

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

IMPLEMENTAÇÃO DE ENSAIOS DE TRANSMISSIBILIDADE EM UMA BANCADA
EXPERIMENTAL

por

Augusto Pierdoná Milani

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, Novembro de 2018.

IMPLEMENTAÇÃO DE ENSAIOS DE TRANSMISSIBILIDADE EM UMA BANCADA
EXPERIMENTAL

por

Augusto Pierdoná Milani

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
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Profa. Thamy Cristina Hayashi
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Daniel Milbrath de Leon

Comissão de Avaliação:

Prof. Daniel Milbrath de Leon

Prof. Leticia F. F. Miguel

Prof. Edson Hikaro Aseka

Porto Alegre, Novembro de 2018.

AGRADECIMENTOS

Meus sinceros agradecimentos a todas as pessoas que contribuíram de maneira direta ou indireta para a realização desse trabalho.

Ao meu orientador, Prof. Daniel Milbrath de Leon por estar sempre disposto e disponível a ajudar, estando sempre presente na realização de ensaios e montagem, além da facilidade para entrar em contato, do constante fornecimento de material e da disponibilidade de tempo, atenção e paciência ao longo de todo o trabalho.

Ao técnico do GMAp Rodrigo Rodrigues De Barros pela ajuda nos testes e montagem da bancada.

Também, agradeço ao Raul Mandadori pelo desenvolvimento e projeto da bancada, assim como a engenheira Greice M. de Amorim pelo estudo e aprimoramento dos amortecedores em seus testes realizados previamente.

Por fim, um agradecimento em especial à minha família e companheira pelo apoio e suporte constante ao longo desse trabalho e também ao longo da graduação. Sem vocês nada disso seria possível.

MILANI, A. P. **IMPLEMENTAÇÃO DE ENSAIOS DE TRANSMISSIBILIDADE EM UMA BANCADA EXPERIMENTAL**. 2018. 28 folhas Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

RESUMO

Problemas associados à vibração podem ocorrer em todo tipo de equipamento mecânico e são causados, em boa parte, pelo desbalanceamento das partes móveis. A transmissão de força gerada com o desbalanceamento para o restante da estrutura pode ser reduzida pela adição de amortecedores. A influência de dissipadores de energia é mais evidente em situações críticas como em uma região operacional próxima da ressonância. Desta forma, neste trabalho objetivou-se implementar em um sistema massa-mola-amortecedor de 1 grau de liberdade (1 GDL) a simulação situações de vibração indesejadas e estudar a influência do amortecedor na transmissibilidade do sistema. A relação adimensional entre a amplitude de vibração e de excitação teve um comportamento próximo ao previsto (teórico) em relação à razão de frequências. Assim, como os resultados experimentais representaram o sistema como esperado, o sistema pode ser utilizado em atividades que visem modelar um sistema mecânico com vibrações geradas por desbalanceamento rotativo. Assim, o resultado deste trabalho irá atuar como suporte didático para o estudo de vibrações mecânicas.

PALAVRAS-CHAVE: vibração mecânica, amortecedor, desbalanceamento rotativo, transmissibilidade.

MILANI, A. P. **IMPLEMENTATION OF TRANSMISSIBILITY TESTS ON AN EXPERIMENTAL BENCH**. 2018. 28 folhas Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

ABSTRACT

Vibration associated problems can occur in all types of mechanical equipment and are caused, for the most part, by the unbalance of the moving parts. The transmission of force generated with the unbalance to the other parts of the structure can be reduced by the addition of dampers. The influence of shock absorbers is most evident in critical situations as in an operating region close to resonance. In this work, the objective was to implement a mass-spring-damper system of 1 degree of freedom (1 DOF) simulation to undesirable vibration situations and to study the influence of the damper on the transmissibility of the system. The dimensionless relationship between the amplitude of vibration and excitation had a behavior close to that predicted (theoretical) in relation to the frequency ratio. Thus, as the experimental results represented the system as expected, the system can be used in activities that aim to model a mechanical system with vibrations generated by rotational unbalance. Thus, the result of this work will act as didactic support for the study of Mechanical Vibrations.

KEYWORDS: mechanical vibration, damper, unbalanced mass rotation, transmissibility.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Objetivos do trabalho.....	1
1.1.1. Objetivos Específicos.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
2.1. Fundamentação Teórica.....	2
3. METODOLOGIA.....	7
3.1. Técnica para vibração livre.....	9
3.2. Técnica para vibração forçada - desbalanceamento rotativo e transmissão	10
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	11
5. CONCLUSÃO.....	13
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	14
APÊNDICE I – Representação realizada no Working Model do sistema estudado e sua transformação para um modelo de 1 GDL.....	16
APÊNDICE II – Código do MATLAB utilizado com pontos coletados nas medições. ..	17
APÊNDICE III – Resposta do osciloscópio a medição de amplitudes para vibração forçada. A curva apresentada em cima representa o braço inferior e embaixo o superior.....	19
ANEXO I – Erros associados à instrumentação utilizada (segundo manuais).....	20

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1- Movimentos Oscilatórios da Base (MEIROVITCH, 2001).....	2
Figura 2.2- Transformação das massas (a) e uma massa equivalente (b) (Adaptado de RAO, 2011).....	3
Figura 2.3- Esquema de um amortecedor (Adaptado de INMAN, 2007).....	5
Figura 2.4- Comportamento de Transmissibilidade. (a) Variação de X/Y com a razão r e (b) Variação de $\frac{F}{kY}$ com a razão r	6
Figura 3.1- Bancada de Testes Inicial: (a) mola, (b) motor, (c) volante, (d) osciloscópio, (e) massa desbalanceada, (f) braço intercambiável, (g) suporte para amortecedor, (h) laser, (i) massa disco.....	7
Figura 3.2- Exemplo de uma das medições obtidas no experimento.....	8
Figura 3.3- Amortecedores viscosos.	9
Figura 3.4- Máquina de ensaios universais.....	9
Figura 3.5- Oscilações obtidas com o auxílio do osciloscópio.	10
Figura 4.1- Vibração Livre no osciloscópio: (a) Sem amortecedor e (b) Com Amortecedor.....	12
Figura 4.2- Comparação de transmissibilidade para os dois testes.....	13
Figura 4.3- Disposição dos pontos medidos, “x” representa os pontos recolhidos para $\zeta = 0,007$ e “o” para $\zeta = 0,056$	13
Figura A1- Modelo do Sistema desenhado.....	16
Figura A2- Modelo do sistema transformado em 1 GDL.....	16
Figura A3- Resposta do osciloscópio para $\omega = 700$ RPM, sem Amortecedor.....	19
Figura A4- Resposta do osciloscópio para $\omega = 660$ RPM, próximo à ressonância, sem Amortecedor	19
Figura A5- Resposta do osciloscópio para $\omega = 670$ RPM, com Amortecedor.....	19

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1- Massa dos componentes do sistema.....	8
Tabela 4.1- Coeficiente de amortecimento.....	12

1. INTRODUÇÃO

Na maioria das vezes, a vibração é um fenômeno indesejável, pois prejudica o rendimento de sistemas mecânicos, levando ao desgaste e perda de eficiência. Por conseguinte, a maioria dos estudos em vibração mecânica normalmente se concentra em formas de reduzir as amplitudes de vibração e seus efeitos.

Equipamentos mecânicos, independentemente do porte, frequentemente têm problemas de vibração principalmente devido ao desbalanceamento das partes móveis. Este efeito, simulado experimentalmente no presente trabalho, pode ocorrer devido a falhas de projeto, erro na fabricação ou por conta do desgaste dos componentes. Em sistemas dinâmicos, o desbalanceamento gera uma força aplicada harmonicamente que é indesejada. O efeito dessa força normalmente é transmitido para outras partes da estrutura, até mesmo amplificando o seu valor, o que leva ao aumento do deslocamento dos componentes envolvidos, caracterizando o fenômeno chamado transmissibilidade.

O fenômeno de ressonância ocorre quando a frequência natural de vibração de um sistema coincide com a frequência da excitação externa. Em valores próximos a essas frequências, os efeitos de transmissibilidade são ainda mais amplificados em termos de vibração. A ressonância é o principal fenômeno relacionado a problemas causados por vibrações, pois provoca amplitudes de vibrações muito elevadas, podendo levar ao colapso.

1.1. Objetivos do trabalho

O objetivo desse trabalho é implementar em um sistema massa-mola-amortecedor de 1 grau de liberdade (1 GDL) o estudo da transmissibilidade para estudar a influencia do amortecedor na amplitude de vibração indesejada. Também é escopo desse trabalho comparar os resultados experimentais com a teoria.

1.1.1. Objetivos Específicos

Criar um método eficiente para que se possa testar experimentalmente o efeito do amortecimento no fenômeno de transmissibilidade. Dessa maneira a metodologia pode ser aplicada sistematicamente na disciplina de Vibrações Mecânicas.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em um sistema vibratório amortecido, a presença de dissipadores faz com que sempre haja perda de energia. Esta energia pode ser dissipada como calor, atrito ou transmitida como som. A consequência do amortecimento em vibração livre é a queda sucessiva da amplitude ao longo dos ciclos, para um sistema sub-amortecido (RAO, 2011). Em vibração forçada, a perda de energia causada pelo amortecimento é compensada pela energia fornecida pela fonte de excitação. No entanto, todos os sistemas vibratórios possuem um amortecimento estrutural. Em muitos casos, este amortecimento pode ser negligenciado, simplificando a análise do sistema. Porém, quando não é possível assumir um sistema não amortecido, a influência desse amortecimento na frequência natural do sistema deve ser considerada.

Além disso, o amortecimento é de extrema importância na determinação do comportamento de sistemas em vibração transiente (INMAN, 2007). Nestes casos, este efeito deve ser incluído no modelo para prever o comportamento dinâmico do

sistema. Dissipadores passivos de energia podem ser utilizados para absorver energia e diminuir assim a amplitude de vibração.

O desbalanceamento rotativo ocorre quando o centro de massa do rotor não coincide com o eixo de rotação (RAO, 2011), podendo ocorrer em qualquer máquina rotativa; como turbinas, bombas de palhetas e motores elétricos. A vibração gerada pela força de um motor, por exemplo, pode ser transmitida para o resto da estrutura do equipamento.

Na monografia (AMORIM, 2006) o desbalanceamento rotativo de um motor utilizado em uma bancada de medição origina uma força, que conseqüentemente causa uma vibração da estrutura na localização em que o motor está acoplado.

Frequentemente, essa vibração pode ser modelada como uma excitação harmônica a partir de uma base que tem um deslocamento $y(t)$. A Figura 2.1 exemplifica esse modelo. O deslocamento $x(t)$ é o deslocamento da estrutura superior que é afetado pela oscilação da base (MEIROVITCH, 2001).

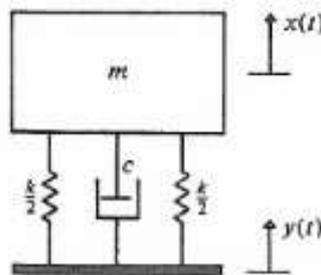


Figura 2.1- Movimentos Oscilatórios da Base (MEIROVITCH, 2001).

O sistema de suspensão automotivo pode ser considerado, por exemplo, excitado harmonicamente pela estrada. Também em outros sistemas, como a estrutura de borracha entre o quadro e o motor de um automóvel ou a separação entre a asa e o corpo de um avião, considera-se a oscilação da base na análise vibracional. O seu deslocamento transmite uma força para a massa equivalente do sistema, influenciando a resposta dinâmica (INMAN, 2007).

Dessa forma, são revisadas as teorias de vibração livre, forçada, desbalanceamento rotativo, transmissibilidade e fundamentados os conceitos e relações para determinação de propriedades vibracionais de diferentes sistemas (conteúdo da disciplina Vibrações I).

2.1. Fundamentação Teórica

A frequência natural de um sistema é a frequência na qual um sistema vibra em resposta a um distúrbio, livre de forças externas (AHMED; WAN BADARUZZAMAN, 2011). A frequência natural (ω_n), em rad/s, é dada por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.1)$$

onde k é a constante elástica (N/m), e m , a massa (kg).

A frequência natural (f_n), expressa em Hz, é determinada pela seguinte equação:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.2)$$

na qual a frequência natural é dada pela quantidade de ciclos por segundo do sistema em vibração livre – ocorre quando o distúrbio inicial não persiste durante o movimento vibratório.

Até um determinado valor de força aplicada a uma mola que não ultrapasse o limite elástico do material, a força aplicada (N) e a deformação da mola possuem uma relação linear (Lei de Hooke). Desta forma, a constante elástica (k) pode ser determinada a partir da seguinte equação:

$$F = kx \quad (2.3)$$

onde x é a deflexão da mola (m).

Para transformar um sistema físico em um modelo de 1 GDL é necessário determinar massa, rigidez e amortecimento equivalentes. A partir da equação de energia cinética de um sistema composto por várias massas conectadas por uma barra rígida, é possível determinar a massa equivalente em qualquer ponto da barra. Considerando pequenos deslocamentos angulares, segundo (RAO, 2011), a massa equivalente do sistema (m_{eq}) pode ser obtida utilizando a seguinte equação:

$$m_{eq} = m_1 + \sum_{i=2}^n m_i \left(\frac{l_i}{l_1}\right)^2 \quad (2.4)$$

onde m_1 (kg) é a massa original no ponto onde será medido o deslocamento do GDL, que está a uma distância l_1 (m) da articulação– deslocamento de referência, o qual se assume que seja igual ao deslocamento da massa equivalente, conforme apresentado na Figura 2.2, e m_i (kg) são as demais massas com i de 2 a n dispostas sobre a barra articulada com deslocamentos l_i (m).

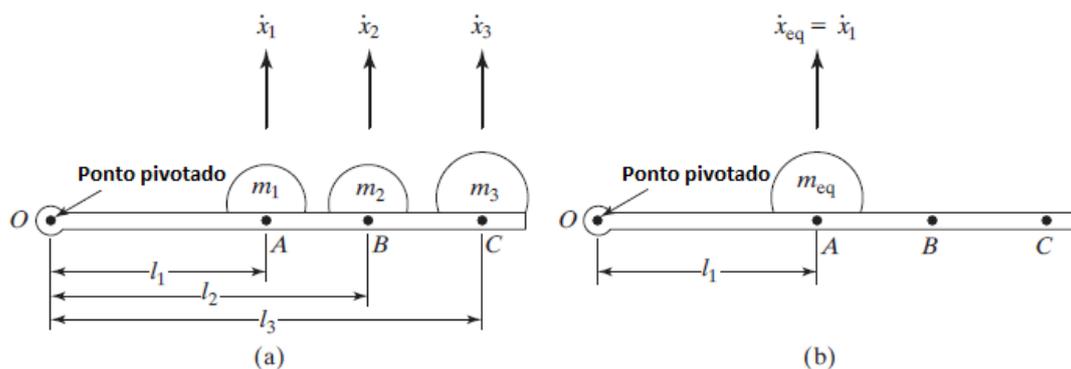


Figura 2.2- Transformação das massas (a) e uma massa equivalente (b) (Adaptado de RAO, 2011).

Em um sistema com amortecimento, a frequência de oscilação é chamada frequência da vibração livre amortecida (ω_d). As forças de atrito em sistemas reais acarretam na diminuição da velocidade do sistema. Este comportamento pode ser

descrito por um modelo de movimento harmônico, no qual a vibração do sistema é reduzida gradualmente com a força do amortecimento do sistema.

Assim, a frequência da vibração livre amortecida pode ser dada pela equação a seguir (RAO, 2011):

$$\omega_d = \left(\sqrt{1 - \zeta^2}\right)\omega_n \quad (2.5)$$

onde ζ é a razão de amortecimento crítico (adimensional), dada por:

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (2.6)$$

onde c é a constante de amortecimento viscoso (N.s/m).

Em sistemas com associação de amortecedores, pode-se calcular a constante de amortecimento viscoso equivalente. A partir da mesma relação de conservação de energia que a Equação 2.4, para n amortecedores em alavanca, c_{eq} pode ser calculado pela seguinte equação (RAO, 2011):

$$c_{eq} = \sum_{i=1}^n c_i \left(\frac{a_i}{L}\right)^2 \quad (2.7)$$

onde a_i é a distância do amortecedor até o ponto medido, e L é o tamanho de onde está pinado até o ponto medido, seguindo o mesmo modelo de distâncias apresentado para massas na Figura 2.2.

A frequência amortecida pode ser calculada a partir do número de oscilações que ocorrem em um determinado período de tempo, de acordo com a equação a seguir.

$$\omega_d = \frac{2\pi}{\tau_d} \quad (2.8)$$

onde τ_d é o período amortecido em um experimento de vibração livre.

A determinação do fator de amortecimento em sistemas com baixo e médio amortecimento ($\zeta < 1$, sub-amortecidos) pode ser realizada utilizando o método do decremento logarítmico (PEREIRA et al., 2012). Este método geralmente considera o modelo de amortecimento viscoso, devido ao fato de muitos sistemas em vibração se encontrarem em meio fluido. Nestes sistemas, as forças de atrito são causadas pelo deslocamento de um corpo num fluido.

Um exemplo de amortecedor viscoso consiste de um pistão encaixado em um cilindro preenchido com óleo, conforme apresentado na Figura 2.3. O pistão é perfurado para que o seu movimento no óleo seja possível. O fluxo laminar do óleo pelos furos enquanto o pistão se move provoca uma força de amortecimento no pistão.

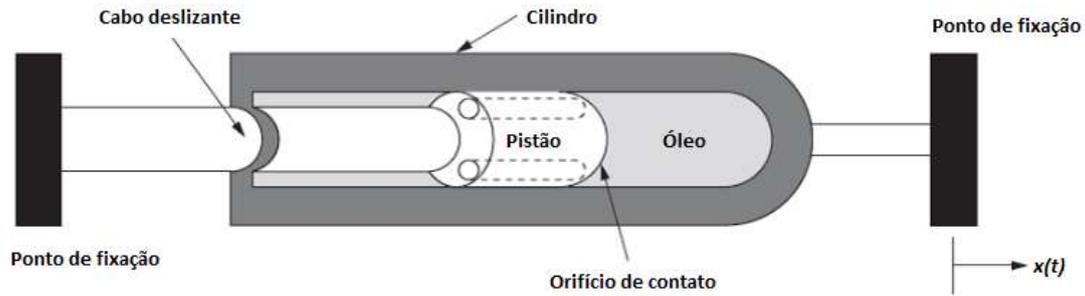


Figura 2.3- Esquema de um amortecedor (Adaptado de INMAN, 2007).

Deste modo, a resistência ao movimento origina a força de amortecimento e é proporcional à velocidade (v) em m/s, de acordo com a equação a seguir.

$$F = cv \quad (2.9)$$

onde c é a constante de amortecimento viscoso (N.s/m).

Assim, o método do decremento logarítmico para sistemas viscosos se baseia na dependência da redução da amplitude das oscilações com o fator de amortecimento, conforme as seguintes equações (RAO, 2011).

$$\delta = \ln \frac{x_n}{x_{n+1}} = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (2.10)$$

$$\zeta = \frac{\delta}{(2\pi n)^2 + (\delta)^2} \quad (2.11)$$

onde n é o número de ciclos, x_n é a amplitude máxima do movimento no tempo t_n e x_{n+1} é a amplitude máxima do movimento no tempo t_{n+1} .

Em máquinas rotativas (turbinas, bombas de engrenagem, lóbulos ou palheta), o desbalanceamento é uma das principais causas de falha devido às vibrações originadas pela distribuição não-uniforme de massa na estrutura do rotor (CAMPOS, 2017).

Em sistemas com desbalanceamento rotativo com movimentação vertical, a amplitude da oscilação (x) pode ser calculada pela seguinte equação:

$$x = \frac{mer^2}{M\sqrt{(1-\zeta^2)^2 + 4\zeta^2 r^2}} \quad (2.12)$$

onde $r = \omega/\omega_n$ é a razão de frequências, M é a massa total da máquina, m é a massa excêntrica e e a excentricidade, que é a distância do centro de rotação até a massa m .

A razão entre as amplitudes de resposta, medidas na estrutura que recebe a transmissão da força de excitação - (X) - e medidas na estrutura que transmite a força - (Y) - é chamada de transmissibilidade (T_r). Com a frequência natural sendo constante, o valor de r encontrado, retirado do gráfico de transmissibilidade, como exemplificado na Figura 2.4, é utilizado para determinar o valor da frequência imposta pelo motor w para calcular a força transmitida ao sistema devido ao desbalanceamento rotativo, a qual pode ser calculada pela seguinte equação (RAO, 2011):

$$|F| = m\epsilon\omega^2 \text{ sen } \omega t \quad (2.13)$$

onde $\text{sen } \omega t$ indica um movimento oscilatório.

A relação adimensional entre a amplitude de vibração (X) e de excitação (Y) (X/Y) pode ser analisada então em relação à r para comparação entre diferentes razões de amortecimento. A Figura 2.4 apresenta um gráfico com essa comparação para diferentes valores de ζ .

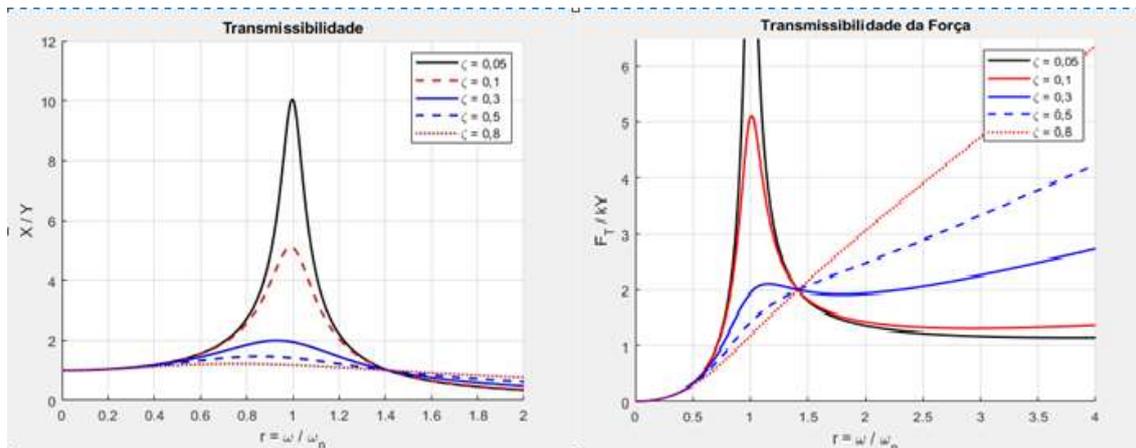


Figura 2.4- Comportamento de Transmissibilidade. (a) Variação de X/Y com a razão r e (b) Variação de $\frac{F_t}{kY}$ com a razão r .

Conforme pode ser visto na Figura 2.4, o valor da transmissibilidade (T_r) é unitário quando r é muito pequeno, ou seja, quando a frequência de excitação externa é muito menor que o valor da frequência natural. Além disso, quando $r = 1$, ocorre o fenômeno da ressonância, no qual a frequência da excitação se iguala a frequência natural do sistema, gerando grandes amplitudes de transmissão. Por conseguinte, normalmente é uma situação indesejável por gerar alta vibração. Já os valores máximos ocorrem pouco antes de $r = 1$, cada vez mais a esquerda à medida que cresce o valor de ζ . Na Figura 2.4(a), em cada curva há dois valores de r para cada X/Y em um mesmo coeficiente de amortecimento, sendo o ponto à esquerda referente ao estado anterior à ressonância e outro após. Por fim, independentemente do valor de ζ , a transmissibilidade é igual a 1 para $r = \sqrt{2}$. Já para $r > \sqrt{2}$, não é vantajoso utilizar amortecedores com altos coeficientes de amortecimento, pois, ao contrário da situação anterior, se verifica uma troca de posição das curvas. Assim, tem-se que para $r > \sqrt{2}$, o uso de altos coeficientes de amortecimento tende a amplificar (ao invés de reduzir) a amplitude da vibração (RAO, 2011; INMAN, 2007).

A força transmitida pelo motor, gerando uma situação de base móvel, também pode ser determinada utilizando o conceito de transmissibilidade, de acordo com a equação 2.13 (INMAN, 2007). Na Figura 2.4(b) está demonstrado o comportamento da força de transmissão, que é maior para razões de amortecimento mais altas após $r > \sqrt{2}$ e menor para valores inferiores

$$\frac{F_t}{kY} = r^2 \left[\frac{1+(2\zeta r)^2}{(1-r^2)^2+(2\zeta r)^2} \right]^{1/2} \quad (2.13)$$

3. METODOLOGIA

Para o desenvolvimento desse estudo, foi utilizada a bancada de testes para vibrações mecânicas apresentada na Figura 3.1. Esta bancada possui uma barra vertical fixada com dois braços paralelos conectados entre si por uma mola, com uma extremidade do braço inferior conectada a um motor e sustentada por uma mola conectada à bancada. Foi utilizado um motor elétrico com uma massa anexada excentricamente a um disco no braço inferior, enquanto no braço superior discos vermelhos foram anexados para complementar o peso, permitindo apenas um grau de liberdade.



Figura 3.1- Visão da Bancada: (1) osciloscópio, (2) laser, (3) massa disco, (4) mola "5", (5) amortecedor, (6) motor anexado a um disco de massa desbalanceada, (7) distância amortecedor-ponto de medição

A bancada conta com um motor anexado a um volante, apresentado na Figura 3.1, o qual provoca um desbalanceamento cuja força transmitida permite considerar o braço inferior como uma base oscilatória. Os valores de massa desbalanceada excêntrica vermelha e massa do parafuso do volante são apresentados na Tabela 3.1. A excentricidade do volante (e) é de 40 milímetros. A estrutura motor-mola está disposta sobre um suporte que está anexado a um eixo fixo vertical através de um braço articulado de 320 milímetros. A distância do amortecedor até o ponto de medição equivalente é de 150 milímetros, conforme apresentado na Figura 3.1.

Tabela 3.1- Massa dos componentes do sistema.

Componente	Massa (g)
Motor (M1)	705
Volante (M2)	375
Suporte Motor-Mola (M3)	294
Braço Articulado baixo (M4)	180
Braço Articulado cima (M5)	150

Parafuso (M5)	4
Massa Disco Vermelho cima (M6)	356
Amortecedor (M7)	137
Massa Desbalanceada (m)	19

Para medir o deslocamento ao longo do movimento, foram utilizados dois lasers de resolução aproximada de 50 milímetros por Volt. Os resultados foram observados através de um osciloscópio, modelo DSO1052B da Agilent Technologies, capaz de medir o deslocamento ao longo do tempo do experimento, conforme apresentado na Figura 3.2. Um dos lasers foi utilizado para medir o deslocamento do braço inferior, e o outro, para medir o deslocamento do braço superior. Os dois lasers foram utilizados simultaneamente para garantir a mesma rotação do motor. Um tacômetro (MDT2238-A, Minipa), foi utilizado para medir a rotação do volante (ω) ao mesmo tempo que os dados eram adquiridos no osciloscópio.

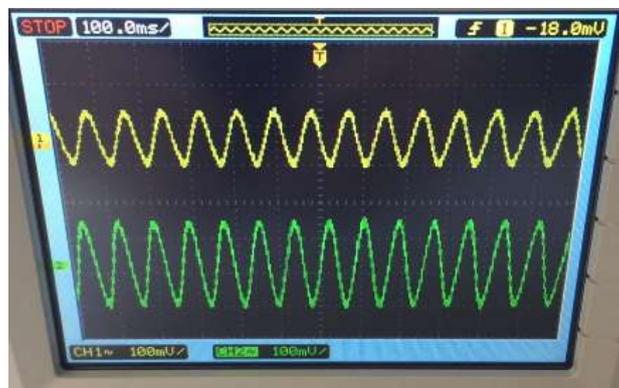


Figura 3.2- Exemplo de uma das medições obtidas no experimento.

A bancada inicial foi adaptada para viabilizar a modificação da mesma com configurações estruturais diferentes, e assim, realizar a análise e a determinação das propriedades dos amortecedores utilizados. Assim, foram acoplados amortecedores viscosos já prontos, apresentados na Figura 3.3. Cada amortecedor possui diâmetro dos furos diferente e funciona conforme explicado na Figura 2.2. Os diâmetros diferentes fazem com que a força necessária para realizar o movimento a uma mesma velocidade seja diferente. Assim, cada amortecedor possui um coeficiente de amortecimento diferente.



Figura 3.3- Amortecedores viscosos.

Para conferir o valor das constantes de mola disponíveis, foi utilizado uma máquina de ensaios universais AGS-X Plus 250 kN (SHIMADZU, China) – Figura 3.4 – do laboratório do GMAp, capaz de gerar uma tração ou compressão na mola e apresentar a força, o tempo, a velocidade e o deslocamento.



Figura 3.4- Máquina de ensaios universais.

Para os ensaios com as molas, foi aplicada uma velocidade constante de 10 mm/min na máquina de ensaios universais para se obter as respostas de força de compressão aplicada para determinado deslocamento. Cada deslocamento foi testado na região de operação com comportamento linear da mola, ou seja, 10mm. Pela Equação 2.3, o valor de k foi determinado para definir quais de 6 molas seriam utilizadas para desenvolver o sistema, além do espaço físico disponível na bancada.

Para aferir o valor do coeficiente amortecimento viscoso, não foi possível utilizar a máquina de ensaios universais, pois a mesma mantinha involuntária e aleatoriamente, juntamente com a velocidade, a força constante ao longo teste, prejudicando a qualidade das respostas. Portanto, foi utilizada a bancada de testes para determinar este coeficiente. O braço inferior foi apoiado na bancada, de modo que a base pudesse ser considerada fixa e não oscilatória. Então, foi medido com o laser o deslocamento do braço superior para os casos com e sem amortecedor.

Para o cálculo do coeficiente de amortecimento viscoso na Equação 2.6 foi realizado um ensaio de vibração livre com e sem amortecedores.

A frequência amortecida foi determinada através da Equação 2.8 com os resultados de T_d obtidos em ms pelo osciloscópio. Com os picos de amplitude obtidos para cada frequência, utilizou-se a Equação 2.10 para calcular o coeficiente de amortecimento para cada caso. Então, com a Equação 2.6, estimou-se o coeficiente de amortecimento viscoso do amortecedor utilizado. Os cálculos foram realizados utilizando os valores de massa e coeficiente de amortecimento viscoso equivalentes do sistema.

3.1. Técnica para vibração livre

A vibração livre foi gerada para a determinação da frequência natural do sistema, independente do arranjo montado, e do coeficiente de amortecimento viscoso, conforme explicado na seção anterior.

Para o cálculo da frequência natural do sistema, o braço inferior foi apoiado na bancada e então se aplicou um distúrbio inicial com uma força manual. Após o término da vibração da estrutura, os resultados de deslocamento do braço superior obtidos com o osciloscópio (ex: Figura 3.5) foram analisados para a determinação do período de amortecimento. A frequência de amortecimento foi então obtida conforme indicado pela Equação 2.7.

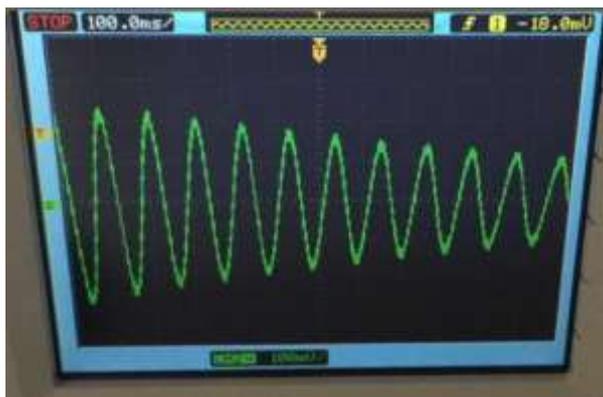


Figura 3.5- Oscilações obtidas com o auxílio do osciloscópio.

A razão de amortecimento foi obtida através do método de decremento logarítmico, analisando amplitudes de vibração máxima sucessivas obtidas com o osciloscópio (conforme apresentado na Figura 3.5) na Equação 2.10. Assim, juntamente com a frequência amortecida obtida anteriormente, é possível determinar a frequência natural utilizando a Equação 2.5 e o coeficiente de amortecimento viscoso, rearranjando a Equação 2.6. A massa utilizada é a massa equivalente do sistema calculada pela Equação 2.4. O mesmo teste foi realizado para cada mola disponível. Com a mesma mola, foram revezados também os amortecedores e sem qualquer amortecimento. A escolha do amortecedor utilizado se baseou principalmente na nitidez do resultado, apresentado nas discussões posteriormente, visto que muitas vezes a resolução e o ruído do laser somado ao alto coeficiente de amortecimento em alguns casos impossibilitou uma leitura precisa.

3.2. Técnica para vibração forçada - desbalanceamento rotativo e transmissão

Com a influência do motor na oscilação, tem-se uma vibração forçada com desbalanceamento rotativo. A vibração gerada pela força do motor na mola também pode ser capturada pelo osciloscópio, sendo os picos apresentados na Figura 3.2 utilizados para determinar a amplitude dessas oscilações. A razão de amortecimento se mantém a mesma calculada no método da vibração livre para cada caso.

Com a vibração do braço inferior devido à força gerada pelo movimento rotativo, tem-se a influência do motor na oscilação e, com isso, uma vibração forçada com desbalanceamento rotativo. A oscilação provocada pela força transmitida pelo motor foi medida e analisada no osciloscópio, sendo os picos medidos por cada laser

(apresentados graficamente como exemplificado na Figura 3.2) utilizados para determinar a amplitude dessas oscilações. Com os resultados de cada braço, foi analisada a influência do uso do amortecedor na amplitude de vibração para cada braço alterando a velocidade de rotação do motor, podendo assim apresentar gráficos comparativos entre a curva teórica com os pontos aferidos no processo.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Primeiramente, foram definidos os valores da constante elástica k para todas as seis molas disponíveis para a bancada. Utilizando a máquina AGS-X Plus 250 kN, ensaios de compressão foram realizados para captar o comportamento linear das molas. Com a resposta da força necessária ao longo do deslocamento, utilizando a Equação 2.3, foi obtida a constante elástica de mola: 4124,7 N/m, 4611,4 N/m, 2337,8 N/m, 4583,7 N/m, 2291,3 N/m, 4124,5 N/m para as molas 1, 2, 3, 4, 5 e 6 respectivamente. Então, notou-se a diferença de comprimento total entre as molas, e teve-se que apenas as Molas 1, 2 e 5 encaixariam de maneira perfeita para que os braços ficassem paralelos. A mola com menor constante elástica (Mola 5) foi escolhida para apresentar resultados mais claros de vibração estrutural podendo assim avaliar melhor o deslocamento. Para completar a estrutura, a Mola 1 foi colocada entre o braço inferior e a bancada, posição na qual k não teria grande influência.

Posteriormente, foi selecionado o amortecedor com menor coeficiente de amortecimento também para melhor visualização dos resultados. Conforme explicado anteriormente, não foi possível encontrar o valor aproximado do coeficiente pela máquina universal. Devido à resistência oferecida por cada amortecedor ao pressionar o pistão, selecionou-se o que apresentou melhor adaptação.

4.1. Teste de vibração livre

Com o braço inferior apoiado na bancada, foi realizado o teste de vibração livre para as duas situações propostas, com e sem o amortecedor. As Figuras 4.1a e 4.1b apresentam os resultados obtidos com o osciloscópio.

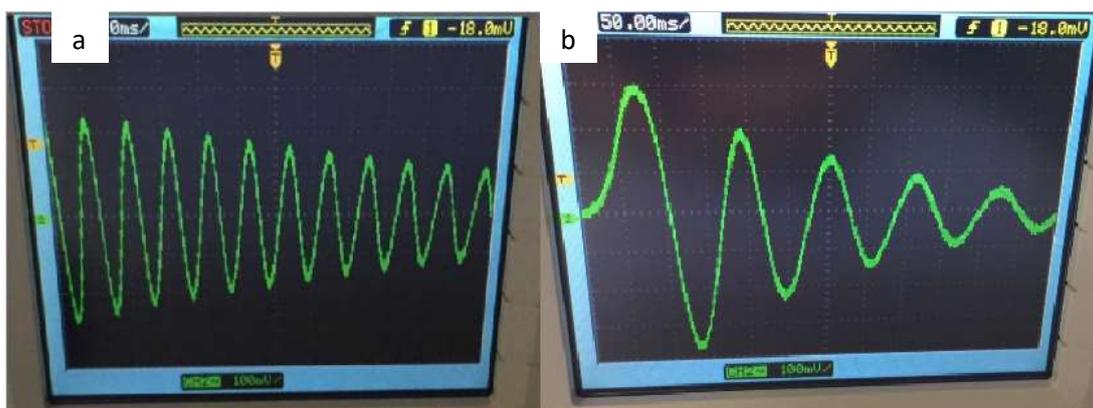


Figura 4.1- Vibração Livre no osciloscópio: (a) Sem amortecedor e (b) Com Amortecedor.

Na Tabela 4.1 estão apresentados os valores calculados de acordo com a metodologia proposta para técnica de vibração livre. Utilizando as equações 2.4, 2.6 e 2.7, estimou-se o coeficiente de amortecimento do amortecedor (17,38 Ns/m), que também teve seu peso considerado. No Apêndice I é apresentada a transformação do sistema estudado em um modelo de 1 GDL pra realização dos cálculos.

Tabela 4.1- Coeficiente de amortecimento

	Sem amortecedor	Com amortecedor
Massa equivalente (m_{eq}) (kg)	0,3935	0,6132
Coeficiente de amortecimento equivalente (c_{eq}) (Ns/m)	0,38	4,2
Frequência Natural (w_n) (rpm)	600	545
Frequência Natural (w_n) (rad/s)	62,8	57,1
Razão de Amortecimento (ζ)	0,007	0,056

A partir da Tabela 4.1, pode-se perceber que a frequência natural com o uso do amortecedor decaiu em 10,8%, ou seja, entrará em ressonância com uma velocidade maior do que para a situação com amortecedor. Além disso, o uso do amortecedor fez com que a razão de amortecimento aumentasse quase dez vezes seu valor.

O efeito na transmissibilidade é visualmente comparado na Figura 4.2a, que demonstra que sem o uso de amortecedor - razão de amortecimento menor - ocorre uma maior transmissão de amplitude de vibração até $r > \sqrt{2}$. Também se percebe o comportamento da força de transmissão em relação à variação de r que aumenta após $r > \sqrt{2}$ para razão de amortecimento maiores.

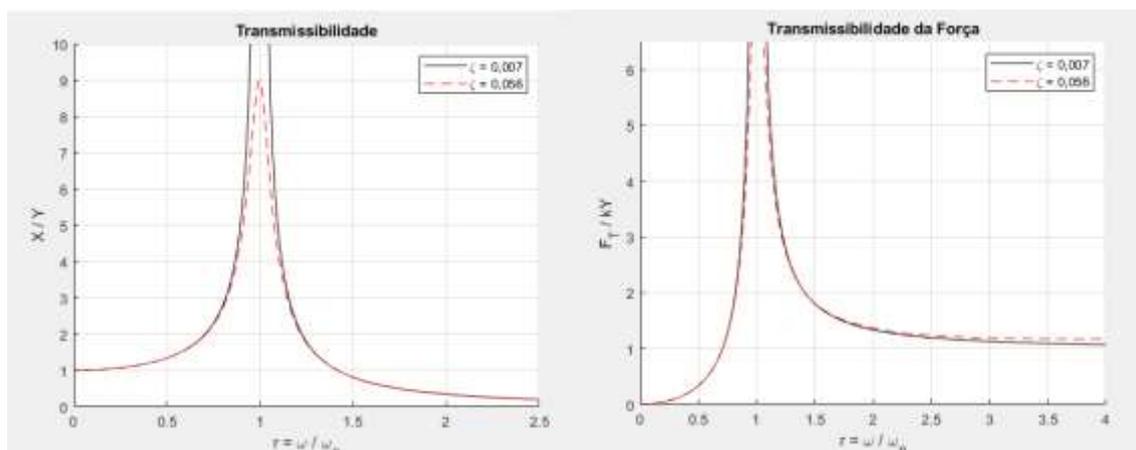


Figura 4.2- Comparação da razão de amortecimento para os dois testes.

(a) Transmissibilidade e (b) Força Transmitida ($\frac{F_t}{kY}$)

4.2. Teste de vibração forçada – desbalanceamento rotativo e transmissão

Com a excitação harmônica fornecida pelo motor, foram realizados diversos testes com diferentes rotações, com e sem amortecedor. Conforme descrito na metodologia, dois lasers foram utilizados para medir as amplitudes de deslocamento do braço inferior (Y) e do braço superior (X). A velocidade de rotação e as amplitudes

foram determinadas através do tacômetro e do osciloscópio, respectivamente. A Figura 4.3a compara os resultados experimentais com a curva teórica de transmissibilidade apresentada na Figura 4.2a. Já na Figura 4.3b a mesma comparação acontece em relação à força transmitida. Os códigos utilizados no MATLAB e os postos estão apresentados no Apêndice II. Alguns valores de amplitude de vibração dos dois braços estão apresentados no Apêndice III. Esses valores foram utilizados posteriormente para estimar a força gerada pelo desbalanceamento.

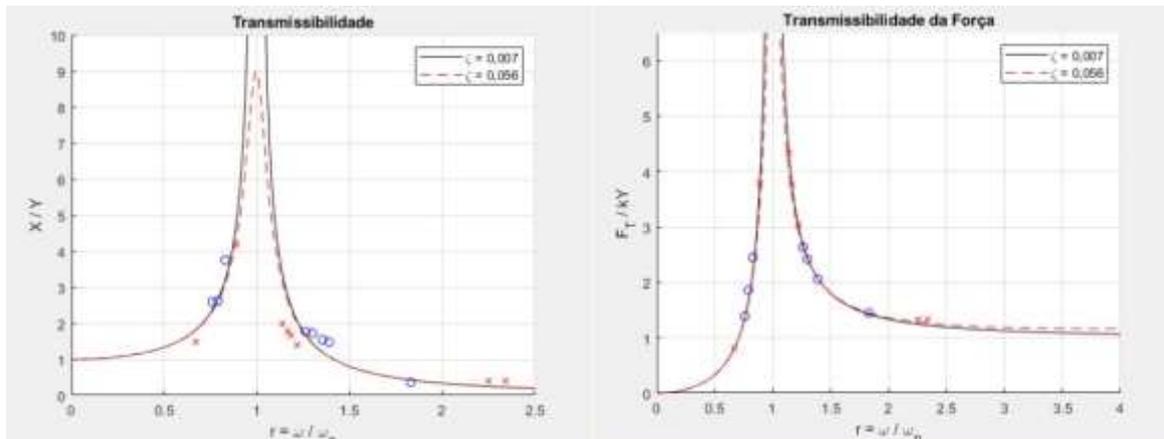


Figura 4.3- Disposição dos pontos medidos, o marcador “x” representa os pontos recolhidos para $\zeta = 0,007$ e o marcador “o”, para $\zeta = 0,056$. (a) Transmissibilidade e (b) Força de Transmissão ($\frac{F}{kY}$)

Devido a erros associados aos equipamentos de medição e folgas verificadas na bancada de teste, os pontos não se localizaram exatamente em cima da curva teórica, porém apresentaram o padrão esperado. Além disso, não foi possível realizar o teste com velocidades de rotação muito pequenas devido à potência do motor da bancada. Para valores muito altos, novos graus de liberdade surgiam devido à robustez, fazendo com que os valores medidos pelo laser apresentassem pouca precisão.

Pela Figura 4.3, podemos concluir que os as medições se comportaram como o esperado. A relação de amplitudes recolhidas para o teste sem amortecedor apresentou maior transmissibilidade em relação à obtida com amortecedor até aproximadamente $r = \sqrt{2}$, enquanto a força transmitida foi maior para o teste sem amortecedor. A partir desse ponto, o valor da transmissibilidade X/Y se comportou de maneira oposta, assim como a transmissão de força, também conforme o previsto.

5. CONCLUSÃO

Este trabalho estudou a influência do uso de um amortecedor na transmissão da amplitude de vibração fornecida por um motor de massa desbalanceada gerando uma força harmônica, que pode ser considerada como uma base oscilatória, em uma bancada de testes. Dessa forma, foi estudado o comportamento real do sistema para diferentes razões de amortecimento para comparação com o teórico esperado. Também foram determinados o coeficiente elástico das molas e o coeficiente de amortecimento do amortecedor. Além disso, foi calculada a força exercida pelo motor

em diferentes rotações e estudada a transformação de sistemas vibratórios em modelos com 1 grau de liberdade.

A transmissibilidade e força de transmissão apresentadas pela relação de amplitude em suas devidas rotações seguiu o padrão teórico esperado para cada razão de amortecimento, não obtendo resultados completamente ideais devido à imprecisão de medição da bancada de testes. Também foi conferido que após determinado valor de rotação ($r > \sqrt{2}$) não é recomendável o uso de um amortecedor com maior coeficiente de amortecimento. De acordo com a teoria, esse efeito é esperado. Isto porque a relação de transmissão para o sistema aumenta nessa condição, diferentemente do que ocorre em menores rotações. Dessa forma, a bancada desenvolvida pode ser utilizada para o estudo do fenômeno de transmissibilidade, e também para o suporte da disciplina de Vibrações Mecânicas.

Como sugestão para trabalhos futuros, a rigidez da estrutura, assim como o motor, poderia ser aprimorada para maior diversificação dos resultados.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGILENT, Manual DSO1052B, Agilent Technologies US, 2012.

AHMED, E.; WAN BADARUZZAMAN, W. W. **Evaluation of natural frequency and damping of profiled steel sheet dry board composite panel**. Journal of Engineering Science and Technology, v. 6, n. 6, p. 695–708, 2011.

AMORIM, G. M. **A INFLUÊNCIA DE DIFERENTES AMORTECEDORES NA RESPOSTA DINÂMICA DE UMA BANCADA DE TESTE**. 2006. 29f. Monografia(Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2006.

CAMPOS, R. N. **Análise experimental de balanceamento de rotores pelo método de otimização “Four run method accelerated”**. Universidade de Brasília, 2017.

INMAN, D. J. **Engineering Vibration, 3rd ed**. Upper Saddle River: N. J., Pearson, Prentice Hall, 2007.

MATLAB M. **The language of technical computing**. The MathWorks, Inc, 2012. Versão para estudante. Disponível em: <http://www.mathworks.com>.

MEIROVITCH, L. **Fundamentals of Vibrations**, New York: McGraw-Hill, 2001.

MINIPA, **Manual de Instruções, MDT2238-A**, MINIPA do Brasil LTDA, 2015. Disponível em <http://www.minipa.com.br/images/Manual/MDT-2238>.

MINIPA, **Manual de Instruções**, MDT2238-A, MINIPA do Brasil LTDA, 2015. Disponível em <http://www.minipa.com.br/images/Manual/MDT-2238>.

PEREIRA, A. H. A. et al. **Algoritmo para determinação do amortecimento de materiais cerâmicos pela técnica das frequências naturais de vibração via excitação por impulso**. *Cerâmica*, v. 58, n. 346, p. 229–237, 2012.

RAO, SINGIRESU S. **Mechanical Vibrations**. 5th ed. Pearson Education, 2011.

SHIMADZU. **Autograf AGX-plus Series**, Shimadzu Corporation, 2015. Disponível em: <https://www.ssi.shimadzu.com>.

WORKING MODEL, **Working Model 2D User's Manual**, Knowledge Revolution, 1995.

APÊNDICE I – Representação realizada no Working Model do sistema estudado e sua transformação para um modelo de 1 GDL

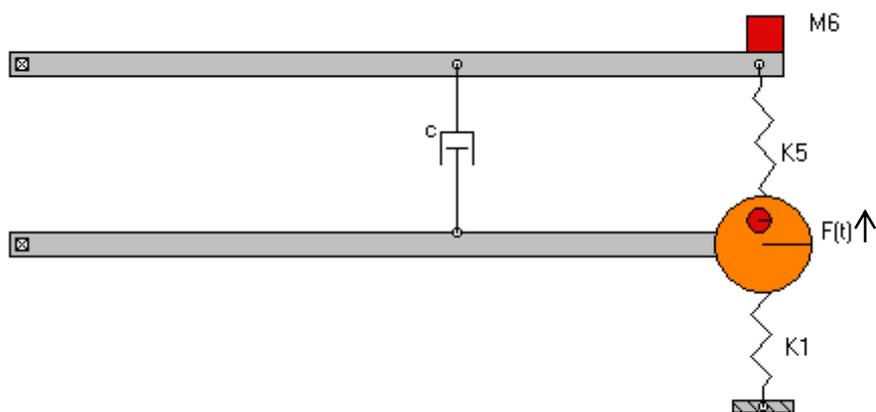


Figura A1- Modelo do Sistema desenhado.

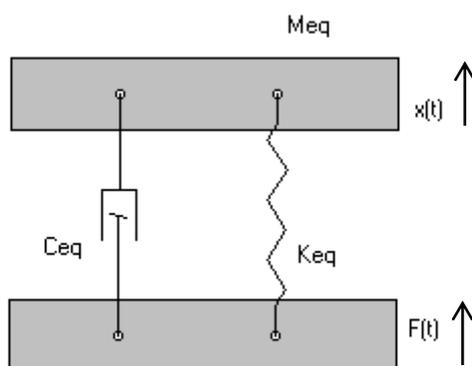


Figura A2- Modelo do sistema transformado em 1 GDL.

APÊNDICE II – Código do MATLAB utilizado com pontos coletados nas medições.

- **Transmissibilidade do deslocamento:**

```
clear all; close all; clc;

% transmissibilidade da base
n=300;
r = linspace(0,2.5,n);

z=0.007765;
for i = 1:n
    ampli2(i) = sqrt((1+(2*z*r(i))^2)/((1-r(i)^2)^2 + (2*z*r(i))^2));
end

z=0.05667;
for i = 1:n
    ampli3(i) = sqrt((1+(2*z*r(i))^2)/((1-r(i)^2)^2 + (2*z*r(i))^2));
end

xp=[0.76,0.79,0.83,1.263,1.3,1.355,1.39,1.831];
yp=[2.59,2.62,3.754,1.77,1.73,1.5453,1.48,0.36];

xv=[0.67,0.89,1.14,1.167,1.183,1.19,1.219,2.25,2.34];
yv=[1.4761,4.2,2,1.7857,1.667,1.445,1.4,0.397,0.4];

figure(1)
hold on
grid on
p1 = plot(r, ampli2, '-k', 'LineWidth', 0.5);
p2 = plot(r, ampli3, '--r', 'LineWidth', 0.5);
p3 = plot(xv, yv, 'LineStyle', 'none', 'marker', 'X', 'color', 'r');
p4 = plot(xp, yp, 'LineStyle', 'none', 'marker', 'o', 'color', 'b');

title('Transmissibilidade')
legend('\zeta = 0,007765', '\zeta = 0,0567')
ylabel('X / Y')
xlabel('r = \omega / \omega_n')
ylim([0;10])
```

- **Transmissão de força:**

```
clear all; close all; clc;

% transmissibilidade da base

n=300;
r = linspace(0,4,n);

z=0.007;
```

```

for i = 1:n
    ampli1(i) = r(i)^2*sqrt((1+(2*z*r(i))^2)/((1-r(i)^2)^2 +
(2*z*r(i))^2));
end

z=0.056;
for i = 1:n
    ampli2(i) = r(i)^2*(sqrt((1+(2*z*r(i))^2)/((1-r(i)^2)^2 +
(2*z*r(i))^2)));
end

xv=[0.67,0.89,1.14,1.167,1.219,2.25,2.34];
yv=[0.8144,3.8,4.33,3.76,3.05,1.32,1.324];
xp=[0.76,0.79,0.83,1.263,1.3,1.39,1.831];
yp=[1.39,1.862,2.45,2.633,2.42,2.06,1.45];

figure(1)
hold on
grid on
p1 = plot(r, ampli1, '-k', 'LineWidth', 0.5);
p2 = plot(r, ampli2, '--r', 'LineWidth', 0.5);
p3 = plot(xv, yv, 'LineStyle', 'none', 'marker', 'X', 'color', 'r');
p4 = plot(xp, yp, 'LineStyle', 'none', 'marker', 'o', 'color', 'b');

title('Transmissibilidade da Força')
legend('\zeta = 0,007', '\zeta = 0,056')
ylabel('F_{T} / kY')
xlabel('r = \omega / \omega_n')
ylim([0;6.5])
xlim([0;4])

```

APÊNDICE III – Resposta do osciloscópio a medição de amplitudes para vibração forçada. A curva apresentada em cima representa o braço inferior e embaixo o superior.

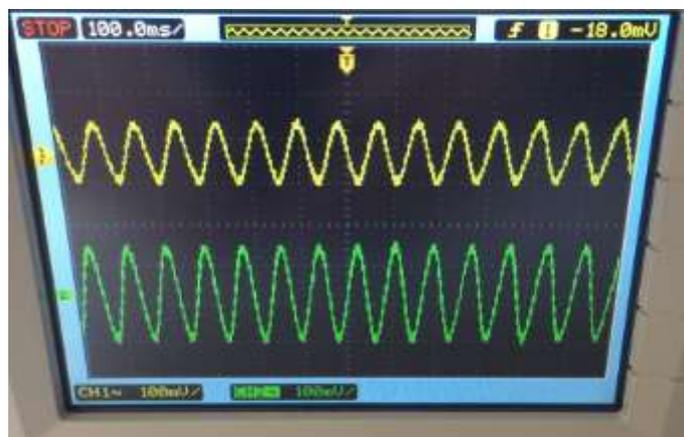


Figura A3- Resposta do osciloscópio para $\omega = 700$ RPM, sem Amortecedor.

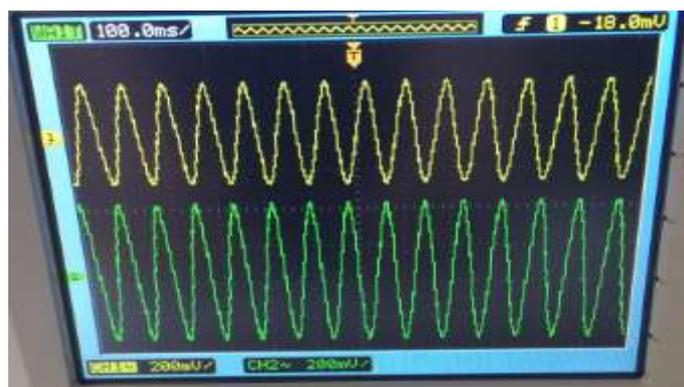


Figura A4- Resposta do osciloscópio para $\omega = 660$ RPM, próximo à ressonância, sem Amortecedor.

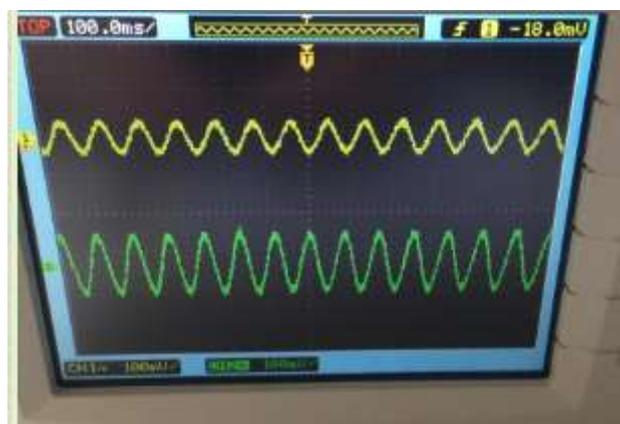


Figura A5- Resposta do osciloscópio para $\omega = 670$ RPM, com Amortecedor.

ANEXO I – Erros associados à instrumentação utilizada (segundo manuais).

- Máquina Universal Augraf AGX-plus: +- 0,1%
- Tacômetro MTD2238: +- 0,2%
- Osciloscópio Agilent: +- 0,1%

Dados retirados dos manuais dos equipamentos.