâmetros obtidos experimentalmente por Rivas et al. (2010) e López (2007), para de um elevador comercial nas simulações numéricas do modelo matemático que representa o deslocamento lateral, foi possível analisar os níveis de vibração que os passageiros de elevadores de altas velocidade estão expostos.

Analisando os resultados, pode-se observar que o aumento das irregularidades das guias do elevador nos roletes de contato com a guia são os principais elementos que podem reduzir o conforto dos passageiros e para determinados níveis de irregularidades é mais indicado aumentar a velocidade do elevador.

Com a utilização dos pesos de compensação foi possível analisar de forma mais adequada os níveis de conforto tanto para a norma ISO 2631, quanto para a norma BS 6841, considerando os deslocamentos laterais do elevador. Com a utilização dos pesos, os resultados apresentados consideraram os níveis de ressonância que o corpo humano está suscetível.

Os resultados apresentados também indicam que, considerando os níveis de ressonância que causam desconforto, é possível projetar elevadores que podem se deslocar com maior velocidade sem reduzir o conforto dos passageiros, como pode ser observado nos resultados apresentados na Figura 4.

Referências

ARRASATE, X. et al. The modeling, simulation and experimental testing of the dynamic responses of an elevator system. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 42, n. 1-2, p. 258-282, Dec. 2014.

HAMDY, S. A. **Active Damping of Vibrations in Elevator Cars**. 1997. 203 f. Doctoral Thesis (Doctor of Technical Sciences) – Program at Aerospace engineering. Swiss Federal Institute of Technology Zurich, Swiss, 1997.

BRITISH STANDARD GUIDE. **BS 6841**: Measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock. London: BSI, 1987.

CHANG, C. C.; LIN, C. C.; SU, W. C.; HUANG, Y. P. Direct Output Feedback Control of High-Speed Elevator Systems. In: **PRESSURE VESSELS AND PIPING CONFERENCE**, 8., Baltimore. **Proceedings...** Baltimore: ASME, 2011.

FORTUNE, J. Mega-High Rise elevating. In: **PROCEEDINGS OF ELEVCON**, 45., 1997, Shangai, **Proceedings...** Shangai: Elevator World, 1997.

GRIFFIN, M. **HandBook of human vibration**. 1. ed. Southampton (U.K): Academic Press, 1990.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 2631**: Guide for the evaluation of human exposure to whole-body vibration, 1974.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 2631-1**: Mechanical Vibration and shock – evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part I: general requirements, 1997.

LÓPEZ S. M. R. **Desenvolvimento de um sistema de controle para suspensões ativas de elevadores de alto desempenho**. 2007. 120 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

MITSUI, N.; NARA, T. Analysis of horizontal quaking of high-speed elevators. **Hitachi Review**, v. 20, n. 8, p. 10-17, 1971.

NAI, K.; FORSYTHE, W.; GOODALL, R. M. Vibration Reduction Technics for High Speed Passengers Elevators. Proceedings of the **Third IEE Conference on Control Applications**, v. 2, n.1, p. 965-970, Aug. 1994.

NOGUCHI, N.; ARAKAWA, A.; MIYATA, K.; YOSHIMURA, T.; SHIN, S., Study on Active Vibration Control for High-Speed Elevators. **Journal of System Design and Dynamics**, v. 5, n.1, p. 164-179, Jan. 2011.

RIVAS, S. M.; SOBCZYK S.; ROLAND, M.; WILDNER, F. D.; PERONDI, E. A. Active Suspension Control of High-Performance Elevators. **Advanced Materials Research (Online)**, v. 902, n.2, p. 231-238, Feb. 2014.

SANTO, D. R.; BALTHAZAR, J. M.; TUSSET, A. M.; PICCIRILLO, V.; BRASIL, M. R. L. F. On nonlinear horizontal dynamics and vibrations control for high-speed elevators. **Journal of Vibration and Control**, v.24, n.5, p. 825-838, 2016.

SANTOS, L. C. C.; TUSSET, A. M.; JANZEN, F. C.; PICCIRILLO, V.; BALTHAZAR, J. M.; ROCHA, R. T. Fuzzy control applied in suppression of vibrations in a nonlinear lift system. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2016, Fortaleza. **Anais...Fortaleza: CONEM 2016**, 2016.

TUSSET, A. M.; SANTO, D. R.; BALTHAZAR, J. M.; PICCIRILLO, V.; SANTOS, L. C. C.; BRASIL, M. R. L. F. Active Vibration Control of an Elevator System Using Magnetorheological Damper Actuator. **International Journal of Nonlinear Dynamics and Control**, v. 1, n.1, p. 114-131, 2017.

WASSERMAN, D. E. **Human aspects of occupational vibration**. U.S.A: Elsevier Science Publishers B. V., 1987.