

ANÁLISE DINÂMICA DE UM MECANISMO PARALELO APLICADO COMO ATENUADOR DE VIBRAÇÕES

Bruno Oliveira Mica ¹; Fernando Malvezzi ²

¹ Aluno de Iniciação Científica da Escola de Engenharia Mauá (EEM/CEUN-IMT);

² Professor da Escola de Engenharia Mauá (EEM/CEUN-IMT).

Resumo. *Mecanismos paralelos são cadeias cinemáticas fechadas que possuem dois ou mais graus de liberdade e suas aplicações são descobertas à medida que novos estudos são realizados. Esta classe de mecanismos tem como características elevada rigidez, precisão, altas velocidades de deslocamento e baixo peso, com potencial de aplicação em diversas áreas, como manipuladores, máquinas-ferramentas e simuladores de voo. Contudo, uma aplicação pouco explorada é o desenvolvimento de atenuadores de vibração. Esta iniciação científica tem como objetivo realizar a análise dinâmica de um mecanismo paralelo aplicado como atenuador de vibrações em uma maca de ambulância, abrangendo a aplicação de um modelo dinâmico para determinação das frequências naturais do mecanismo, bem como a influência dos seus parâmetros no valor dessas frequências. Além disso, foi avaliada a influência da variação da massa do enfermo no desempenho do mecanismo atenuador de vibrações.*

Introdução

Quando um indivíduo necessita ser transportado rapidamente a um hospital ou centro médico, normalmente são utilizadas ambulâncias, que são veículos mais pesados e menos confortáveis que automóveis de passeio, e na maioria das vezes são adaptações de veículos de transporte de carga, como furgões ou vans.

As vibrações induzidas por irregularidades no pavimento durante um trajeto de uma ambulância podem causar desconforto ou até mesmo danos ao paciente transportado. Segundo Menon (2018), a vibração tem influência na função vital do corpo humano, e pode agravar o estado clínico do paciente durante o trajeto. Indivíduos que sofreram um infarto, um acidente vascular cerebral (AVC) ou com dores e desconforto crônicos, como artrite, esclerose múltipla ou dor nas costas podem sentir um desconforto ainda maior devido a sua maior sensibilidade às vibrações (Kennedy *et al.*, 2004).

Segundo Nahvi *et al.* (2009), vibrações de até 12 Hz geram desconforto em todos os órgãos do corpo humano, ao passo que acima de 12 Hz a vibração pode causar fadiga muscular.

Lee e Hayes (2014) relatam o caso de uma mulher que sofreu ferimentos graves na coluna devido à passagem da ambulância sobre um obstáculo durante o trajeto ao hospital.

O desconforto gerado pela vibração sobre o paciente pode ser atenuado com o emprego de um mecanismo montado entre o piso da ambulância e a maca, com o intuito de se reduzir os movimentos da maca gerados pela vibração do piso.

Nesse sentido, Henderson propôs um atenuador de vibração para macas de ambulância baseado em um mecanismo e amortecedores pneumáticos. Os resultados obtidos em testes com este atenuador instalado em uma ambulância mostram que o sistema é capaz de reduzir os valores da raiz do valor quadrático médio (RMS - *root mean square*) da aceleração vertical em até 60% em comparação com uma maca de ambulância convencional que não está equipada com um atenuador de vibração (Henderson, 1997). Raemaekers, por sua vez, propôs um isolador de vibração de um grau de liberdade para uma maca de ambulância. Os resultados das simulações numéricas de comportamento dinâmico mostraram que o sistema, mesmo em uma condição passiva, fornece um isolamento de vibração capaz de reduzir em até 5 vezes os picos da aceleração vertical em comparação com uma maca de ambulância convencional. Já na

configuração ativa, esta redução pode ser de até 30 vezes. A análise de vibrações considerou como métrica a aceleração vertical a que o paciente está sujeito quando uma ambulância se move através de lombadas e irregularidades aleatórias na estrada (Raemaekers, 2009).

No que diz respeito aos isoladores de vibração em geral, vários tipos têm sido desenvolvidos, como os isoladores anti-ressonantes do tipo alavanca (*lever-type vibration isolator*) e os isoladores de rigidez quase-zero (*quase-zero stiffness*).

Os isoladores anti-ressonantes do tipo alavanca consistem em uma combinação massa-mola para gerar uma frequência anti-ressonante no sistema, conforme mostrado na Figura 1. Yan *et al.* estudaram a influência dos parâmetros de um isolador de vibração do tipo alavanca no desempenho do isolamento de vibração (Yan, 2021). Zang *et al.* (2018) mostram que um dissipador de energia passivo não linear do tipo alavanca é capaz de reduzir a vibração quando comparado a um dissipador de energia não linear convencional. A transmissibilidade foi escolhida para avaliar a redução da vibração oferecida pelo dissipador sob excitação harmônica.

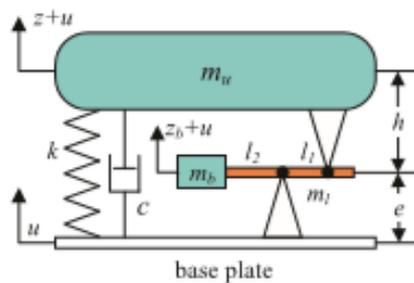


Figura 1- Isolador de vibração do tipo alavanca (Yan, 2021)

Com relação a sistemas sujeitos a baixas frequências de excitação, os isoladores de vibração com rigidez quase nula são bastante empregados, pois possuem reduzida frequência de ressonância. Contudo, esses isoladores possuem espaço de trabalho reduzido e capacidade de carga limitada. Para atenuar esses problemas, Yan *et al.* (2020) propuseram um mecanismo de três elos, com rigidez quase nula e com amplitude de deslocamento elevada.

Com relação aos mecanismos de estrutura cinemática paralela, o hexápode de 6 graus de liberdade, conhecido como plataforma de Stewart-Gough, é provavelmente o mais conhecido dos mecanismos por já ter sido considerado um mecanismo universal devido sua modularidade e capacidade de executar qualquer movimento no espaço tridimensional. Entretanto, com o tempo notou-se que esse mecanismo possuía diversas limitações que o tornava não prático para ser aplicado em máquinas reais. Visando contornar essas limitações começou-se a procurar mecanismos alternativos com menos de 6 graus de liberdade, havendo um incremento nas últimas três décadas de estudos visando explorar esse tipo de mecanismo alternativo (Meng *et al.*, 2015).

Independentemente do número de graus de liberdade, esta classe de mecanismos tem como características elevada rigidez, precisão, altas velocidades de deslocamento e baixo peso. Esses atributos levaram pesquisadores a estudar o potencial de aplicação destes mecanismos em diversas áreas, como manipuladores, máquinas-ferramentas e simuladores de voo (Bharadwaj *et al.*, 2020). Contudo, uma aplicação pouco explorada é o desenvolvimento de atenuadores de vibração para macas de ambulâncias.

Dando continuidade aos trabalhos de iniciação científica realizados em 2019 por Luana Marques Nobrega e Silva (Marques *et al.*, 2020), e em 2020, por Luiz Gustavo Urbano, este trabalho de Iniciação Científica tem como objetivo realizar a análise dinâmica de um mecanismo paralelo aplicado como atenuador de vibrações em macas de ambulância. A partir da aplicação de modelos desenvolvidos, foram determinadas as frequências naturais do

mecanismo, bem como a influência dos seus parâmetros no valor dessas frequências. Além disso, foi avaliada a influência da variação da massa do enfermo no desempenho do mecanismo como atenuador de vibrações.

Material e Métodos

A primeira etapa do método empregado nesta pesquisa consistiu de uma pesquisa bibliográfica para levantamento de trabalhos sobre mecanismos paralelos e atenuadores de vibrações para macas de ambulância. As etapas seguintes da metodologia para alcançar os objetivos desta pesquisa compreenderam a elaboração de um modelo dinâmico para determinação das frequências naturais do mecanismo em torno da posição de equilíbrio da maca e uma avaliação da influência dos parâmetros do mecanismo nessas frequências. Além disso, a influência da variação da massa do enfermo no desempenho do mecanismo como atenuador de vibrações foi avaliada.

A modelagem dinâmica foi desenvolvida a partir do método de elementos finitos, considerando-se a flexibilidade dos elos dos mecanismos.

A equação da dinâmica do mecanismo é determinada pela equação:

$$\mathbf{M}\ddot{\boldsymbol{\delta}} + \mathbf{C}\dot{\boldsymbol{\delta}} + \mathbf{K}\boldsymbol{\delta} = \mathbf{f} \quad (1)$$

Sendo \mathbf{M} , \mathbf{C} e \mathbf{K} as matrizes de massa, de amortecimento e de rigidez, respectivamente. Os vetores \mathbf{f} e $\boldsymbol{\delta}$ são as forças e deslocamentos nodais, respectivamente. A matriz de massa empregada na equação (1) é obtida por:

$$\mathbf{M} = \int_V \rho \mathbf{N}^T \mathbf{N} dV \quad (2)$$

Sendo \mathbf{N} a matriz que relaciona os deslocamentos no interior do elemento em função dos deslocamentos nodais, $\boldsymbol{\delta}$. E a matriz de rigidez \mathbf{K} da equação (1) é determinada por:

$$\mathbf{K} = \int_V \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} dV \quad (3)$$

A matriz \mathbf{B} relaciona as deformações do elemento com os deslocamentos nodais. No sistema local de coordenadas, a matriz \mathbf{K} é determinada por:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \frac{EA}{\ell} & 0 & 0 & -\frac{EA}{\ell} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI}{\ell^3} & \frac{6EI}{\ell^2} & 0 & -\frac{12EI}{\ell^3} & \frac{6EI}{\ell^2} \\ 0 & \frac{6EI}{\ell^2} & \frac{4EA}{\ell} & 0 & -\frac{6EI}{\ell^2} & \frac{2EA}{\ell} \\ -\frac{EA}{\ell} & 0 & 0 & \frac{EA}{\ell} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI}{\ell^3} & -\frac{6EI}{\ell^2} & 0 & \frac{12EI}{\ell^3} & -\frac{6EI}{\ell^2} \\ 0 & \frac{6EI}{\ell^2} & \frac{2EA}{\ell} & 0 & -\frac{6EI}{\ell^2} & \frac{4EA}{\ell} \end{bmatrix} \quad (4)$$

A matriz de rigidez no sistema global, \mathbf{K}_g , é obtida por:

$$\mathbf{K}_g = \mathbf{L}^T \mathbf{K} \mathbf{L} \quad (5)$$

Sendo \mathbf{L} a matriz de transformação do sistema de coordenadas global para o sistema local:

$$\mathbf{L} = \begin{bmatrix} c\gamma & s\gamma & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -s\gamma & c\gamma & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c\gamma & s\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -s\gamma & c\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

Sendo γ a orientação do referencial solidário à maca em relação ao referencial solidário ao piso da ambulância. As frequências naturais não amortecidas do mecanismo foram obtidas resolvendo-se o problema de autovalor e autovetor, conforme equação (7).

$$(\mathbf{K}_x - \Omega^2 \mathbf{M}_x) \boldsymbol{\phi} = \mathbf{0} \quad (7)$$

Sendo Ω a frequência natural do mecanismo e $\boldsymbol{\phi}$ o autovetor associado a ela.

A transmissibilidade de deslocamentos, relativa ao movimento de *bounce*, foi obtida pela razão entre o deslocamento vertical de um ponto no órgão terminal e de outro ponto na base, sendo determinada pela equação (8).

$$T_r = \left| \frac{\delta_G}{\delta_b} \right| \quad (8)$$

Sendo δ_G e δ_b os deslocamentos verticais do baricentro do órgão terminal e de sua projeção na base do mecanismo, respectivamente.

A transmissibilidade relativa ao movimento de *pitch* foi determinada pela razão entre as amplitudes dos deslocamentos angulares da maca e o do piso da ambulância.

Foi implementado um algoritmo com o programa Matlab para determinação da frequência natural e da transmissibilidade¹.

As Figuras 2-a e 2-b apresentam, respectivamente, um desenho esquemático e o diagrama cinemático do mecanismo 2RRR (nesta representação de mecanismos paralelos R representam as juntas de rotação que conectam os elos e o algarismo 2 as duas cadeias cinemáticas idênticas RRR).

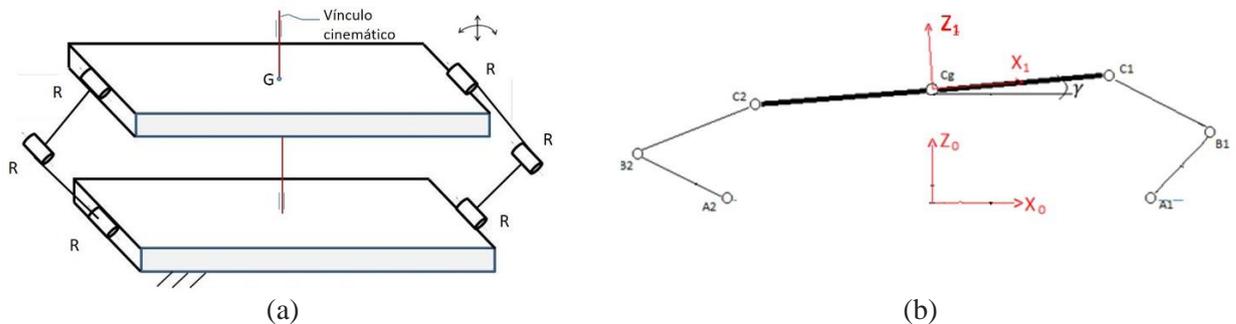


Figura 2 - Mecanismo 2RRR: (a) desenho esquemático; (b) diagrama cinemático com os referenciais móvel ($X_1 Y_1 Z_1$) e inercial ($X_0 Y_0 Z_0$)

A Tabela 1 mostra os valores dos parâmetros do mecanismo empregados nas simulações.

¹ O desenvolvimento do equacionamento da metodologia apresentada na seção “Material e Métodos”, bem como a implementação dos algoritmos com o programa Matlab foi desenvolvido pelo grupo de pesquisa do trabalho “Contribuições à síntese paramétrica de mecanismos paralelos” (processo FAPESP No 2018/12087-7).

Tabela 1 – Nomenclatura e valores dos parâmetros do mecanismo utilizados nas simulações

Segmento	Nomenclatura	Dimensões (mm)
$\overline{C_1C_2}$	Comprimento da base da maca	1800
$\overline{A_1A_2}$	Comprimento da base	2000
$\overline{A_lB_l}$	Comprimento da haste inferior	200
$\overline{B_lC_l}$	Comprimento da haste superior	300

Duas avaliações foram realizadas com a aplicação do modelo dinâmico apresentado nesta seção de Material e Método e com os parâmetros do mecanismo mostrados na Tabela 1.

Na primeira, foi estudada a influência dos parâmetros de rigidez e amortecimento tanto no pico como na média quadrática (RMS) da amplitude de transmissibilidade do movimento vertical do CG da maca. Os intervalos de variação de rigidez (K) e amortecimento (C) considerado nas simulações foram definidos com base em outras avaliações realizadas pelo grupo de pesquisa citado na nota de rodapé número 1 (Malvezzi *et al.*, 2021), a saber:

$$200 \leq K \leq 400 \text{ N.m/rad}$$

$$50 \leq C \leq 300 \text{ N.m.s/rad}$$

É importante ressaltar que tanto a mola à torção como o amortecedor rotativo estão instalados junto à base da baca, nas juntas de rotação A_1 e A_2 (figura 1-b). O valor da massa da maca empregada nas simulações é de 25 kg, definida com base em macas de ambulância comerciais (MarcaMédica, 2021).

Nas simulações dinâmicas foram consideradas três massas distintas para o enfermo, com o intuito de se avaliar a influência da variação da massa do paciente no desempenho do mecanismo para atenuar de vibrações. Os valores das massas foram definidos conforme a norma técnica ABNT NBR 6068:2015. Os valores dessa norma são compostos pela massa corporal mais uma vestimenta normal, subentendida como aquela normalmente utilizada para temperatura ambiente entre 20°C a 30°C (ABNT, 2015).

Foram realizadas simulações com três massas diferentes:

- 41kg, menor peso para mulheres;
- 70 kg, média geral do peso entre homens e mulheres;
- 113 kg, maior peso para homens.

Os valores supracitados abrangem um intervalo entre os percentis 1 e 99 da população brasileira.

Resultados e Discussão

As Tabelas 2, 3 e 4 apresentam os valores de pico e RMS da amplitude dos deslocamentos da maca para as massas de 66 kg, 95 kg e 138 kg, respectivamente. Além disso, são apresentadas as frequências naturais do mecanismo referentes ao 1° e ao 2° modo de vibrar.

Tabela 2 - Resultados das simulações (Massa da maca com o enfermo igual a 66 kg)

Parâmetros	Simulações				
	1	2	3	4	5
K [N.m/rad]	200	400	200	400	300
C [N.m.s/rad]	50	300	300	50	175
Resultados					
Pico Transm. <i>Bounce</i>	1,3038	1,0260	1,0137	1,5210	1,0525
RMS Transm. <i>Bounce</i>	0,3752	0,6809	0,6744	0,4396	0,5530
Pico Transm. <i>Pitch</i>	1,2288	1,0957	1,0904	1,3400	1,1075
RMS Transm. <i>Pitch</i>	0,5730	0,9763	0,9718	0,6245	0,8565
Frequência 1° modo	0,8411	1,1891	0,8411	1,1891	1,0299
Frequência 2° modo	1,3972	1,9754	1,3972	1,9754	1,7110

Tabela 3 - Resultados das simulações (Massa da maca com o enfermo igual a 95 kg)

Parâmetros	Simulações				
	1	2	3	4	5
K [N.m/rad]	200	400	200	400	300
C [N.m.s/rad]	50	300	300	50	175
Resultados					
Pico Transm. <i>Bounce</i>	1,3545	1,0310	1,0164	1,6037	1,0623
RMS Transm. <i>Bounce</i>	0,3543	0,6321	0,6251	0,4219	0,5108
Pico Transm. <i>Pitch</i>	1,2548	1,0979	1,0915	1,3842	1,1121
RMS Transm. <i>Pitch</i>	0,5332	0,9364	0,9314	0,5882	0,8050
Frequência 1° modo	0,7626	1,0781	0,7626	1,0781	0,9338
Frequência 2° modo	1,2646	1,7879	1,2646	1,7879	1,5486

Tabela 4 - Resultados das simulações (Massa da maca com o enfermo igual a 138 kg)

Parâmetros	Simulações				
	1	2	3	4	5
K [N.m/rad]	200	400	200	400	300
C [N.m.s/rad]	50	300	300	50	175
Resultados					
Pico Transm. <i>Bounce</i>	1,4252	1,0383	1,0203	1,7181	1,0763
RMS Transm. <i>Bounce</i>	0,3326	0,5758	0,5682	0,4039	0,4640
Pico Transm. <i>Pitch</i>	1,2915	1,1012	1,0933	1,4460	1,1186
RMS Transm. <i>Pitch</i>	0,4903	0,8808	0,8753	0,5496	0,7417
Frequência 1° modo	0,6783	0,9589	0,6783	0,9589	0,8306
Frequência 2° modo	1,1230	1,5877	1,1230	1,5877	1,3752

Com o intuito de ilustrar a influência do amortecimento na amplitude da transmissibilidade dos deslocamentos, as Figuras 3, 4 e 5 apresentam os gráficos da transmissibilidade do movimento de *bounce* para as massas de 66 kg, 95 kg e 138 kg, respectivamente. A rigidez das molas torcionais considerada nas simulações que geraram estes

gráficos é de 300 N.m/rad, valor médio desse parâmetro. Foram considerados quatro valores de amortecimento no intervalo entre 50 e 300 M.m.s/rad.

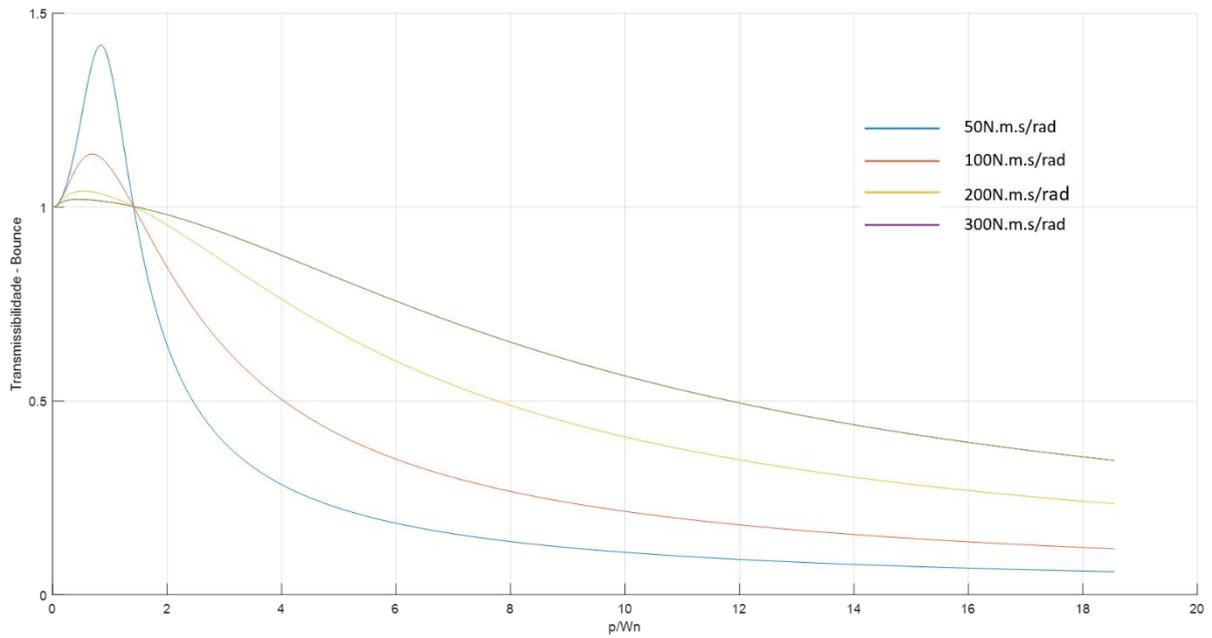


Figura 3 - Gráfico da transmissibilidade de deslocamentos (Massa da maca com o enfermo de 66 kg)

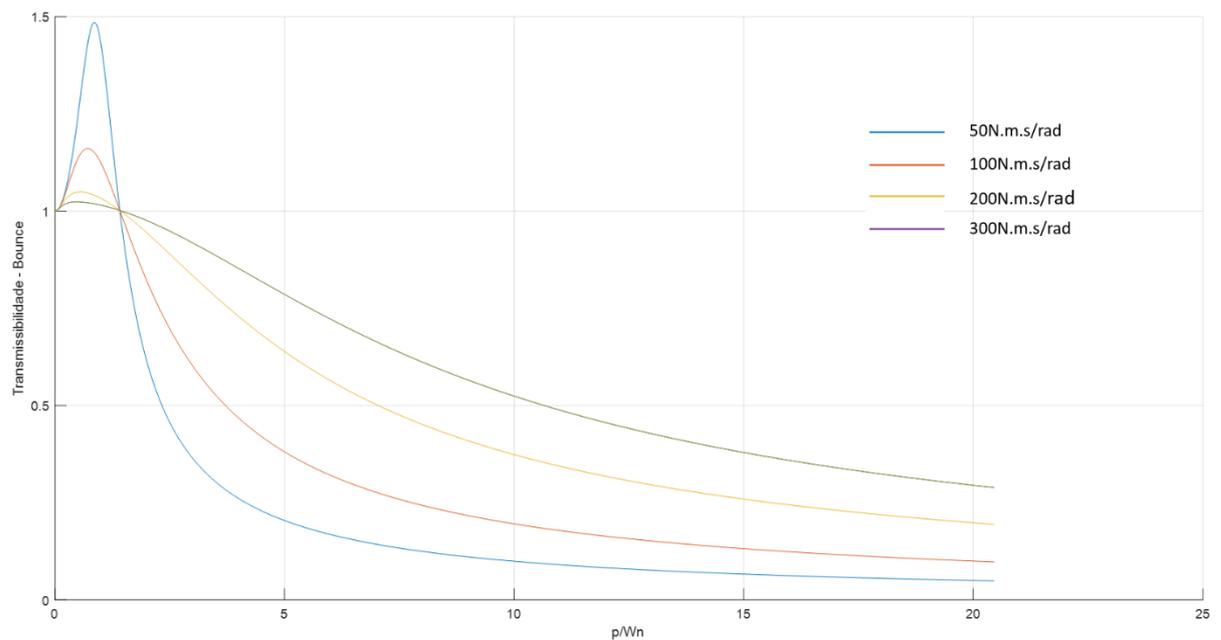


Figura 4 - Gráfico da transmissibilidade de deslocamentos (Massa da maca com o enfermo de 95 kg)

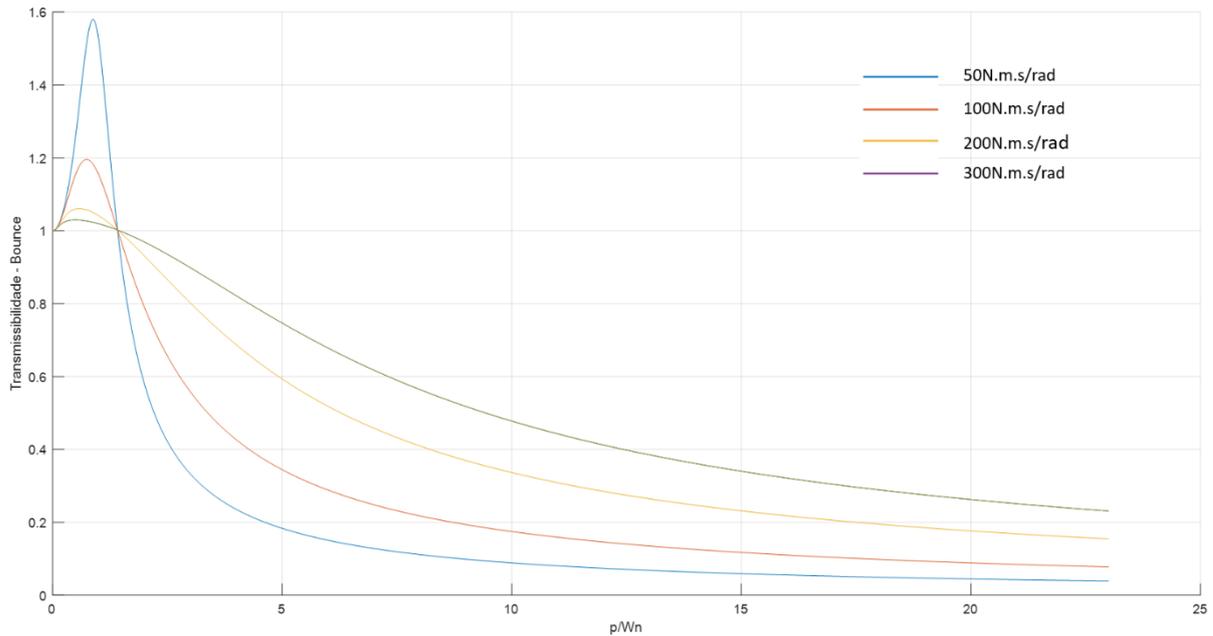


Figura 5 - Gráfico da transmissibilidade de deslocamentos (Massa da maca com o enfermo de 138 kg)

Nota-se pelas Tabelas de 2 a 4 e pelas Figuras de 3 a 5 que ao aumentar o valor do amortecimento há redução no pico da transmissibilidade, tanto para o movimento de *bounce* como para o de *pitch*. A RMS, por sua vez, atinge valores menores quando o amortecimento é reduzido. Esses resultados são condizentes com aqueles apresentados por Yan *et al.* (2020).

A amplitude da transmissibilidade de deslocamentos mostrou ser uma métrica adequada para avaliar o desempenho do mecanismo como atenuador de vibrações, sendo bastante empregada em trabalhos relacionados à avaliação do desempenho de atenuadores de vibrações, como no trabalho de Yan *et al.* (2020).

Conclusões

A partir dos resultados apresentados neste trabalho, verifica-se que o mecanismo para atenuar vibrações de macas de ambulância tem potencial para trazer benefícios para o conforto do enfermo durante o transporte. Essa conclusão é verificada com base na redução tanto da RMS quanto do pico da amplitude da transmissibilidade de deslocamentos, tanto para o movimento de *bounce* como o de *pitch*, para uma ampla faixa de frequências de excitação a que o piso da ambulância pode estar sujeito. Vale ressaltar que a transmissibilidade de deslocamentos e o modelo dinâmico empregado mostraram-se adequados para avaliar o desempenho do mecanismo como atenuador de vibrações.

Os resultados obtidos com este trabalho servirão como referência para implementação de uma otimização paramétrica, com o intuito de se encontrar os parâmetros do mecanismo que minimizem a transmissibilidade de deslocamentos.

Referências Bibliográficas

- ABNT NBR 6068:2015 (2015) *Associação Brasileira de Normas Técnicas*. Veículos rodoviários – Massas e dimensões de adultos.
- Henderson, R.J. (1997) *A Low Frequency Pneumatic Suspension for an Ambulance Stretcher* PhD thesis. University of Canterbury Christchurch, Nova Zelândia.
- Kennedy, J.; Oakley, C.; Sumon, S., Parry, I., Wilkinson, E., & Brown, J. (2004). *Impact of road humps on vehicles and their occupants*. Prepared for Charging and Local Transport Division, TRL Report TRL614.
- Lee, E.L.; Hayes, W.C. (2014) Occupant accelerations and injury potential during an ambulance-to-curb impact, *Forensic Science International* **237**, e6–e10.
- Malvezzi, F.; Orsino R. M. M.; Stavropoulos K. D. (2021) Parameter optimization for a vibration attenuation system on ambulance stretchers. *Vibroengineering PROCEDIA*, **37**, 36-41. <https://doi.org/10.21595/vp.2021.21994>.
- MarcaMédica (2021) Empresa distribuidora de equipamentos e insumos na área da saúde. Informações sobre a Maca Retrátil para Ambulância MC350. Disponível em: <https://www.marcamedica.com.br/>. Acesso em 27 de setembro de 2021.
- Marques, L.; Malvezzi, F.; Stavropoulos, K. D. (2020) Analysis of movements and degrees of freedom required for a vibration attenuation system on ambulance stretchers. *Vibroengineering PROCEDIA*, **32**, 81-86. <https://doi.org/10.21595/vp.2020.21330>.
- Meng, W.; Liu Q.; Zhou, Z.; Ai, Q.; Sheng B.; Xie, S. (2015) Recent development of mechanisms and control strategies for robot-assisted lower limb rehabilitation. *Mechatronics*, **31**, 132-145.
- Menon, V. A. (2018). *Product Development Approach For a Stabilized Ambulance Stretcher*. Master's thesis, Instituto Superior de Engenharia do Porto, Porto, Portugal.
- Nahvi, H.; Fouladi, M. H.; Nor, M. J. M. (2009) Evaluation of Whole-Body Vibration and Ride Comfort in a Passenger Car, *International Journal of Acoustics and Vibrations*, **14**, 143-149.
- Raemaekers, A.J.M. (2009). *Active vibration isolator design for ambulance patients*. Master's thesis. Eindhoven University of Technology, Eindhoven.
- Yan, G.; Zou, H. X.; Wang, S.; Zhao, L. C.; Gao, Q. H.; Tan, T.; Zhang, W. M. (2020) Large stroke quasi-zero stiffness vibration isolator using three-link mechanism, *Journal of Sound and Vibration*, **478**, 115344.
- Bo, Y.; Zhihao, W.; Hongye, M.; Huihuang, B.; Ke, W.; Chuanyu, W. (2021) A novel lever-type vibration isolator with eddy current damping, *Journal of Sound and Vibration*, **494**, 115862, ISSN 0022-460X, <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2020.115862>.
- Jian, Z.; Tian-Chen, Y.; Ze-Qi, L.; Ye-Wei, Z.; Hu, D.; Li-Qun, C. (2018) A lever-type nonlinear energy sink, *Journal of Sound and Vibration*, **437**, 119-134, <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2018.08.058>.