

VIBRAÇÕES

Prof. Christian dos Santos



Indaial – 2020

1ª Edição



Copyright © UNIASSELVI 2020

Elaboração:

Prof. Christian dos Santos

Revisão, Diagramação e Produção:

Centro Universitário Leonardo da Vinci – UNIASSELVI

Ficha catalográfica elaborada na fonte pela Biblioteca Dante Alighieri
UNIASSELVI – Indaial.

S237v

Santos, Christian dos

Vibrações. / Christian dos Santos. – Indaial: UNIASSELVI, 2020.

225 p.; il.

ISBN 978-65-5663-093-9

1. Vibração. – Brasil. 2. Ruído. – Brasil. Centro Universitário Leonardo
Da Vinci.

CDD 620.3

APRESENTAÇÃO

Prezado acadêmico, bem-vindo à disciplina de Vibrações! Esperamos que você possa obter o conhecimento de uma das partes da dinâmica mais aplicadas ao dia a dia. Desde o despertar pela manhã, com os sons, com as vibrações típicas das pessoas andando pelo assoalho da casa e dos veículos que passam por ruas e obstáculos causando a percepção de sua presença, sem ao menos vê-los.

As unidades trarão materiais e textos referentes aos principais autores e tópicos da disciplina, explicando da forma mais didática possível para melhor sua compreensão. Este livro didático está dividido em três unidades com tópicos descritivos para melhor abordar o objetivo da disciplina.

A Unidade 1 trará os conceitos fundamentais para a construção do conhecimento em vibrações, desde seus conceitos básicos de sistemas mecânicos até o estudo de vibrações amortecidas. Nesta primeira unidade, será discutida a formação de sistemas mecânicos e suas características que possam permitir seu estudo e sua discriminação de outros sistemas

A Unidade 2 terá como base a medição de vibração e a caracterização da vibração para então propor soluções generalizadas de redução de vibrações mecânicas nos sistemas dinâmicos. Nesta unidade, serão discutidas as características de diversos problemas comuns em máquinas industriais, principalmente as máquinas girantes.

A Unidade 3 terá como foco principal as medições e caracterização do ruído e as formas de redução e possíveis soluções deste agente poluidor. Os estudos do espectro em frequência e formas de contenção serão os tópicos principais desta unidade.

Com essa proposta, é esperado que você, acadêmico, possa ter uma experiência com os principais tópicos na área de Vibrações e Ruído. Vamos ao conhecimento!

Prof. Christian dos Santos



Você já me conhece das outras disciplinas? Não? É calouro? Enfim, tanto para você que está chegando agora à UNIASSELVI quanto para você que já é veterano, há novidades em nosso material.

Na Educação a Distância, o livro impresso, entregue a todos os acadêmicos desde 2005, é o material base da disciplina. A partir de 2017, nossos livros estão de visual novo, com um formato mais prático, que cabe na bolsa e facilita a leitura.

O conteúdo continua na íntegra, mas a estrutura interna foi aperfeiçoada com nova diagramação no texto, aproveitando ao máximo o espaço da página, o que também contribui para diminuir a extração de árvores para produção de folhas de papel, por exemplo.

Assim, a UNIASSELVI, preocupando-se com o impacto de nossas ações sobre o ambiente, apresenta também este livro no formato digital. Assim, você, acadêmico, tem a possibilidade de estudá-lo com versatilidade nas telas do celular, tablet ou computador.

Eu mesmo, UNI, ganhei um novo layout, você me verá frequentemente e surgirei para apresentar dicas de vídeos e outras fontes de conhecimento que complementam o assunto em questão.

Todos esses ajustes foram pensados a partir de relatos que recebemos nas pesquisas institucionais sobre os materiais impressos, para que você, nossa maior prioridade, possa continuar seus estudos com um material de qualidade.

Aproveito o momento para convidá-lo para um bate-papo sobre o Exame Nacional de Desempenho de Estudantes – ENADE.

Bons estudos!



BATE SOBRE O PAPO ENADE!



Olá, acadêmico!

Você já ouviu falar sobre o **ENADE**?

Se ainda não ouviu falar nada sobre o ENADE, agora você receberá algumas informações sobre o tema.

Ouviu falar? Ótimo, este informativo reforçará o que você já sabe e poderá lhe trazer novidades.



Vamos lá!

Qual é o significado da expressão ENADE?

EXAME NACIONAL DE DESEMPENHO DOS ESTUDANTES

Em algum momento de sua vida acadêmica você precisará fazer a prova ENADE.



Que prova é essa?

É **obrigatória**, organizada pelo INEP – Instituto Nacional de Estudos e Pesquisas Educacionais Anísio Teixeira.

Quem determina que esta prova é obrigatória... O **MEC – Ministério da Educação**.

O objetivo do MEC com esta prova é o de avaliar seu desempenho acadêmico assim como a qualidade do seu curso.



Fique atento! Quem não participa da prova fica impedido de se formar e não pode retirar o diploma de conclusão do curso até regularizar sua situação junto ao MEC.

Não se preocupe porque a partir de hoje nós estaremos auxiliando você nesta caminhada.

Você receberá outros informativos como este, complementando as orientações e esclarecendo suas dúvidas.



Você tem uma trilha de aprendizagem do ENADE, receberá e-mails, SMS, seu tutor e os profissionais do polo também estarão orientados.

Participará de webconferências entre outras tantas atividades para que esteja preparado para #mandar bem na prova ENADE.

Nós aqui no NEAD e também a equipe no polo estamos com você para vencermos este desafio.

Conte sempre com a gente, para juntos mandarmos bem no ENADE!





Olá, acadêmico! Iniciamos agora mais uma disciplina e com ela um novo conhecimento.



Com o objetivo de enriquecer seu conhecimento, construímos, além do livro que está em suas mãos, uma rica trilha de aprendizagem, por meio dela você terá contato com o vídeo da disciplina, o objeto de aprendizagem, materiais complementares, entre outros, todos pensados e construídos na intenção de auxiliar seu crescimento.

Acesse o QR Code, que levará ao AVA, e veja as novidades que preparamos para seu estudo.

Conte conosco, estaremos juntos nesta caminhada!

SUMÁRIO

UNIDADE 1 - INTRODUÇÃO A VIBRAÇÕES MECÂNICAS	1
TÓPICO 1 - SISTEMAS CONTÍNUOS E SISTEMAS DE UM E MÚLTIPLOS GRAUS DE LIBERDADE	3
1 INTRODUÇÃO	3
2 SISTEMAS DE UM E MÚLTIPLOS GRAUS DE LIBERDADE	4
RESUMO DO TÓPICO 1.....	17
AUTOATIVIDADE	18
TÓPICO 2 - FREQUÊNCIA E AMPLITUDE DE VIBRAÇÕES	21
1 INTRODUÇÃO	21
2 DEFINIÇÕES	21
3 O MOVIMENTO HARMÔNICO.....	27
RESUMO DO TÓPICO 2.....	30
AUTOATIVIDADE	31
TÓPICO 3 - FREQUÊNCIA NATURAL DE UM SISTEMA	33
1 INTRODUÇÃO	33
2 VIBRAÇÕES LIVRES DE SISTEMAS NÃO AMORTECIDOS	33
RESUMO DO TÓPICO 3.....	45
AUTOATIVIDADE	46
TÓPICO 4 - AMORTECIMENTO E ESPECTRO DE VIBRAÇÃO	49
1 INTRODUÇÃO	49
2 AMORTECIMENTO VISCOSO	49
LEITURA COMPLEMENTAR.....	75
RESUMO DO TÓPICO 4.....	80
AUTOATIVIDADE	81
UNIDADE 2 - DIAGNÓSTICO E CONTROLE DE VIBRAÇÕES	83
TÓPICO 1 - INSTRUMENTAÇÃO PARA MEDIÇÃO DE VIBRAÇÕES	85
1 INTRODUÇÃO	85
2 INSTRUMENTAÇÃO	88
RESUMO DO TÓPICO 1.....	100
AUTOATIVIDADE	101
TÓPICO 2 - METODOLOGIAS DE MEDIÇÃO DE VIBRAÇÕES	103
1 INTRODUÇÃO	103
2 METODOLOGIAS	103
2.1 FUNÇÕES EXCITADORAS.....	106
2.2 DADOS DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA	107
RESUMO DO TÓPICO 2.....	113
AUTOATIVIDADE	114

TÓPICO 3 - DIAGNÓSTICO DE PROBLEMAS EM MÁQUINAS A PARTIR DO ESPECTRO DE VIBRAÇÕES	117
1 INTRODUÇÃO	117
2 DESBALANCEAMENTO DE ROTORES	117
3 DESALINHAMENTO DE ROTORES	122
4 RESSONÂNCIA DE ROTORES	123
5 FOLGAS MECÂNICAS	123
6 FORÇAS AERODINÂMICAS	126
7 ENGRENAGENS	127
8 CORREIAS E POLIAS	129
9 MOTORES ELÉTRICOS	130
RESUMO DO TÓPICO 3.....	132
AUTOATIVIDADE	133
TÓPICO 4 - MÉTODOS DE CONTROLE E PREVENÇÃO DE VIBRAÇÕES	135
1 INTRODUÇÃO	135
2 MÉTODOS DE CONTROLE NA FONTE DE VIBRAÇÃO	135
3 MÉTODOS DE CONTROLE NA PROPAGAÇÃO	143
4 MÉTODOS DE CONTROLE NA RECEPÇÃO	146
LEITURA COMPLEMENTAR.....	149
RESUMO DO TÓPICO 4.....	155
AUTOATIVIDADE	156
UNIDADE 3 - CONTROLE DE RUÍDO.....	159
TÓPICO 1 - ONDAS DE PRESSÃO SONORA E PROPAGAÇÃO DO SOM ATRAVÉS DE DIFERENTES MEIOS	161
1 INTRODUÇÃO	161
2 ONDAS SONORAS	162
2.1 PROPAGAÇÃO DE ONDAS SONORAS: CARACTERÍSTICAS DAS FONTES SONORAS	167
RESUMO DO TÓPICO 1.....	172
AUTOATIVIDADE	173
TÓPICO 2 - MEDIÇÃO DO NÍVEL DE RUÍDO	175
1 INTRODUÇÃO	175
2 CONSIDERAÇÕES INICIAIS E ESCALA DE MEDIÇÃO	175
3 FREQUÊNCIAS E PONDERAÇÃO	179
4 MEDIÇÃO DE RUÍDO	182
RESUMO DO TÓPICO 2.....	187
AUTOATIVIDADE	188
TÓPICO 3 - DIAGNÓSTICO DO RUÍDO	191
1 INTRODUÇÃO	191
2 DIRETIVIDADE DE FONTES SONORAS	191
3 CARACTERÍSTICAS DAS FONTES SONORAS	193
3.1 VENTILADORES	193
3.2 COMPRESSORES.....	195
3.3 MOTORES ELÉTRICOS.....	196
3.4 GERADORES ELÉTRICOS.....	198
3.5 ELEMENTOS DE MÁQUINA	199
RESUMO DO TÓPICO 3.....	200
AUTOATIVIDADE	201

TÓPICO 4 - MÉTODOS DE CONTROLE E PREVENÇÃO DE RUÍDOS	203
1 INTRODUÇÃO	203
2 MÉTODOS DE CONTROLE NA FONTE DE RUÍDO.....	203
3 MÉTODOS DE CONTROLE NA PROPAGAÇÃO.....	205
4 TRATAMENTO EM DUTOS.....	210
5 MÉTODOS DE CONTROLE DE RUÍDO NA RECEPÇÃO	213
LEITURA COMPLEMENTAR.....	217
RESUMO DO TÓPICO 4.....	222
AUTOATIVIDADE	223
REFERÊNCIAS	225

INTRODUÇÃO A VIBRAÇÕES MECÂNICAS

OBJETIVOS DE APRENDIZAGEM

A partir do estudo desta unidade, você deverá ser capaz de:

- compreender os conceitos básicos de vibrações mecânicas como amplitude, frequência, graus de liberdade, massa, mola, amortecimento e modos de vibração;
- compreender as formas de determinação dos graus de liberdade de um sistema mecânico a partir dos elementos que o compõe;
- compreender as formas de determinação das frequências naturais dos sistemas mecânicos;
- compreender os fatores característicos nos espectros de vibração e como interpretá-los.

PLANO DE ESTUDOS

Esta unidade está dividida em quatro tópicos. No decorrer da unidade você encontrará autoatividades com o objetivo de reforçar o conteúdo apresentado.

TÓPICO 1 – SISTEMAS CONTÍNUOS E SISTEMAS DE UM E MÚLTIPLOS GRAUS DE LIBERDADE

TÓPICO 2 – FREQUÊNCIA E AMPLITUDE DE VIBRAÇÕES

TÓPICO 3 – FREQUÊNCIA NATURAL DE UM SISTEMA

TÓPICO 4 – AMORTECIMENTO E ESPECTRO DE VIBRAÇÃO



Preparado para ampliar seus conhecimentos? Respire e vamos em frente! Procure um ambiente que facilite a concentração, assim absorverá melhor as informações.

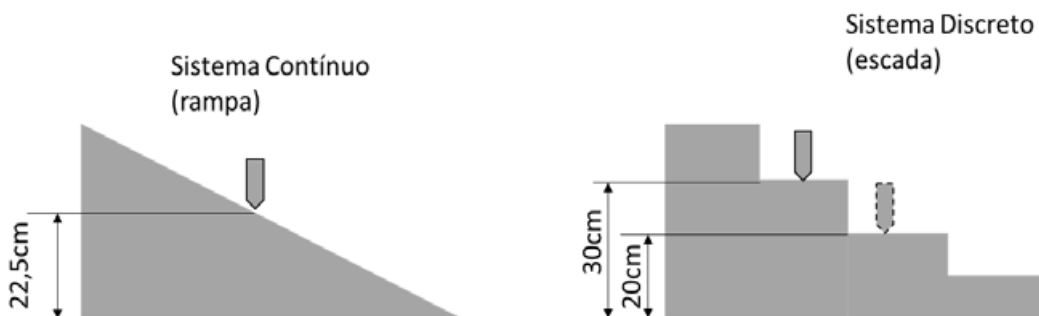
SISTEMAS CONTÍNUOS E SISTEMAS DE UM E MÚLTIPLOS GRAUS DE LIBERDADE

1 INTRODUÇÃO

Aqui, discutiremos sobre os sistemas contínuos que são a base de análise de sistemas dinâmicos e introduziremos os conceitos de graus de liberdade de um sistema. O primeiro passo para o entendimento dos sistemas mecânicos é sua classificação enquanto comportamento. Esse comportamento depende das variações que podem ser detectadas em sua saída após seu processamento. Para que os sistemas possam ser classificados como contínuos eles devem possuir infinitas possibilidades de escolha, dentro de suas limitações, em seu processamento.

Um exemplo de um sistema contínuo é uma rampa, conforme visto na Figura 1, pois se for necessário posicionar um objeto a 22,5 cm do solo, só será possível pela rampa, se observarmos o sistema discreto, como a escada, não é possível com um sistema discreto (no exemplo da figura, a escada) pois um sistema discreto possui apenas posições pré-estabelecidas.

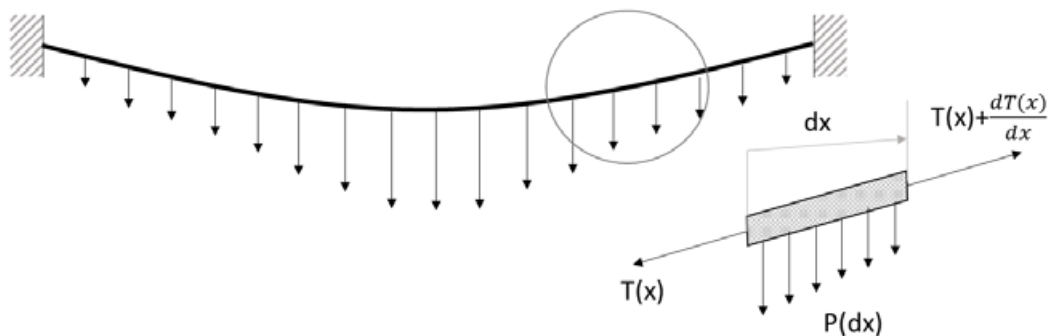
FIGURA 1 – EXEMPLO DE SISTEMA DISCRETO E SISTEMA CONTÍNUO



FONTE: O autor

Sistemas mecânicos contínuos são os sistemas que possuem a possibilidade de serem analisados em infinitas posições dentro de seu limite geométrico. Se observarmos outro exemplo de sistema mecânico, mas, dessa vez, um sistema mecânico contínuo como um cabo esticado e influenciado pelas forças provenientes de seu próprio peso, como mostrado na Figura 2.

FIGURA 2 – EXEMPLO DE UM SISTEMA MECÂNICO CONTÍNUO; NO DETALHE: AS FORÇAS DE UM ELEMENTO SEGMENTADO DO SISTEMA



FONTE: Adaptado de Hibbeler (2017)

O sistema apresentado como contínuo, no caso do cabo, possui as mesmas forças atuantes para qualquer segmento que seja separado do cabo, como o detalhe da Figura 2. Essas forças são consideradas independentemente do tamanho do cabo trazendo uma infinidade de possibilidades em tamanhos de segmentos e locais, no cabo, em que esses segmentos podem ser tomados.

Dessa forma, muitos sistemas mecânicos são estudados como sistemas contínuos para a compreensão de suas características e obtenção de modelos algébricos representativos desses sistemas.

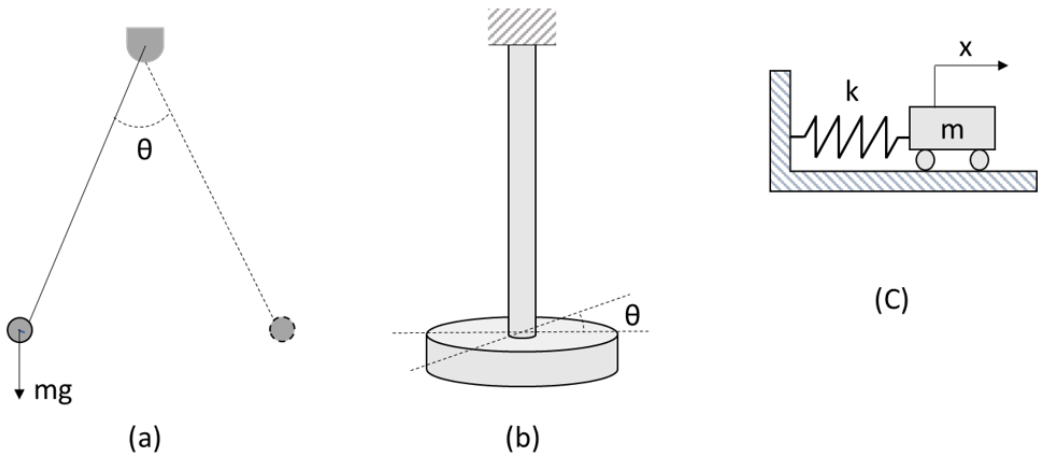
Neste tópico, você aprenderá que os sistemas contínuos podem assumir uma infinidade de posições ou valores de acordo com suas características físicas, que aproximam o modelo obtido com o modelo físico real.

2 SISTEMAS DE UM E MÚLTIPLOS GRAUS DE LIBERDADE

O grau de liberdade de um sistema pode ser definido como o número mínimo de coordenadas independentes utilizadas para descrever o posicionamento e movimento de um sistema mecânico.

Os sistemas mecânicos, na realidade, podem apresentar um número infinito de coordenadas em seus modos de movimentação. Assim, esses sistemas têm um número infinito de graus de liberdade. Grande parte dos sistemas estruturais e de máquinas têm elementos deformáveis (elásticos) e, conseqüentemente, um infinito número de graus de liberdade. Sistemas com um número finito de graus de liberdade são denominados sistemas discretos ou de parâmetros concentrados, e que têm um número infinito de graus de liberdade, são denominados sistemas contínuos ou distribuídos.

FIGURA 3 – SISTEMAS MECÂNICOS COM UM GRAU DE LIBERDADE: A) PENDULO SIMPLES, B) PENDULO TORCIONAL SIMPLES, C) SISTEMA MASSA-MOLA



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

Para os sistemas apresentados na Figura 3 podemos verificar que sua movimentação ocorre apenas em um plano ou com apenas um elemento fundamental de resolução de sua equação, como, por exemplo, o sistema massa-mola (c), no qual se resolve a força aplicada nesse sistema a partir da (EQ 1.2.1).

$$F = ma + kx \quad (\text{EQ 1.2.1})$$

Em que:

- F = força resultante do sistema (N);
- m = massa do sistema (Kg);
- k = rigidez da mola (N/m);
- a = aceleração (m^2/s);
- x =deslocamento (m);

Aproveitado o referenciamento dos elementos básicos de um sistema para modelagem do mesmo, vamos definir esses elementos para facilitar a compreensão das referências que aparecerão.

O **elemento massa** relaciona forças com acelerações e representa a inércia do sistema. De acordo com a Segunda Lei do Movimento de Newton, a força F é proporcional à aceleração a quando medidos no mesmo referencial e a constante de proporcionalidade é m . A unidade de massa no SI: quilograma (kg). O elemento massa é aquele que representa a capacidade física do sistema em armazenar energia cinética.

A vibração é o fenômeno físico que ocorre com a troca sistemática de energias cinética e potencial entre a massa e mola. O elemento responsável por relacionar forças com deslocamentos é considerado nos sistemas vibratórios como **mola**. Esse elemento é comumente assumido como um elemento sem massa, de forma que uma força atuando em uma extremidade deve ser equilibrada por outra força de igual magnitude, mas, de sentido contrário e atuando na outra extremidade. Pela atuação das forças em suas extremidades, a mola se alonga (ou se contrai, se as forças atuarem com sentidos contrários). O deslocamento ocorrido na mola, quando considerado um referencial inicial, é correlacionado linearmente com a força a partir de sua rigidez k (com unidades do SI sendo N/m).



O elemento mola pode aparecer na modelagem do sistema mecânico em várias posições. Eventualmente, para simplificar o modelo, são realizadas associações entre elas resultando em uma mola equivalente. A figura mostra as fórmulas de associação de molas em série (a) e em paralelo (b).

FIGURA – ASSOCIAÇÃO DE MOLAS: A) ASSOCIAÇÃO DE MOLAS EM SÉRIE; B) ASSOCIAÇÃO DE MOLAS EM PARALELO

a) associação de molas em série

$$K_{eq} \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2}} \left\{ \begin{array}{c} \text{---} k_2 \\ \text{---} \\ \text{---} k_1 \end{array} \right.$$

$$k_{eq} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i}}$$

b) associação de molas em paralelo

$$K_{eq} = k_1 + k_2 \left\{ \begin{array}{c} \text{---} k_1 \text{ ---} k_2 \end{array} \right.$$

$$k_{eq} = \sum_{i=1}^n k_i$$

FONTE: Adaptado de Rao (2008)

O elemento que relaciona forças com velocidades é conhecido genericamente como **amortecedor**. Assume-se também que o amortecedor não possui massa, de forma que as forças, aplicadas em suas extremidades possam ser balanceadas, sendo essas de mesma magnitude e sentido contrário. A constante de proporcionalidade c , que é a constante de correlação linear entre velocidade e força, é chamada de coeficiente de amortecimento viscoso. As unidades de c no SI são newton-segundo por metro (N.s/m).

Como o amortecimento em sistemas práticos é um fator difícil de se determinar, ele acaba sendo modelado em mais de um tipo, dependendo de sua atuação no sistema mecânico (RAO, 2008).

O **amortecimento viscoso** é o mecanismo de amortecimento mais comumente utilizado em análise de vibrações. Quando sistemas mecânicos vibram em um meio fluido, como ar, gás, água e óleo, a resistência oferecida pelo fluido ao corpo em movimento faz com que a energia seja dissipada. No amortecimento viscoso, a força de amortecimento é proporcional à velocidade do corpo vibratório.

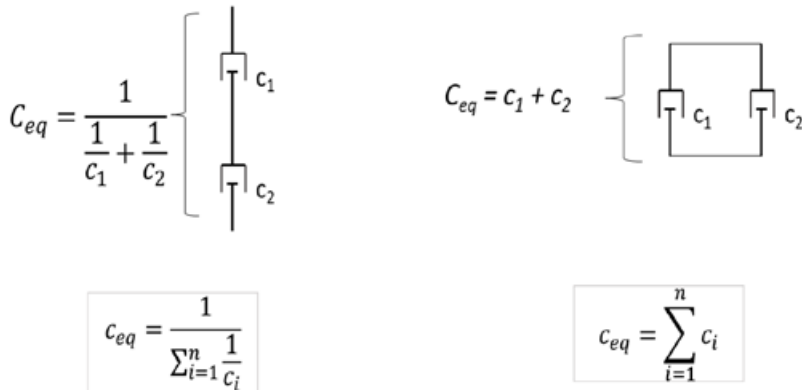
Amortecimento Coulomb ou atrito. Nesse caso, a magnitude da força amortecimento é constante, no sentido oposto ao movimento do corpo vibratório. O amortecimento é causado por superfícies em contato que não possuam lubrificação entre si.

Amortecimento material ou sólido ou histerese. Quando ocorre a deformação de um material, ele absorve e dissipa energia. Esse efeito deve-se ao atrito entre planos internos, que deslizam ou escorregam enquanto as deformações ocorrem. Quando um corpo com amortecimento material é sujeito à vibração, a correlação de tensão e deformação se apresentam como um ciclo de histerese.



O elemento amortecedor também pode se apresentar em posições que favorecem a associação e obtenção de um amortecimento equivalente. A figura mostra como essa associação pode ser realizada.

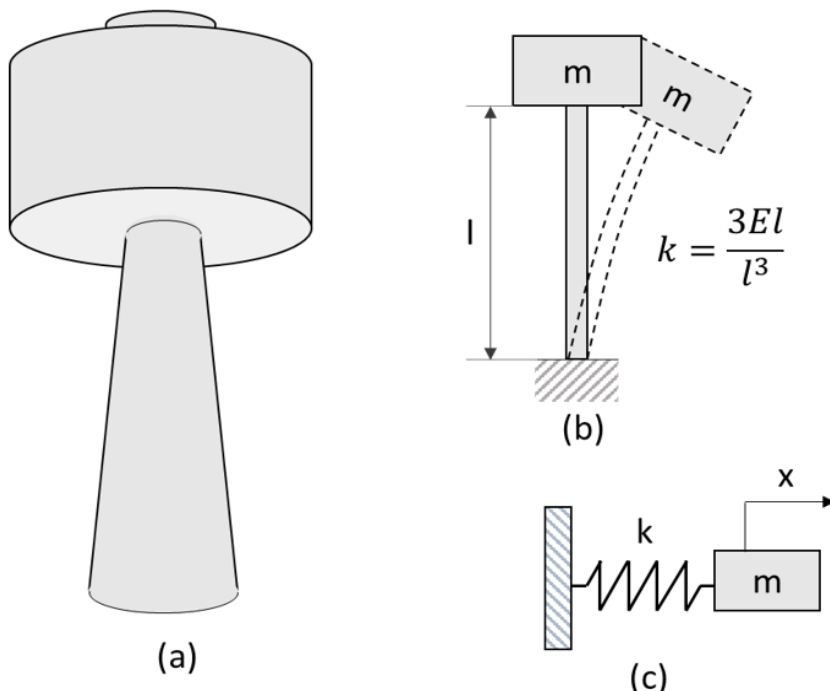
FIGURA – ASSOCIAÇÃO DE AMORTECIMENTO: A) ASSOCIAÇÃO DE AMORTECIMENTO EM SÉRIE; B) ASSOCIAÇÃO DE AMORTECIMENTO EM PARALELO



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

Vamos exemplificar os sistemas com um grau de liberdade com um sistema estrutural do tipo reservatório de água. Nesse tipo de sistema temos uma massa no topo de uma torre como se fosse um pêndulo invertido, com uma certa rigidez em sua estrutura. A Figura 4 mostra esse tipo de sistema.

FIGURA 4 – REPRESENTAÇÃO DE UM SISTEMA MECÂNICO COM UM GRAU DE LIBERDADE: A) DESENHO DO SISTEMA REAL, B) PENDULO INVERTIDO REPRESENTATIVO, C) SISTEMA MASSA-MOLA EQUIVALENTE

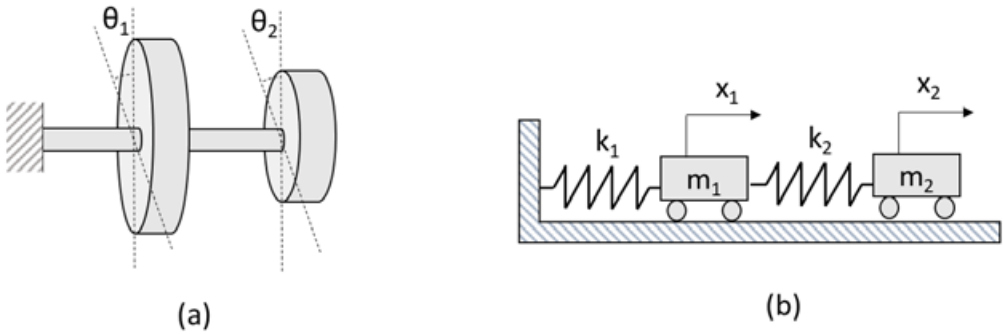


FONTE: Adaptado de Rao (2008)

A rigidez do sistema é obtida a partir do equacionamento do modo de rigidez da viga engastada, sua simplificação é possível em problemas os quais se deseja descobrir o deslocamento horizontal ou a frequência de oscilação da torre, a frequência de oscilação será abordada em item posterior.

Os sistemas mecânicos com dois graus de liberdade têm em sua composição mais um elemento passível de movimentação e, dessa forma, exige soluções mais elaboradas, pois as equações de cada elemento ficam dependentes entre si. Alguns exemplos de sistemas mecânicos com dois graus de liberdade podem ser observados na Figura 5

FIGURA 5 – SISTEMAS COM DOIS GRAUS DE LIBERDADE: A) SISTEMAS TORCIONAIS; B) SISTEMAS MASSA-MOLA



Fonte: Adaptado de: Rao (2008)

Ao considerar o equacionamento do sistema apresentado em (b) pode-se verificar na (EQ 1.2.2) que o número de variáveis aumenta de acordo com a quantidade de sistemas considerados.

$$F = m_1 a_1 + k_1 x_1 + m_2 a_2 + k_2 x_2 \quad (\text{EQ 1.2.2})$$

Em que:

- F = força resultante do sistema (N);
- m_1 = massa do sistema 1 (Kg);
- m_2 = massa do sistema 2 (Kg);
- k_1 = rigidez da mola (N/m);
- k_1 = rigidez da mola (N/m);
- a_1 = aceleração do sistema 1(m²/s);
- a_2 = aceleração do sistema 2(m²/s);
- x_1 =deslocamento do sistema 1(m);
- x_2 = deslocamento do sistema 2(m).

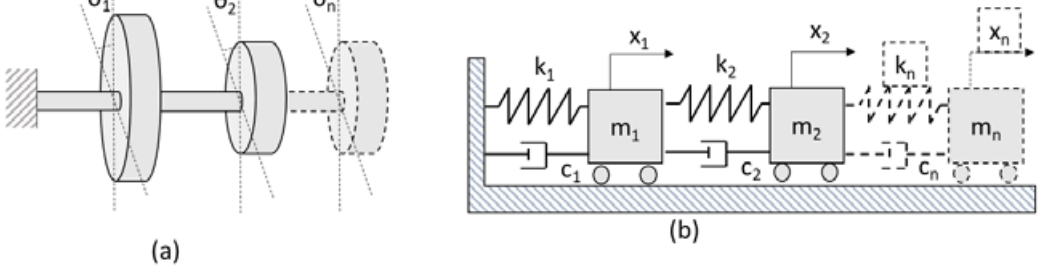
Os sistemas mecânicos podem ser decompostos em vários sistemas, embora tratar um sistema como contínuo dê resultados exatos, os métodos analíticos, por cálculos, apresentam bons resultados a partir de simplificações das formas e elementos como vigas uniformes, hastes delgadas e placas finas. Devido a isso, a grande maioria dos sistemas mecânicos são estudados decompondo-os em vários sistemas massa, mola e amortecedor interligados e formando uma malha que representa totalmente o sistema mecânico estudado.



Os sistemas massa-molas, até aqui apresentados, não tinham o elemento de amortecimento para simplificar o equacionamento e compreensão dos conceitos iniciais, veremos que eles podem ser ignorados quando um sistema possui uma vibração sem amortecimento. Os sistemas mecânicos reais possuem, em sua maioria, o amortecimento.

Para cada sistema massa-mola-amortecedor existente em um sistema mecânico podemos considerar que temos um grau de liberdade, portanto, um sistema com 4 graus de liberdade possui 4 sistemas massa-mola-amortecedor. Os sistemas mostrados na Figura 6 possuem mais elementos com mais graus de liberdade.

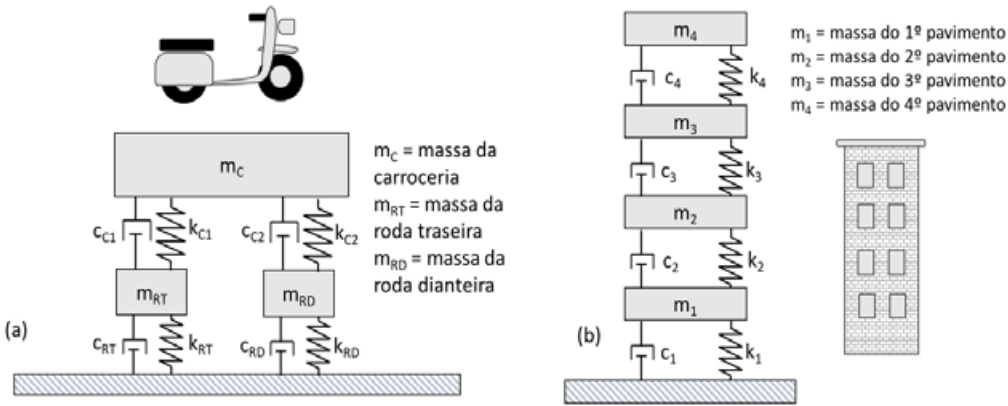
FIGURA 6 – SISTEMAS COM N GRAUS DE LIBERDADE: A) SISTEMAS TORCIONAIS; B) SISTEMAS MASSA-MOLA



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

Como dito anteriormente, os sistemas mecânicos podem ser decompostos em sistemas massa-mola-amortecedor de acordo com a junção entre as massas consideradas e disposição dos elementos. Na Figura 7, são mostrados dois exemplos de sistemas mecânicos que são modelados como sistemas massa-mola-amortecedor.

FIGURA 7 – SISTEMAS MECÂNICOS DECOMPOSTOS EM SISTEMAS MASSA-MOLA-AMORTECEDOR: A) SISTEMA DE SUSPENSÃO DE UMA MOTOCICLETA; B) SISTEMA DE FIXAÇÃO ENTRE OS PAVIMENTOS DE UM PRÉDIO



Fonte: O autor

Cada elemento massa-mola-amortecedor pode ser descrito analiticamente a partir de uma equação diferencial de força descrita na (EQ 1.2.3)

$$f(t) = m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) \quad (1.2.3)$$

Em que:

- m = massa do sistema;
- c = amortecimento do sistema;
- k = rigidez do sistema que recebe a força.

A representação de $x(t)$ é formulada a partir da derivada do deslocamento, sendo a velocidade derivada primeira ($\dot{x} = \frac{\partial x}{\partial t}$) e a aceleração a derivada segunda ($\ddot{x} = \frac{\partial^2 x}{\partial t^2}$); essa fórmula é a equação característica de um sistema massa-mola-amortecedor.

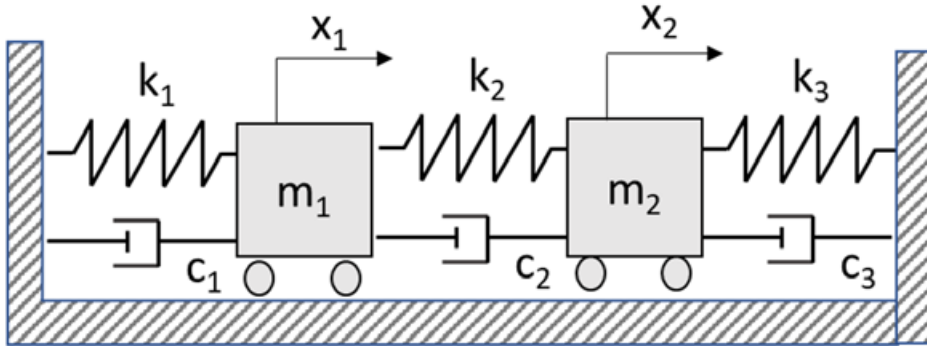
Quando temos um sistema massa-mola-amortecedor que pode ser representado por uma massa, uma mola e um amortecedor, como o sistema da Figura 3c, devido a sua capacidade de movimentação em apenas uma direção, é considerado um sistema de um grau de liberdade.

Sistemas com mais graus de liberdade serão possíveis dependendo da quantidade de sistemas massa-mola-amortecedor, que os compõem. Como exemplo, podemos dizer que o sistema apresentado na Figura 7a é um sistema com três graus de liberdade, enquanto o sistema apresentado na Figura 7b é um sistema com 4 graus de liberdade.

Podemos concluir que a quantidade de massa tem uma correlação direta com o número de graus de liberdade de um sistema. Sabendo que cada massa considerada no sistema necessita de uma rigidez e um amortecimento para complementar o sistema, pode-se deduzir a correlação da quantidade de massa distribuída com a quantidade de graus de liberdade de um sistema.

Vamos fazer uma análise de um sistema com mais de um grau de liberdade, vamos considerar um sistema de dois graus de liberdade. Conforme a Figura 8 exemplifica, o sistema apresentado possui dois graus de liberdade, mesmo mostrando mais de dois amortecedores e duas molas. Esse amortecedor e essa mola que no desenho estão representados com o índice 3, representam a conexão do sistema com um referencial rígido, como o solo ou uma parede com uma massa muito maior que as massas do sistema.

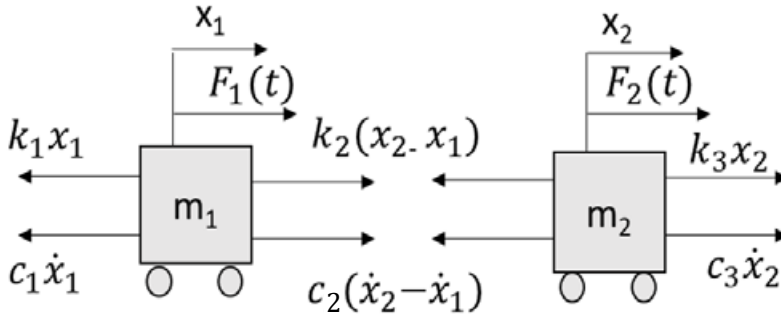
FIGURA 8 – SISTEMA COM DOIS GRAUS DE LIBERDADE



FONTE: Adaptado de Timoshenko (1937)

Agora, vamos fazer uma análise das forças exercidas em cada massa do sistema de acordo com a Segunda Lei de Newton. Para essa análise, observaremos os corpos separados fora do sistema e colocaremos as forças correspondentes e resultantes da ação dos elementos amortecedor e mola. Essa análise pode ser vista na Figura 9.

FIGURA 9 – FORÇAS ATUANTES NOS CORPOS DE UM SISTEMA COM DOIS GRAUS DE LIBERDADE (REPRESENTADO NA FIGURA 8)



FONTE: Adaptado de Timoshenko (1937)

Com os sistemas analisados de forma separada podemos obter as equações das forças resultantes para cada corpo do sistema analisado.

$$F_1 = m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 \quad (\text{EQ.1.2.4})$$

$$F_2 = m_2 \ddot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + (c_2 + c_3) \dot{x}_2 - k_2 x_1 + (k_2 + k_3) x_2 \quad (\text{EQ.1.2.5})$$

O sistema de equações diferenciais resultante dessa análise pode ser apresentado por um equacionamento matricial devido ao aumento de variáveis representativas do sistema, como visto nas (EQ. 1.2.4) e (EQ.1.2.5).

$$\vec{f}(t) = [m]\ddot{\vec{x}} + [c]\dot{\vec{x}} + [k]\vec{x}(t) \quad (\text{EQ.1.2.6})$$

Em que:

- $[m]$ = matriz de massas do sistema;
- $[c]$ = matriz de amortecimento do sistema;
- $[k]$ = matriz de rigidez do sistema.

Essas matrizes são simétricas e apresentam uma forma mais simplificada de lidar com equações diferenciais como as equações (1.2.4) e (1.2.5). As matrizes assumirão o dimensionamento quadrático de acordo com os graus de liberdade do sistema.



As matrizes consideradas simétricas são matrizes que possuem seus valores espelhados pela sua diagonal principal. Dessa forma valerá a identidade de que uma matriz simétrica e sua transposta são equivalentes. Como na equação (1.2.7).

$$[A] = [A]^T \quad (1.2.7)$$

Considerando essa identidade a figura mostra uma matriz 3x3 transposta e seus valores, conforme discutido.

FIGURA – UMA MATRIZ SIMÉTRICA A E SUA TRANSPOSTA A^T . A SIMETRIA É DADA PELA IGUALDADE $a_{11}=a_{22}=a_{33}$

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix}$$

$a_{11} = a_{22} = a_{33}$

$$A^T = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{21} & a_{31} \\ a_{12} & a_{22} & a_{32} \\ a_{13} & a_{23} & a_{33} \end{bmatrix}$$

$a_{11} = a_{22} = a_{33}$

FONTE: O autor

O equacionamento matricial da força do sistema de dois graus de liberdade da Figura 7, pode ser obtido, primeiramente, para a matriz de massa onde as massas do sistema ficarão na diagonal principal da matriz e os outros elementos receberão o valor zero. conforme (EQ.1.2.8).

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad (1.2.8)$$

Para a matriz de amortecimento, os valores de amortecimento da diagonal principal serão a soma dos amortecimentos atuantes nas massas do sistema de acordo com sua posição na matriz de massas. Os elementos restantes serão os amortecimentos comuns às massas referentes aos seus devidos índices, no caso, o amortecimento comum às massas m_1 e m_2 é c_2 , porém, com o valor negativo. Essa matriz é vista na (EQ.1.2.9).

$$[c] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 + c_3 \end{bmatrix} \quad (1.2.9)$$

O mesmo raciocínio deverá ser realizado para a construção da matriz de rigidez. Esta matriz é vista na (EQ. 1.2.10).

$$[k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix} \quad (1.2.10)$$

Para complementar a equação do sistema os deslocamentos e as forças podem ser representados por vetores contendo os valores resultantes para cada massa do sistema. Como mostrado na equação (1.2.11).

$$\{x(t)\} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{Bmatrix} \text{ e } \{f(t)\} = \begin{Bmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \end{Bmatrix} \quad (1.2.11)$$

Quando o sistema possuir mais graus de liberdade, se for necessário realizar seu equacionamento matricial, a formação das matrizes será considerada similar ao ocorrido com um sistema com dois graus de liberdade. Caso tenhamos um sistema com n graus de liberdade, teríamos as matrizes representadas como na Figura 10.

FIGURA 10 – MATRIZES DE UM SISTEMA COM N GRAUS DE LIBERDADE: (A) MATRIZ DE MASSAS; (B) MATRIZ DE AMORTECIMENTOS; (C) MATRIZ DE RIGIDEZ; (D) VETORES DE FORÇA E DESLOCAMENTO

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & m_n \end{bmatrix}$$

(a)

$$[c] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & \dots & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & \dots & 0 \\ 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -c_{n-1} \\ & & & & c_{n-1} + c_n \end{bmatrix}$$

(b)

$$[k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & \dots & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & \dots & 0 \\ 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -k_{n-1} \\ & & & & k_{n-1} + k_n \end{bmatrix}$$

(c)

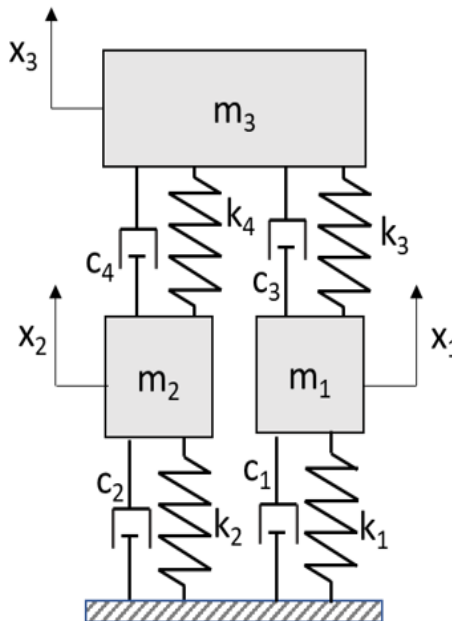
$$\{f(t)\} = \begin{Bmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \\ \vdots \\ f_n(t) \end{Bmatrix} \quad \{x(t)\} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{Bmatrix}$$

(d)

FONTE: Adaptado de Rao (2008)

Exemplo 1: vamos considerar o sistema representado na Figura 11, com os devidos valores de massa, rigidez e amortecimento para obtermos as matrizes representantes do equacionamento matricial das equações diferenciais desse sistema.

FIGURA 11 – SISTEMA COM TRÊS GRAUS DE LIBERDADE



FONTE: O autor

Determine as matrizes de massa, rigidez e amortecimento do sistema.

Solução:

- Matriz de massa: as massas são alocadas na diagonal principal da matriz:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}$$

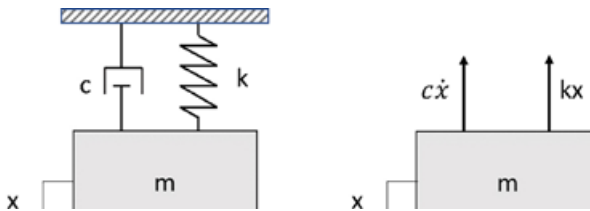
- Matriz de amortecimento: na matriz de amortecimento a diagonal principal recebe os valores das somas dos amortecimentos para cada massa, de acordo com a matriz de massa.

$$x_1(t) = X_1^{(1)} \cos\left(\sqrt{\frac{k}{m}}t + \phi_1\right) + X_1^{(2)} \cos\left(\sqrt{\frac{3k}{m}}t + \phi_2\right)$$

$$x_2(t) = X_1^{(1)} \cos\left(\sqrt{\frac{k}{m}}t + \phi_1\right) - X_1^{(2)} \cos\left(\sqrt{\frac{3k}{m}}t + \phi_2\right)$$

Podemos observar que como não há elementos interligando as massas m_1 e m_2 , também não aparecem valores nas posições a_{12} e a_{21} .

Similarmente, a matriz de rigidez será:



As mesmas posições obtidas na matriz de rigidez são mostradas sem rigidez por não haver elementos de rigidez conectando as devidas massas m_1 e m_2

RESUMO DO TÓPICO 1

Neste tópico, você aprendeu que:

- Sistemas contínuos podem ter graus de liberdade de acordo com a possibilidade de movimentação de seus componentes. Esses graus de liberdade são importantes por conter as características básicas dos sistemas mecânicos vibratórios.
- As forças existentes nos sistemas mecânicos e a sua representação considerando o equacionamento das equações derivadas ordinárias e as devidas soluções típicas dessas equações.
- Os sistemas mecânicos, com o aumento dos graus de liberdade, podem ser descritos por equações matriciais. Essas equações matriciais podem simplificar a resolução dos sistemas dinâmicos.
- Os sistemas mecânicos com avanço linear possuem uma mesma característica, com relação as suas equações, que os sistemas de avanço torcional, mesmo não sendo abordado por esse curso, sua similaridade com o sistema linear dará informação suficiente para seu entendimento.



1 Considere as afirmações a respeito do sistema massa-mola-amortecedor.

I - O sistema massa-mola-amortecedor é o elemento básico de análise dinâmica em que a massa define a quantidade de graus de liberdade de um sistema.

II - Não é possível realizar qualquer análise de sistema dinâmico sem a utilização do amortecedor entre as massas distribuídas do sistema.

III - As molas representam a rigidez entre os elementos conectados a ela de um sistema dinâmico.

Está CORRETO o que se afirma em:

- a) ☐ I.
- b) ☐ II.
- c) ☐ III.
- d) ☐ I e III.
- e) ☐ I e II.

2 O amortecimento de um sistema mecânico é dado pela capacidade de dissipar energia de um sistema. Observe as afirmações referentes aos amortecimentos mecânicos.

I - O amortecimento viscoso é comumente utilizado quando existe um fluido responsável por dissipar a energia de peças em contato no sistema.

II - O amortecimento de Coulomb é o amortecimento próprio do material que dissipa a energia de acordo com a movimentação dele.

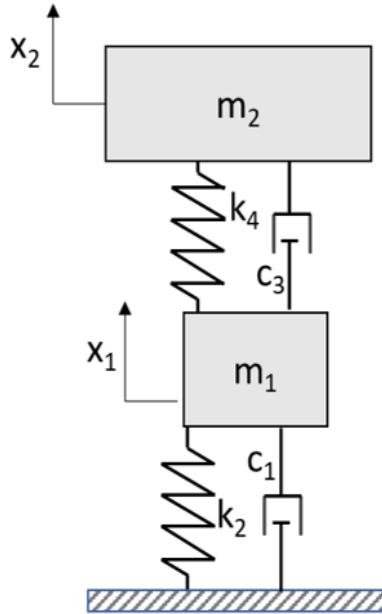
III - O amortecimento de histerese não precisa de lubrificante, pois é comumente utilizado para peças secas sem ocorrência de deformação.

Assinale a alternativa que indica quais afirmações estão CORRETAS:

- a) ☐ III.
- b) ☐ II.
- c) ☐ I.
- d) ☐ I e II.
- e) ☐ II e III.

3 Considere o sistema mecânico representado pelo diagrama massa-mola-amortecedor. Assinale qual será a matriz rigidez “k” do sistema.

FIGURA – DIAGRAMA MASSA-MOLA-AMORTECEDOR



FONTE: O autor

- a) () $k = \begin{bmatrix} k_2 + k_4 & -k_4 \\ -k_4 & k_4 \end{bmatrix}$
- b) () $k = \begin{bmatrix} k_2 + k_4 & +k_4 \\ +k_4 & k_4 \end{bmatrix}$
- c) () $k = \begin{bmatrix} k_2 + k_4 & -k_2 \\ -k_2 & k_4 \end{bmatrix}$
- d) () $k = \begin{bmatrix} k_2 - k_4 & -k_2 \\ -k_2 & k_4 \end{bmatrix}$
- e) () $k = \begin{bmatrix} k_2 - k_4 & +k_4 \\ +k_4 & k_4 \end{bmatrix}$

FREQUÊNCIA E AMPLITUDE DE VIBRAÇÕES

1 INTRODUÇÃO

Neste tópico, definiremos algumas características das vibrações mecânicas que serão utilizadas para a compreensão do assunto a ser tratado. Abordaremos sobre seus tipos e classificações e, posteriormente, como a vibração mecânica pode ser representada.

2 DEFINIÇÕES

A **Vibração** é definida como movimentos mecânicos que se repetem, regular ou irregularmente, depois de um intervalo de tempo. Como exemplo, o movimento de um pêndulo ou da corda de um violão são exemplos de vibrações existentes no mundo real. Para a engenharia, esses movimentos ocorrem, na maioria das vezes, em elementos de máquinas e nas estruturas, quando submetidas a ações dinâmicas.

Outro conceito importante a respeito da vibração depende da continuação do estímulo de excitação sendo dessa forma definido como vibração livre e vibração forçada.

A **Vibração livre** é aquela produzida por uma perturbação inicial que ocorre apenas no início do movimento vibratório, não persistindo durante esse movimento. Um pêndulo simples, depois de deslocado de sua posição de equilíbrio, permanece em movimento oscilatório sem influência desse posicionamento inicial.

Já a **Vibração forçada** é provocada por um efeito externo que persiste durante o tempo em que o movimento vibratório existir. O movimento de um rotor desbalanceado é um exemplo típico de uma vibração forçada, pois, enquanto o rotor está girando a vibração está acontecendo.

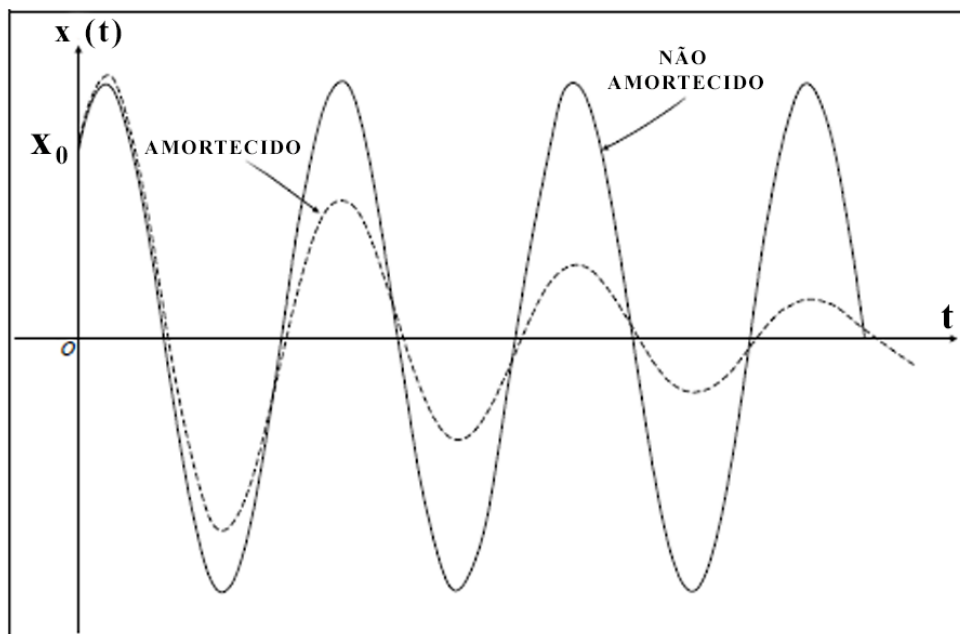
O comportamento da vibração pode apresentar um decaimento no decorrer do tempo, sendo assim, a **vibração amortecida** é aquela em que possui uma queda de energia com o transcorrer do tempo de forma que a amplitude da vibração diminua progressivamente.

A **vibração não amortecida** é aquela em que a energia vibratória não se dissipa, de forma que o movimento vibratório se mantém com o decorrer do tempo.

A vibração não amortecida ocorre em sistema ideais, pois em sistemas reais sempre haverá dissipação de energia. Em muitos casos o amortecimento é tão pequeno que é possível desprezá-lo, pois os níveis vibratórios diminuem muito pouco durante o tempo de observação e a análise do problema se torna uma análise de vibração não amortecida.

Quando o sistema é real, as resistências passivas estão sempre presentes, fazendo com que a energia oscilatória do sistema se dissipe. Essa dissipação de energia ocorre devido ao amortecimento. O Gráfico 1 ilustra um sinal de vibração não amortecida e um sinal de vibração amortecida.

GRÁFICO 1 – SINAL DE UM SISTEMA AMORTECIDO COMPARADO COM UM SISTEMA AMORTECIDO



FONTE: Soeiro (2001, p. 34)

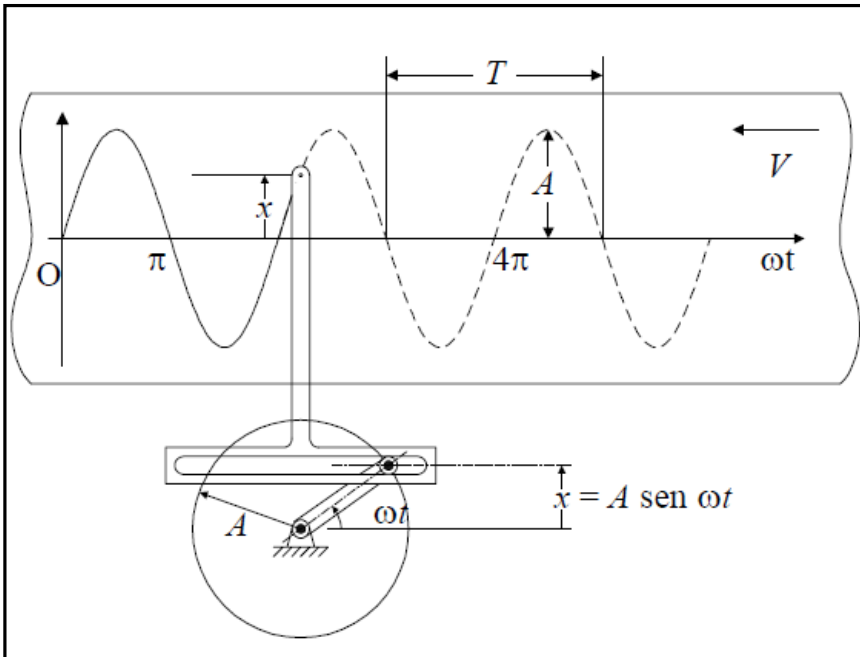
Quando um sistema vibratório possui uma correlação proporcional entre a resposta na sua saída e um sinal de entrada podemos dizer que o sistema apresenta uma **vibração linear** (a força de uma mola é proporcional ao seu deslocamento, a força do amortecimento de um sistema é proporcional à velocidade e a força de massa inercial é proporcional à aceleração).

Vibração não linear é aquela em que um ou mais componentes do sistema não se comporta linearmente, ou seja, sem uma relação linear com a saída associada (podem assumir relações quadráticas, cúbicas, logarítmicas, exponenciais, senoidais etc.).

Quando o comportamento do sistema vibracional possui uma determinada previsibilidade, podemos classificar a vibração resultante como **determinística**. Essa previsibilidade ocorre em qualquer instante de tempo. **Vibração aleatória** ou não determinística é aquela em que não é possível prever o que irá acontecer no movimento vibratório.

O sinal de vibração é percebido como sendo um sinal que se repete no decorrer do tempo, esse tipo de sinal é definido como **sinal harmônico**. Como exemplo podemos verificar o funcionamento de um dispositivo chamado mecanismo de Scotch Yoke, esse mecanismo, ao funcionar, desenvolve um movimento oscilatório senoidal. Esse mecanismo pode ser visto no Gráfico 2.

GRÁFICO 2 – MECANISMO DE SCOTCH YOKE GERANDO UM MOVIMENTO HARMÔNICO



FONTE: Rao (2008, p. 67)

O movimento harmônico é uma forma de onda periódica e senoidal, como mostrado na Gráfico 2, representada pela (EQ 1.3.1).

$$x = A \sin(\omega t + \varphi) \quad (\text{EQ 1.3.1})$$

Em que:

- x =deslocamento e posição da função;
- A =amplitude da função;
- ω =frequência angular;
- φ =posição angular inicial.

O formato do movimento harmônico possui o mesmo comportamento se avaliado pela função seno ou cosseno. Observando novamente o Gráfico 1 podemos definir alguns argumentos do movimento harmônico:

- **Amplitude – A:** é o máximo valor atingido por x . A unidade utilizada é a mesma da variável x . O valor da amplitude pode ser representado pelo pico alcançado ou, em alguns casos, o valor de pico a pico.
- **Período – T:** é o tempo transcorrido até que o movimento se repita, o período é expresso por uma unidade de tempo, normalmente o segundo.
- **Frequência – f:** é a quantidade de repetições que ocorrem em uma determinada unidade de tempo. É definida como o inverso do período, conforme equação (1.3.2), normalmente medida em ciclos por segundo (Hertz - Hz). Uma outra unidade de frequência bastante comum em engenharia mecânica é a RPM (rotações por minuto) ou CPM (ciclos por minuto), frequentemente utilizada para medir velocidade de rotação em sistemas rotativos.

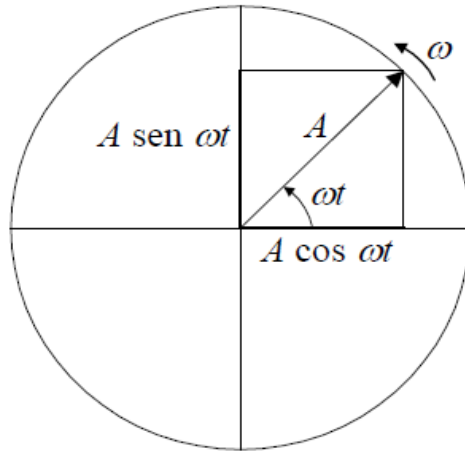
$$f = 1/T \quad (\text{EQ. 1.3.2})$$

Frequência angular – ω : é a velocidade angular com que um vetor de amplitude A gira, Gráfico 2, de forma que suas projeções horizontal e vertical desempenham movimentos harmônicos. Relaciona-se com a frequência pela (EQ.1.3.3).

$$\omega = 2\pi f \quad (1.3.3)$$

Uma vez que um período de oscilação corresponde a uma volta completa do vetor, o que equivale a um ângulo de 2π rad. É, portanto, medida em rad/seg. O vetor girante que representa o posicionamento em um sistema harmônico é representado pela Figura 12.

FIGURA 12 – REPRESENTAÇÃO DO VETOR GIRANTE DE UM MOVIMENTO HARMÔNICO

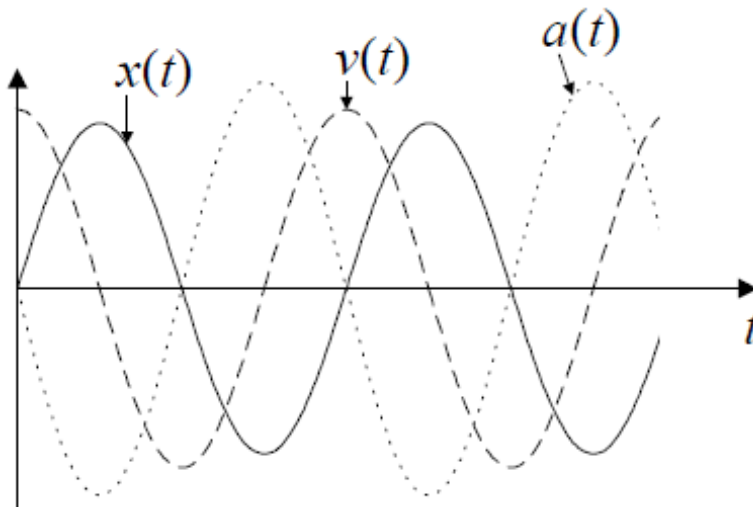


FONTE: Rao (2008, p. 45)

- **Ângulo de fase – φ :** é o ângulo inicial do argumento da função senoidal que descreve o movimento harmônico ele é normalmente representado em radianos. O ângulo de fase começa a se tornar importante quando se compara dois movimentos harmônicos não coincidentes no tempo. O ângulo de fase pode representar o quanto um movimento está adiantado ou atrasado em relação ao outro. O ângulo de fase é normalmente medido em radianos.

Observando novamente o mecanismo do Gráfico 3 podemos descrever o deslocamento da haste, sua velocidade e sua aceleração em um gráfico. Poderemos verificar que eles são defasados de 90° .

GRÁFICO 3 – SINAIS DE DESLOCAMENTO, VELOCIDADE E ACELERAÇÃO E SUAS DEFASAGENS RELATIVAS TÍPICAS



Fonte: Kelly (2018, p. 63)

Da mesma forma que o descrito na equação da força (3) pode-se obter a velocidade da derivada do deslocamento e a aceleração como derivada segunda do deslocamento.

$$\begin{aligned}v &= \dot{x} = \omega A \cos \omega t \\a &= \ddot{x} = -\omega^2 A \sin \omega t\end{aligned}\tag{EQ. 1.3.4}$$

Dessa forma, o deslocamento da velocidade angular em relação ao deslocamento é de $\pi/2$ (ou 90°) e a aceleração angular em relação ao deslocamento de π (ou 180°) o que justifica o valor negativo na equação.

A amplitude de um sinal que representa um sistema vibratório pode ser avaliada de forma linear, mas em muitos casos os valores da amplitude de vibração necessitam ser linearizados devido à grande variação. Para realizar essa linearização utiliza-se o decibel.

A unidade **decibel** é utilizada para expressar valores relativos da amplitude do deslocamento, da velocidade e da aceleração. É definida como:

$$dB = 10 \log \frac{p}{p_0}\tag{EQ. 1.3.5}$$

Em que: p é a quantidade em consideração e p_0 um valor de referência para a mesma quantidade.

Alguns valores de referência em uso são:

- $v_0 = 10^{-8}$ m/s para a velocidade;
- $a_0 = 9,81 \times 10^{-6}$ m/s² para a aceleração;
- $p_0 = 2 \times 10^{-5}$ N/m² para pressão acústica;
- $I_0 = 10^{-12}$ W/m² para intensidade acústica e
- $W_0 = 10^{-12}$ W para potência acústica.

Os três últimos valores correspondem aos limiares de percepção do ouvido humano.



Surgido a partir da necessidade de calcular a atenuação existente em cabos de telefonia Alexander Graham Bell criou a TU (*transmission unit*) que posteriormente foi batizada de Bel. A ideia principal do decibel (a décima arte do Bel) é linearizar grandes variações de sinal, assim como a amplitude de vibrações mecânicas medidas por acelerômetros e, no terceiro capítulo, a intensidade sonora. Em uma mesma escala devem ser representadas pequenas e grandes variações, devido a isso o decibel é definido como uma razão de uma grandeza e uma referência.

FONTE: <<https://www.embarcados.com.br/o-que-e-decibel/>>. Acesso em: 5 ago. 2019.

Alguns valores que podem exemplificar a quantização do decibel:

- 20 dB significa que a quantidade medida é igual a 10 vezes o valor de referência;
- 40 dB significa que a quantidade medida é igual a 100 vezes o valor de referência;
- 60 dB significa que a quantidade medida é igual a 1000 vezes o valor de referência.

3 O MOVIMENTO HARMONICO

O movimento harmônico tem uma simplicidade de resolução, para muitos sistemas mecânicos a periodicidade no tempo significa que pode ser representado por séries de Fourier, sendo esse uma soma infinita de senos e cossenos. A fórmula representativa da série de Fourier é mostrada na (EQ.1.3.6).

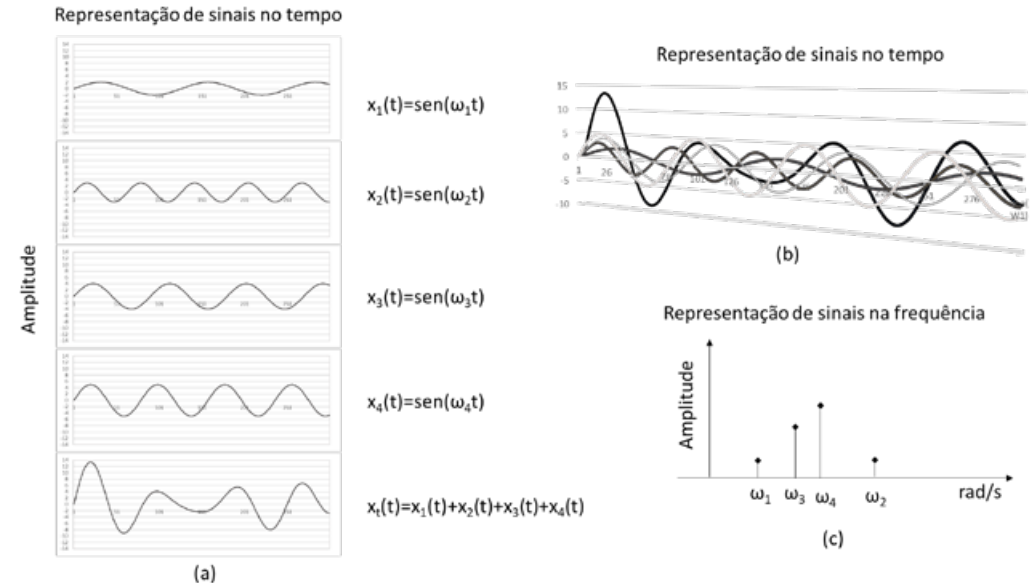
$$x(t) = \frac{a_0}{2} + a_1 \cos \omega t + a_2 \cos 2\omega t + \dots + b_1 \sin \omega t + b_2 \sin 2\omega t + \dots$$

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t) \quad (\text{EQ. 1.3.6})$$

Na equação da série de Fourier (1.3.6) o termo ω é a frequência principal da equação, sabendo que $\omega=2\pi f$, os termos a_n e b_n são coeficientes constantes que ponderam a somatória de acordo com a influência do múltiplo da frequência principal.

No Gráfico 4, podemos verificar que um sinal periódico pode ser representado pela somatória de sinais periódicos senoidais 4a, quando dispostos juntos, os sinais harmônicos apresentam uma complexidade de análise 4b, para complementar a análise dos sinais harmônicos podemos realizar uma análise no domínio da frequência 4c.

GRÁFICO 4 – SOMATÓRIO DE SENOS REPRESENTANDO A DECOMPOSIÇÃO DE UM SINAL PERIÓDICO. (A) DECOMPOSIÇÃO DO SINAL HARMÔNICO EM VÁRIOS SINAIS SENOIDAIS. (B) COMPOSIÇÃO DO SINAL HARMÔNICO NO MESMO GRÁFICO. (C) DISPOSIÇÃO DOS SINAIS NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA



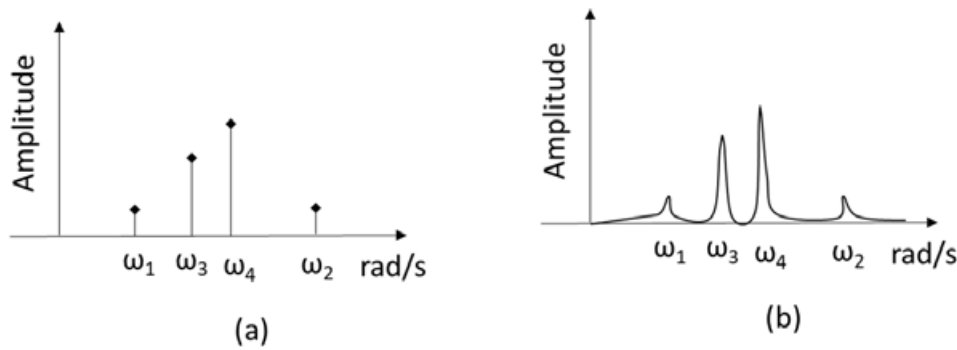
FONTE: O autor

A unidade da frequência apresentada é o rad/s, correlacionado com variações por segundo (Hz) a partir da relação $\omega = 2\pi f$. Essa representação no domínio da frequência é possível, pois a série de Fourier permite representar sinais periódicos no tempo e na frequência a partir de sua expansão.

A representação de sinais harmônicos no domínio da frequência é descrita como espectro de frequências. No espectro de frequências cada componente representa um sinal senoidal diferindo um do outro a partir do componente ω .

Como se trata de uma função contínua a melhor representação dos sinais harmônicos na frequência é mostrada no Gráfico 5.

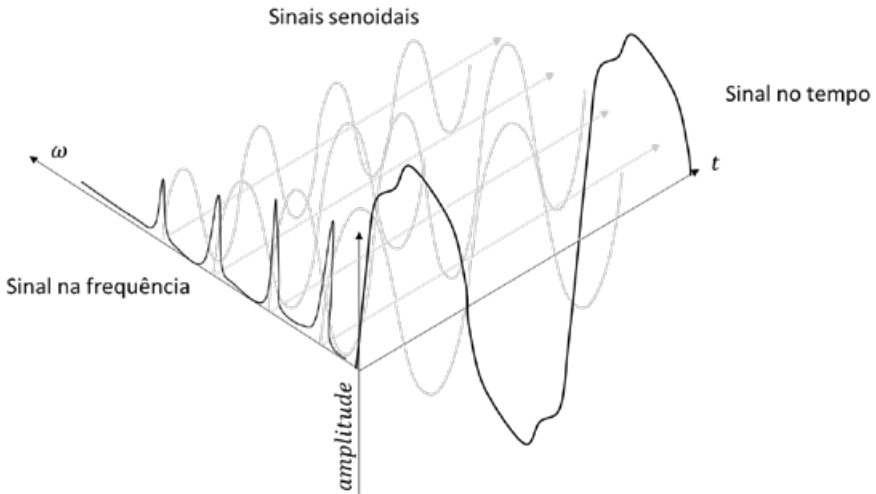
GRÁFICO 5 – REPRESENTAÇÃO DE SINAIS NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA: (A) FORMA DISCRETA; (B) FORMA CONTÍNUA



FONTE: O autor

Dessa forma, podemos compreender que a vibração mecânica pode ser representada por decomposição do seu sinal no tempo em equações harmônicas utilizando a transformada de Fourier. O gráfico de três eixos a seguir mostra como essa relação pode ser observada.

GRÁFICO 6 – REPRESENTAÇÃO DE SINAIS NO TEMPO, SUA DECOMPOSIÇÃO EM SINAIS HARMÔNICOS E SUA REPRESENTAÇÃO NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA



FONTE: O autor



RESUMO DO TÓPICO 2

Neste tópico, você aprendeu que:

- As definições utilizadas para sinais que representam os sistemas mecânicos e suas possíveis respostas são necessárias para o estudo das vibrações mecânicas.
- O uso da unidade decibel para a amplitude de vibrações mecânicas é importante para representar corretamente sua característica logarítmica.
- Apesar da resposta no tempo dos sistemas mecânicos existe uma importância maior na resposta do sistema no domínio da frequência e todas as definições referentes ao movimento harmônico.
- Os sinais no tempo podem ser representados por uma soma infinita de sinais harmônicos a partir da série de Fourier, sendo cada ponto na frequência um componente do sinal total no tempo.



1 Considere as afirmações referentes a definição de vibrações mecânicas.

I - Puxar uma corda de um instrumento e logo em seguida soltá-la é considerada uma manifestação de uma de vibração livre.

II - A ação de uma serra durante o corte de um pedaço de madeira transmite uma parte da vibração gerada pela serra na madeira, essa é considerada uma vibração livre.

III - A vibração forçada precisa ter como componente inicial uma força no sistema mecânico mesmo que depois ela seja extinta.

Assinale a alternativa que apresenta as afirmações CORRETAS:

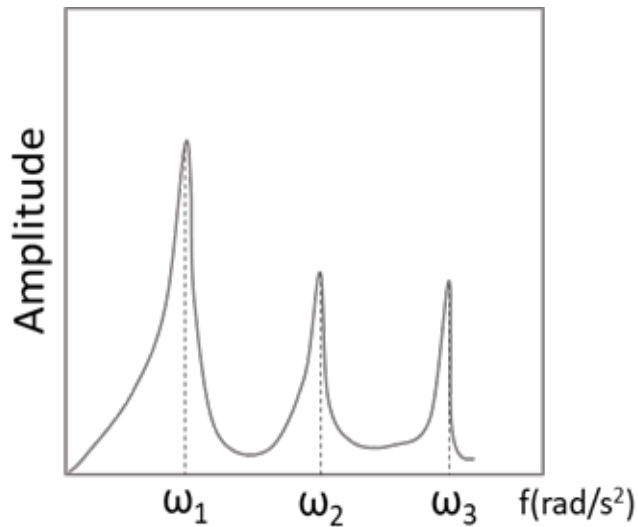
- a) () III.
- b) () II.
- c) () I.
- d) () I e III.
- e) () II e III.

2 Verifique a alternativa CORRETA a respeito do decibel:

- a) () É uma forma de medida que diminui o erro de cálculo entre duas amplitudes.
- b) () É necessário apenas quando temos pequenas variações de amplitude como vibrações de micromotores ou vibrações de solo por passagem de veículos.
- c) () É uma relação logarítmica baseada no valor "0" (zero) em seu denominador.
- d) () Ao somarmos uma mesma amplitude dez vezes obteremos um aumento de 20dB considerando a amplitude inicial.
- e) () O decibel é uma forma de colocar valores lineares em uma escala logarítmica.

3 Considere o sinal em frequência apresentado:

GRÁFICO – SINAL DE FREQUÊNCIA



FONTE: O autor

Qual a alternativa é a CORRETA a respeito do gráfico apresentado?

- a) () No gráfico percebe-se a ocorrência de três picos, provavelmente provenientes de três excitações espaçadas no tempo.
- b) () ω_2 e ω_3 são frequências harmônicas de ω_1 .
- c) () São três picos de amplitude que formam um único pico quando transformados no tempo.
- d) () Os picos no gráfico são frequências que podem compor uma onda no tempo.
- e) () Os valores de amplitude são proporcionais aos valores de frequência.

FREQUÊNCIA NATURAL DE UM SISTEMA

1 INTRODUÇÃO

Conhecemos a definição dos conceitos de vibração mecânica podemos iniciar o aprofundamento de estudos referentes à vibração a partir de alguns casos particulares. Vamos, então, iniciar os estudos a respeito das vibrações naturais dos sistemas mecânicos. Essas vibrações são importantes para verificar características de possíveis defeitos em máquinas e motores girantes.

2 VIBRAÇÕES LIVRES DE SISTEMAS NÃO AMORTECIDOS

Vibrações livres não necessitam da permanência da excitação inicial, e sem amortecimento significa que não possuem o amortecimento típico (modelado em paralelo com a rigidez) dos sistemas mecânicos. Esses sistemas são similares aos observados na Figura 3c.

Vamos considerar um sistema massa-mola (sem amortecimento) disposto de uma forma vertical, conforme a Figura 13a. Inicialmente, há um deslocamento da própria mola para uma posição de acomodação δ_{st} .

Se for considerada a Segunda Lei de Newton, tomando as forças atuantes, na posição de equilíbrio do sistema a (EQ.1.4.1) como visto na Figura 13b.

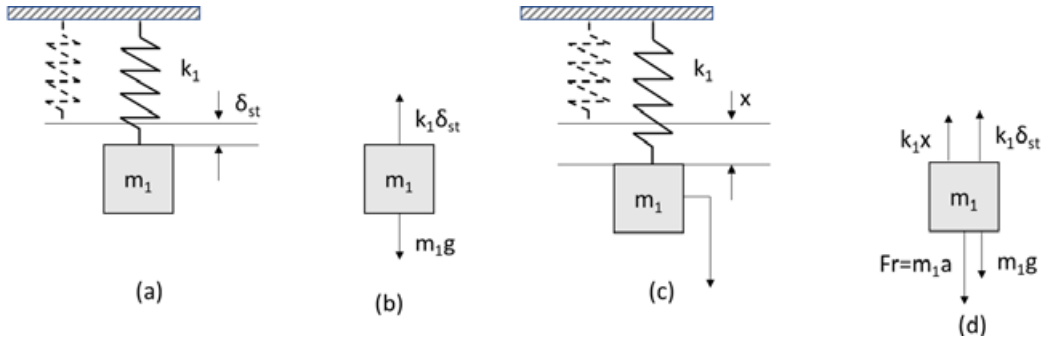
$$k\delta_{st} = mg \quad (\text{EQ.1.4.1})$$

Ao aplicarmos uma força na mola obtemos a condição descrita em 13c e a equação do movimento pode ser obtida pela consideração da (EQ.1.3.6) resultando na equação (EQ.1.4.2).

$$m_1 a = -kx - k\delta_{st} + mg \rightarrow m_1 a = -kx \rightarrow m_1 \ddot{x} + kx = 0$$

$$m_1 \ddot{x} + kx(t) = 0 \quad (\text{EQ.1.4.2})$$

FIGURA 13 – CONSIDERAÇÕES DE UM SISTEMA MASSA-MOLA VERTICAL: A) ACOMODAÇÃO DA MASSA NA MOLA. B) DIAGRAMA DE CORPO LIVRE DA CONDIÇÃO DE ACOMODAÇÃO. C) APLICAÇÃO DE UMA FORÇA. D) DIAGRAMA DE CORPO LIVRE DA CONDIÇÃO DE APLICAÇÃO DA FORÇA



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

A Figura 13 é uma equação diferencial ordinária homogênea linear de segunda ordem (todos os termos dependem de x e o termo independente é zero). Para essa equação, a solução é dada pela (EQ.1.4.3).

$$x(t) = A_1 \text{sen}(\omega_n t) + A_2 \text{cos}(\omega_n t) \quad (\text{EQ. 1.4.3})$$

Se derivarmos a equação (EQ.1.4.3) duas vezes (para obtermos $\ddot{x}$) a equação resultante será a equação (EQ.1.4.4).

$$\ddot{x} = -\omega_n^2 (A_1 \text{sen}(\omega_n t) + A_2 \text{cos}(\omega_n t)) \quad (\text{EQ.1.4.4})$$

Assim, podemos substituir esse termo na equação (EQ.1.4.5).

$$m_1(-\omega_n^2 (A_1 \text{sen}(\omega_n t) + A_2 \text{cos}(\omega_n t))) + k(A_1 \text{sen}(\omega_n t) + A_2 \text{cos}(\omega_n t)) = 0$$

$$(k - m_1 \omega_n^2)(A_1 \text{sen}(\omega_n t) + A_2 \text{cos}(\omega_n t)) = 0 \quad (\text{EQ.1.4.5})$$

Para satisfazermos a equação (EQ.1.4.4) podemos considerar a condição:

$$(k - m_1 \omega_n^2) = 0 \rightarrow \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m_1}} \quad (\text{EQ.1.4.6})$$

Se considerarmos que o sistema massa mola da Figura 13 inicie de uma posição que não é considerada zero teremos uma influência direta nos fatores correlacionados às amplitudes sendo valores diferentes de zero a posição e velocidade inicial, portanto:

$$x(t = 0) = x_0 = A_1$$

$$\dot{x}(t = 0) = v_0 = \omega_n A_2$$

Substituindo essas condições na (EQ.1.4.3) obtemos a (EQ.1.4.7):

$$x(t) = x_0 \cos \omega_n t + \frac{v_0}{\omega_n} \operatorname{sen} \omega_n t \quad (\text{EQ.1.4.7})$$

O termo ω_n é um termo comum em toda a equação do movimento (1.4.7). Esse termo é a frequência que o sistema oscilará quando excitado por uma força, independente da intensidade dessa força. Essa frequência é conhecida como a **frequência natural do sistema**.

Exemplo 2: vamos considerar o exemplo dado na Figura 6, o exemplo da caixa d'água funcionando como pendulo invertido. Sabendo que a rigidez da coluna de sustentação é dada por $3EI/l^3$, sua frequência natural pode ser descrita pela equação (EQ.1.4.8).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \rightarrow \omega_n = \sqrt{\frac{3EI/l^3}{m}} \quad (\text{EQ.1.4.8})$$

Exemplificando numericamente, vamos considerar uma caixa d'água com capacidade de 6000 litros com uma coluna de sustentação de 12 metros com um módulo de elasticidade de $E=105 \text{ Mpa}$. Vamos calcular sua frequência natural de oscilação:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{3.105 \times 10^6 \cdot 12 / 12^3}{6000}} = 19,09 \text{ rad/s}$$

Convertendo em oscilações por segundo, temos:

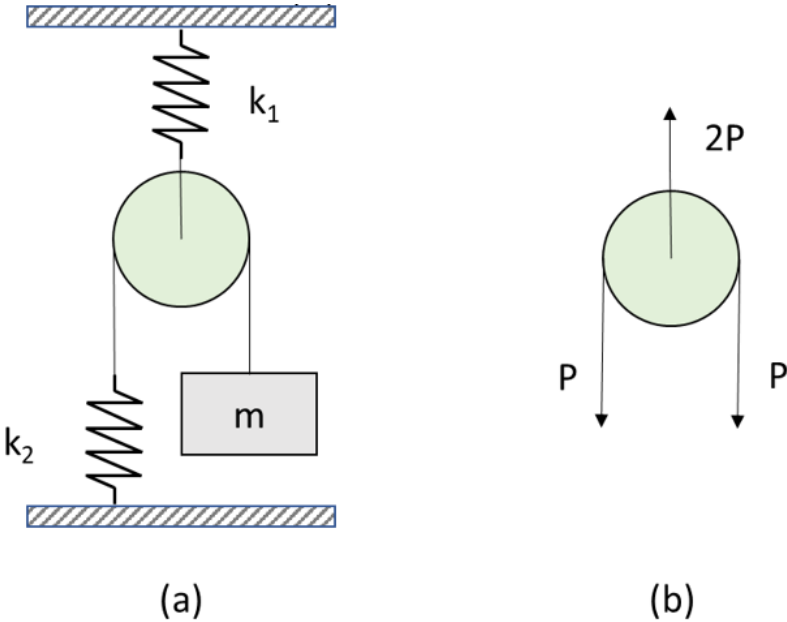
$$\omega_n = 2\pi f_n \rightarrow f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{19,09}{2\pi} = 3,04 \text{ Hz}$$

Portanto, a oscilação esperada por essa caixa d'água é de 3 oscilações por segundo. A amplitude dessas oscilações pode ser bem pequena em relação ao tamanho do sistema, por esse motivo que esses sistemas mecânicos não parecem

se mover quando em condição normal de esforços. Outro ponto para não haver a percepção de seus movimentos é que não consideramos o amortecimento do sistema que pode diminuir a oscilação de uma forma tão rápida que esta fica imperceptível.

Exemplo 3: considere o sistema de polias apresentado na Figura 14. Vamos calcular a frequência natural desse sistema para vibrações livres. Consideraremos que os fios são inextensíveis e que as polias não possuem atrito.

FIGURA 14 – SISTEMA DE UM GRAU DE LIBERDADE COM POLIAS: (A) DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO SISTEMA; (B) DETALHE DAS POLIAS



FONTE: O autor

O primeiro passo para sua resolução é encontrar a rigidez equivalente para o sistema, como há apenas uma massa, ele é um sistema com um grau de liberdade. A mola k_2 se deslocará com a força do peso da massa m . A mola k_1 terá duas vezes o peso da massa m devido ao seu posicionamento na polia e o centro da polia terá o deslocamento da mola k_1 . Portanto, os deslocamentos, para cada mola serão dados pelas equações (EQ.1.4.9) e (EQ.1.4.10).

$$x_2 = \frac{P}{k_2} \tag{EQ.1.4.9}$$

$$x_1 = \frac{2P}{k_1} \tag{EQ.1.4.10}$$

O deslocamento total será dado pela (EQ.1.4.11).

$$x_{total} = 2x_1 + x_2 \quad (\text{EQ.1.4.11})$$

A fórmula do deslocamento total pode então ter as substituições dos termos das equações (EQ.1.4.9) e (EQ.1.4.10). Podemos, então obter a equação (EQ.1.4.12).

$$\frac{P}{k_{eq}} = 2\left(\frac{2P}{k_1}\right) + \frac{P}{k_2} \quad (\text{EQ.1.4.12})$$

Ao tirarmos o termo comum da equação (P) teremos a equação da rigidez equivalente para o sistema de polia apresentada na equação (EQ.1.4.13).

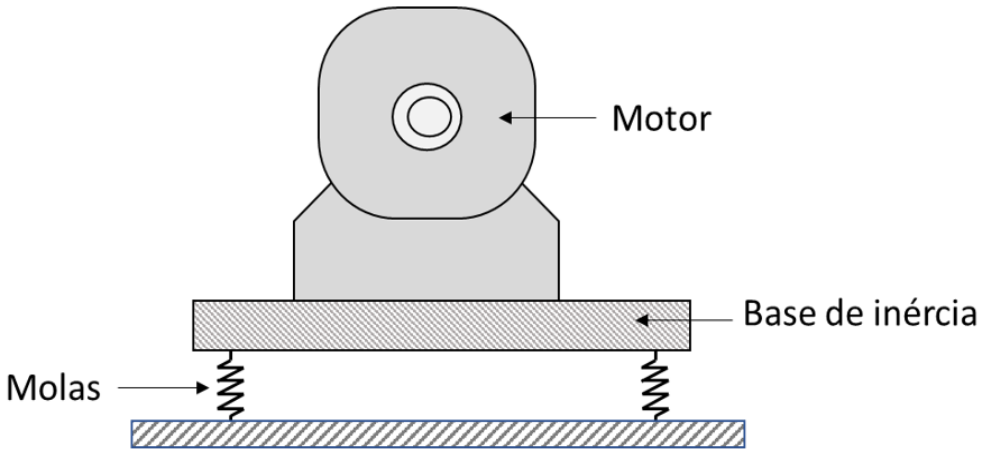
$$\frac{1}{k_{eq}} = 2\left(\frac{2}{k_1}\right) + \frac{1}{k_2} \quad \rightarrow \quad \frac{1}{k_{eq}} = \frac{4}{k_1} + \frac{1}{k_2} \quad (\text{EQ.1.4.13})$$

Portanto, a frequência natural do sistema proposto pode ser calculada conforme segue, resultando na equação 30.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \rightarrow \omega_n = \sqrt{\frac{k_1 k_2 / (4k_2 + k_1)}{m}} \quad (\text{EQ.1.4.14})$$

Exemplo 4: considere um motor acoplado em uma base de inércia sobre quatro molas iguais com o perfil representado pela Figura 15. Sabe-se que o motor possui uma velocidade de operação de 1800 rpm, calcule o valor da rigidez em cada mola necessária para que a frequência natural do sistema fique acima da frequência de operação do motor. Dados $m_{\text{motor}} = 26 \text{ Kg}$; $m_{\text{base}} = 80 \text{ Kg}$.

FIGURA 15 – DESENHO ESQUEMÁTICO DE UM MOTOR EM PERFIL SOBRE UMA BASE DE INÉRCIA.



FONTE: O autor

Primeiramente, vamos calcular a rigidez total do sistema considerando-o como sendo um sistema com um grau de liberdade. Apesar de possuir duas massas vamos considerá-las como sendo apenas uma, isso é possível pois as massas estão conectadas sem elementos entre elas. A rigidez total será calculada pela equação (EQ.1.4.15), sabendo que as molas são iguais e estão dispostas paralelas entre si.

$$k_{total} = k_1 + k_2 + k_3 + k_4 = 4.k_1 \quad (\text{EQ.1.4.15})$$

A frequência natural deverá ser maior que a frequência de operação do motor. Sabe-se que $1800 \text{ rpm} = 30 \text{ Hz} = 60\pi \text{ rad/s}$. Portanto, a inequação (EQ.1.4.16) poderá ser utilizada para a solução do problema.

$$\omega_n > 60\pi \quad (\text{EQ.1.4.16})$$

$$\sqrt{\frac{k_{total}}{m_{motor} + m_{base}}} > 60\pi \quad \sqrt{\frac{k_{total}}{26+80}} > 60\pi \quad k_{total} > (60\pi)^2 \cdot 106$$

$$k_{total} > 3,77 \times 10^6 \text{ N/m} \quad (\text{EQ.1.4.17})$$

Substituindo a (EQ.1.4.15) na inequação (EQ.1.4.17) teremos:

$$4.k_1 > 3,77 \times 10^6 \text{ N / m} \qquad k_1 > \frac{3,77 \times 10^6}{4} \qquad k_1 > 941,5 \text{ KN / m}$$

Como a proposta do exemplo é encontrar uma frequência natural maior que a de operação do motor, o valor obtido da rigidez da mola foi alto, comparado às molas de isolamento de vibrações utilizadas comercialmente para isolamento de motores. O mais comum é calcular uma frequência natural do sistema menor que a frequência de operação do sistema, resultando em valores menores de rigidez para as molas.

Observados os estudos para sistemas com m grau de liberdade, vamos estudar o que ocorre para sistemas com dois graus de liberdade com vibração livre. O movimento de um sistema de dois graus de liberdade é descrito por duas equações diferenciais de segunda ordem. Essas equações geralmente se apresentam acopladas, isto é, em cada uma das equações os termos presentes contêm duas coordenadas.

Assumindo-se uma solução harmônica para cada coordenada, como na (EQ.1.4.3), as equações do movimento conduzem a **duas frequências naturais** para o sistema.

Durante a vibração livre, para cada uma das frequências naturais, as amplitudes das duas coordenadas possuem uma relação que forma uma configuração conhecida como **modo normal**, **modo principal** ou **modo natural de vibração**. Quando uma condição inicial é imposta ao sistema, a vibração livre resultante será uma combinação desses dois modos naturais de vibração.

Os sistemas com dois graus de liberdade assumem sua resposta de forma matricial como visto nas equações (EQ.1.2.8), (EQ.1.2.9) e (EQ.1.2.10).

Vamos partir das equações do movimento (EQ.1.2.4) e (EQ.1.2.5) para o sistema com dois graus de liberdade estudado no subtópico 1.2. Como trataremos de vibrações livres não iremos considerar os amortecimentos e as forças serão nulas para a condição de vibração livre, nessas condições as equações assumirão as formulações segundo as equações (EQ.1.4.18) e (EQ.1.4.19).

$$m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 = 0 \qquad (\text{EQ.1.4.18})$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - k_2 x_1 + (k_2 + k_3) x_2 = 0 \qquad (\text{EQ.1.4.19})$$

A análise da vibração livre é baseada na possibilidade de as massas oscilarem harmonicamente com a mesma frequência e ângulo de fase, porém, com amplitudes diferentes. Para esse tipo de movimento, assumimos suas soluções harmônicas dadas pelas equações (EQ.1.4.20) e (EQ.1.4.21).

$$x_1(t) = X_1 \cos(\omega t + \varnothing) \quad (\text{EQ.1.4.20})$$

$$x_2(t) = X_2 \cos(\omega t + \varnothing) \quad (\text{EQ.1.4.21})$$

Substituindo as soluções harmônicas e suas derivadas nas equações (EQ.1.4.18) e (EQ.1.4.19), teremos:

$$\left\{ \left[-m_1 \omega^2 + (k_1 + k_2) \right] X_1 - k_2 X_2 \right\} \cos(\omega t + \varnothing) = 0 \quad (\text{EQ.1.4.22})$$

$$\left\{ -k_2 X_1 \left[-m_2 \omega^2 + (k_2 + k_3) \right] X_2 \right\} \cos(\omega t + \varnothing) = 0 \quad (\text{EQ.1.4.23})$$

Para que as equações possam ser satisfeitas, os valores entre colchetes precisa ser equiparados a zero, pois o cosseno é uma função que pode variar de 1 a -1. Nessas condições, podemos obter as equações (EQ.1.4.24) e (EQ.1.4.25).

$$\left[-m_1 \omega^2 + (k_1 + k_2) \right] X_1 - k_2 X_2 = 0 \quad (\text{EQ.1.4.24})$$

$$-k_2 X_1 \left[-m_2 \omega^2 + (k_2 + k_3) \right] X_2 = 0 \quad (\text{EQ.1.4.25})$$

As equações (EQ.1.4.24) e (EQ.1.4.25) são equações algébricas homogêneas, para sua solução trivial teríamos $X_1 = X_2 = 0$, porém não teríamos amplitude de vibração e consequentemente vibração no sistema. Para a obtenção de uma solução não trivial, devemos calcular a determinante da matriz formada pelos termos comuns a X_1 e X_2 .

$$\det \begin{bmatrix} -m_1\omega^2 + (k_1 + k_2) & -k_2 \\ -k_2 & -m_2\omega^2 + (k_2 + k_3) \end{bmatrix} = 0$$

Obtendo, portanto:

$$(m_1 m_2) \omega^4 - [(k_1 + k_2) m_2 + (k_2 + k_3) m_1] \omega^2 + [(k_1 + k_2)(k_2 + k_3) - k_2^2] = 0 \quad (\text{EQ.1.4.26})$$

A equação (EQ.1.4.26) é chamada de equação característica e sua solução conduz aos valores característicos (frequências naturais) do sistema. As frequências naturais são obtidas a partir do cálculo das raízes da equação (EQ.1.4.26) resultando na equação (EQ.1.4.27);

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{(k_1 + k_2) m_2 + (k_2 + k_3) m_1 \pm \sqrt{[(k_1 + k_2) m_2 + (k_2 + k_3) m_1]^2 - 4 m_1 m_2 [(k_1 + k_2)(k_2 + k_3) - k_2^2]}}{2 m_1 m_2} \quad (\text{EQ.1.4.27})$$

A solução harmônica é possível a partir das frequências obtidas na equação (EQ.1.4.27). Essas frequências são consideradas as frequências naturais do sistema.

Sabendo que X_1 e X_2 dependem das frequências ω_1 e ω_2 , os valores de X_1 e X_2 obtidos com ω_1 serão chamados de $X_1^{(1)}$ e $X_2^{(1)}$ e os obtidos com ω_2 serão chamados de $X_1^{(2)}$ e $X_2^{(2)}$. Sabendo também que as equações (EQ.1.4.24) e (EQ.1.4.25) são homogêneas é possível determinar somente as relações:

$$r_1 = \frac{X_2^{(1)}}{X_1^{(1)}} = \frac{-m_1 \omega_1^2 + (k_1 + k_2)}{k_2} = \frac{k_2}{-m_2 \omega_1^2 + (k_2 + k_3)} \quad (\text{EQ.1.4.28})$$

$$r_2 = \frac{X_2^{(2)}}{X_1^{(2)}} = \frac{-m_1 \omega_2^2 + (k_1 + k_2)}{k_2} = \frac{k_2}{-m_2 \omega_2^2 + (k_2 + k_3)} \quad (\text{EQ.1.4.29})$$

Com essas relações, os modos naturais do sistema podem ser expressos em formato de vetores modais.

$$X^{(1)} = \begin{Bmatrix} X_1^{(1)} \\ X_2^{(1)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_1^{(1)} \\ r_1 X_1^{(1)} \end{Bmatrix} \quad \text{e} \quad X^{(2)} = \begin{Bmatrix} X_1^{(2)} \\ X_2^{(2)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_1^{(2)} \\ r_2 X_1^{(2)} \end{Bmatrix} \quad (\text{EQ.1.4.30})$$

A vibração livre nos primeiro e segundo modos naturais é dada por:

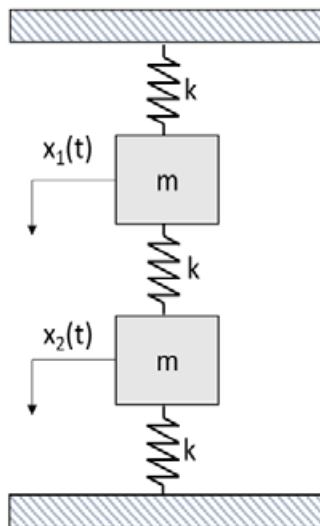
$$\begin{aligned} x^{(1)}(t) &= \begin{Bmatrix} x_1^{(1)}(t) \\ x_2^{(1)}(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_1^{(1)} \cos(\omega_1 t + \phi_1) \\ r_1 X_1^{(1)} \cos(\omega_1 t + \phi_1) \end{Bmatrix} = \text{primeiro modo} \\ x^{(2)}(t) &= \begin{Bmatrix} x_1^{(2)}(t) \\ x_2^{(2)}(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_1^{(2)} \cos(\omega_2 t + \phi_2) \\ r_2 X_1^{(2)} \cos(\omega_2 t + \phi_2) \end{Bmatrix} = \text{segundo modo} \end{aligned} \quad (\text{EQ.1.4.31})$$



Modos de vibração são as formas com que o sistema mecânico apresenta o deslocamento resultante da vibração do sistema. Os modos de vibração correspondem à quantidade de elementos massa existentes nos sistemas mecânicos.

Exemplo 5: vamos considerar um sistema com dois graus de liberdade vertical e calcularemos suas frequências naturais. O sistema é apresentado na Figura 16.

FIGURA 16 – SISTEMA MECÂNICO COM DOIS GRAUS DE LIBERDADE POSICIONADO HORIZONTALMENTE



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

Para esse sistema temos o mesmo valor de massa para os dois elementos massa e o mesmo valor de rigidez para todas as molas. As equações de movimento serão:

$$m\ddot{x}_1 + 2kx_1 - kx_2 = 0$$

$$m\ddot{x}_2 - kx_1 + 2kx_2 = 0$$

Com a solução harmônica dada pelas equações (EQ.1.4.24) e (EQ.1.4.25) obteremos um sistema homogêneo, esse sistema pode ter uma solução não-trivial a partir da determinante:

$$\begin{bmatrix} -m\omega^2 + 2k & -k \\ -k & -m\omega^2 + 2k \end{bmatrix} = m^2\omega^2 - 4km\omega^2 + 3k^2 = 0$$

A partir da solução dessa equação podemos obter as frequências naturais dadas por:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{4km - \sqrt{16k^2m^2 - 12m^2k^2}}{2m^2}} = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{4km + \sqrt{16k^2m^2 - 12m^2k^2}}{2m^2}} = \sqrt{\frac{3k}{m}}$$

As relações de amplitude podem ser obtidas a partir de:

$$r_1 = \frac{X_2^{(1)}}{X_1^{(1)}} = \frac{-m\omega_1^2 + 2k}{k} = \frac{k}{-m\omega_1^2 + 2k} = 1$$

$$r_2 = \frac{X_2^{(2)}}{X_1^{(2)}} = \frac{-m\omega_2^2 + 2k}{k} = \frac{k}{-m\omega_2^2 + 2k} = -1$$

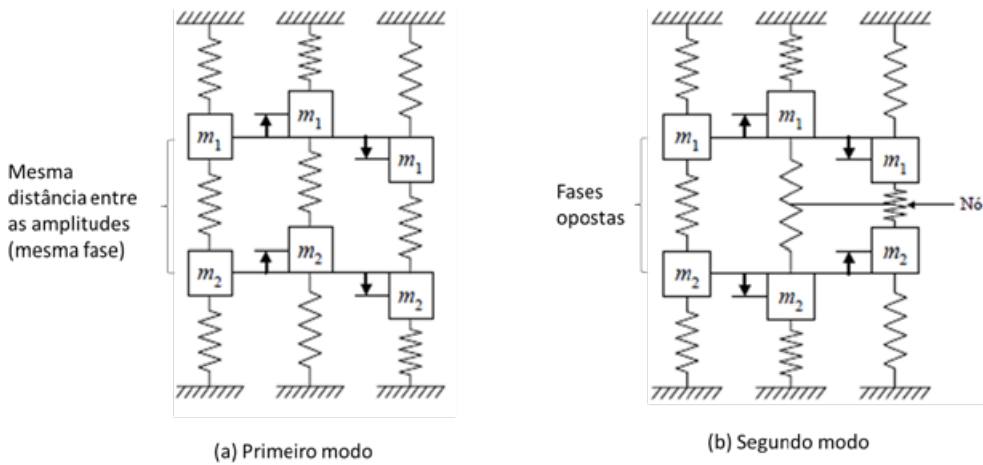
Por fim, os modos naturais são dados pelos vetores:

$$\{x^{(1)}(t)\} = \begin{Bmatrix} X_1^{(1)} \cos\left(\sqrt{\frac{k}{m}}t + \phi_1\right) \\ X_1^{(1)} \cos\left(\sqrt{\frac{k}{m}}t + \phi_1\right) \end{Bmatrix} = \text{primeiro modo}$$

$$\{x^{(2)}(t)\} = \begin{Bmatrix} X_1^{(2)} \cos\left(\sqrt{\frac{3k}{m}}t + \phi_2\right) \\ -X_1^{(2)} \cos\left(\sqrt{\frac{3k}{m}}t + \phi_2\right) \end{Bmatrix} = \text{segundo modo}$$

A partir dessas respostas verifica-se que, quando o sistema vibra no **primeiro modo**, as amplitudes das duas massas permanecem iguais. Isso implica que o comprimento da mola intermediária permanece constante (a mola não se deforma, é como se não existisse). Os movimentos das massas m_1 e m_2 estão em coincidência de fase. Quando o sistema vibra no **segundo modo**, os deslocamentos das duas massas possuem fases opostas. Nesse caso, o ponto médio da mola permanece estacionário em qualquer instante de tempo, sendo denominado nó.

FIGURA 17 – SEQUÊNCIA DE POSICIONAMENTO DE CADA MODO DE VIBRAÇÃO: (A) PRIMEIRO MODO; (B) SEGUNDO MODO



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

As equações do movimento finais podem ser expressas por:

$$x_1(t) = X_1^{(1)} \cos\left(\sqrt{\frac{k}{m}}t + \phi_1\right) + X_1^{(2)} \cos\left(\sqrt{\frac{3k}{m}}t + \phi_2\right)$$

$$x_2(t) = X_1^{(1)} \cos\left(\sqrt{\frac{k}{m}}t + \phi_1\right) - X_1^{(2)} \cos\left(\sqrt{\frac{3k}{m}}t + \phi_2\right)$$



RESUMO DO TÓPICO 3

Neste tópico, você aprendeu que:

- A frequência natural é a principal frequência em que um sistema mecânico vibrará quando em vibração livre, ou seja, sem a presença do estímulo que o fez vibrar.
- A frequência natural de um sistema é correlata à quantidade de sistemas massa-mola-amortecimento existentes nesse sistema. A ênfase numérica é dada pelo número de massas dos sistemas que compõem o sistema maior.
- O comportamento das vibrações que resultam na necessidade de analisar a forma com que os sistemas mecânicos vibram, é denominado como o modo com que esse sistema vibra.



- 1 Os sistemas mecânicos podem ser classificados quanto aos elementos básicos existentes (massa-mola-amortecedor) a quantidade de elemento massa define o grau de liberdade de um sistema mecânico.

Considere as afirmações a respeito de um sistema mecânico de um grau de liberdade.

I - Sistemas com um grau de liberdade possuem apenas um elemento amortecedor e um elemento mola.

II - A frequência natural do sistema mecânico pode ser dada pela

relação $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$.

III - Alguns sistemas mecânicos podem representar um sistema com um grau de liberdade como um pêndulo simples e um sistema de suspensão de um automóvel com sua massa e a massa da roda.

Assinale a alternativa que indica quais afirmações estão CORRETAS:

- a) () I.
- b) () II.
- c) () III.
- d) () I e II.
- e) () II e III.

- 2 Considere um motor com uma massa de 400 kg apoiado por 4 molas com uma rigidez de 10kN/m cada uma. Sabendo que essas molas possuem um amortecimento desprezível, qual será a frequência natural deste sistema?

- a) () 4 rad/s.
- b) () 0,4 rad/s.
- c) () 10 rad/s.
- d) () 1 rad/s.
- e) () 2,5 rad/s.

3 Considere as afirmações a respeito dos modos de vibração de um sistema mecânico.

I - Quando excitado, um sistema responderá em sua frequência natural no primeiro modo, mesmo quando excitado por uma força periódica constante.

II - Os modos de vibração serão tanto quanto forem as frequências naturais de cada massa considerada no sistema.

III - Um motor, quando desligado, diminui sua frequência de funcionamento e acaba passando pelo primeiro modo de ressonância, caso não tenha bons isoladores é quando ocorre um pico de amplitude no motor

Das alternativas a seguir, assinale qual apresenta os itens CORRETOS:

a) () I.

b) () II.

c) () III.

d) () I e II.

e) () II e III.

AMORTECIMENTO E ESPECTRO DE VIBRAÇÃO

1 INTRODUÇÃO

O amortecimento de um sistema mecânico representa a capacidade desse sistema em dissipar energia. O amortecimento pode se apresentar como um elemento para esse fim, parte de uma mola em um sistema, ou parte do próprio sistema que se comporta como amortecimento.

2 AMORTECIMENTO VISCOSO

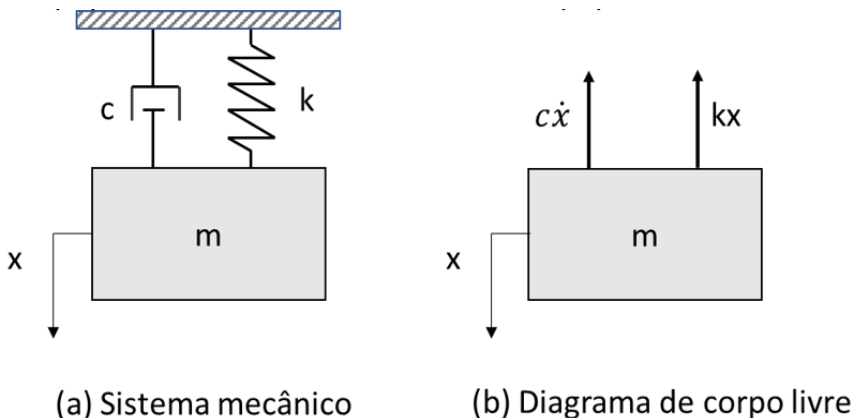
O modelo mais simples de amortecimento que pode ser apresentado em um sistema mecânico é o amortecimento viscoso, assim chamado por representar a força dissipativa proporcionada por um fluido viscoso. A força de amortecimento viscoso F_a é representada pela equação (EQ.1.5.1).

$$F_a = -c\dot{x} \quad (\text{EQ.1.5.1})$$

Em que c é conhecida como **constante de amortecimento**

Vamos rever a situação da equação do movimento para um sistema com um grau de liberdade. O sistema mecânico agora terá um elemento amortecedor como visto na Figura 18.

FIGURA 18 – SISTEMA MECÂNICO DE UM GRAU DE LIBERDADE COMPOSTO POR MASSA, MOLA E AMORTECIMENTO: (A) SISTEMA MECÂNICO; (B) DIAGRAMA DE CORPO LIVRE



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

A partir do diagrama de corpo livre da Figura 18b, podemos aplicar a Segunda Lei de Newton e obter a equação (EQ.1.5.2).

$$m\ddot{x} = -c\dot{x} - kx \quad m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (\text{EQ.1.5.2})$$

A solução para a equação (EQ.1.5.2) possui um elemento de forma exponencial $x(t)=Ce^{st}=0$. Ao substituir na equação (EQ.1.5.2) obtemos:

$$(ms^2 + cs + k)Ce^{st} = 0 \quad (\text{EQ.1.5.3})$$

Os valores de c e s são indeterminados, porém constantes, o que leva a uma solução não trivial dada pela equação (EQ.1.5.4).

$$ms^2 + cs + k = 0 \quad (\text{EQ.1.5.4})$$

A partir dessa equação, suas raízes são dadas por:

$$s_{1,2} = \frac{-c \pm \sqrt{c^2 - 4mk}}{2m} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}}$$

Como as duas raízes satisfazem a equação diferencial (EQ.1.5.2), a solução resultante será uma combinação linear delas, na forma da equação (EQ.1.5.5).

$$x(t) = C_1 e^{s_1 t} + C_2 e^{s_2 t} \quad (\text{EQ.1.5.5})$$

Para a aplicação da equação (EQ.1.5.5) é importante conhecer a natureza das raízes podendo estas serem complexas ou reais. Vamos definir alguns parâmetros para auxiliar nos estudos do comportamento da resposta do sistema mecânico as raízes da equação (EQ.1.5.5).

Como existe uma importância no comportamento das raízes da equação (EQ.1.5.5) sobre elas serem reais ou complexas, o valor do fator discriminante Δ é importante para a determinação dessa condição. Portanto, a constante de amortecimento crítico c_c é definida como o valor de c que faz com que o discriminante Δ da expressão das raízes se anule. Isso porque é do sinal deste discriminante que depende a natureza das raízes: $\Delta > 0$ e implica em raízes reais enquanto para $\Delta < 0$ as raízes formarão um par complexo. $\Delta = 0$ se apresenta como o limite entre estas duas situações distintas. A partir dessas definições temos a equação (EQ.1.5.6).

$$\left(\frac{c_c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m} = 0 \text{ sendo assim temos } c_c = 2m\sqrt{\frac{k}{m}} = 2m\omega_n \quad (\text{EQ.1.5.6})$$

A constante de amortecimento c indica a relação entre a força de amortecimento e a velocidade relativa do movimento. Ela não proporciona uma visão do amortecimento que atua sobre o sistema real. Uma força de amortecimento pode ser grande para um sistema e pequena para outro, havendo uma dependência das massas e rigidez envolvidas.

Podemos definir então o fator de amortecimento como a relação entre a constante de amortecimento do sistema e a constante de amortecimento crítica. Ele é adimensional representado na equação (EQ.1.5.7).

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (\text{EQ.1.5.7})$$

Substituindo na equação (EQ.1.5.6) obtemos:

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (\text{EQ.1.5.8})$$

Lembrando que $\omega^2=k/m$, podemos escrever as raízes na seguinte equação.

$$s_{1,2} = -\zeta\omega_n \pm \sqrt{(\zeta\omega_n)^2 - \omega_n^2} = \left(-\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 - 1}\right)\omega_n \quad (\text{EQ.1.5.9})$$

Ao substituir a equação (EQ.1.5.9) na equação (EQ.1.5.5) obtemos a expressão (EQ.1.5.10).

$$x(t) = C_1 e^{(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t} + C_2 e^{(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t} \quad (\text{EQ.1.5.10})$$

A expressão (EQ.1.5.10) pode ser considerada a expressão geral para o movimento vibratório de um sistema de um grau de liberdade, se o amortecimento assumir o valor zero ($\zeta=0$) teremos o equacionamento para um sistema de um grau de liberdade sem amortecimento.

Como descrito anteriormente, os valores das raízes são importantes para o comportamento do sistema amortecido, veremos algumas condições desses comportamentos.

- Primeiro caso para $\zeta < 1$ (sistema subamortecido):

No caso de um fator de amortecimento menor que um, significa que a constante de amortecimento do sistema é menor que a constante de amortecimento crítica, portanto, a equação geral do movimento vibratório (EQ.1.5.10) pode ser escrita como:

$$x(t) = C_1 e^{(-\zeta + i\sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t} + C_2 e^{(-\zeta - i\sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t} \tag{EQ.1.5.11}$$

A partir da identidade de Euler, $e^{\pm i\alpha} = \cos\alpha \pm i\sin\alpha$, pode-se alterar a fórmula (EQ.1.5.11) para:

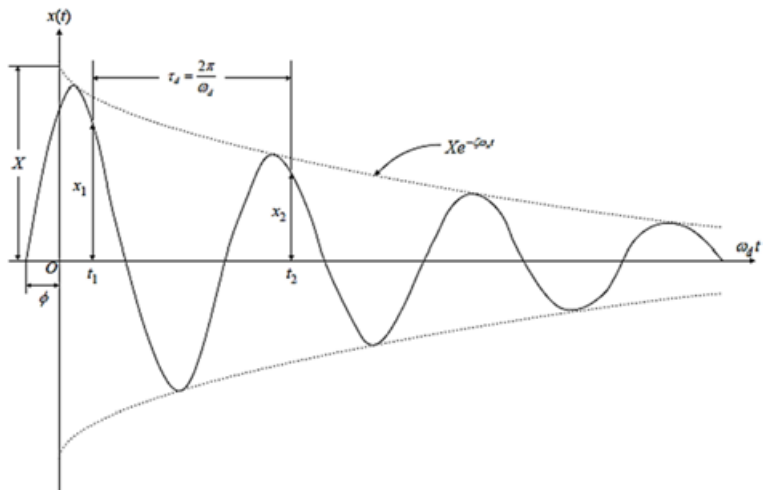
$$x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \left[(C_1 + C_2) \cos\sqrt{\zeta^2 - 1}\omega_n t + i \left[(C_1 - C_2) \sin\sqrt{\zeta^2 - 1}\omega_n t \right] \right]$$

Chegando na equação:

$$x(t) = X e^{-\zeta\omega_n t} \cos\left(\sqrt{1 - \zeta^2}\omega_n t - \phi\right) \tag{EQ.1.5.12}$$

O Gráfico 7 mostra o resultado da equação ((1.5.12)) como movimento. É um movimento harmônico com o formato da equação. Trata-se de um movimento harmônico com forma $\cos(\sqrt{1 - \zeta^2}\omega_n t - \phi)$, e amplitude decrescente exponencialmente segundo a relação $X e^{-\zeta\omega_n t}$. A dissipação de energia vibratória é o que causa o decréscimo da amplitude.

GRÁFICO 7 – RESPOSTA NO TEMPO DE UM SISTEMA MECÂNICO SUBAMORTECIDO



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

O valor da amplitude pode ser descrito a partir de:

$$X = \sqrt{(C_1 + C_2)^2 - (C_1 - C_2)^2} = 2\sqrt{C_1 C_2} \quad \text{e} \quad \phi = \tan^{-1} \left[\frac{i(C_1 - C_2)}{C_1 + C_2} \right]$$

O movimento continua sendo harmônico com a presença de uma frequência apenas. A frequência de oscilação agora não é mais a frequência natural e sim a chamada frequência da vibração livre amortecida, dada pela equação (EQ.1.5.13).

$$\omega_d = \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n \quad (\text{EQ.1.5.13})$$

- Segundo caso para $\zeta=1$ (sistema criticamente amortecido):

Para esse caso, a constante de amortecimento c é igual a constante de amortecimento crítico c_c . Desse modo, as raízes são reais e coincidentes.

$$S_1 = S_2 = -\omega_n \quad (\text{EQ.1.5.14})$$

A solução da equação diferencial assume a forma mostrada na equação (EQ1.5.15).

$$x(t) = (C_1 + C_2 t) e^{st} = (C_1 + C_2 t) e^{-\omega_n t} \quad (\text{EQ.1.5.15})$$

Lembrando que os fatores C_1 e C_2 são constantes de integração e quando se assumem as condições iniciais de $x(t=0)=x_0$ e $\dot{x}(t=0)=v_0$, o que tem como decorrência $C_1=x_0$ e $C_2=v_0+\omega_n x_0$, resultando na equação (1.5.16).

$$x(t) = [x_0 + (v_0 + \omega_n x_0)t] e^{-\omega_n t} \quad (\text{ET1.5.16})$$

Em função do termo exponencial negativo o movimento tende a zero com o crescimento do tempo. Como o movimento não é mais harmônico, neste tipo de sistema não ocorrem oscilações completas sendo que a massa retorna rapidamente à sua posição de equilíbrio.

- Terceiro caso para $\zeta>1$ (sistema superamortecido):

Para esse caso em que a constante de amortecimento do sistema é maior que a constante de amortecimento crítico do sistema as raízes da equação característica são reais e distintas. Essas raízes são dadas pela equação (EQ.1.5.17).

$$s_{1,2} = \left(-\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 - 1} \right) \omega_n < 0 \quad (\text{EQ.1.5.17})$$

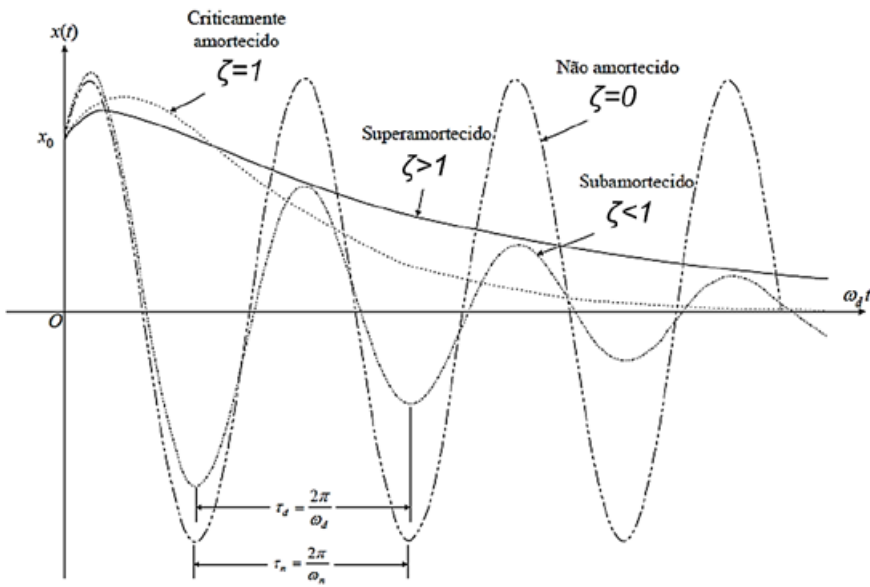
Considerando as condições iniciais de $x(t=0)=x_0$ e $\dot{x}(t=0)=v_0$, as constantes de integração se tornam:

$$C_1 = \frac{x_0 \omega_n \left(\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 - 1} \right) + v_0}{2 \omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1}}$$

$$C_2 = \frac{-x_0 \omega_n \left(\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1} \right) - v_0}{2 \omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1}}$$

O movimento da condição superamortecida do sistema mecânico com um grau de liberdade, junto com os movimentos das outras condições são mostrados no Gráfico 8.

GRÁFICO 8 – COMPARAÇÃO ENTRE OS TIPOS DE AMORTECIMENTO RESULTANTES EM SISTEMAS DE UM GRAU DE LIBERDADE COM ALTERAÇÕES DO FATOR DE AMORTECIMENTO.



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

- O decremento logarítmico

Estimar o fator de amortecimento ζ é um problema existente nos estudos de sistemas vibratórios. A partir de um registro ou resultado de medição é possível observar a queda exponencial da amplitude de vibração com o tempo. Com essa observação é possível determinar o coeficiente de amortecimento a partir do método do decremento logarítmico.

O método do decremento logarítmico se fundamenta na comparação entre duas amplitudes, medidas de um movimento vibratório livre amortecido.

Vamos considerar que no Gráfico 9 o sistema designado como subamortecido tem sua característica dada pela equação ((EQ.1.5.12)). Se x_1 é o deslocamento medido no tempo t_1 e x_2 é o deslocamento medido no tempo t_2 , a relação entre x_1 e x_2 é dada pela equação (EQ.1.5.18).

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{Xe^{-\zeta\omega_n t_1} \cos(\omega_d t_1 - \phi)}{Xe^{-\zeta\omega_n t_2} \cos(\omega_d t_2 - \phi)} \quad (\text{EQ.1.5.18})$$

O decremento logarítmico é dado considerando a diferença entre duas amplitudes em tempos separados por um período inteiro. Podendo ser definido como:

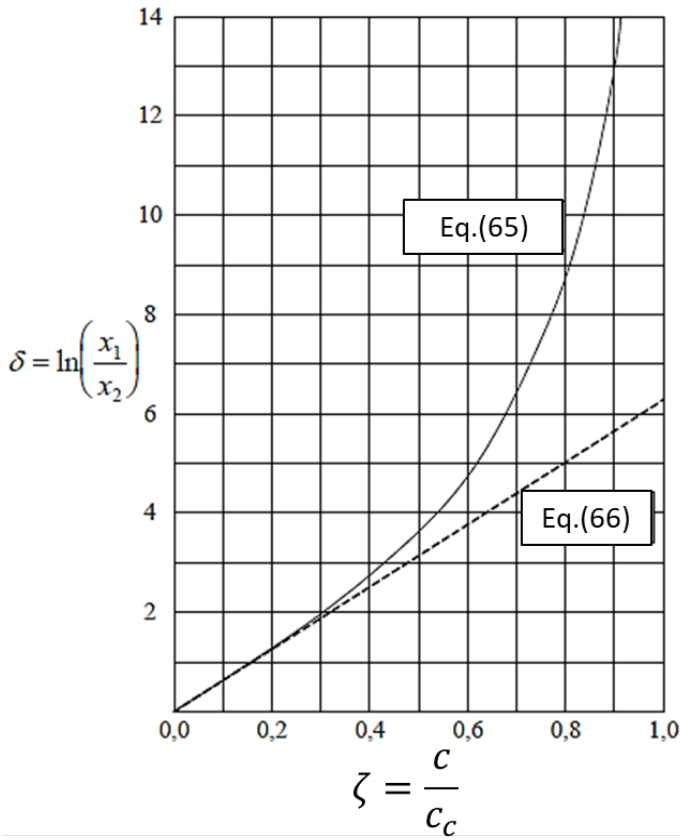
$$\delta = \ln \frac{x_1}{x_2} = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (\text{EQ.1.5.19})$$

Em sistemas com o amortecimento muito baixo ($\zeta \ll 1$), a equação (EQ.1.5.19) pode ser aproximada para:

$$\delta = 2\pi\zeta \quad (\text{EQ.1.5.20})$$

O Gráfico 9 mostra a relação entre δ e ζ de onde se pode ver que a curva (Eq. (1.5.18)) se aproxima da reta descrita por (Eq (1.5.19)) quando $\zeta < 0.3$.

GRÁFICO 9 – VARIAÇÃO DO DECREMENTO LOGARITMO CORRELACIONADO COM O COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

O método do decremento logarítmico é baseado a partir de duas medidas de amplitude e a partir da equação (EQ.1.5.19) o decremento logarítmico pode ser descrito pela equação (EQ.1.5.20).

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}} \quad (\text{EQ.1.5.20})$$

Como descrito anteriormente, o decremento logarítmico pode ser obtido a partir de quaisquer (EQ.1.5.22).

$$\delta = \frac{1}{m} \ln\left(\frac{x_1}{x_{m+1}}\right) \quad (\text{EQ.1.5.22})$$

- **Energia dissipada no amortecimento viscoso**

O amortecimento foi definido como a capacidade do sistema em dissipar energia, portanto, se torna útil o estabelecimento de uma relação entre a energia dissipada e a constante de amortecimento (ou o fator de amortecimento) do sistema. Para o caso da vibração livre, toda a variação de energia resulta da dissipação: o movimento possui inicialmente uma quantidade de energia que vai diminuindo progressivamente. A taxa de variação da energia, com o tempo, é dada por:

$$\frac{dW}{dt} = \text{força} \times \text{velocidade} = Fv = -(cv)v = -c \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \quad (\text{EQ.1.5.23})$$

Pode-se assumir que a força responsável pela variação é a de amortecimento viscoso. Como o sistema é dissipativo o valor negativo na equação (EQ.1.5.23) é necessário. Se considerarmos um fator de amortecimento muito pequeno teremos uma variação de amplitude constante com o tempo obedecendo a equação $x(t) = X \cos \omega_d t$. Portanto, a energia dissipada pode ser obtida por:

$$\Delta W = - \int_0^{T_d} c \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 dt = - \int_0^{2\pi/\omega_d} c (-\omega_d X \sin \omega_d t)^2 dt = - \int_0^{2\pi} c \omega_d X^2 \sin^2 \omega_d t d(\omega_d t)$$

Obtém-se, portanto:

$$W = \frac{1}{2} m v_{\max}^2 = \frac{1}{2} m (\omega_d X)^2 \quad (\text{EQ.1.5.24})$$

A partir da expressão (EQ.1.5.24) pode-se verificar que a energia dissipada depende da constante de amortecimento c , da frequência de vibração livre amortecida ω e do quadrado da amplitude do movimento X .

Outra característica importante no amortecimento de vibrações é a capacidade específica de amortecimento. A **capacidade específica** de amortecimento do sistema é definida como a relação entre a energia que é dissipada durante um ciclo e a energia total que estava presente no início do referido ciclo. Escolhendo-se o início do ciclo, o instante de tempo em que o sistema possui a máxima energia cinética (também poderia ser potencial), essa pode ser obtida correlacionando as equações (EQ.1.5.23) e (EQ.1.5.24).

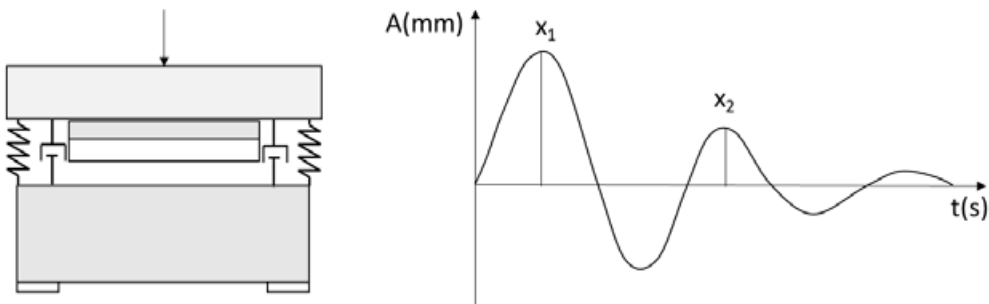
$$\frac{\Delta W}{W} = \frac{\pi c \omega_d X^2}{\frac{1}{2} m \omega_d^2 X^2} = \frac{2\pi c}{m \omega_d} = \frac{4\pi}{\sqrt{1-\zeta^2}} = 2\delta \quad (\text{EQ.1.5.24})$$

Outro coeficiente importante para estudos de vibrações é o **coeficiente de perda**. Esse coeficiente pode ser obtido a partir da equação (73).

$$\text{coeficiente de perda} = \frac{\left(\frac{\Delta W}{2\pi}\right)}{W} = \frac{\delta}{\pi} \quad (\text{EQ.1.5.25})$$

Exemplo 6: considere uma cortadora de chapas de aço com um sistema de amortecimento em suas laterais e um gráfico representando o comportamento do amortecedor instalado conforme Figura 19. O peso utilizado para corte é de 400 kg e os valores das amplitudes do gráfico são de $x_1 = 2 \text{ mm}$ e $x_2 = 0,5 \text{ mm}$, o tempo para alcançar estas amplitudes é de 0,5 s. Determinar as constantes de rigidez e amortecimento necessárias para o absorvedor.

FIGURA 19 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE UMA CORTADORA DE CHAPAS COM UM SISTEMA DE AMORTECIMENTO EM SUA LATERAL JUNTO COM O COMPORTAMENTO DA AMPLITUDE NO AMORTECEDOR



Fonte: O autor

Para iniciar a solução desse problema, começaremos pelo decremento logarítmico a partir da equação (EQ.1.5.19):

$$\delta = \ln \frac{x_1}{x_2} = \ln \frac{2,0}{0,5} = 1,386$$

O fator de amortecimento é obtido a partir da equação (EQ.1.5.26).

$$\zeta = \frac{1,386}{\sqrt{(2\pi)^2 + 1,386^2}} = 0,215$$

A frequência natural é obtida a partir do período da oscilação amortecida (0,5 s) e da equação (EQ.1.5.13).

$$\omega_d = \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n \rightarrow \frac{2\pi}{\tau_d} = \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n \rightarrow \frac{2\pi}{0,5} = \sqrt{1 - 0,215^2} \omega_n \rightarrow \omega_n = 12,87 \text{ rad / s}$$

A partir da massa $m = 400 \text{ kg}$ a constante de amortecimento será dada por:

$$c_c = 2m\omega_n = 2 \cdot 400 \cdot 12,87 = 10293,83 \text{ N} \cdot \frac{\text{s}}{\text{m}}$$

A constante de rigidez é calculada por:

$$k = m\omega_n^2 = 400 \cdot 12,87^2 = 66254,76 \text{ N / m}$$

- **Vibração livre com amortecimento de Coulomb**

Em vibrações mecânicas, existe uma condição de vibração em que dois corpos se deslocam por superfícies secas, sem lubrificação, esse amortecimento é definido como **amortecimento de Coulomb**. Em muitos sistemas mecânicos, componentes deslizam entre si sendo passíveis de um tipo de amortecimento que considera a força de atrito dinâmico entre as superfícies. A Lei de Coulomb para o atrito seco estabelece que quando dois corpos estão em contato, a força requerida para produzir deslizamento é proporcional à força normal atuante no plano do contato.

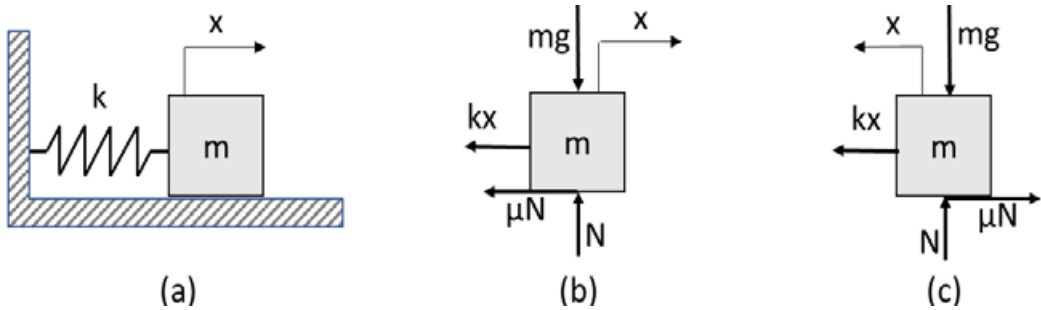
Considerando a fórmula da força de atrito:

$$F = \mu N \quad (\text{EQ.1.5.28})$$

Sendo N a força normal e μ o coeficiente de atrito.

O amortecimento de Coulomb pode ser considerado um amortecimento constante, uma vez que a força de amortecimento é independente do deslocamento e da velocidade, ele depende apenas da força normal entre as superfícies em deslizamento. A força de atrito atua em sentido oposto ao da velocidade. A Figura 20 mostra um sistema de um grau de liberdade com amortecimento de Coulomb.

FIGURA 20 – SISTEMA COM UM GRAU DE LIBERDADE COM AMORTECIMENTO DE COULOMB:
 A) DIAGRAMA ESQUEMÁTICO; B) DIAGRAMA DE CORPO LIVRE EM UM SENTIDO DO MOVIMENTO; C) DIAGRAMA DE CORPO LIVRE NO OUTRO SENTIDO



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

A Figura 20 apresenta os diagramas de corpo livre para as duas possíveis orientações do movimento. O movimento se dá de forma oscilatória, portanto, ora em uma situação, ora em outra. Em cada uma dessas orientações a equação do movimento tomará uma forma diferente.

- Primeira situação Figura 20b: quando a velocidade tiver sentido positivo (segundo o referencial adotado para a direita), a força de atrito será negativa e a somatória das forças resultará na equação (EQ.1.5.25).

$$m\ddot{x} = -kx - \mu N \quad \text{Ou então} \quad m\ddot{x} + kx = -\mu N \quad (\text{EQ.1.5.29})$$

A Equação (1.5.29) é uma equação diferencial ordinária, de segunda ordem, não homogênea. A não homogeneidade da equação sugere que a solução geral dessa equação se compõe de duas partes, uma chamada homogênea, que é a solução da equação sem o termo constante e a outra chamada particular, que inclui o termo do lado direito da equação, resultando na equação harmônica (EQ.1.5.30).

$$x(t) = A_1 \cos \omega_n t + A_2 \sin \omega_n t - \frac{\mu N}{k} \quad (\text{EQ.1.5.30})$$

A Equação (EQ 1.5.30) é válida apenas para o sentido positivo do movimento.

- Segunda situação Figura 20c: quando o movimento troca de sentido, a força de atrito também troca de sentido, resultando na equação (EQ.1.5.31).

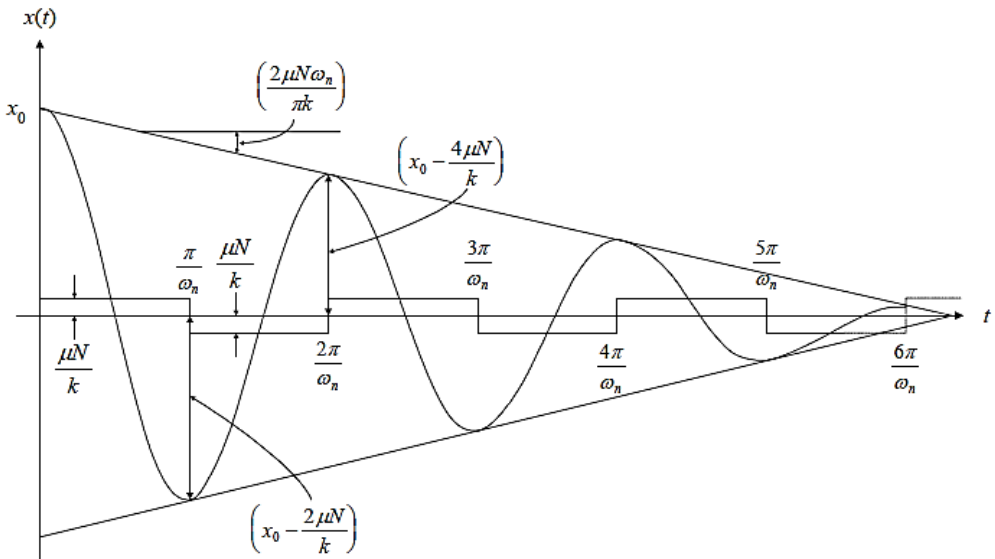
$$m \ddot{x} + kx = -\mu N \quad (\text{EQ.1.5.31})$$

Tem sua solução análoga a equação (EQ.1.5.25), porém, com o sinal invertido do termo da solução particular.

$$x(t) = A_1 \cos \omega_n t + A_2 \sin \omega_n t + \frac{\mu N}{k} \quad (\text{EQ.1.5.32})$$

O termo $\mu N/k$ das equações (EQ.1.5.25) e (EQ.1.5.27) representa o deslocamento da mola devido à força de atrito obtendo assim uma nova posição para o equilíbrio das forças. Como a força de atrito muda de sentido a cada meio ciclo, essa posição de equilíbrio também muda a cada meio ciclo. Essa alteração pode ser verificada no Gráfico 10.

GRÁFICO 10 – SISTEMA MECÂNICO SUBAMORTECIDO COM AMORTECIMENTO DE COULOMB. TERMO CONSTANTE $\mu N/k$ ALTERNANDO DE ACORDO COM O SENTIDO DO MOVIMENTO



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

O sistema inicia o seu movimento a partir de um deslocamento inicial, com velocidade inicial nula, para caracterizar a inversão do sentido do movimento em cada meio ciclo. São, então, as condições iniciais:

$$\begin{aligned} x(t=0) &= x_0 \\ \dot{x}(t=0) &= 0 \end{aligned}$$

Introduzindo as condições iniciais para as equações dos movimentos (EQ.1.5.33) e (EQ.1.5.34), obtendo as constantes para cada sentido podemos ter as equações:

$$x(t) = \left(x_0 - \frac{\mu N}{k} \right) \cos \omega_n t + \frac{\mu N}{k} \quad \text{para a situação de } 0 \leq t \leq \pi/\omega_n \quad (\text{EQ.1.5.33})$$

$$x(t) = \left(x_0 - \frac{3\mu N}{k} \right) \cos \omega_n t - \frac{\mu N}{k} \quad \text{para o outro trecho do ciclo} \quad (\text{EQ.1.5.34})$$

Nesses sistemas, o movimento termina quando a força da mola não supera mais a força de atrito, essa posição normalmente não coincide com a posição de equilíbrio, resultando, geralmente, uma certa deformação da mola no fim do movimento.

Uma outra característica do sistema mecânico com amortecimento provocado por atrito seco é que ele oscila na frequência natural, ao contrário do sistema com amortecimento viscoso.

- Vibração livre com amortecimento estrutural

O atrito interno que ocorre entre as fibras dos materiais quando elas estão em movimento relativo é responsável por uma parte da energia vibratória que é dissipada. Dessa forma, ocorre uma diminuição da amplitude da vibração livre. Esse tipo de amortecimento, também chamado de amortecimento **histerético**, pode ser determinado verificando-se a energia dissipada durante o movimento.

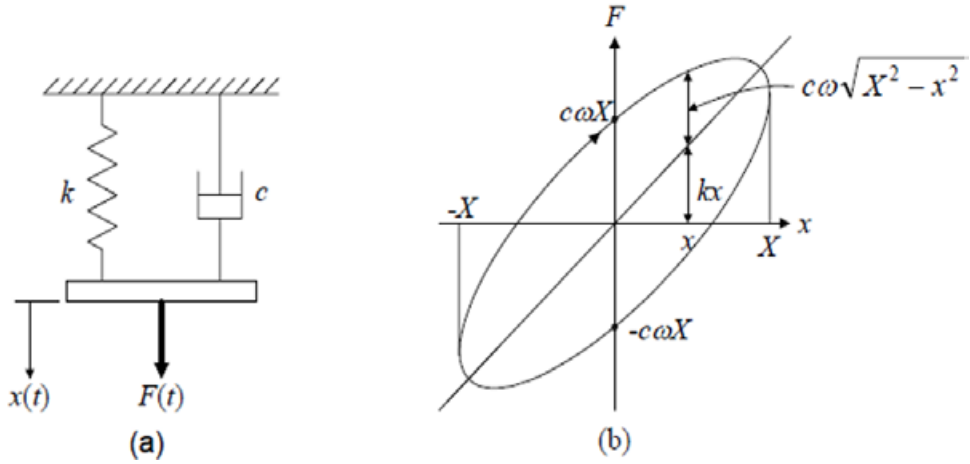
Observando o sistema de um grau de liberdade com amortecimento da Figura 21 a força é resultante da fórmula $F(t) = kx + c\dot{x}$ e, a partir da equação harmônica, tem-se:

$$F(t) = kX \sin \omega t + c\omega X \cos \omega t \quad (\text{EQ.1.5.35})$$

Da trigonometria é possível obter:

$$\begin{aligned} X^2 &= (X \sin \omega t)^2 + (X \cos \omega t)^2 \rightarrow X \cos \omega t = \pm \sqrt{X^2 - \underbrace{(X \sin \omega t)^2}_x} \\ &\rightarrow F(t) = kx \pm c\sqrt{X^2 - x^2} \end{aligned} \quad (\text{EQ.1.5.36})$$

FIGURA 21 – SISTEMA COM AMORTECIMENTO ESTRUTURAL (A) DIAGRAMA DO SISTEMA AMORTECIDO COM UM GRAU DE LIBERDADE. (B) DIAGRAMA DE FORÇA E AMPLITUDES



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

A área interna da elipse representa a energia dissipada em um ciclo de oscilação (diferença de trabalho realizado). Essa área é obtida pela integração:

$$\Delta W = \oint F dx = \int_0^{2\pi/\omega} (kX \sin \omega t + cX\omega \cos \omega t)(\omega X \cos \omega t) dt \quad \text{com}$$

$$dx = \frac{dx}{dt} dt = \frac{d(X \sin \omega t)}{dt} dt = \omega X \cos \omega t dt$$

Obtendo a resposta:

$$\Delta W = \pi \omega c X^2 \quad (\text{EQ.1.5.37})$$

Observa-se experimentalmente que se forma um ciclo de histerese na curva tensão deformação. A energia perdida em um ciclo é igual à área interna do ciclo de histerese.

Observa-se, experimentalmente, que a energia perdida por ciclo, devido ao atrito interno, é independente da frequência, mas aproximadamente proporcional ao quadrado da amplitude. Para se atingir este comportamento na equação (EQ.1.5.37) assume-se que o coeficiente de amortecimento c é inversamente proporcional à frequência, na forma:

$$c = \frac{h}{\omega} \quad (\text{EQ.1.5.38})$$

Na qual h é chamada de constante de amortecimento estrutural ou histerético. A combinação de (EQ.1.5.37) e (EQ.1.5.38) resulta em:

$$\Delta W = \pi h X^2 \quad (\text{EQ.1.5.39})$$

Se o sistema da Figura 21a estiver executando um movimento na forma $x = X e^{i\omega t}$ a força será dada por:

$$F(t) = kX e^{i\omega t} + c\omega iX e^{i\omega t} = (k + i\omega c)x$$

Chegando a:

$$F(t) = (k + ih)x = k(1 + i\beta)x \quad (\text{EQ.1.5.40})$$

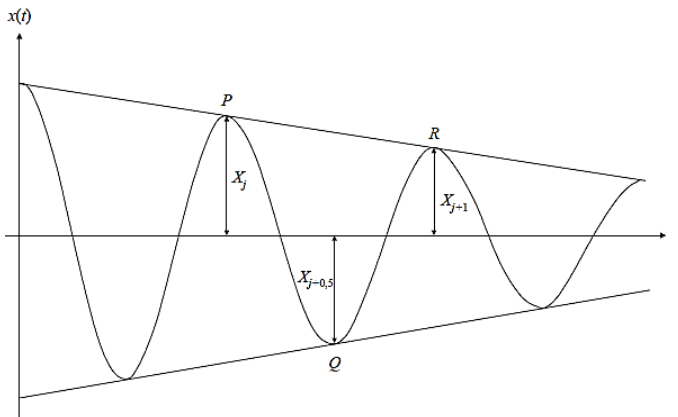
Em que $k(1+i\beta)$ é chamada de **rigidez complexa** do sistema e:

$$\beta = \frac{h}{k} = \frac{c\omega}{k}$$

É uma medida adimensional do amortecimento conhecida como **fator de perda**.

Sob amortecimento histerético, o movimento pode ser considerado como aproximadamente harmônico (uma vez que ΔW é pequeno), e o decréscimo da amplitude por ciclo pode ser determinado usando um balanço de energia. A resposta do sistema pode ser vista no Gráfico 11.

GRÁFICO 11 – MOVIMENTO DO SISTEMA COM AMORTECIMENTO HISTERÉTICO



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

O decremento logarítmico para o amortecimento estrutural pode ser definido como:

$$\delta = \ln\left(\frac{X_j}{X_{j+1}}\right) \approx \ln(1 + \pi\beta) \approx \pi\beta \quad (\text{EQ.1.5.41})$$

Como assumiu-se que o movimento é aproximadamente harmônico, a frequência correspondente é definida por:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

O fator de amortecimento viscoso equivalente pode ser encontrado igualando-se as relações para o decremento logarítmico.

$$\delta = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} = \ln\left(\frac{2+\pi\beta}{2-\pi\beta}\right) \quad (\text{EQ.1.5.42})$$

$$\zeta_{eq} = \frac{\beta}{2} = \frac{h}{2k}$$

Então, a constante de amortecimento viscoso equivalente é dada por:

$$c_{eq} = c_c \zeta_{eq} = 2\sqrt{mk} \frac{\beta}{2} = \beta\sqrt{mk} = \frac{\beta k}{\omega} = \frac{h}{\omega} \quad (\text{EQ.1.5.43})$$

A adoção de um coeficiente de amortecimento viscoso equivalente é somente válida quando o movimento for harmônico. A análise efetuada anteriormente assumiu que o sistema se movimentasse harmonicamente com frequência ω .

- **Vibração forçada**

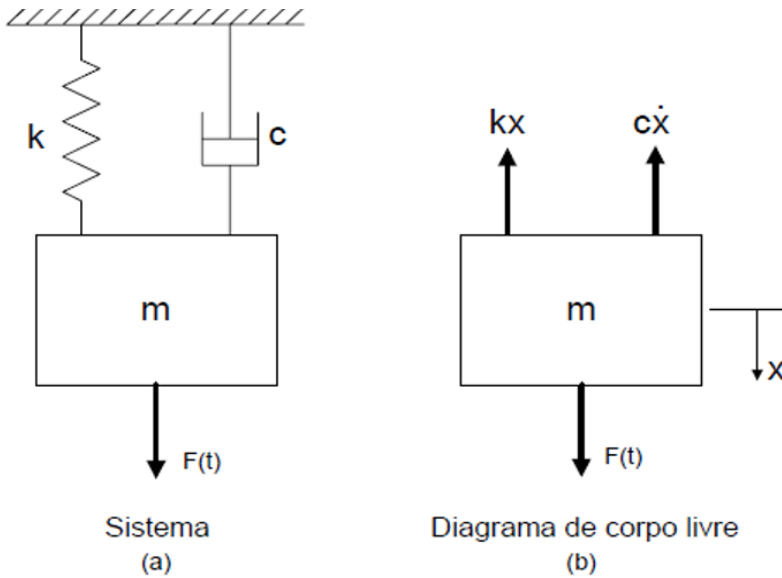
Vibração forçada é aquela que ocorre quando o sistema sofre a ação de forças externas durante o movimento. As forças que atuam sobre o sistema podem ser determinísticas ou aleatórias, determinando uma característica do movimento

vibratório. As forças determinísticas poderão se apresentar de diversas formas. Uma dessas formas são as forças harmônicas e as forças periódicas, sendo essas as que representam a maioria dos fenômenos responsáveis por vibrações em sistemas físicos.

Observando a Figura 22, tem-se o modelo de um sistema de um grau de liberdade, amortecido, e seu respectivo diagrama de corpo livre. O diagrama de corpo livre mostrado na Figura 22b ilustra as forças atuantes na massa m . Aplicando a Segunda Lei de Newton, a equação diferencial do movimento é obtida como a equação (EQ.1.5.44).

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (\text{EQ.1.5.44})$$

FIGURA 22 – SISTEMA DE UM GRAU DE LIBERDADE SOB ESFORÇO EXTERNO



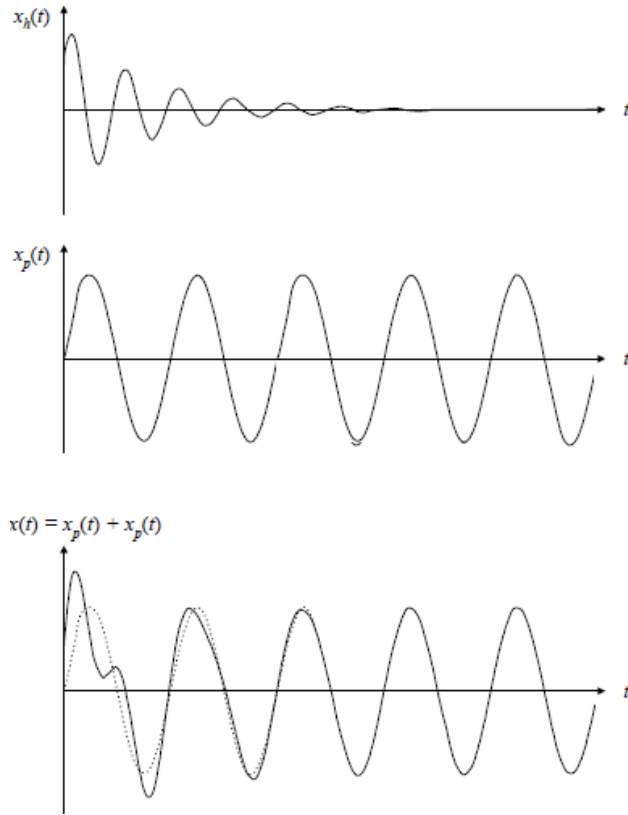
FONTE: Adaptado de Rao (2008)

Essa equação diferencial possui uma solução geral constituída de uma solução homogênea associada a uma solução particular.

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t) \quad (\text{EQ.1.5.45})$$

A solução homogênea é obtida fazendo $F(t) = 0$ resultando na vibração livre (dependente das condições iniciais). A solução particular representa a vibração que persiste enquanto a força externa atuar, considerada assim de regime permanente. O Gráfico 12 ilustra a composição da solução da equação diferencial. A parcela do movimento considerada transitória é aquela que diminui com o tempo, devido ao amortecimento.

GRÁFICO 12 – SOLUÇÕES HOMOGÊNEA, PARTICULAR E GERAL DA EQUAÇÃO DIFERENCIAL DO MOVIMENTO



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

Vamos iniciar nosso estudo a partir do sistema sem amortecimento ($c = 0$) e com $F(t) = F_0 \cos \omega t$. A equação (EQ.1.5.46) assume a forma:

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad (\text{EQ.1.5.46})$$

A solução homogênea dessa equação, estudada anteriormente, tem a forma:

$$x_h(t) = C_1 \cos \omega_n t + C_2 \sin \omega_n t \quad (\text{EQ.1.5.47})$$

A solução particular, por sua vez, é:

$$x_p(t) = X \cos \omega t \quad (\text{EQ.1.5.48})$$

Se a velocidade e a aceleração são obtidas por derivação direta:

$$\dot{x}_p(t) = -\omega X \text{sen} \omega t \quad (\text{EQ.1.5.49})$$

$$\ddot{x}_p(t) = -\omega^2 X \text{sen} \omega t \quad (\text{EQ.1.5.50})$$

A solução geral é dada por:

$$x(t) = C_1 \cos \omega_n t + C_2 \text{sen} \omega_n t + \frac{F_0}{k - m\omega^2} \cos \omega t \quad (\text{EQ.1.5.51})$$

Introduzindo as condições iniciais $x(t=0) = x_0$ e $x'(t=0) = \dot{x}_0$, as constantes de integração são calculadas, resultando em:

$$C_1 = x_0 - \frac{F_0}{k - m\omega^2} \quad \text{e} \quad C_2 = \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \quad (\text{EQ.1.5.52})$$

Que introduzidas em (EQ1.5.53) resultam na expressão:

$$x(t) = \left(x_0 - \frac{F_0}{k - m\omega^2} \right) \cos \omega_n t + \left(\frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \right) \text{sen} \omega_n t + \frac{F_0}{k - m\omega^2} \cos \omega t \quad (\text{EQ.1.5.53})$$

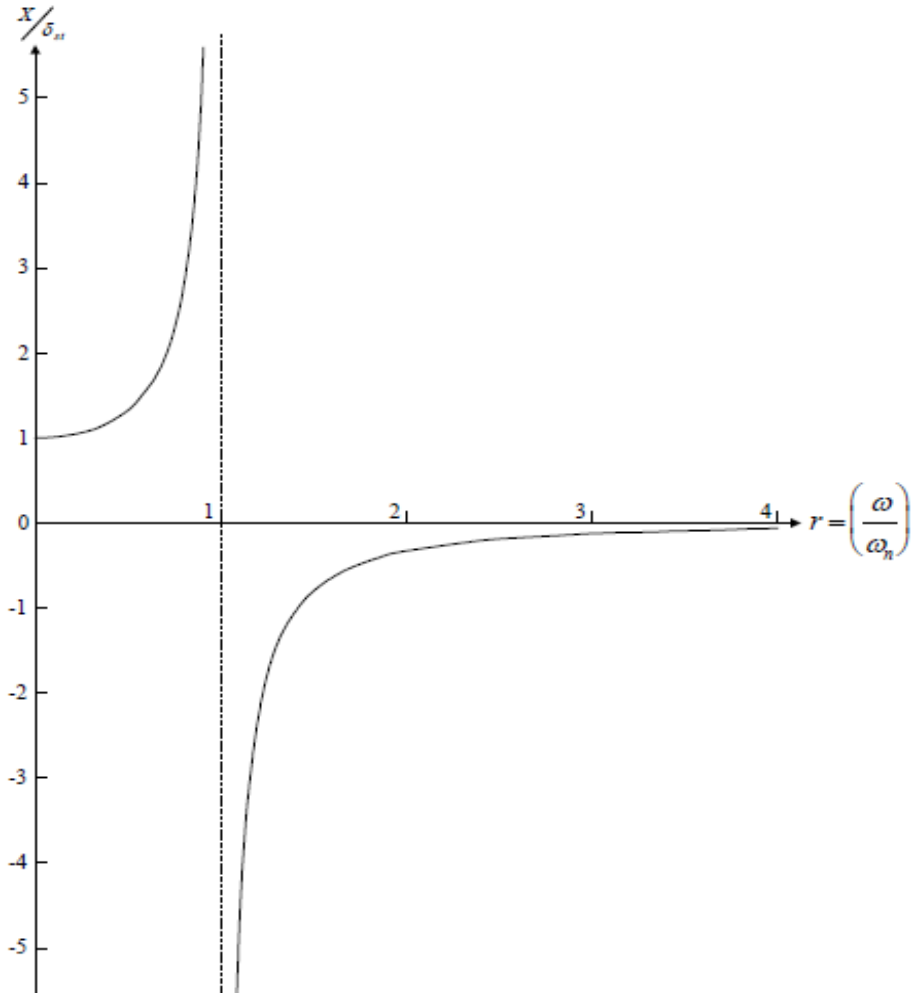
Obtendo o valor de deflexão estática $\delta_{st} = F_0/k$, a deformação sofrida pelo sistema quando a força é aplicada estaticamente, e, considerando que a frequência natural do sistema é dada por $\omega_n^2 = k/m$ podendo ser escrita na forma:

$$\frac{X}{\delta_{st}} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2} \quad (\text{EQ.1.5.54})$$

Que é chamado de fator de amplificação dinâmica.

O Gráfico 13 mostra a função expressa em (EQ.1.5.54), que apresenta três domínios distintos, caracterizando comportamentos diferentes.

GRÁFICO 13 – FATOR DE AMPLIFICAÇÃO DINÂMICA

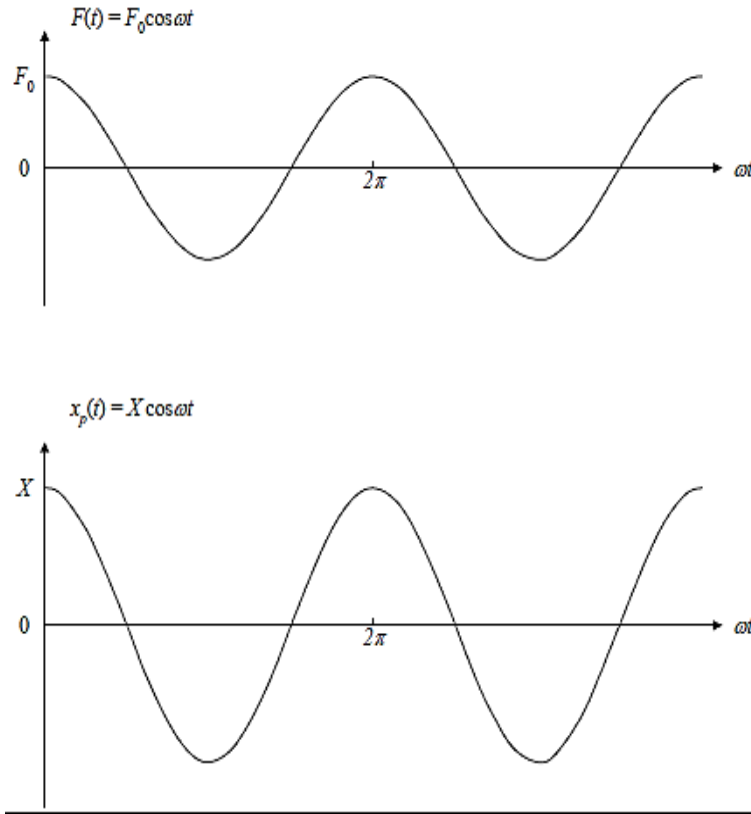


FONTE: Adaptado de Rao (2008)

Vamos observar as características de cada caso.

- **1º Caso ($0 < \frac{\omega}{\omega_n} < 1$) – resposta harmônica em coincidência de fase com a força externa:**

GRÁFICO 14 – RESPOSTA HARMÔNICA EM FASE COM A FORÇA EXTERNA



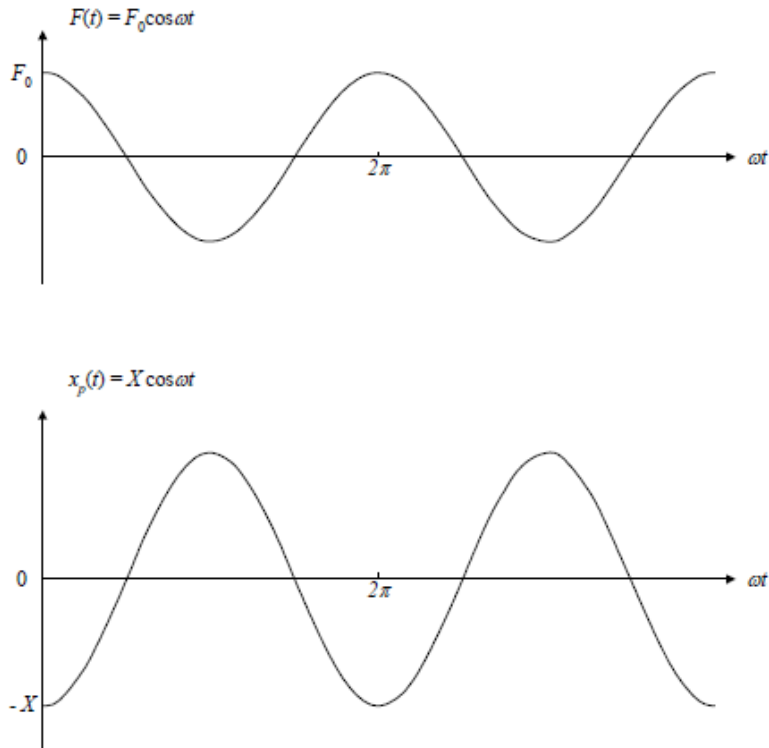
FONTE: Adaptado de Rao (2008)

- 2º Caso ($\frac{\omega}{\omega_n} > 1$) – a resposta de regime permanente do sistema é dada por $x_p(t) = -X \cos \omega t$, em que a amplitude do movimento é redefinida como uma quantidade positiva, ou:

$$X = \frac{\delta_{st}}{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 - 1} \quad (\text{EQ.1.5.55})$$

Neste domínio, a resposta harmônica $x_p(t)$ está em oposição de fase com a força externa.

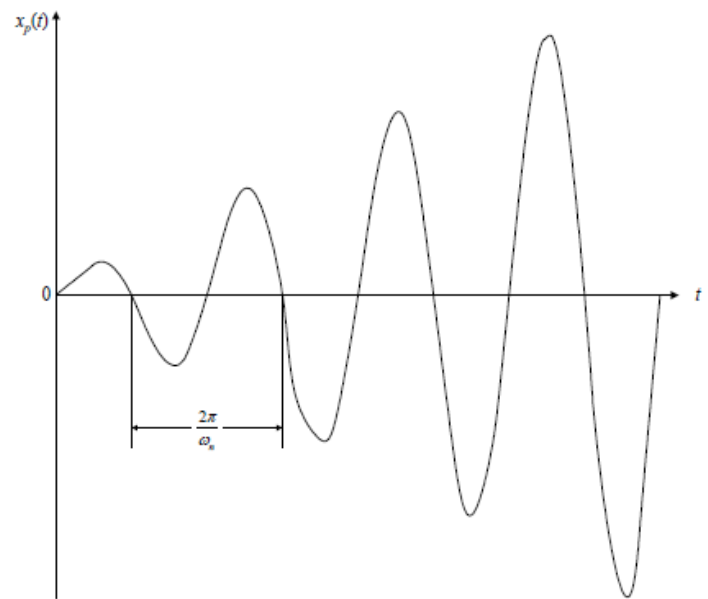
GRÁFICO 15 – RESPOSTA HARMÔNICA EM OPOSIÇÃO DE FASE COM A FORÇA EXTERNA



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

- **3º Caso ($\frac{\omega}{\omega_n} = 1$)** – Essa condição, em que a frequência com que a força é aplicada é igual à frequência natural do sistema, é chamada de **RESSONÂNCIA**:

GRÁFICO 16 – RESPOSTA HARMÔNICA NA RESSONÂNCIA



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

$$x(t) = x_0 \cos \omega_n t + \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \sin \omega_n t + \delta_{st} \left[\frac{\cos \omega t - \cos \omega_n t}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2} \right] \quad (\text{EQ.1.5.56})$$

$$x(t) = x_0 \cos \omega_n t + \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \sin \omega_n t + \frac{\delta_{st} \omega_n t}{2} \sin \omega_n t \quad (\text{EQ.1.5.57})$$

Representando um movimento cuja amplitude cresce indefinidamente com o tempo.

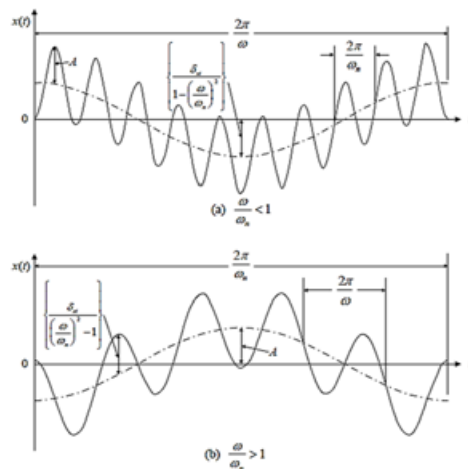
A resposta total do sistema, pode ser escrita na forma:

$$x(t) = A \cos(\omega_n t - \phi) + \frac{\delta_{st}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2} \cos \omega t \quad \text{para } \frac{\omega}{\omega_n} < 1 \quad (\text{EQ.1.5.58})$$

$$x(t) = A \cos(\omega_n t - \phi) - \frac{\delta_{st}}{\left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 - 1} \cos \omega t \quad \text{para } \frac{\omega}{\omega_n} > 1 \quad (\text{EQ.1.5.59})$$

Em que as constantes são determinadas a partir das condições iniciais. O Gráfico 17a mostra o movimento em que a frequência excitadora é menor que a frequência natural do sistema e o Gráfico 17b aquele em que a frequência excitadora é maior que a frequência natural do sistema.

GRÁFICO 17 – RESPOSTA TOTAL DO SISTEMA



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

Quando a frequência da força externa é muito próxima da frequência natural, ocorre uma composição de movimentos conhecida como batimento.

$$\begin{aligned}
 x(t) &= \left(\frac{F_0}{k - m\omega^2} \right) (\cos \omega t - \cos \omega_n t) = \frac{F_0/m}{\omega_n^2 - \omega^2} (\cos \omega t - \cos \omega_n t) \\
 &= \frac{F_0/m}{\omega_n^2 - \omega^2} \left(2 \operatorname{sen} \frac{\omega + \omega_n}{2} t \operatorname{sen} \frac{\omega_n - \omega}{2} t \right)
 \end{aligned}
 \quad (\text{EQ.1.5.60})$$

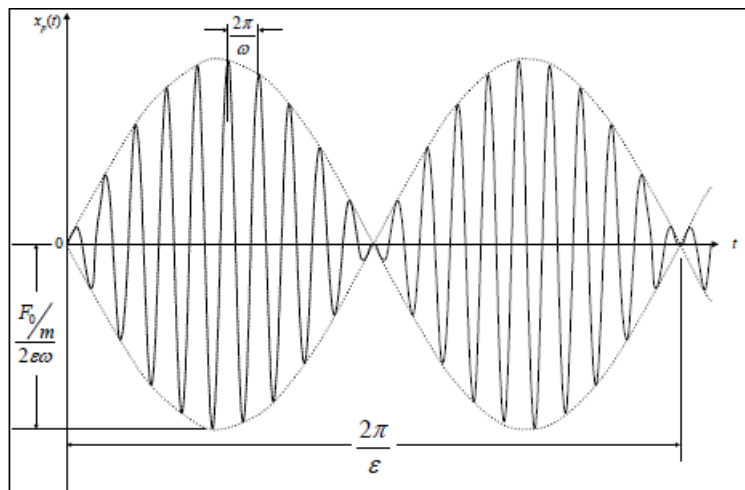
Se a diferença entre as frequências é pequena, pode-se dizer que:

$$\left. \begin{aligned} \omega_n - \omega &= 2\varepsilon \\ \omega_n + \omega &\cong 2\omega \end{aligned} \right\} \quad \omega_n^2 - \omega^2 = 4\varepsilon\omega$$

E se torna:

$$x(t) = \left(\frac{F_0/m}{2\varepsilon\omega} \operatorname{sen} \varepsilon t \right) \operatorname{sen} \omega t$$

GRÁFICO 18 – FENÔMENO DO BATIMENTO



FONTE: Adaptado de Rao (2008)

O Gráfico 18 mostra o movimento composto de uma parcela de baixa frequência envolvendo outra de alta frequência. O movimento de baixa frequência tem período conhecido como período de batimento. A frequência de batimento, consequentemente, também pode ser obtida por:

$$\tau_b = \frac{2\pi}{2\varepsilon} = \frac{2\pi}{\omega_n - \omega} \quad (\text{EQ.1.5.61})$$

$$\omega_b = 2\varepsilon = \omega_n - \omega \quad (\text{EQ.1.5.62})$$

LEITURA COMPLEMENTAR**MANUTENÇÃO PREDITIVA DE UM REDUTOR USANDO ANÁLISE DE VIBRAÇÕES E DE PARTÍCULAS DE DESGASTE**

Daniel Fabiano Lago
Aparecido Carlos Gonçalves

INTRODUÇÃO

Todo sistema ou equipamento mecânico está sujeito a processos de deterioração. Esta deterioração leva ao aparecimento de defeitos que podem atrapalhar a continuidade e qualidade do serviço. Uma quebra não prevista traduz-se por uma parada brusca, geralmente levando a grandes prejuízos e a perda de tempo de produção. Para que a produtividade de uma indústria tenha resultados positivos, é necessário que todos seus equipamentos sejam mantidos nas melhores condições de funcionamento. Assim, esses deverão sofrer, ao longo da sua vida útil, reparos, inspeções programadas, rotinas preventivas programadas e adequadas, substituição de peças, mudanças de óleo, lubrificações, limpezas, pinturas, correções de defeitos resultantes.

ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

O princípio de análise de vibrações está baseado na ideia de que as estruturas das máquinas, excitadas pelos esforços dinâmicos, dão sinais vibratórios cuja frequência é idêntica àquelas dos esforços que os tenham provocado; e a medida global tomada em algum ponto é a soma das respostas vibratórias da estrutura aos diferentes esforços excitadores (Wang e Williang, 1995). Pode-se, pois, graças a captadores colocados em pontos particulares, registrar as vibrações transmitidas pela estrutura à máquina, e graças, ainda, à sua análise, identificar a origem dos esforços aos quais ela está submetida (Mirshawka, 1991), (Diana e Cheli, 1995). Dessa forma, assim que se obtém a "assinatura" vibratória da máquina quando ela era nova ou reputada como em bom estado de funcionamento, poder-se-á, por comparação, apreciar a evolução de seu estado e identificar o aparecimento de esforços dinâmicos novos, consecutivos a uma degradação em processo de desenvolvimento (Azovtsev e Barkov, 1998). Pode-se representar um nível vibratório de várias formas e a mais importante é a Representação Espectral (ou frequência) (Mirshawka, 1991). Para descrever completamente o sinal é suficiente conhecer a amplitude máxima A , a frequência do sinal f , e fase φ ; conforme Figura 4.

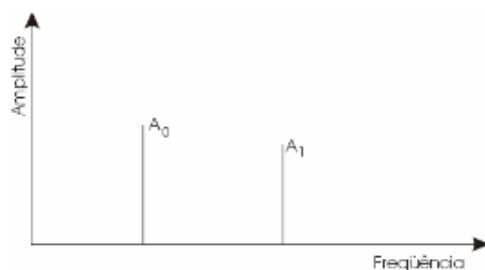


Figura 4 - Espectro de frequência simplificado

Na maior parte das medidas de vibração é mais fácil trabalhar no domínio das frequências que no domínio do tempo (Breitenbach,1999). Um sinal no domínio do tempo enviado por um transdutor é convertido em suas componentes de frequência. As forças existentes podem ser (Saavedra e Espinoza, 1987): i) cíclica: desbalanceamento, ou forças da malha de engrenamento que desenvolvem um espectro em forma de linha; ii) impulsiva: *pitting* nos mancais, dente de engrenagem quebrado que desenvolve um espectro modulado; iii) Randômica: fricção, cavitação que geram espectro contínuo. Em um espectro, todos os componentes de um nível vibratório são representados sob a forma de "picos" e pode-se seguir individualmente uma variação de amplitude, sem que se tenha, como acontece na medida global, o efeito de mascarar, com o que se corre o risco de não notar um defeito em desenvolvimento. A Figura 5 apresenta um espectro em frequência.

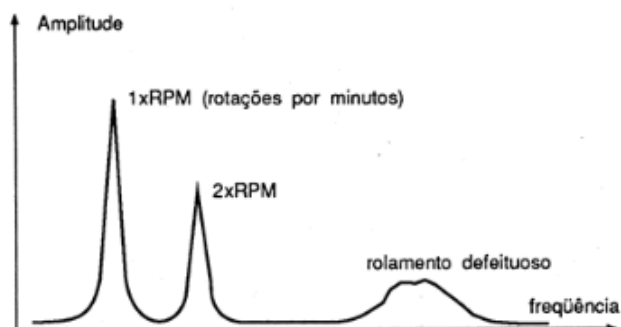


Figura 5 - Exemplo típico de traçado de um espectro de rolamento (Mirshawaka, 1991)

A medida do valor global é um método de análise aproximado do sinal, que faz abstrações do parâmetro frequencial, mensurando a amplitude avaliada de diferentes formas. Esta leva em conta:

- a) O valor pico a pico, isto é, mede-se a amplitude máxima da onda fundamental, que é útil, por exemplo, quando o deslocamento vibratório de uma máquina é crítico em relação às restrições de carga máxima ou de "jogo mecânico".
- b) O valor de crista (ou de pico), é uma medida importante para indicar, por exemplo, o nível de um choque de curta duração.

- c) O valor eficaz, medida que leva em conta a avaliação do valor das componentes harmônicas diretamente relacionadas ao conteúdo energético da vibração.

O problema de se analisar e estabelecer comparações entre diversos sinais de vibração não pode ser resolvido com base no simples conhecimento de valores de sua amplitude e frequência. Uma forma de resolver este problema foi o estabelecimento de algumas medidas, cuja definição permite o cálculo de valores quantitativos globais para um movimento vibratório $x(t)$ qualquer, descrito no domínio do tempo. Estes valores são: valor eficaz ou RMS, valor médio, fator de forma e fator de crista cujas expressões são dadas pelas Equações 1, 2, 3 e 4 respectivamente.

$$\chi_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \chi^2(t) dt} \quad (1)$$

$$\chi_m = \frac{1}{T} \int_0^T |\chi(t)| dt \quad (2)$$

$$F_f = \frac{\chi_{RMS}}{\chi_m} \quad (3)$$

$$F_c = \frac{\chi_{pico}}{\chi_{RMS}} \quad (4)$$

Estes parâmetros são ilustrados para um sinal complexo na Figura 6.



Figura 6. Valores globais de medida de vibração para um sinal de vibração complexo.

O sinal no domínio da frequência ou espectro de frequência é um gráfico de amplitude da resposta de vibrações pela frequência e pode ser derivado utilizando-se a transformada rápida de Fourier (FFT) da forma de onda no tempo. O espectro de frequência fornece uma informação valiosa sobre a condição de uma máquina.

MATERIAIS E MÉTODOS

Para se estudar a eficiência da integração da análise de vibrações com a análise da partícula de desgastes, um experimento será conduzido. Este consistirá de um motor acoplado a um redutor de velocidade. Uma foto deste conjunto é mostrada na Figura 7. O motor é da marca WEG com 0.5 CV e 1720 RPM. O redutor é da marca Macopema com redução de 1:30. O redutor é do tipo sem fim coroa, com o sem fim feito de liga de aço e o pinhão de bronze. Uma carga será aplicada ao eixo de saída do redutor para simular uma condição real de uso do mesmo.



Figura 7: Conjunto motor redutor.

A carga aplicada será uma massa excêntrica no eixo de saída do redutor, provocando assim um momento com características senoidais neste. Os estudos serão realizados sob quatro ou cinco condições de operação. As quatro condições que necessariamente ocorrerão serão:

- a) Operação normal do sistema motor-redutor, isto é, com óleo recomendado pelo fabricante do redutor;
- b) Uso de lubrificantes não apropriados, tais como, com viscosidades inferiores e óleos sem aditivos de extrema pressão;
- 3) Com a presença de água, em várias porcentagens, como contaminante; e
- 4) Com engrenagens de acabamento e dureza superficial variada. Se, após estas condições, o redutor estiver em condições de uso uma quinta condição poderá ser experimentada:
- 5) Com pequenas quantidades de areia (ou outros abrasivos) acrescidas ao lubrificante para simular uma partícula abrasiva.

Análise de Vibrações

Primeiramente serão feitos estudos dos tipos de defeitos que podem existir no sistema motor-redutor e quais as frequências características destes defeitos. Um bom parâmetro de comparação é a Tabela 3.

Tabela 3 - Faixa de frequência em que ocorrem as falhas (Lanim,1995)

Faixa de Frequência	Baixa	Média	Alta
Tipo de Falha	•Desbalanceamento •Desalinhamento •Folgas Mecânicas •Chicoteamento do óleo.	•Falha de acoplamento •Falhas de engrenamento •Falhas nos mancais	•Falhas nos mancais

Quanto à obtenção dos sinais, estes serão adquiridos utilizando-se dois acelerômetros piezoelétricos, um microcomputador do tipo Notebook e o sistema de aquisição de dados DaqBook. As frequências iniciais de amostragem serão de 500 Hz, 1 kHz, 5 kHz, 10 kHz, 20 kHz e 50 kHz. Os filtros analógicos iniciais serão de 141 Hz, 281 Hz, 2250 Hz, 4500 Hz, 9 kHz e 18 kHz. Para cada frequência serão tomadas 10 amostras de 2048 pontos cada. Posteriormente os sinais adquiridos serão processados e analisados em laboratório através do "software" DASyLab para processamento de espectros do sinal e os valores mais expressivos serão estudados.

RESULTADOS ESPERADOS

Com o uso dessas duas técnicas preditivas pretende-se diagnosticar a condição de operação do redutor, tanto a operação normal de funcionamento quanto algum eventual defeito. Pretende-se verificar o período de amaciamento do redutor principalmente através da análise de óleo. Pretende-se verificar um aumento de desgaste quando utilizar-se óleo inadequado e/ou contaminado com água. Sabe-se que análise de partículas é vantajosa para se monitorar máquinas de baixa velocidade onde é difícil aplicar a análise de vibrações. Sabe-se também que embora a técnica de análise de partículas no óleo possa detectar defeitos de rolamentos, estes são mais bem observados pela análise de vibrações.

Observando a necessidade do uso de manutenção preditiva e sabendo da necessidade do uso de vibrações mecânicas para detectar problemas em máquinas rotativas, descreva quais as possíveis máquinas (possuindo ou não motores giratórios) que podem apresentar problemas de vibrações mecânicas.

FONTE: <<http://web.posfemec.org/posmec/16/PDF/PM16-0087.pdf>>. Acesso em: 9 set. 2019.

RESUMO DO TÓPICO 4

Neste tópico, você aprendeu que:

- O amortecimento de um sistema mecânico vibracional é muito importante para a definição de frequências e do comportamento desse sistema.
- Dependendo do coeficiente de amortecimento a resposta no tempo do sistema mecânico pode ser sobre amortecido ($\zeta > 1$); criticamente amortecido ($\zeta = 1$); subamortecido ($\zeta < 1$) e sem amortecimento ($\zeta = 0$).
- O fenômeno do batimento acontece quando duas frequências estão muito próximas e acabam por modular-se dando origem a sinais de baixa frequência porém sem fonte discriminada.
- Para sinais sub amortecidos, o decremento logarítmico é um fator importante para determinar a amplitude do sinal em determinado instante e regular a resposta do sistema para uma determinada excitação.
- Dependendo do tipo de sistema mecânico e o tipo de aplicação deverão ser abordados os tipos diferentes de amortecimento como o de Coulomb, o por histerese e o viscoso.



1 As vibrações mecânicas se apresentam como movimentos harmônicos na maioria dos casos estudados, considerando as definições referentes aos sinais harmônicos de vibração mecânica, assinale a alternativa CORRETA.

- a) () O período de um sinal mecânico é definido pelo tempo necessário para o sinal sair do valor zero e ir até o valor máximo.
- b) () Um sistema que não possui amortecimento tem o seu sinal constante e sem alteração no decorrer do tempo.
- c) () Os sinais convertidos em decibel são sinais lineares e proporcionais que possuem pouca variação em sua amplitude.
- d) () A relação existente entre a velocidade angular e a frequência é dada por $f=2\pi\omega$.
- e) () Os sinais mecânicos são tomados como referência pelo movimento das molas, quando essas estão contraídas eles atingem o valor mínimo e quando as molas estão esticadas eles atingem valor máximo.

2 Considere as afirmativas a respeito de do amortecimento de vibrações.

I - Quando dois corpos se deslocam por superfícies sem lubrificação tem-se um amortecimento de Coulomb.

II - O atrito interno que ocorre entre as fibras dos materiais quando elas estão em movimento relativo, é chamado de amortecimento histerético.

III - Os tipos de amortecimento só podem aparecer em um sistema mecânico sozinhos sem adição de seus efeitos.

Das alternativas a seguir, assinale qual apresenta os itens CORRETOS:

- a) () I.
- b) () II.
- c) () III.
- d) () I e II.
- e) () II e III.

3 Considere as colunas referentes à força de excitação externa sob um sistema amortecido.

1) $(0 < \frac{\omega}{\omega_n} < 1)$

2) $(\frac{\omega}{\omega_n} > 1)$

3) $(\frac{\omega}{\omega_n} = 1)$

4) $(\frac{\omega}{\omega_n} < 0)$

() Caso em que a excitação externa está em fase com a resposta harmônica.

() Caso impossível de ocorrência.

() Caso em que a excitação está defasada em 180° com a resposta harmônica.

() Resposta harmônica em ressonância com a excitação.

Qual a correlação correta entre as colunas para os casos considerados:

a) () 1; 2; 3; 4.

b) () 2; 4; 3; 1.

c) () 4; 3; 2; 1.

d) () 1; 4; 3; 2.

e) () 1; 4; 2; 3.

DIAGNÓSTICO E CONTROLE DE VIBRAÇÕES

OBJETIVOS DE APRENDIZAGEM

A partir do estudo desta unidade, você deverá ser capaz de:

- compreender o funcionamento de um medidor de vibração e seus circuitos distintos;
- entender as funções utilizadas para determinados sinais de interesse e sinais auxiliares e a melhor forma de captá-los;
- conhecer as correlações existentes entre o espectro de frequência obtido a partir de uma determinada posição e um possível problema que possa existir no sistema mecânico em avaliação;
- compreender as soluções de isolamento de vibrações mecânicas para cada caso genérico a fim de aumentar a gama de possibilidades de resolução de problemas de vibração.

PLANO DE ESTUDOS

Esta unidade está dividida em quatro tópicos. No decorrer da unidade você encontrará autoatividades com o objetivo de reforçar o conteúdo apresentado.

TÓPICO 1 – INSTRUMENTAÇÃO PARA MEDIÇÃO DE VIBRAÇÕES

TÓPICO 2 – METODOLOGIAS DE MEDIÇÃO DE VIBRAÇÕES

TÓPICO 3 – DIAGNÓSTICO DE PROBLEMAS EM MÁQUINAS A PARTIR DO ESPECTRO DE VIBRAÇÕES

TÓPICO 4 – MÉTODOS DE CONTROLE E PREVENÇÃO DE VIBRAÇÕES



Preparado para ampliar seus conhecimentos? Respire e vamos em frente! Procure um ambiente que facilite a concentração, assim absorverá melhor as informações.

INSTRUMENTAÇÃO PARA MEDIÇÃO DE VIBRAÇÕES

1 INTRODUÇÃO

A medição de vibrações mecânicas é um elemento muito importante para o estudo do comportamento vibracional de um determinado corpo. Alguns pontos devem ser considerados para a escolha da melhor estratégia para realização das medições de vibração mecânica.

O primeiro ponto a ser considerado é a faixa de frequências que o fenômeno pode ocorrer e sua amplitude. Em frequências baixas as amplitudes de deslocamento costumam ser altas e conforme aumentam as frequências as amplitudes de deslocamento diminuem, devido a essa característica é comum utilizar a velocidade como leitura de amplitudes de baixa frequência e a aceleração para leitura de amplitudes em frequências mais altas.

O tamanho da máquina também é importante pois, como estudado na unidade anterior, as massas definem os graus de liberdade de um sistema mecânico e os sensores de medição devem ser de uma massa pequena suficiente para não influenciar o sistema mecânico.

A condição de operação das máquinas como condições de funcionamento severas, experimentadas por máquinas que operam em ambientes corrosivos ou abrasivos, por exemplo, podem impedir que instrumentos sensíveis sejam utilizados. O comportamento da vibração mecânica depende diretamente da forma com que as máquinas operam.

Vários detalhes no processo de medição estão condicionados pela análise que será realizada. Isso pode fazer com que determinada técnica de medição possa ser escolhida por apresentar os dados de uma forma mais apropriada para a análise pretendida.

Para a realização das medições de vibração é necessário compreender quais os sinais típicos que podem ser encontrados em um fenômeno de vibração. Podemos dividir os sinais de vibrações em dois tipos principais: sinais estacionários e sinais não estacionários.

Sinais estacionários: são sinais que mantêm seu comportamento com o passar do tempo. Se tornam previsíveis quando analisados em um período suficiente para a percepção de sua repetibilidade. São sinais com os mesmos componentes de frequência em seu comportamento com o passar do tempo. Dentre os sinais estacionários podemos ter dois tipos, os determinísticos e os aleatórios.

Os sinais determinísticos possuem características que os tornam previsíveis e frequentes de acordo com a fonte destes sinais, um exemplo destes sinais podem ser vibrações de engrenagens girantes.

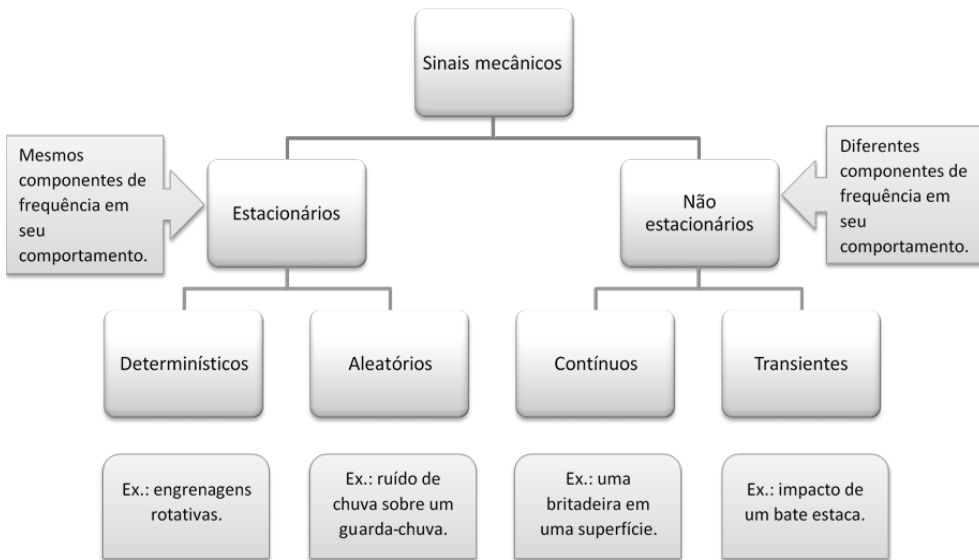
Os sinais aleatórios não possuem um padrão pré-estabelecido, porém mantêm sua continuidade com características determinantes apesar de não poderem ser previstas. Um exemplo destes sinais pode ser o sinal resultante de gotas de chuva sobre um guarda-chuva.

Sinais não estacionários: são sinais que mudam seu comportamento de acordo com o tempo. A previsão destes sinais pode se limitar ao comportamento deles conforme sua ocorrência, mas a ocorrência em si é um fator muito difícil de ser determinado. São sinais que possuem diferentes componentes em frequência no seu comportamento. Dentre os sinais não estacionários podemos destacar os sinais contínuos e transientes.

Os sinais contínuos são sinais que alteram sua amplitude e tempo de tal forma que, quando amostrados, não possuem amostras iguais. Essa característica possui a particularidade de diminuir as interferências e ruídos existentes no sinal, quando tiradas várias amostras, e essas somadas. Como exemplo de sinais não estacionários contínuos, podemos considerar um ruído branco (como um rádio de FM fora de estação).

Os sinais transientes são sinais que possuem um determinado comportamento que ocorre uma vez e é totalmente imprevisível. Como exemplo desse tipo de sinal podemos imaginar um martelo golpeando um determinado corpo rígido, dificilmente teremos a mesma intensidade em dois golpes. A Figura 1 mostra um resumo detalhado dos tipos de sinais.

FIGURA 1 – ESQUEMA GRÁFICO DOS TIPOS DE SINAIS MECÂNICOS, EXEMPLOS E CLASSIFICAÇÕES



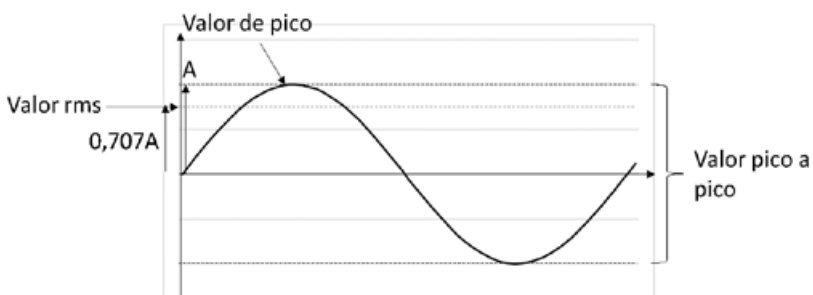
FONTE: O autor

A definição do tipo de sinal é importante para saber o tipo de tratamento necessário para realizar sua devida aquisição.

Além da sua resposta no tempo é necessário saber o valor na amplitude, porém, para sinais de vibração, os valores de amplitude variam com o tempo e a função no tempo cria uma dependência de saber o tempo em que a vibração ocorre para realizar a medição. Para obter uma boa representação do sinal costuma-se utilizar o valor RMS (Root Mean Square).

Vamos considerar uma onda com o formato senoidal, que em frequência corresponderia a apenas um ponto. Uma função senoidal pode ser dada por $f(t) = A \sin(\omega t + \phi)$. Essa função possui um valor máximo dado por "A". O valor RMS de uma onda senoidal é dado pelo seu valor máximo multiplicado por 0,707. A Figura 2 tem uma onda senoidal com os fatores importantes e a representação do valor RMS dado.

FIGURA 2 – REPRESENTAÇÃO DE UMA ONDA SENOIDAL COM OS VALORES DE PICO E DE PICO-A-PICO



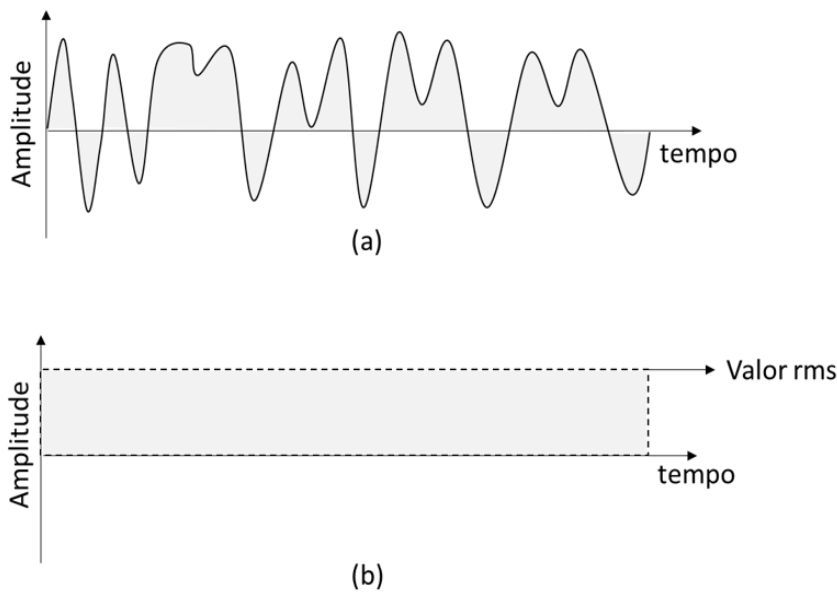
FONTE: O autor

A equação que representa o valor RMS da forma de onda é dada pela equação Eq. 2.1.0.

$$Valor\ rms = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [sen(\omega t + \varphi)]^2 dt} \quad (Eq. 2.1.0)$$

O exemplo dado na Figura 2 é um fator prático para sinais senoidais, porém os sinais mecânicos podem se apresentar por compostos de várias senóides somadas resultando em um sinal variante no tempo. Neste caso deve-se utilizar a equação Eq. 2.1.0. Essa equação tem o significado de equivaler a área tomada de uma função ou sinal qualquer para um valor equivalente contínuo, ou seja, se obtivermos um sinal com uma determinada área, como mostrado na Figura 3a, a equação Eq. 2.1.0 obtém um valor contínuo, no mesmo tempo, equivalente à área do sinal considerado, como visto na Figura 3b.

FIGURA 3 – REPRESENTAÇÃO DE UM SINAL DE VIBRAÇÃO OBTIDO (A) E SEU EQUIVALENTE EM RMS (B)

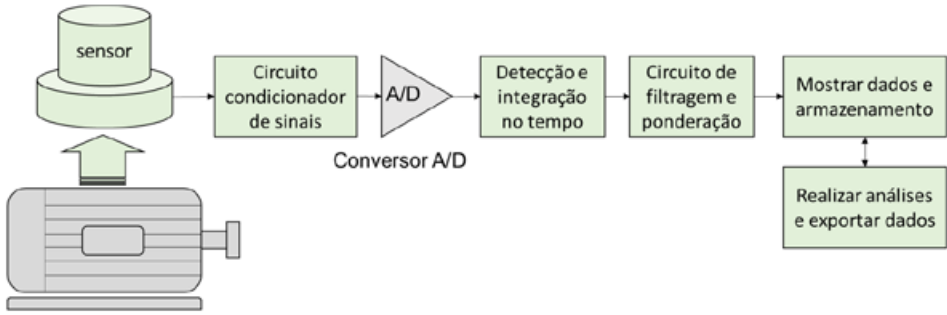


FONTE: O autor

2 INSTRUMENTAÇÃO

A captação do sinal vibracional necessita de um sistema de medição composto por circuitos eletrônicos que transformarão os sinais de vibração em sinais elétricos e esses serão quantizados para se transformarem em dados. Um sistema simples de medição de vibrações pode ser observado na Figura 4.

FIGURA 4 – REPRESENTAÇÃO DE UMA CADEIA DE MEDIÇÃO DE VIBRAÇÕES MECÂNICAS



FONTE: O autor

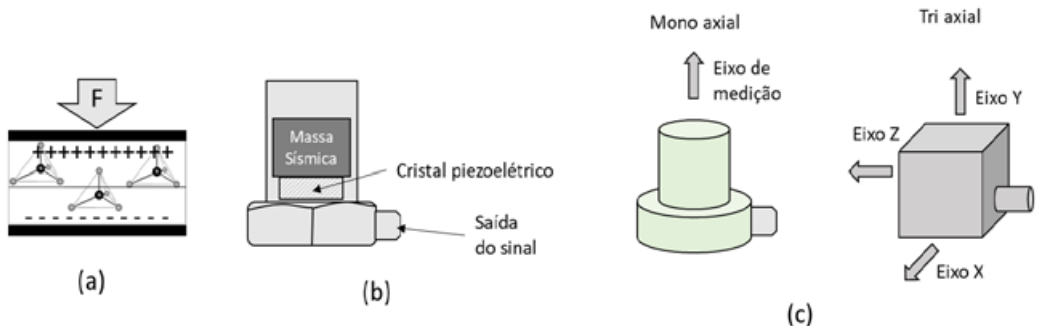
Para a captação e tratamento do sinal é necessário um sensor, o sensor mais utilizado para realizar medições de vibração é o acelerômetro.

O acelerômetro pode ser eletrodinâmico (com variação de posicionamento captado por bobinas e alteração de posicionamento do núcleo dessas bobinas), pode ser construído baseado em LVDT (do inglês Linear Variable Differential Transformer ou Transformador Diferencial Variável Linear). No entanto, abordaremos o tipo de acelerômetro mais utilizado em aplicações de medição de aceleração, o acelerômetro piezoelétrico.

O acelerômetro piezoelétrico possui um elemento piezoelétrico em seu interior, esse elemento é composto por cristais eletricamente dopados que respondem a uma determinada força em suas extremidades. Com essa força a deformação do cristal gera cargas elétricas que são proporcionais à deformação gerada pela força. Como visto na Figura 5a.

Os acelerômetros piezoelétricos possuem uma relação entre massa e aceleração, conforme a segunda Lei de Newton ($F=m.a$), sendo assim, ele necessita de uma massa – denominada massa sísmica – que entra em contato direto com o elemento piezoelétrico conforme visto na Figura 5b.

FIGURA 5 – ESQUEMA DE UM ACELERÔMETRO PIEZOELÉTRICO



a) esquema de carga do cristal piezoelétrico; b) esquema de montagem do acelerômetro; c) eixo de medição dos acelerômetros em dois tipos: mono axial e tri axial.

FONTE: O autor

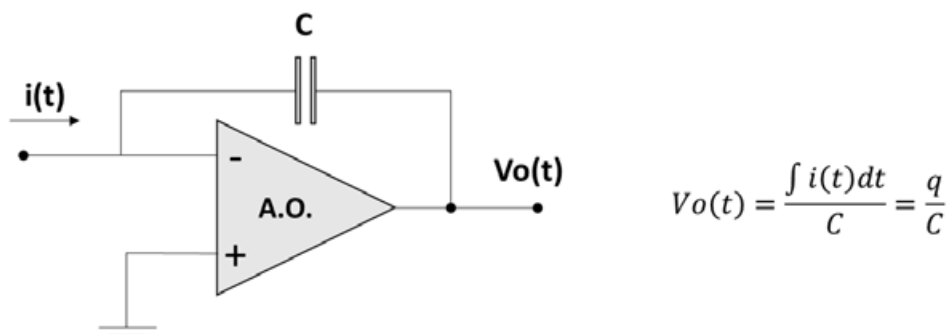
Os acelerômetros piezoelétricos produzem uma alta sensibilidade para a realização das medições e sua frequência natural é maior que a faixa de medição destinada às vibrações mecânicas. Eles podem realizar medições em um eixo (monoaxial) ou em três eixos (triaxial) dependendo do tipo de acelerômetro e da quantidade de canais disponível no sistema de medição.

Dentro do próprio acelerômetro há um circuito para a compensação de carga responsável por converter as variações de carga do capacitor em variação de corrente. Esse amplificador de carga é um amplificador operacional com um capacitor no lugar do resistor de realimentação.

O circuito de condicionamento de sinais é responsável por converter os sinais de variação de corrente em sinais possíveis de serem lidos por um instrumento ou componente eletrônico. Como exemplo, a entrada de um Controlador Lógico Programável (CLP) utilizado em automação industrial pode receber variações de sinais de 0 a 5Vdc, de 0 a 10 Vdc ou de 0 a 20 mA, desse modo, um circuito condicionador pode alterar os valores obtidos com a variação de corrente e convertê-los em uma variação de tensão ou uma variação de corrente em outras grandezas. Lembrando que a corrente citada na saída do acelerômetro é da ordem de 0,1 mA, necessitando, portanto, uma amplificação do sinal de 200 vezes caso seja escolhido condicionar o sinal do acelerômetro para uma entrada de CLP de 0 a 20 mA.

Um exemplo de um circuito condicionador de sinal pode ser visto a Figura 6. No caso da figura um sinal de corrente variante no tempo $i(t)$ é convertido em um sinal de tensão variante no tempo $V_o(t)$.

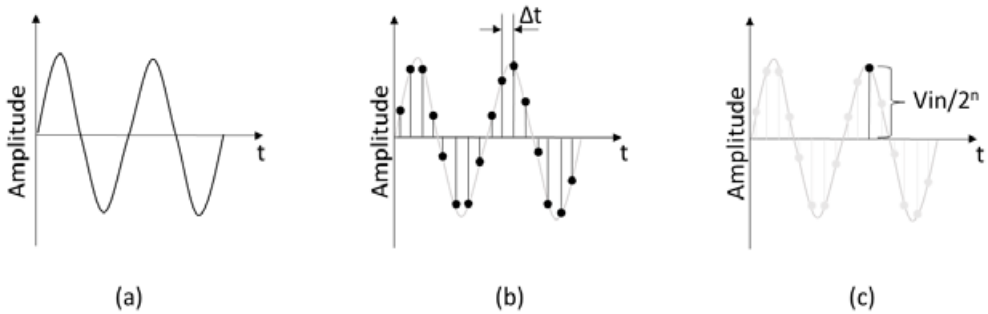
FIGURA 6 – CIRCUITO CONDICIONADOR DE SINAL QUE CONVERTE SINAIS DE CORRENTE EM SINAIS DE TENSÃO



FONTE: O autor

Atualmente, a conversão analógica digital é muito utilizada devido às vantagens do processamento digital e algoritmos utilizados em filtragem e condicionamento. Quando um sinal analógico é amostrado ele é coletado em um período constante formando um sinal discreto no tempo, esse período depende da frequência de amostragem do sinal.

Para cada amostragem ocorrida o sinal discreto deve ser quantificado em valores digitais esses valores digitais dependem da resolução do conversor. Essa resolução é calculada a partir da faixa da grandeza a ser convertida e da quantidade de bits do conversor. A quantidade de bits traz a quantificação da grandeza em valores binários representativos dos valores medidos da grandeza em questão. Os processos de conversão discreta de sinais e de quantização podem ser vistos na Figura 7.



a) de um sinal analógico; b) o mesmo sinal discretizado por um intervalo de tempo constante; c) quantizado por valores de 2^n bits.

FONTE: O autor

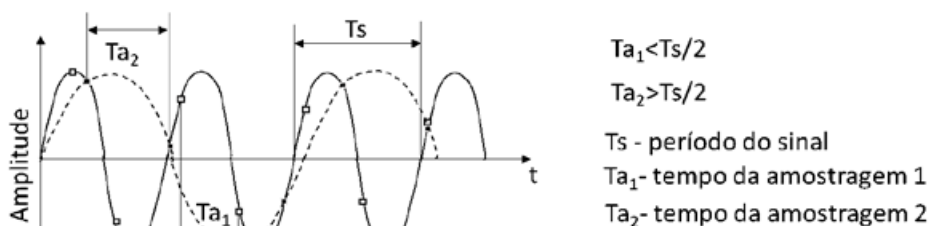
Os gráficos da Figura 7 mostram a realização da quantização digital, na qual tem-se em 7a o sinal analógico a ser quantizada; em 7b os pontos em que o conversor analógico digital realiza a quantização no tempo; e em 7c, qual o valor que será alcançado em amplitude que também é quantizado, mas não no tempo e sim na resolução digital do conversor.

Para a amostragem da Figura 7b temos um tempo em que os dados são obtidos, a frequência de amostragem pode ser obtida por $f_a = 1/\Delta t$. Segundo o teorema de Nyquist-Shannon ela deverá ser maior que o dobro da maior frequência do sinal.



O teorema de Nyquist-Shannon considera que um sinal pode ser recuperado de uma amostragem se a frequência da amostragem for maior que duas vezes sua maior componente de frequência do sinal. Isso pode ser observado no exemplo da figura a seguir.

FIGURA – EXEMPLO DE UMA TAXA DE AMOSTRAGEM MENOR QUE A FREQUÊNCIA MÁXIMA DO SINAL AMOSTRADO, RESULTANDO EM UM FENÔMENO DE ALIASING



FONTE: O autor

No exemplo podemos ver que para a taxa de amostragem cujo período é Ta_1 , a frequência de amostragem é maior que o dobro da frequência do sinal a ser amostrado ($Ta_1 < Ts/2$). Enquanto a taxa de amostragem representada pelo período Ta_2 possui uma frequência menor que a frequência do sinal ($Ta_2 > Ts/2$). Essa segunda taxa de amostragem produziu um efeito conhecido como aliasing. Esse efeito é resultado da recomposição do sinal com uma frequência errada, mais baixa, que não representa a frequência do sinal original. É parecido com o fenômeno físico de ver uma roda desacelerando e ter a sensação dela estar rodando contrário ao sentido real de rotação.

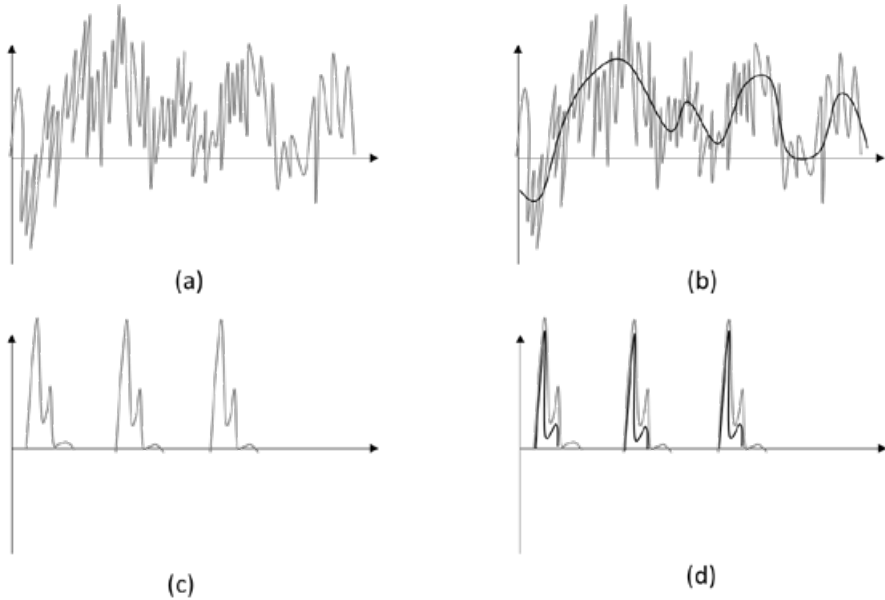
Se considerarmos um conversor analógico digital com uma resolução de 12 bits, teríamos 4096 possibilidades de quantização para os valores de amplitude medida. Se considerarmos uma faixa de 0 a 10Vac para a entrada, cada byte composto pela palavra de 12 bits teria um degrau de tensão de 2,44 mV ($2,44 \times 10^{-3}$ V). Se essa resolução aumentar para 16 bits, cada degrau teria 65536 possibilidades, ou cada degrau com essa nova resolução para uma faixa de 0 a 10 Vac seria de 0,153 mV ($0,153 \times 10^{-3}$ V). Portanto, a resolução de quantização do sinal depende do número de bits disponíveis na conversão analógica digital, quanto maior a quantidade de bits mais discreto pode se tornar o valor a ser convertido.

Dependendo do tipo de aplicação e da sensibilidade do sensor, a conversão digital do sinal pode suprir a necessidade de leitura do valor a ser medido, na maioria das vezes os sensores e conversores A/D já estão parametrizados para as faixas de medição e sensibilidade dos sensores.

O sistema de medição pode ter uma resposta ao estímulo do sinal condicionado que pode ser rápida, devagar, ou detecção de pico, esse tipo de resposta depende do fenômeno a ser observado. Caso as variações do fenômeno forem de grande amplitude os valores medidos podem ter muita informação

dificultando a realização da medida. Neste caso utiliza-se uma resposta do sistema mais lenta para observar o comportamento do fenômeno. A Figura 8 mostra como a partir de um sinal com um comportamento aparentemente aleatório (8a) pode-se obter um valor representativo desse comportamento com uma resposta mais lenta do circuito (8b).

FIGURA 8 – FORMAS DE DETECÇÃO DE SINAIS NO TEMPO



a) sinal aparentemente aleatório; b) o traço escuro representa a leitura de um aparelho ajustado para resposta lenta realizando a leitura do sinal do item a; c) um sinal periódico e impulsivo; d) o traço escuro representa a leitura de um aparelho ajustado para detecção de pico realizando a leitura do sinal do item c.

FONTE: O autor

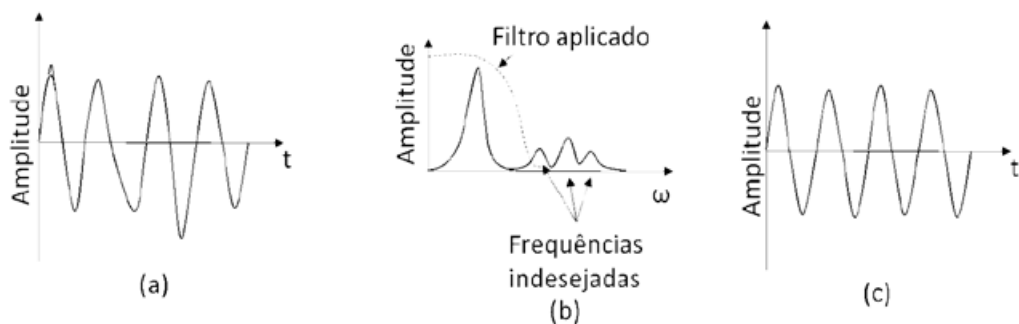


Um exemplo do uso de resposta lenta seria o marcador do nível de combustível de um automóvel, sabemos que quando o automóvel se movimenta ocorrem variações de nível, inclusive em subidas e descidas de ladeiras, e essas variações não condizem com o que representaria o nível do tanque em um determinado momento. Nesse caso tem-se um tempo de leitura maior para que a partir de uma integração dos sinais obtenha-se uma média representativa do valor de nível.

Outro tipo de detecção importante para o processamento de sinais é a detecção de pico. Alguns sinais acontecem de forma muito rápida e possuem amplitudes de interesse para a análise do sinal. Para esse caso podemos utilizar um circuito detector de picos. Seu comportamento é mostrado na Figura 8d.

A filtragem de sinais pode ser utilizada não apenas para retirar sinais de interferência, ela pode ser utilizada para separar partes de interesse de sinais. Se considerarmos o caso de um rotor de um motor elétrico desbalanceado, a componente de vibração correspondente a esse desbalanceamento na frequência será um múltiplo da frequência de rotação. Se quisermos realizar uma análise do grau de desbalanceamento do rotor desse motor, devemos verificar sua amplitude na banda de frequência que é múltipla de sua rotação e fazer a leitura de amplitude desta frequência. Um exemplo gráfico de como é o funcionamento da filtragem de sinais é observado na Figura 9. Os sinais apresentados em 9a e 9c são os sinais sem filtragem (9a) e com filtragem (9c). O sinal desenhado em 9b é o sinal que representa a frequência com a interferência sendo filtrada e retirando sua componente de alta frequência, ficando apenas as componentes referentes ao sinal.

FIGURA 9 – EXPLICAÇÃO GRÁFICA SOBRE O FUNCIONAMENTO DE UM FILTRO



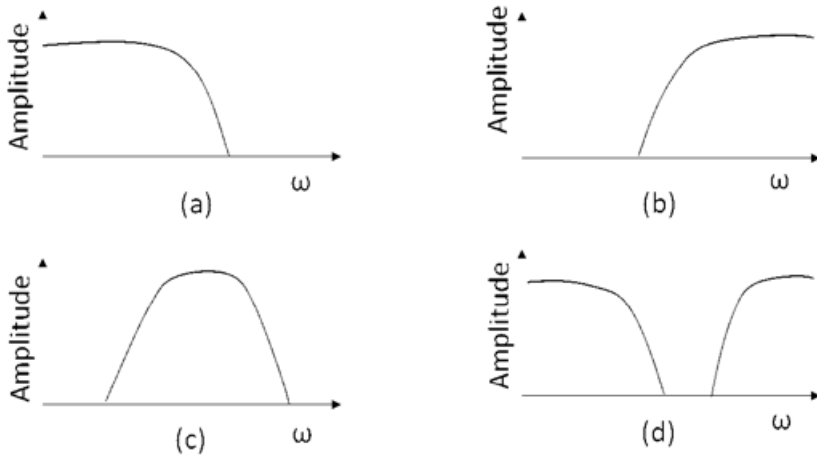
a) sinal no tempo distorcido com interferência indesejada; b) sinal no domínio da frequência com a aplicação do filtro retirando as frequências indesejadas; c) sinal filtrado sem as imperfeições das frequências indesejadas.

FONTE: O autor

Os filtros podem ser classificados em quatro tipos:

- Filtro passa-banda (Band Pass): são filtro que permitem a passagem de sinais dentro de uma faixa estabelecida os quais são amplamente utilizados em analisadores de vibração (Figura 9c).
- Filtro passa-baixa (Low Pass): são aplicados a sinais que necessitam eliminar altas frequências geradas por interferências diversas (Figura 10a).
- Filtros passa-alta (High Pass): são geralmente necessários para eliminar o ruído de baixa frequência típico de integradores de sinais (Figura 10b).
- Filtros rejeita-banda (Band Stop): são empregados para excluir uma componente de amplitude elevada, para evidenciar melhor as demais componentes, como no caso da análise de corrente elétrica em motores de indução, em que é conveniente remover a componente de 60 hz para analisar outras componentes (Figura 10d).

FIGURA 10 – FILTROS TÍPICOS PARA CONDICIONAMENTO DE SINAIS

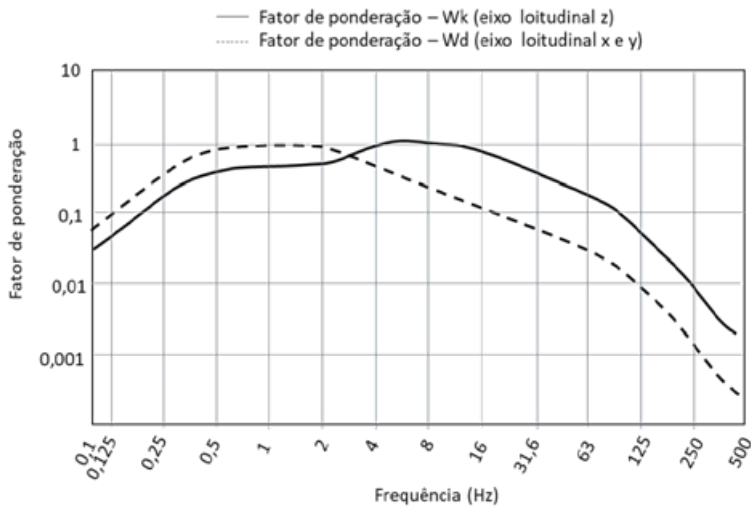


a) filtro passa baixas; b) filtro passa altas; c) filtro passa faixa; d) filtro rejeita faixa.

FONTE: O autor

No sistema de medição a parte responsável pela ponderação é utilizada para alguns casos em que as vibrações possuem uma determinada frequência que prevalece no espectro. Por exemplo, em medições realizadas para verificar a exposição de vibrações ao corpo humano a norma NHO 9 da Fundacentro (Baseada na norma ISO 2631:1997) indica fatores de ponderação nos eixos de medição, conforme Figura 11.

FIGURA 11 – CURVAS DE PONDERAÇÃO EM FREQUÊNCIA PARA VIBRAÇÃO TRANSMITIDA AO CORPO INTEIRO



FONTE: Fundacentro (2019, p.13)

Podemos concluir que o circuito de ponderação é importante para o ajuste de valores de vibração medidos de acordo com uma demanda específica. O corpo humano não responde linearmente às vibrações e, por esse motivo, são necessárias as curvas de ponderação.

Para mostrar os dados obtidos eles podem ser apresentados das formas que forem mais representativas dos valores que se pretendem analisar. Os dados de vibração podem ser apresentados como aceleração, como g (aceleração da gravidade $9,8 \text{ m/s}^2$), como velocidade e como a relação dB (referenciado a 10^{-6} m/s^2) conforme visto no subtópico anterior.

O uso de aceleração é feito devido à facilidade em obter essa grandeza na medição, quando se utiliza a medição de vibração em motores de grande porte é comum obter dados em velocidade (m/s ou mm/s), isso devido às variações de amplitude e baixas frequências encontradas para esses maquinários. Os aparelhos de medição antigos necessitavam de um setup e filtragem específicos, com circuitos discretos, o que demandava um ajuste inicial para cada tipo de medição, por isso era necessário saber qual grandeza a ser medida e, caso fosse necessário, alterar a grandeza durante a medição, era necessário realizar uma determinada configuração de equipamentos e conexões para realizar a alteração necessária. Atualmente, com as técnicas de medição e formas mais compactas é possível alterar todo um modo de vibração com alguns ajustes nos softwares dos aparelhos.

Na Figura 12 temos a forma de mostrar dois tipos de informação a respeito de uma medição de vibração. Em um aparelho de medição mais simples, como visto na Figura 12a, podemos ver um valor referente ao valor global de medição, sem distinção de frequências, as limitações de frequências dependerão do sensor e dos filtros internos do aparelho. Outros parâmetros, como tempo de resposta e tempo de integração, são ajustados automaticamente com a seleção no painel frontal.

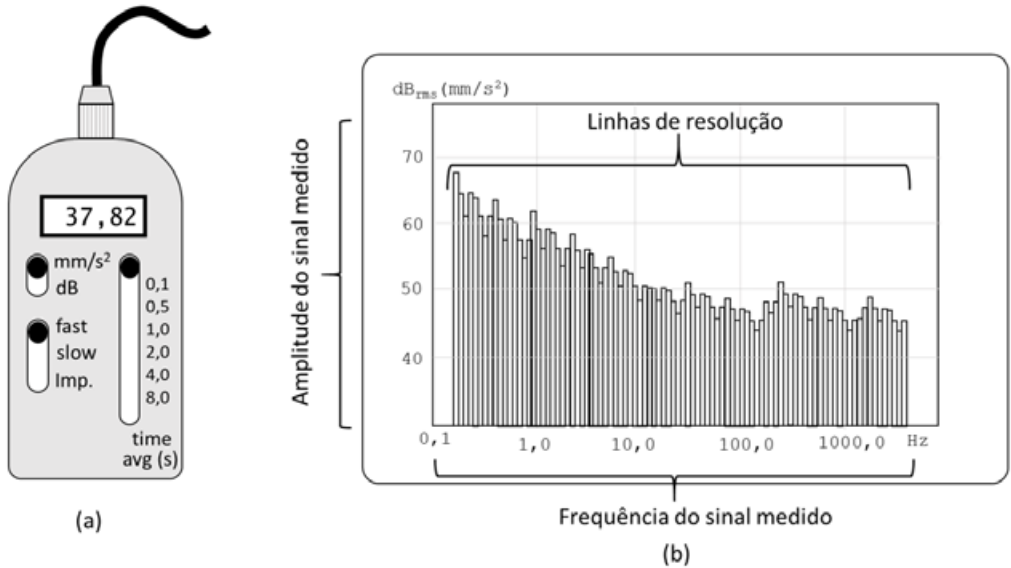
Quando utilizamos um sistema de aquisição de dados, normalmente conhecido como analisador de espectro, temos um dispositivo que já agrega todos os componentes para a realização da medição e, normalmente, realiza a medição de vibração considerando o espectro de frequências, o qual é mostrado graficamente em uma tela ou dispositivo de visualização.

As linhas de resolução de um sistema de medição dependem da resultante da FFT (Fast Fourier Transform) realizada para o sinal, quanto maior a necessidade de resolução mais linhas serão necessárias. O fator limitante para o uso dessas linhas é o dispositivo conversor A/D. O dispositivo de visualização tem um exemplo mostrado na Figura 12b.

O analisador de espectro pode ser apresentado com mais de um canal de medição, podendo realizar medições em mais de um ponto ao mesmo tempo ou podemos utilizar outras técnicas para obter os modos de vibração de um certo corpo rígido.

A análise dos dados dependerá de qual comportamento deve ser observado e como o sinal obtido pode ser processado para auxiliar nesta observação.

FIGURA 12 – DISPOSITIVOS DE VISUALIZAÇÃO DE MEDIÇÃO DE VIBRAÇÕES MECÂNICAS



a) dispositivo simples com visor para mostrar o valor global; b) dispositivo que mostra graficamente o espectro de frequências.

FONTE: O autor

O armazenamento dos dados, atualmente, pode ser realizado com o auxílio de memórias digitais com a capacidade de armazenar informações e setups para cada tipo de medição. Os tipos mais comuns de memórias digitais existentes são apresentados a seguir.

- **RAM (Random Access Memory):** memória rápida e volátil (perde seu conteúdo quando a energia é removida). Os dispositivos de medição usam esta memória para armazenar dados temporários de setup e medição.
- **ROM (Read Only Memory):** memória mais lenta, permanente (não pode ser apagada) e não volátil (não perde seu conteúdo quando a energia é removida). É geralmente usada para armazenar o sistema operacional do dispositivo de medição.
- **EPROM (Erasable Programmable Read Only Memory):** esta memória pode ser programada para se comportar como uma ROM. Entretanto, ela pode ter todos os seus dados apagados de uma só vez por meio de luz ultravioleta e, conseqüentemente, ser reprogramada.
- **EEPROM (Electrically Erasable Programmable Read Only Memory):** esta memória pode armazenar programas e conteúdo da mesma forma que a ROM. Entretanto, pode ser reprogramada usando uma tensão em um determinado terminal, tornando-se mais popular que as EPROMs devido a versatilidade que reprogramação.
- **Flash:** é um tipo particular de memória EEPROM, porém mais rápida. Devido ao tipo de particionamento da memória é possível apagar os dados em blocos inteiros, tornando-se a tecnologia preferida para aplicações que requerem uma atualização frequente de grandes quantidades de dados, como no caso de um cartão de memória para um dispositivo eletrônico digital. É frequentemente

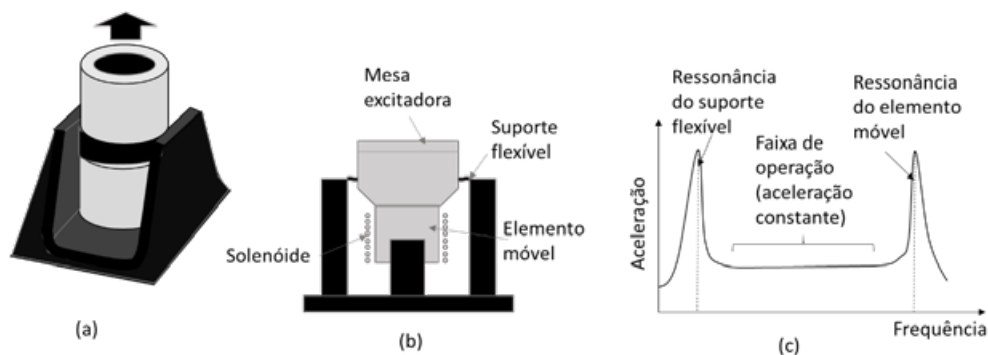
usada em eletrônicos portáteis, tais como dispositivos de música digital (MP3), smartphones e câmeras digitais, bem como nos dispositivos de armazenamentos removíveis (os populares pen drives). Os dispositivos de medição utilizam estas memórias devido à grande capacidade de armazenamento que elas podem promover.

O processamento das informações obtidas depende da análise a ser realizada se o fenômeno ocorre em uma frequência específica ou em uma faixa de frequências, a amplitude e, se necessário, o tipo de ponderação a ser utilizada. Maiores condições de análise serão abordadas nos requisitos de solução de problemas de vibração que serão apresentados posteriormente.

O sistema de medição apresentado na Figura 12 é um sistema simples de aquisição de vibrações, existem outras formas de realizar medições de vibração e de comportamento de corpos rígidos que necessitam de equipamentos específicos, um destes equipamentos, e um dos mais utilizados para análise de corpos rígidos é o excitador eletrodinâmico.

O excitador eletrodinâmico, ilustrado na Figura 13, é um transdutor eletromecânico que funciona gerando uma força a partir de uma corrente elétrica. Quando a corrente elétrica passa em um enrolamento (solenóide), imerso em um campo magnético, é gerada uma força proporcional à corrente e à intensidade de fluxo magnético, acelerando a base do excitador.

FIGURA 13 – EXCITADOR ELETRODINÂMICO E CARACTERÍSTICAS



a) figura do excitador; b) esquema de elementos internos; c) faixa de frequência de operação.

FONTE: Adaptado de Magalhães e Oliveira (2016)

O campo magnético é produzido por um ímã permanente ou eletroímã dependendo do tamanho do excitador. A amplitude da aceleração da mesa depende da corrente máxima e das massas da mesa e do elemento móvel do excitador. Se a corrente que passa no enrolamento varia de forma alterada, a força produzida também varia de forma alternada, se for utilizada uma corrente contínua, será gerada uma força constante. O desenho e diagrama esquemático de um excitador eletrodinâmico pode ser visto na Figura 13b.

Os excitadores eletrodinâmicos podem ser utilizados com uma inércia ou uma mola, para fazer vibrar uma estrutura. Um ponto importante desse tipo de medição é que a estrutura a ser medida deve ficar isolada de outras estruturas.

O excitador eletromagnético possui duas frequências naturais: uma correspondente à frequência natural do suporte flexível (de valor pequeno devido à baixa rigidez) e a outra correspondente à frequência natural do elemento móvel (de valor alto). Essas duas frequências de ressonância definem a faixa de frequências de operação do excitador conforme visto na Figura 13c.

RESUMO DO TÓPICO 1

Neste tópico, você aprendeu que:

- É necessário compreender o comportamento do sinal para saber como realizar a medição dele e quais fatores podem influenciar em sua obtenção.
- O primeiro elemento de um instrumento de medição é um transdutor para converter a grandeza física em sinais elétricos para realizar a aquisição destes sinais representando a grandeza física a ser medida.
- O condicionamento de sinais, a filtragem e a ponderação são partes importantes para se obter os sinais que realmente vão interessar numa eventual análise e retirar os fenômenos indesejados na análise dos sinais.
- A disposição e o armazenamento dos dados obtidos também são pontos muito importantes para a obtenção de um sinal representativo de fenômenos de origem em vibrações mecânicas de sistemas.
- Além da medição de sinais há também a parte de excitação que possui sua importância para obter fatores importantes do sistema mecânico a partir da excitação de forças em determinados pontos e medição do comportamento de propagação dessas forças.



1 Considere as afirmações a respeito do tipo de sinal e a definição de cada um deles.

I- Uma britadeira pode ser considerada como uma geradora de sinais estacionários devido à continuidade característica do sinal.

II- Um sinal transiente pode ser a passagem de trânsito automotivo sobre um sensor de contagem de veículos.

III- Podemos considerar um sinal estacionário a vibração de engrenagens rotativas de um transmissor de força.

Está CORRETO o que se afirma em:

- a) ☐ I.
- b) ☐ II.
- c) ☐ III.
- d) ☐ I e III.
- e) ☐ I e II.

2 Assinale a alternativa CORRETA a respeito da detecção e filtragem de sinais vibracionais.

- a) ☐ Caso as variações do fenômeno forem de grande amplitude utiliza-se uma resposta do sistema mais rápida para observar o comportamento do fenômeno.
- b) ☐ Quando um sinal possui componentes de valores altos que ocorrem em um curto espaço de tempo é comum a utilização da detecção de pico.
- c) ☐ Sinais com muita variação instantânea, porém com uma média no decorrer do tempo, precisam de uma resposta muito rápida para verificação dessas variações.
- d) ☐ O filtro pode selecionar, no tempo, a parte do sinal que interessa para a análise.
- e) ☐ Os filtros podem ser denominados: passa alta; passa baixa; passa faixa e passa tudo.

3 Considere as alternativas referentes aos aquisitores de sinais.

I- Podem ter memória para armazenamento das medições realizadas.

II- O analisador de espectro pode mostrar menos dados do que um medidor comum sendo mais aconselhado para medições simples.

III- Não é possível implementar um medidor com ponteiro devido à necessidade de realizar a conversão analógica digital.

IV- Quando é necessária a avaliação de frequências um medidor que apresenta apenas um nível global de leitura é suficiente para a tarefa.

Das afirmações anteriores, quantas estão CORRETAS?

- a) () I apenas.
- b) () II apenas.
- c) () III apenas.
- d) () IV apenas.
- e) () nenhuma.

METODOLOGIAS DE MEDIÇÃO DE VIBRAÇÕES

1 INTRODUÇÃO

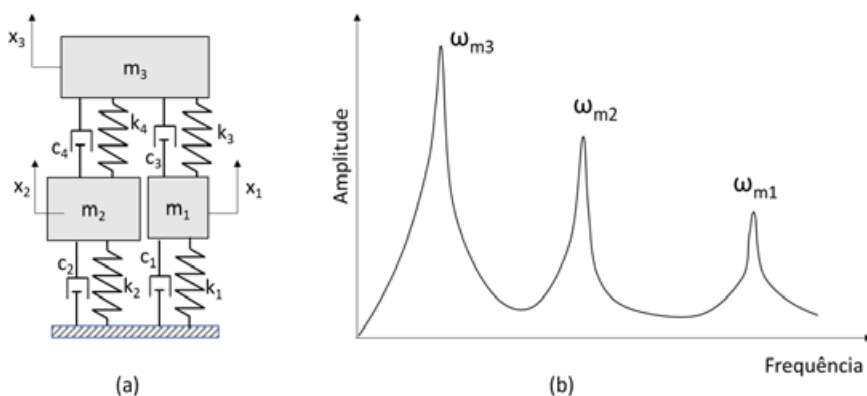
Depois de conhecer toda a parte de instrumentação, veremos como podemos realizar a medição de vibração para extrair da melhor forma a informação necessária para a análise a ser feita. Analisaremos as formas mais comuns de medição guiadas pelo tipo de informação a ser obtida.

Primeiramente devemos saber que a maioria das informações em vibrações mecânicas se apresentam no domínio da frequência, uma vez que as informações no domínio do tempo podem conter componentes de vários corpos rígidos atuando em um mesmo sistema e, como vimos no tópico anterior, podem conter vários sinais harmônicos em um só sinal.

2 METODOLOGIAS

Podemos lembrar que os graus de liberdade de um sistema mecânico dependem da influência das massas distribuídas nesse sistema, dessa forma podemos saber de onde pode originar um tipo de vibração a partir de seu espectro de frequências. Um exemplo disso pode ser visto esquematicamente na Figura 14, em que temos o sistema com suas devidas massas distribuídas e as frequências naturais atribuídas a cada massa.

FIGURA 14 – UM SISTEMA MECÂNICO DE TRÊS GRAUS DE LIBERDADE



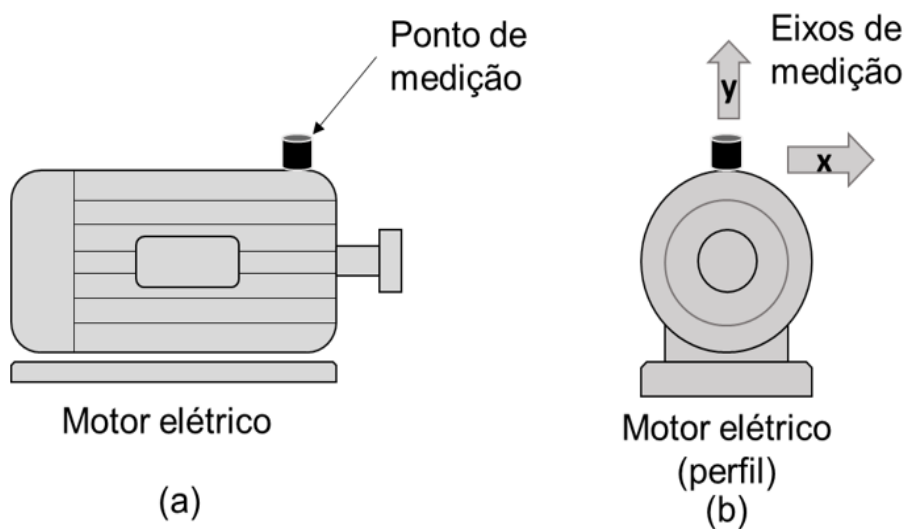
a) representação esquemática do sistema; b) frequências naturais correspondentes às determinadas massas.

FONTE: O autor

O sistema apresentado na Figura 12 do tópico anterior mostra um sistema de medição capaz de realizar uma medição pontual de vibração, porém a medição pode ser feita em um ou mais eixos dependendo do tipo de transdutor e quantidade de canais disponível no sistema de medição.

Como exemplo, podemos considerar uma medição em um eixo acoplado de um motor elétrico mostrado na Figura 15, se realizarmos as medições com um acelerômetro monoaxial, podemos realizar a medição de vibração no eixo vertical ortogonal ao seu eixo de giro (representado na Figura 15b como eixo y). Para este tipo de medição podemos investigar a vibração do rolamento ou até mesmo do acoplamento do motor. Para a verificação de balanceamento do motor junto com o seu acoplamento, podemos utilizar um acelerômetro de dois canais e verificar o eixo horizontal de eixo de giro do motor (representado na Figura 15b como eixo x).

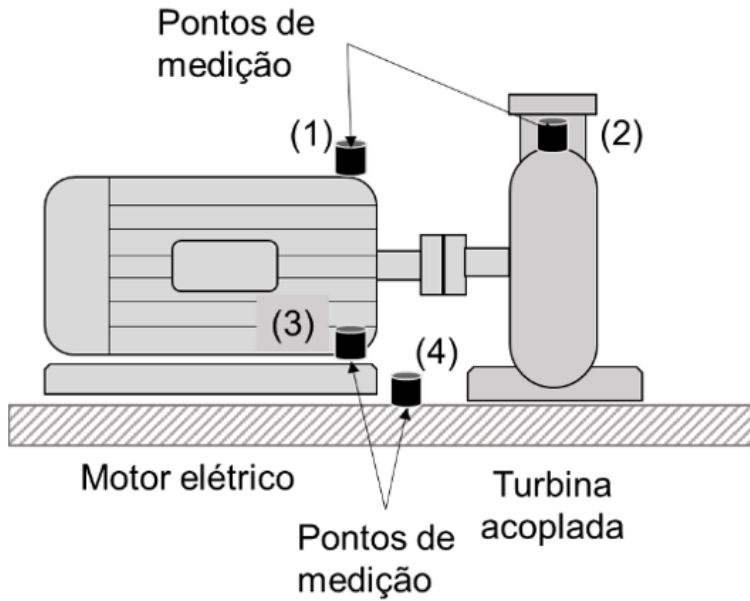
FIGURA 15 – PONTO DE MEDIÇÃO EM UM MOTOR ELÉTRICO PARA VERIFICAÇÃO DE ROLAMENTO E ACOPLAMENTO



FONTE: O autor

Quando temos um sistema com dois ou mais canais de medição é possível realizar uma verificação de transmissibilidade de vibração em sistemas acoplados e em situações em que a vibração transmitida pelo solo pode influenciar outras máquinas. Na Figura 16 podemos ver um exemplo de medição para verificar a vibração transmitida pelo acoplamento entre motor elétrico e turbina (pontos 1 e 2) e um exemplo de medição de vibração para verificar a transmissão de vibração do motor para o solo (pontos 3 e 4).

FIGURA 16 – EXEMPLO DE MEDIÇÃO DE VIBRAÇÃO COM DOIS CANAIS PARA VERIFICAÇÃO DE TRANSMISSÃO DE VIBRAÇÃO



FONTE: O autor

Em algumas análises de vibração é interessante obter a resposta natural de um sistema mecânico, essa resposta natural é a resposta próprio do sistema, também conhecida como resposta dos modos naturais do sistema. É a resposta que descreve as principais frequências naturais do sistema. Quando conhecemos a geometria do sistema mecânico podemos sobrepor essas frequências e encontrar os **modos de vibração** do sistema. Os modos de vibração são a forma com que o sistema responde a um estímulo dado e os modos mostram também a forma de vibração do sistema. Para realizar a aquisição desses modos podemos realizar uma técnica de medição conhecida como análise modal.

Sabemos que qualquer resposta dinâmica de uma máquina ou estrutura pode ser obtida por superposição de seus modos naturais (ou normais) de vibração. Uma descrição dinâmica do comportamento da máquina ou estrutura requer a determinação das frequências naturais, formas modais, e parâmetros do modelo do sistema (massas, rigidez e amortecimento equivalentes).

A função de resposta em frequência cumpre um papel importante na análise modal experimental. Ela é determinada experimentalmente e então analisada para determinação das frequências naturais, formas modais e parâmetros do sistema. Essa determinação pode ser usada para predição das respostas a diversas excitações ou para alterar um projeto a fim de melhorar o comportamento dinâmico do sistema. Na análise modal, assume-se que o sistema é linear e os parâmetros são invariantes com o tempo.

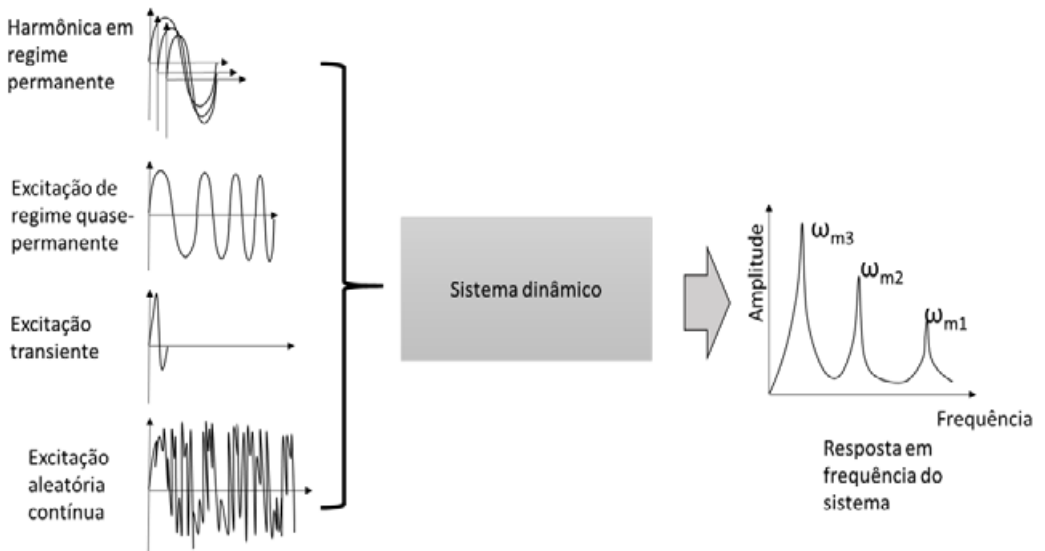
2.1 FUNÇÕES EXCITADORAS

As funções excitadoras são funções utilizadas para realizar a excitação do sistema e assim obter sua resposta:

- Excitação harmônica de regime permanente: o sistema é excitado harmonicamente em uma frequência constante, com uma função seno ou cosseno e a resposta é medida. Este procedimento é repetido em várias frequências harmônicas para se obter uma completa função discreta de resposta em frequência. Dessa forma o procedimento precisa ser realizado várias vezes para cada frequência considerada, consumindo muito tempo não sendo usado com frequência. Porém em situações em que se sabe que a quantidade de frequências dominantes é pouca, o método é bem útil.
- Excitação de regime quase-permanente: este método tem como base o uso de uma varredura em frequência, ou seja, gerar um sinal harmônico senoidal que começa em uma frequência baixa e depois aumenta-se essa frequência cobrindo toda a faixa de interesse. Por causa da disponibilidade de equipamento de análise da função transferência essa técnica se tornou muito utilizada. A força senoidal que é varrida utiliza uma faixa de frequência de interesse em uma taxa suficientemente lenta de forma a permitir a medição da resposta do sistema em todas as frequências da faixa de interesse.
- Excitação transiente: neste método, utiliza-se um sinal de tempo curto que pode excitar todas as frequências de interesse. A função de resposta em frequência é calculada por transformadas de Fourier – calculadas a partir dos registros temporais da excitação e da resposta. O processamento dos cálculos necessários para obter a resposta do sistema são realizados por computadores digitais e analisadores em tempo real permitem o cálculo on-line da resposta do sistema. Esse tipo de método é também conhecido como método de impacto, pois o sinal utilizado para excitar o sistema é um impacto controlado em locais determinados.
- Excitação aleatória contínua: este método é bastante utilizado por simular melhor o ambiente real considerando a quantidade de sinais de excitação possíveis na condição real. Na excitação do sistema pelo sinal aleatório cada ressonância terá sua excitação ao mesmo tempo e os cálculos em frequência atenderão os valores de ressonância do sistema.

Para uma melhor compreensão dos sinais, a Figura 17 mostra os tipos de sinais mais utilizados e sua representação no tempo.

FIGURA 17 – FUNÇÕES EXCITADORAS UTILIZADAS PARA OBTER A RESPOSTA DE UM SISTEMA DINÂMICO



FONTE: O autor

2.2 DADOS DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA

Os dados da resposta em frequência podem ser representados a partir de gráficos contendo as seguintes características:

- módulo e ângulo de fase em função da frequência;
- componentes real e imaginária da resposta em função da frequência, e
- diagrama vetorial da componente real versus a componente imaginária da resposta.

O método do modo normal permite a representação de **n** graus de liberdade de um sistema, este pode ser decomposto em **n** sistemas de um grau de liberdade. A partir desse conceito podemos verificar a equação do movimento quando exercida uma força do tipo $F_0 e^{i\omega t}$ descrita na (EQ 2.1.1).

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 e^{i\omega t} \quad (\text{EQ 2.1.1})$$

Assumindo uma solução harmônica para a equação teremos a equação (EQ 2.1.2).

$$x(t) = X e^{i\omega t} \quad (\text{EQ 2.1.2})$$

A amplitude de resposta pode ser obtida a partir de uma condição inicial:

$$X = \frac{H(\omega)F_0}{k} = \frac{F_0}{k} \left\{ \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + i\left(\frac{c\omega}{k}\right)} \right\} = \frac{F_0}{k} \left\{ \frac{1}{1 - r^2 + i2\zeta r} \right\} \quad (\text{EQ. 2.1.3})$$

Pela transformação da equação, nota-se que: $\omega_n = \sqrt{k/m}$; $r = \omega/\omega_n$; $c\omega/k = 2\zeta r$. Sabendo que ζ é o coeficiente de amortecimento viscoso do sistema. A amplitude da resposta pode ser descrita como:

$$X = X_m e^{-i\phi} = X_m \cos \phi + iX_m \sin \phi = X_R + iX_I \quad (\text{EQ 2.1.4})$$

Na qual X_m , X_R e X_I são o módulo, a parte real e a parte imaginária da resposta, respectivamente, esses valores podem ser obtidos a partir de:

$$X_R = \frac{F_0}{k} \left\{ \frac{1 - r^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right\} \quad (\text{EQ 2.1.5})$$

$$X_I = \frac{F_0}{k} \left\{ \frac{-2\zeta r}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right\} \quad (\text{EQ 2.1.6})$$

$$X_M = \sqrt{X_R^2 + X_I^2} = \frac{F_0}{k} \left\{ \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \right\} \quad (\text{EQ 2.1.7})$$

O ângulo de fase é obtido a partir de:

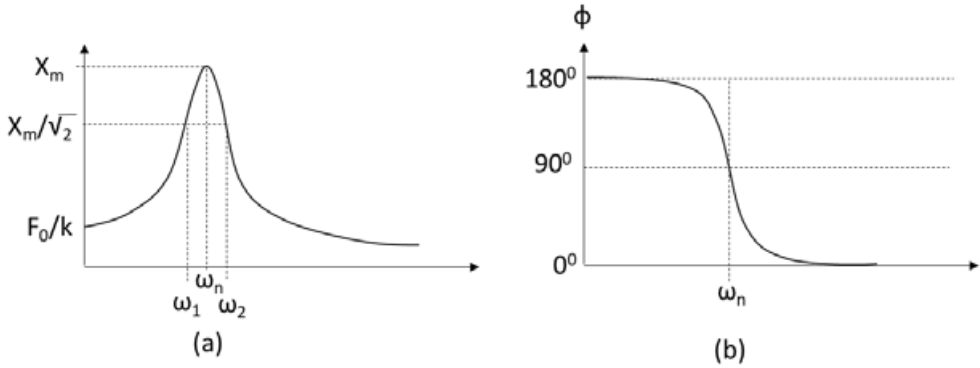
$$\tan \phi = \frac{X_I}{X_R} = \left(\frac{-2\zeta r}{1 - r^2} \right) \quad (\text{EQ 2.1.8})$$

As variações dos módulos e dos ângulos de fase seguem a forma da ressonância realizando uma inversão de fase na frequência natural do sistema. As frequências que limitam a ação da amplitude na frequência natural são ω_1 e ω_2 , nessas frequências as amplitudes têm o valor de $X_m/\sqrt{2}$, também conhecidos como pontos de meia potência. Com esses valores e a frequência natural é possível calcular o fator de amortecimento por:

$$\zeta = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{4\omega_n^2} \cong \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_n} \quad (\text{EQ 2.1.9})$$

A Figura 18 mostra os gráficos representativos de amplitude e frequência da frequência natural, na qual é possível verificar frequências de meia banda de energia dadas pelos valores de ω_1 e ω_2 . Na frequência em que o sinal atinge a ressonância o ângulo de fase do sinal inverte de 180° a 0° .

FIGURA 18 – GRÁFICOS DE MÓDULO E ÂNGULO DE FASE



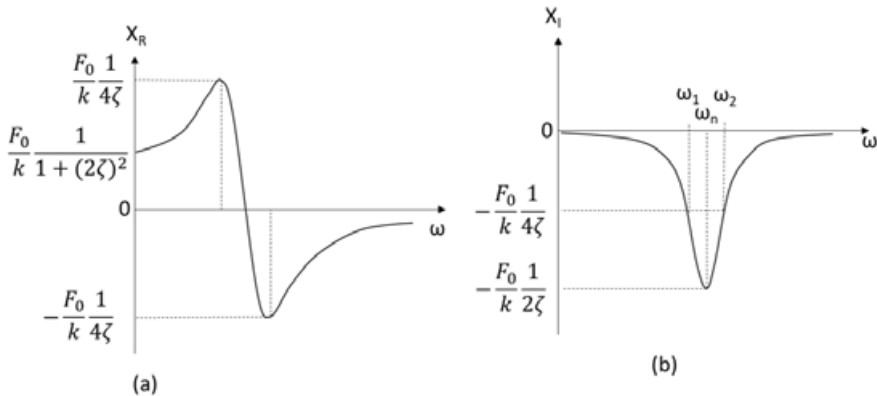
FONTE: Adaptado de Coelho (2013)

Experimentalmente é possível obter os gráficos apresentados na Figura 18 e com a formulação da amplitude de pico podemos obter os valores de m , k e c do sistema.

$$X_m = \frac{1}{2\zeta} \frac{F_0}{k} \quad (\text{EQ 2.1.10.})$$

Quando a resposta do sistema é obtida, os cálculos realizados mostram os elementos da parte real e imaginária da resposta. As equações 2.1.5 e 2.1.6 definem essas partes e os gráficos são apresentados na Figura 19.

FIGURA 19 – GRÁFICOS DE COMPONENTES REAL (A) E IMAGINÁRIA (B) DA RESPOSTA DO SISTEMA MECÂNICO DE UM GRAU DE LIBERDADE

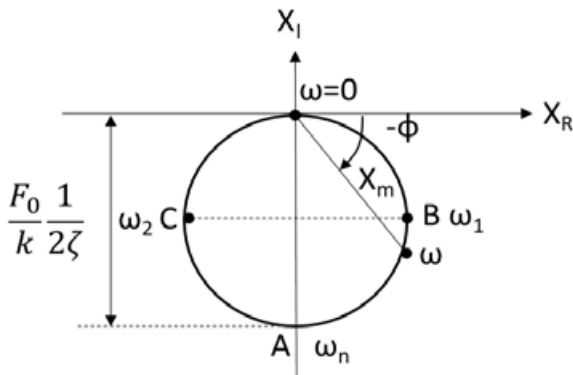


FONTE: Adaptado de Timoshenko (1937)

Se considerarmos vetorialmente os comportamentos descritos da resposta do sistema mecânico de um grau de liberdade podemos considerar a (EQ 2.1.11).

$$\left[X_I + \frac{F_0}{k} \frac{1}{(4\zeta r)}\right]^2 + X_R^2 = \left[\frac{F_0}{k} \frac{1}{(4\zeta r)}\right]^2 \tag{EQ 2.1.11}$$

Essa equação se assemelha à equação de um círculo e graficamente podemos ver os elementos do comportamento do sistema mecânico na Figura 20.



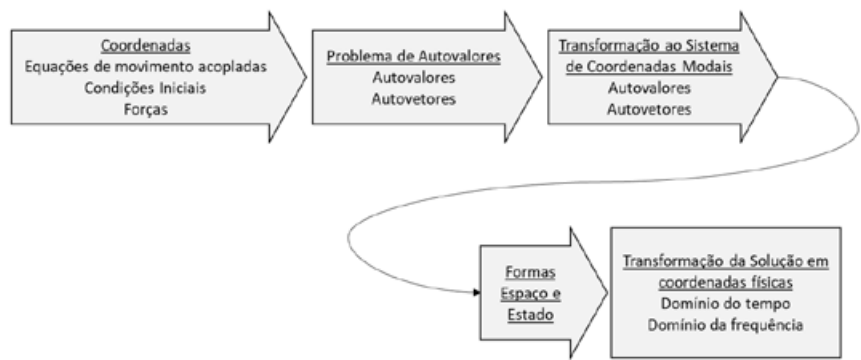
FONTE: Adaptado de Timoshenko (1937)

A sequência da Análise Modal de um dado sistema “complexo” é normalmente:

- transformar o sistema em um com coordenadas mais simples;
- solucionar o sistema no sistema mais simples de coordenadas;
- retornar ao sistema de coordenadas original (analogamente ao se utilizar das Transformadas de Laplace para solução de sistemas de equações diferenciais).

As etapas do sistema de análise modal podem ser observadas na Figura 21 para chegar nos valores finais representativos dos modos de um sistema mecânico.

FIGURA 21 – ETAPAS DA ANÁLISE MODAL DE UM SISTEMA MECÂNICO

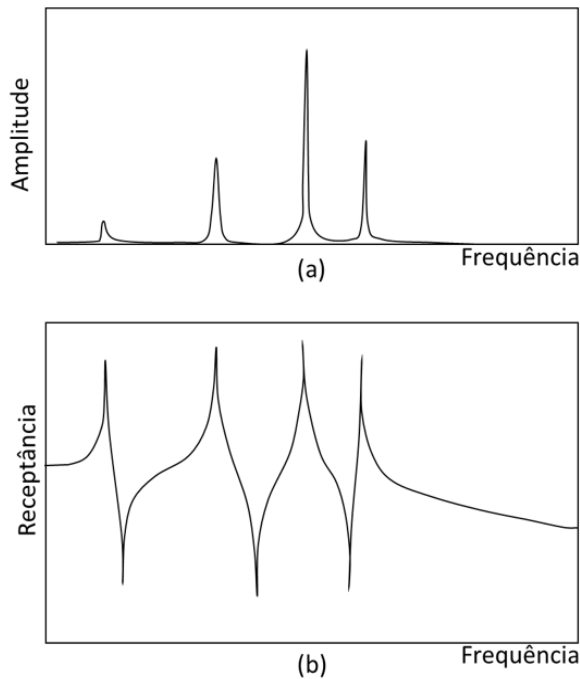


FONTE: O autor

A Figura 21 serve para ilustrar as etapas necessárias para obter os modos de um sistema mecânico, não serão abordadas todas as etapas, mas apenas as que fazem parte do conhecimento de transformação dado até o momento para que a análise possa ser obtida como um ferramental de auxílio de tal análise.

O gráfico de amplitude de uma função de resposta em frequência para um sistema de múltiplos graus de liberdade amortecido consiste de um gráfico de sua magnitude e frequência e de sua fase versus frequência. A Figura 22a possui um gráfico representante da amplitude de um sistema com quatro graus de liberdade. Esse gráfico de amplitude é dominado pela ressonância. A receptância (Figura 22b) é um termo conhecido para a capacidade de transmissão de energia de um sistema. Ela coincide com a ressonância e mostra não apenas as ressonâncias, mas as antirressonâncias e a aproximação dos modos deste sistema.

FIGURA 22 – RESULTADO DE AMPLITUDE E RECEPTÂNCIA DE UM SISTEMA COM QUATRO GRAUS DE LIBERDADE

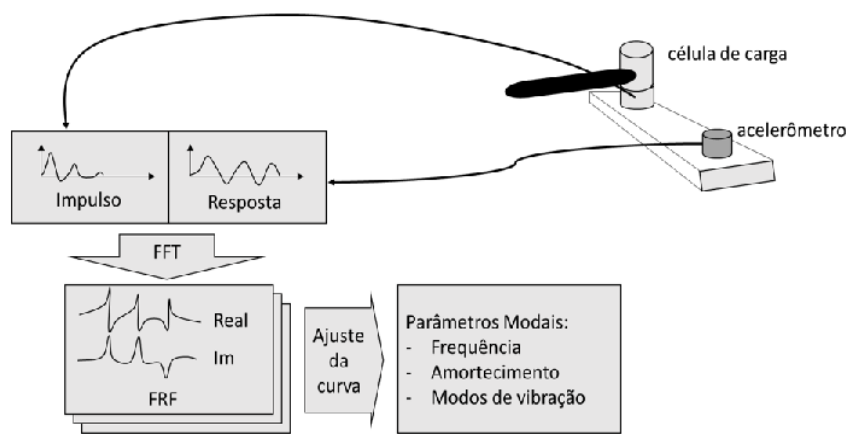


a) amplitude da resposta em frequência; b) resposta da receptância do sistema.

FONTE: Adaptado de Timoshenko (1937)

O aparato experimental para a realização da determinação dos modos de vibração necessita de um analisador de dois canais, de um acelerômetro e de uma célula de carga. A célula de carga é similar ao funcionamento do acelerômetro, porém sem a massa sísmica interna. O motivo da célula de carga não conter a massa é para realizar a medição direta da força. Dependendo da força inserida no sistema mecânico, no caso de uma excitação por impacto, é notável que manter a força em todos os impactos realizados é bem difícil, para esse controle mede-se o sinal da força e realiza a ponderação para obter o sinal final de impacto. O sistema de aquisição é mostrado na Figura 23.

FIGURA 23 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DA ANÁLISE MODAL DE UM SISTEMA MECÂNICO (NO CASO UMA BARRA) ATRAVÉS DO USO DE UMA EXCITAÇÃO TRANSIENTE (IMPACTO)



FONTE: O autor

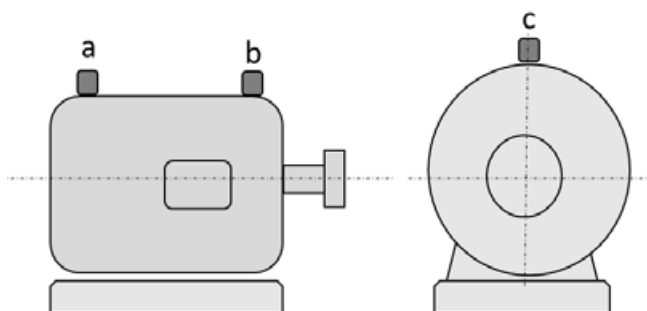
RESUMO DO TÓPICO 2

Neste tópico, você aprendeu que:

- A forma de medição a ser realizada depende do tipo de análise, pode-se realizar a medição de um ponto ou de mais de um ponto no caso de uma medição mais elaborada como transmissibilidade ou análise modal.
- Para a realização de certas medições é necessário fazer uma excitação controlada com sinais conhecidos como sinais harmônicos; regime quase-permanente; transiente e aleatório contínuo. Todos para realizar uma excitação do sistema mecânico e obter as respostas do sistema em frequência.
- É muito importante obter dados referentes às respostas em frequências dos sistemas mecânicos e a base matemática para a compreensão da análise modal.
- Realização própria da análise modal de sistemas mecânicos para obtenção dos modos de vibração é uma ferramenta importante de análise de sistemas vibratórios.



1 Considere a figura que mostra pontos de medição em um motor e as afirmações a respeito:



FONTE: O autor

I- O ponto de medição “c” é posicionado sobre o eixo para evitar a captação de vibrações laterais.

II- O ponto de medição “a” é utilizado para medir a vibração decorrente do balanço do Lado Acoplado do motor.

III- O ponto de medição “b” é o ponto que auxilia a medição de vibração do acoplamento do motor em outro elemento.

Está CORRETO o que se afirma em:

- a) () I.
- b) () II.
- c) () III.
- d) () I e III.
- e) () I e II.

2 Considere as afirmações a respeito das Funções Excitadoras para realizar a excitação do sistema e assim obter sua resposta.

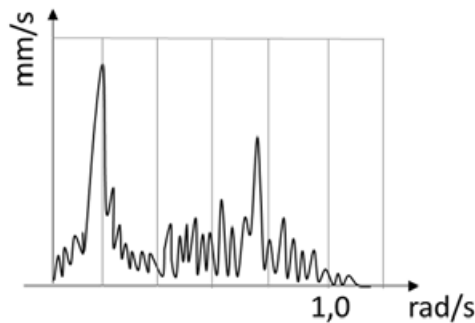
- 1 – Excitação harmônica de regime permanente.
- 2 – Excitação transiente.
- 3 – Excitação aleatória contínua.
- 4 – Excitação de regime quase-permanente.

- () Neste método, utiliza-se um sinal de tempo curto que pode excitar todas as frequências de interesse.
- () Este método tem como base o uso de uma varredura em frequência, ou seja, gerar um sinal harmônico senoidal que começa em uma frequência baixa e depois aumenta-se essa frequência cobrindo toda a faixa de interesse.
- () O sistema é excitado harmonicamente em uma frequência constante, com uma função seno ou cosseno.
- () Este método é bastante utilizado por simular melhor o ambiente real considerando a quantidade de sinais de excitação possíveis na condição real.

Assinale qual a associação na sequência correta entre as colunas.

- a) () 1; 2; 3; 4.
- b) () 2; 4; 3; 1.
- c) () 2; 3; 4; 1.
- d) () 2; 4; 1; 3.
- e) () 3; 4; 2; 1.

3 Uma peça foi submetida a uma análise modal experimental com impactos e o gráfico médio de resposta de todos os pontos é apresentado a seguir:



FONTE: O autor

Observando gráfico podemos considerar CORRETA a afirmação:

- a) () O gráfico possui duas ressonâncias sendo elas múltiplas entre si.
- b) () O sistema tem uma ressonância principal (maior amplitude) em 0,2 rad/s.
- c) () Se considerarmos uma massa de 10 kg a rigidez do sistema será de 2 N/m.
- d) () As duas ressonâncias significam que uma é da resposta natural e outra da resposta forçada.
- e) () Se somarmos as duas ressonâncias teremos a frequência natural do sistema.

DIAGNÓSTICO DE PROBLEMAS EM MÁQUINAS A PARTIR DO ESPECTRO DE VIBRAÇÕES

1 INTRODUÇÃO

O diagnóstico de problemas em máquinas é um processo que pode obter a identificação das causas do movimento vibratório através da análise da vibração. É importante, portanto, o conhecimento das principais características que podem ser provocadas por um conjunto de causas mais frequentes e conhecidas.

O aumento da amplitude de vibração em máquinas industriais é um indício de falhas e uma técnica muito utilizada para prevenção de problemas de desgaste e quebra de elementos críticos.

Os dados apresentados a seguir são baseados em respostas de análise de vibrações genéricas voltadas a problemas encontrados em grande parte das máquinas industriais. Não são os únicos motivos de causas de vibração mecânica em máquinas e podem não ser claramente observáveis, mas a experiência junto com o conhecimento básico em vibrações mecânicas são ferramentas importantes no requisito de inspeção e avaliação das causas.

2 DESBALANCEAMENTO DE ROTORES

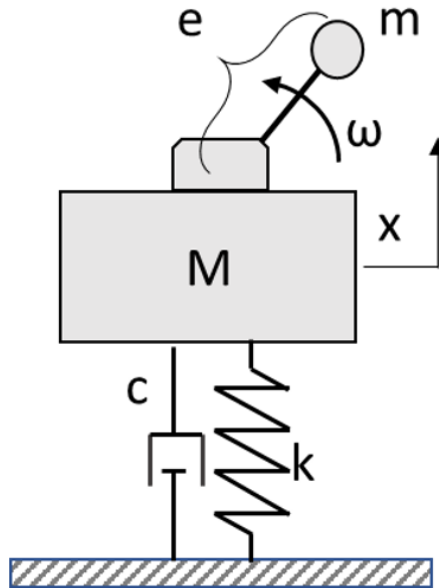
Boa parte das máquinas industriais possui um eixo girante, os eixos girantes, devido a distribuição não homogênea de massa, podem gerar uma grande energia potencial harmônica. Esse fenômeno harmônico também é conhecido como desbalanceamento.

O desbalanceamento de rotores tem uma grande influência em desgastes vibracionais de máquinas. Ele pode não ser a principal causa de vibrações na máquina, mas é responsável por grande parte desse efeito.

O desbalanceamento pode ser definido como a distribuição desequilibrada de massa em elementos girantes e suas características já foram vistos no item anterior, principalmente sua tendência em vibrações axiais e radiais ao eixo rotor.

Vamos considerar um modelo de sistema mecânico em que uma massa m está girando com uma excentricidade e (distância do eixo de giro). Esse sistema é acoplado a um sistema mecânico genérico como o sistema massa, mola e amortecedor, conforme observado na Figura 24.

FIGURA 24 – REPRESENTAÇÃO DE UM SISTEMA MASSA MOLA AMORTECEDOR COM UMA MASSA EXCÊNTRICA REPRESENTANDO UM DESBALANCEAMENTO NO SISTEMA



FONTE: Adaptado de Timoshenko (1937)

A magnitude da força causada pela massa excêntrica é dada por $m.e.\omega^2$, sendo esse vetor uma força girante que causa uma componente também no sentido vertical. Consideraremos as forças apenas neste sentido vertical para verificar as formulações. A equação diferencial será regida pela (EQ 2.2.1).

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m.e.\omega^2 \sin(\omega t) \quad (\text{EQ 2.2.1})$$

A solução para essa equação é dada na equação (EQ 2.2.2).

$$x(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (\text{EQ 2.2.2})$$

Como sabemos que X e Φ são a amplitude e a fase da vibração forçada pelo elemento excêntrico. Obtemos, portanto, as equações (EQ 2.2.3) e (EQ 2.2.4).

$$X = \frac{m.e.\omega^2}{\sqrt{(k-M\omega^2)+(c.\omega)^2}} \quad (\text{EQ 2.2.3})$$

$$\phi = \arctg\left(\frac{c.\omega}{k-M.\omega^2}\right) \quad (\text{EQ 2.2.4})$$

Dessa forma verificamos que a amplitude de vibração é proporcional ao desbalanceamento, isso justifica a caracterização dos tipos de vibração obtidos no item anterior, porém, o principal objetivo é obter a metodologia para balancear novamente o elemento girante.

O balanceamento que é realizado pelas equipes de manutenção são dois tipos: o balanceamento de campo dinâmico e o balanceamento de campo estático.

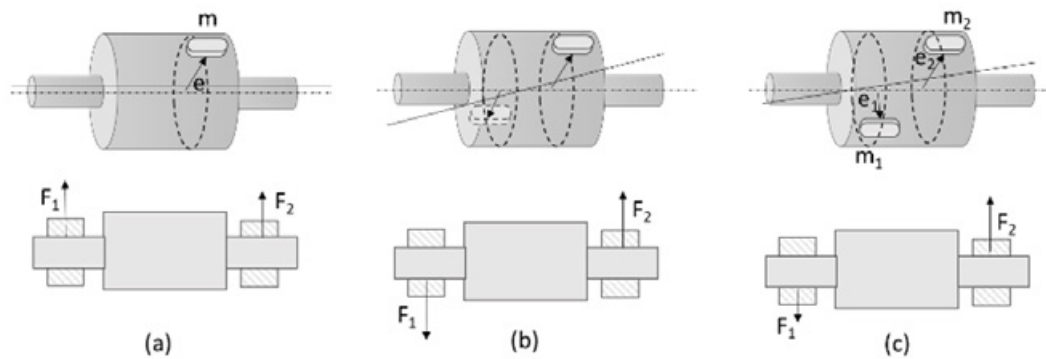
O balanceamento dinâmico é realizado a partir de dois planos e o balanceamento estático a partir de um plano.

Quando observamos o desbalanceamento estático (Figura 25a) verificamos que o eixo de inércia do rotor e o eixo de rotação estão paralelos. As forças de reação F1 e F2 nos mancais são iguais, paralelas e no mesmo sentido.

No caso do eixo principal de inércia não está paralelo ao eixo de rotação, porém os eixos se encontram no centro de gravidade do rotor, configura dessa forma o desbalanceamento conjugado, mostrado na Figura 25b. No desbalanceamento conjugado, as forças de reação nos mancais também são paralelas e iguais em magnitude. No entanto, elas estão em sentidos opostos.

Quando o eixo principal de inércia e o eixo de rotação não estão paralelos e nem se juntam no centro de gravidade do rotor é conhecida como desbalanceamento dinâmico ou desbalanceamento em dois planos. Esse tipo de desbalanceamento é uma combinação dos dois anteriores. Nesse tipo de desbalanceamento, as forças de reação nos mancais possuem magnitudes, direções e sentidos diferentes, com visto na Figura 25c.

FIGURA 25 – TIPOS DE DESBALANCEAMENTOS E FORÇAS RESULTANTES NOS MANCAIS DE UM EIXO GIRANTE



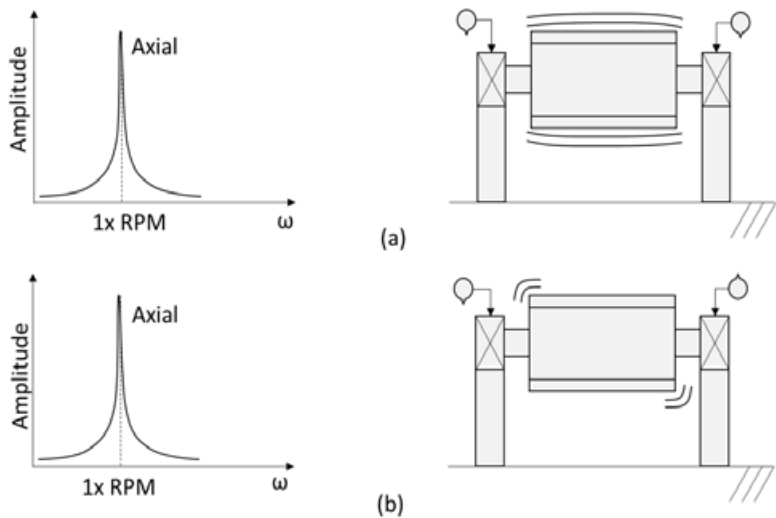
a) balanceamento estático; b) balanceamento conjugado; c) balanceamento dinâmico.
FONTE: O autor

A medição de vibrações para detectar os desbalanceamentos ocorrem nos eixos de apoio dos motores. A análise de amplitude, frequência e fase dos sinais dá uma boa ideia sobre o tipo das causas dessas vibrações.

O desbalanceamento de massa no rotor ocorre quando as fases das forças nos eixos coincidem e um pico na análise de frequência é percebido na frequência de rotação do rotor com grande amplitude no sentido radial do rotor (a 90° do eixo do rotor).

O desbalanceamento acoplado é um desbalanceamento em que as medições de vibração possuem uma defasagem de 180° com o prevalecimento da frequência de rotação do rotor no espectro. A Figura 26 mostra um diagrama esquemático do desbalanceamento de massa.

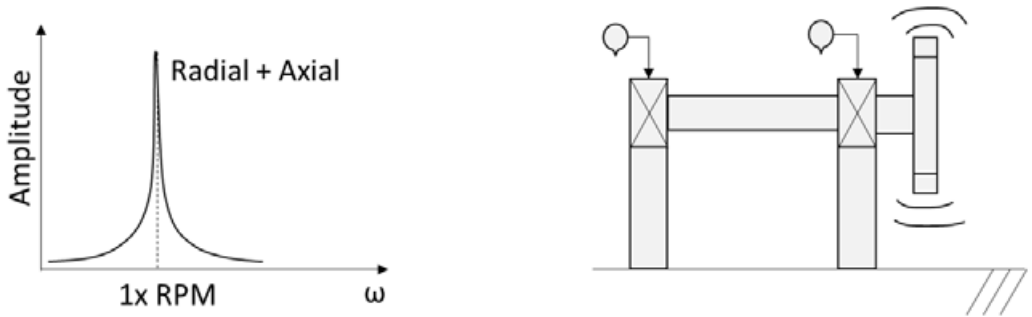
FIGURA 26 – DESBALANCEAMENTO DE MASSA DE ROTORES



a) desbalanceamento de forças; b) desbalanceamento de acoplamento.
FONTE: Adaptado de Ferreira (2018)

Quando a massa do rotor está em balanço seu desbalanceamento causa altas amplitudes de vibrações não apenas no eixo radial, mas também no eixo axial. As leituras no eixo axial costumam estar em fase e a frequência dominante é a de rotação do rotor. O rotor com massa em balanço possui desbalanceamento de força e de acoplamento. A Figura 27 mostra um rotor com massa em balanço e um gráfico de frequência de vibrações.

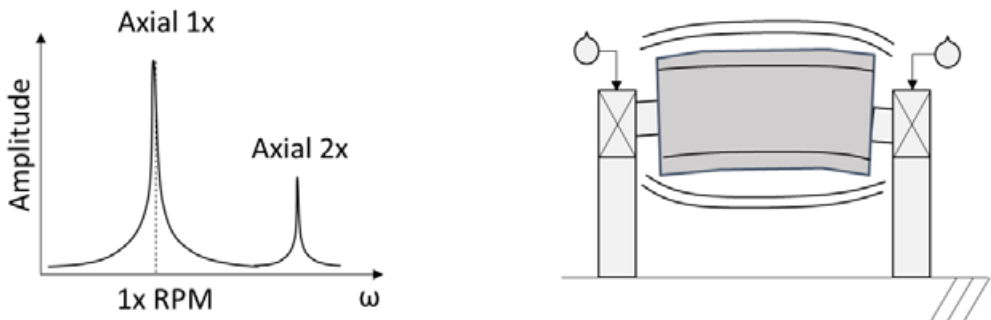
FIGURA 27 – ROTOR COM MASSA EM BALANÇO E GRÁFICO DAS AMPLITUDES DE VIBRAÇÃO EM FREQUÊNCIA



FONTE: Adaptado de Ferreira (2018)

Em alguns casos o rotor pode apresentar um arqueamento, normalmente ocorrido pelo excesso de força entre os apoios dele. Esses problemas de arqueamento do eixo causam alta vibração axial com as diferenças de fase tendendo para 180° em um mesmo componente. No espectro de vibração temos um pico dominante de uma vez a rotação do eixo quando a curvatura se apresenta próxima ao centro do eixo, porém de a curvatura se apresentar próxima do acoplamento a frequência dominante será de duas vezes a frequência de rotação. Para esse caso, ou quando detectado o comportamento desse problema é recomendado usar medições com posições opostas para os transdutores, justamente para detectar a alteração de fase do sinal resultante. A Figura 28 mostra os dados e a representação de um eixo com arqueamento.

FIGURA 28 – ESPECTRO DE FREQUÊNCIAS DE MOTOR COM COMPORTAMENTO VIBRACIONAL DE ARQUEAMENTO DO EIXO E O DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO ROTOR E POSICIONAMENTO DE SENSORES DE MEDIÇÃO



FONTE: Adaptado de Ferreira (2018)

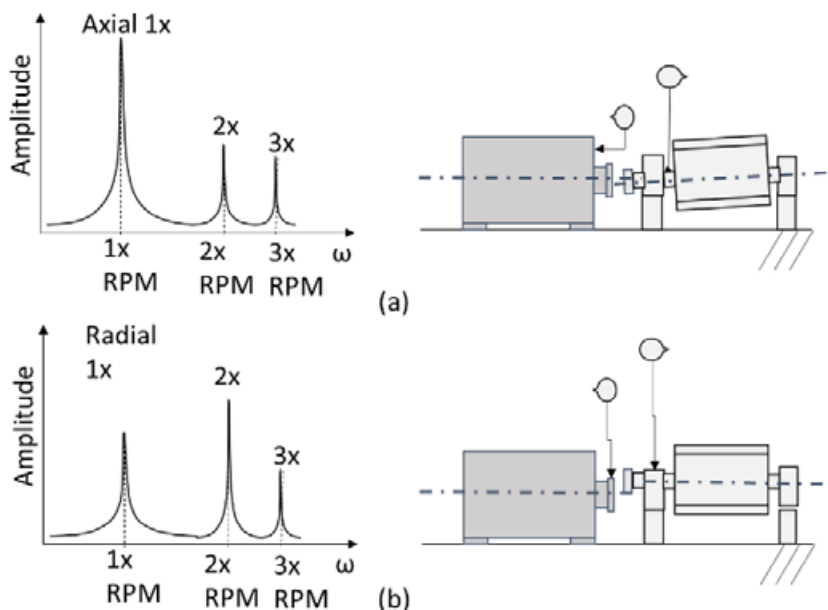
3 DESALINHAMENTO DE ROTORES

O rotor, quando acoplado a outro rotor, pode apresentar desalinhamento em ter os eixos de giro, o desalinhamento pode ser de dois tipos o angular e o paralelo.

O desalinhamento angular ocorre quando os dois eixos possuem uma angulação entre si a vibração axial desse tipo de desalinhamento é alta com 180° defasado com o acoplamento. Como característica principal no espectro de frequências teremos componentes na frequência de rotação e seu segundo harmônico, ou seja, duas vezes a frequência de rotação. Pode-se observar, em alguns casos, o aparecimento de um pico de amplitude em uma frequência três vezes a frequência de rotação (Figura 25a).

O desalinhamento paralelo é apresentado como sendo um posicionamento paralelo dos eixos, mas não coincidindo. O desalinhamento paralelo tem características similares ao desalinhamento angular, porém, apresenta uma vibração radial maior com defasagem de 180° comparada ao acoplamento. A frequência desse tipo de acoplamento tem como característica o aumento do segundo harmônico da frequência de rotação. No valor em frequência de duas vezes a rotação teremos uma amplitude maior que o pico da frequência de rotação (Figura 29b). Em alguns casos também podemos encontrar uma componente de vibração na frequência de três vezes a rotação do eixo como observado no comportamento em frequência do desalinhamento angular.

FIGURA 29 – DESALINHAMENTO DE ROTORES



a) desalinhamento angular e suas frequências características; b) desalinhamento paralelo e suas frequências características.

FONTE: Adaptado de Ferreira (2018)

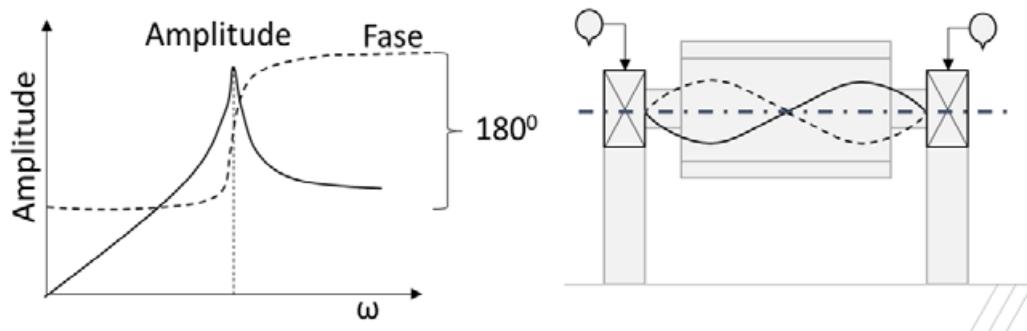
Quando o desalinhamento, angular ou radial, se torna severo, podemos ter picos em frequência correspondentes de 4 vezes até 8 vezes a frequência de rotação do rotor, podendo obter uma série de harmônicos se assemelhando a problemas de folga mecânica. Em muitos casos a forma do espectro tem influência na forma como o acoplamento é construído.

4 RESSONÂNCIA DE ROTORES

A ressonância em um sistema mecânico ocorre quando a frequência de uma vibração forçada coincide com a frequência natural do sistema. Quando isso ocorre resulta em uma grande amplitude de vibração para o sistema, consequentemente essa amplitude pode causar danos ao sistema, principalmente quando a vibração forçada é uma frequência de operação do sistema e em sua operação o sistema deve assumir ou passar várias vezes por essa frequência. Se a frequência de operação do rotor estiver muito próxima à frequência de ressonância de algum sistema da máquina, será muito difícil de balancear a máquina.

A Figura 30 apresenta os possíveis modos de vibração para o rotor ao atingir a ressonância e o que ocorre com a fase do sinal.

FIGURA 30 – ROTOR EM MODO DE RESSONÂNCIA COM O RESULTADO EM FREQUÊNCIA E POSSÍVEL MODO DE RESSONÂNCIA



FONTE: Adaptado de Ferreira (2018)

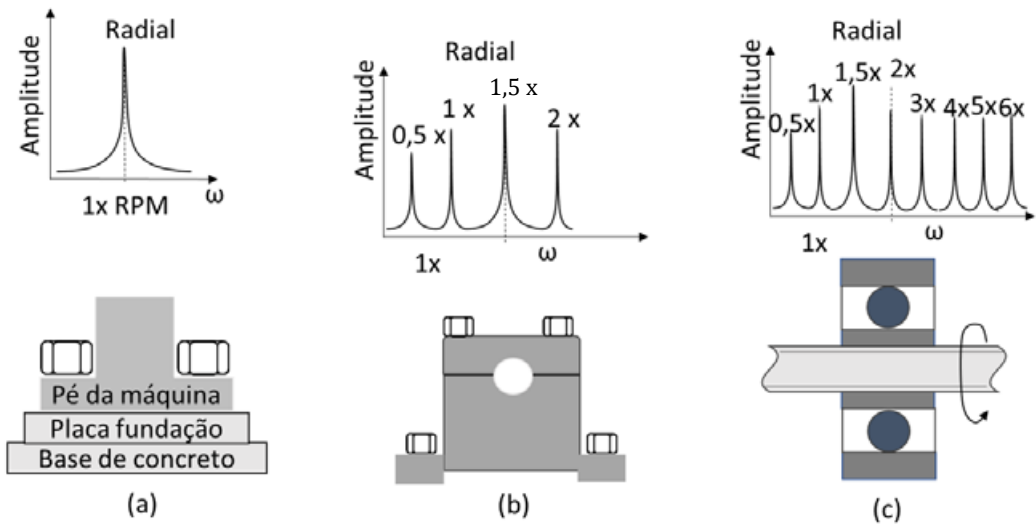
5 FOLGAS MECÂNICAS

A folga mecânica pode se apresentar de três tipos. O primeiro tipo é a folga causada por folga estrutural dos pés ou bases da máquina. A folga pode ocorrer a partir de parafusos que podem se soltar ou distorção da armação ou base. A análise de vibrações ocorre na própria base revelando diferenças de 180° entre fases. Esse tipo pode ser observado na Figura 31a.

Outro tipo pode ser observado por parafusos soltos no apoio da base ou no pedestal do mancal. Esse tipo pode ser visto na Figura 31b.

Um terceiro tipo comum de folga mecânica pode ser provocado por um ajuste impróprio entre partes e componentes para as forças dinâmicas do motor. Esse tipo de causa, muitas vezes, é originado por folga linear do mancal ou folga excessiva em bucha ou elemento rotativo ou um rotor solto com folga em relação ao eixo. Essa folga pode causar vários harmônicos dependendo do grau de folga, obtendo também sub-harmônicos em valores de $1/2$ e $1/3$ da rotação do rotor.

FIGURA 31 – TIPOS DE FOLGAS MECÂNICAS E SUAS RESPECTIVAS CARACTERÍSTICAS EM FREQUÊNCIA



a) folga estrutural na base da máquina; b) folga de fixação do mancal; c) ajuste impróprio de partes da máquina.

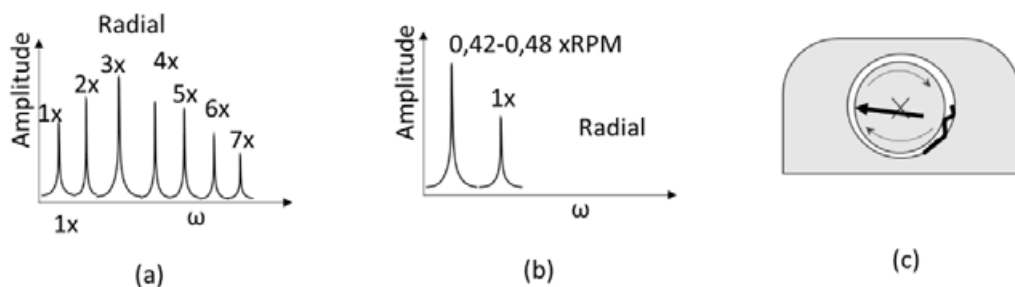
FONTE: Adaptado de Ferreira (2018)

A folga em mancais de bucha de rotores evidencia um aumento no número de harmônicos na medição de vibração (Figura 32a). Quando atinge uma grande deterioração os harmônicos aumentam bastante na medição de vibração. Mancais de bucha com excessiva liberdade podem causar problemas de desalinhamento e desbalanceamento.

O filme de óleo existente no mancal também pode causar vibrações indesejadas, caso a quantidade não for adequada, pode ocorrer o turbilhonamento do óleo causando vibrações com amplitudes altas em 0,42 a 0,48 da frequência de rotação do rotor. O turbilhonamento de óleo é uma vibração excitada e causada por condições anormais de operação para o óleo. Causa uma cunha de óleo que empurra o rotor contra a parede do mancal e com o turbilhonamento do óleo uma vibração de trepidação é formada. O principal motivo da formação desse turbilhonamento é a alteração da viscosidade do óleo devido a alterações na condição de uso dele, como temperatura no mancal ou quantidade de óleo.

As Figuras 32b e 32c mostram o comportamento em frequência e um diagrama esquemático do problema respectivamente.

FIGURA 32 – VIBRAÇÕES EM MANCAIS COM BUCHA



a) espectro característico de mancal deteriorado; b) espectro característico de problema de turbilhonamento de óleo no mancal; c) diagrama esquemático da força criada com o turbilhonamento do óleo no mancal.

FONTE: Adaptado de Ferreira (2018)

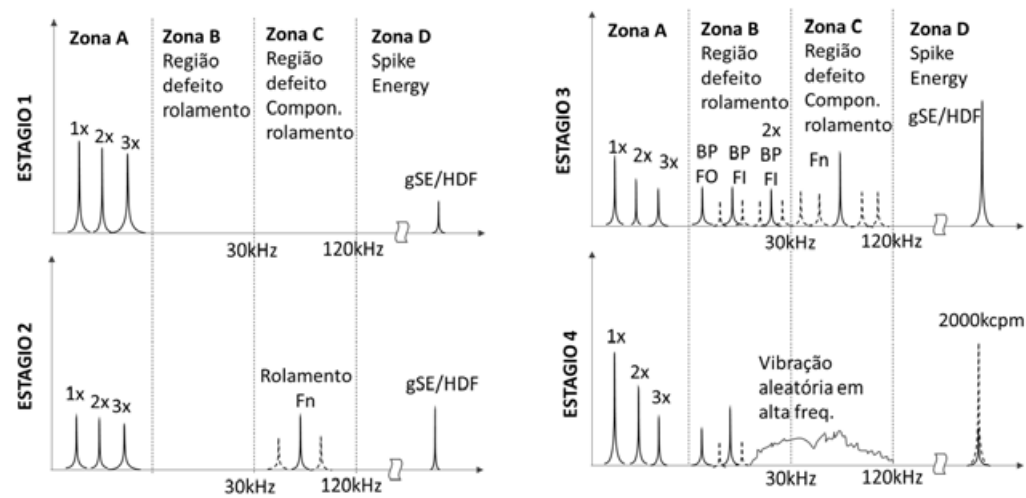
As vibrações provenientes de mancais com rolamento possuem uma análise típica, porém com vários detalhes. Devemos lembrar que um rolamento é um conjunto de vários elementos que permitem realizar a rotação do eixo. Elas possuem basicamente quatro estágios para sua deterioração conforme o aparecimento de determinadas frequências dominantes em determinadas faixas.

- 1º estágio: as primeiras evidências de problemas com rolamentos aparecem em frequências altas, já em frequências ultrassônicas, em torno de 20 a 80 kHz. Essas frequências são evidenciadas devido ao Spike Energy (gSE), HFD(g) e shock pulse. O gSE e o HFD são picos de energia que ocorrem em altas frequências típicas de deformação das esferas/rodízios dos rolamentos. Essas técnicas são utilizadas para verificação do funcionamento de rolamento em alta frequência onde ocorrem a maior parte dos defeitos em rolamentos. Além dessas frequências de defeito, as frequências de funcionamento apresentam componentes na primeira segunda e terceira harmônicas.
- 2º estágio: defeitos de pequena monta, como trilhas desgastadas, começam a mostrar a frequência natural do rolamento (F_n). Essa frequência natural ocorre na faixa de 30 a 120 kHz. Aparecem frequências em bandas laterais em torno da frequência natural do rolamento aparecem devido ao comportamento de modulação de sinais de vibração. A energia na faixa denominada “zona D” cresce para o gSE indicando o aumento de energia da parte de passagem em alta frequência.
- 3º estágio: as frequências de defeito dos rolamentos e seus harmônicos aparecem. Com o aumento do desgaste o aumento de harmônicos com bandas laterais é observado, as bandas laterais sugerem a característica de modulação da frequência natural. O valor da energia na região da “zona D” continua a aumentar e o desgaste é geral e visível para todas as zonas do espectro com Bandas de Passagem de frequência internas e externas devido a construção do rolamento, mais precisamente a parte interna e externa em contato com os rodízios, uma vez que gerando frequências e bandas laterais a modulação mostra desalinhamento e desbalanceamento do próprio rolamento devido ao desgaste.

- 4º estágio: quando o rolamento se deteriora muito a amplitude da frequência dominante referente a rotação do rotor aumenta. Muitos harmônicos também são observados na região de defeito do rolamento. Agora, ao invés de bandas estreitas, aparecem bandas largas de frequência em faixas altas. A faixa do Spike Energy mostra um aumento em amplitudes excessivas.

As quatro etapas existentes são mostradas na Figura 33.

FIGURA 33 – ETAPAS DE DETERIORAÇÃO DE UM ROLAMENTO



FONTE: Adaptado de Ferreira (2018)

6 FORÇAS AERODINÂMICAS

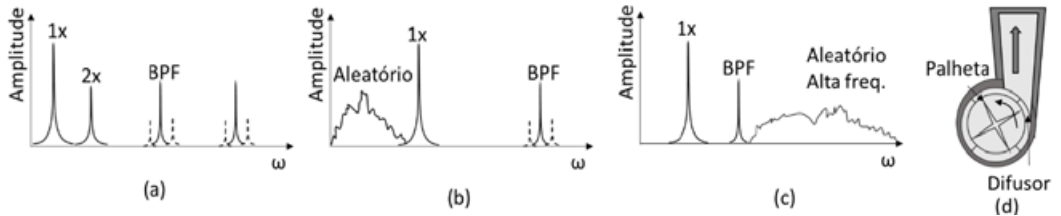
Ao considerarmos forças aerodinâmicas e hidráulicas podemos começar por um tipo de força muito comum em máquinas girantes a frequência de passagem de palheta/pá. Significa a influência da turbulência aerodinâmica causada pela passagem de uma palheta ou pá próximo de um obstáculo. Frequência de passagem de palheta/pá podem ser calculadas a partir da quantidade de palhetas/pás e multiplicar pela rotação do eixo. Essa frequência pode ser observada em bombas, ventiladores e compressores. Ela não costuma ser problemática, apenas quando o valor da frequência estiver muito próximo da frequência natural de alguma peça que compõe a máquina. Nessa condição podemos ter um componente de alta vibração causando danos ao sistema.

A BPF (*Blade passing frequency* - Frequência de passagem de pá) também pode ser detectada quando elementos próximos ao elemento girante se desgastam e/ou criam obstáculos para o fluxo. A resposta em frequência característica da BPF é apresentada na Figura 30a.

Se um fluxo apresenta turbulência devido à alta velocidade envolvida, esse fluxo pode gerar vibrações mecânicas. Normalmente esse fluxo gera vibrações em frequências aleatórias menores que a frequência de rotação do rotor. A resposta em frequência típica de um sistema turbulento pode ser vista na Figura 34b.

Em alguns casos é possível que ocorra a cavitação, a cavitação é a criação de bolhas e cavidades devido à alta pressão em um líquido. A cavitação tem como característica a criação de uma componente aleatória de alta frequência. A cavitação possui maior percepção com relação ao ruído proveniente da máquina, pois parece que foram colocadas pedras nas pás dos equipamentos, normalmente uma condição constante de cavitação cria a deformação das pás e queda da eficiência da máquina. Um espectro típico de cavitação pode ser visto na Figura 34c.

FIGURA 34 – ASPECTOS DA INFLUÊNCIA DAS FORÇAS AERODINÂMICAS NAS VIBRAÇÕES MECÂNICAS



a) espectro característico de BPF; b) espectro característico de turbulência em uma máquina; c) espectro característico de cavitação; d) exemplo de uma bomba e os elementos que interferem causando BPF e vibração.

FONTE: Adaptado de Ferreira (2018)

7 ENGRENAGENS

Quando consideramos as características das vibrações geradas por engrenagens, as principais frequências são representadas pela rotação das engrenagens. A rotação da engrenagem maior e o segundo harmônico dessa engrenagem e a rotação da engrenagem menor (pinhão). Em frequência mais altas aparece a GMR (Gear Mesh Frequency) essa frequência é típica do funcionamento da engrenagem e pode ser obtida por:

$$\text{GMR} = \text{número de dentes} \times \text{rotação da engrenagem}$$

Lateralmente a GMR tem-se bandas laterais referentes ao efeito de modulação das engrenagens devido ao efeito de contato e troca de força entre as engrenagens. Na condição normal de funcionamento a engrenagem não excita sua frequência natural, dessa forma, mostra-se a condição de funcionamento esperada por um jogo de engrenagens. Esse espectro pode ser visto na Figura 35a.

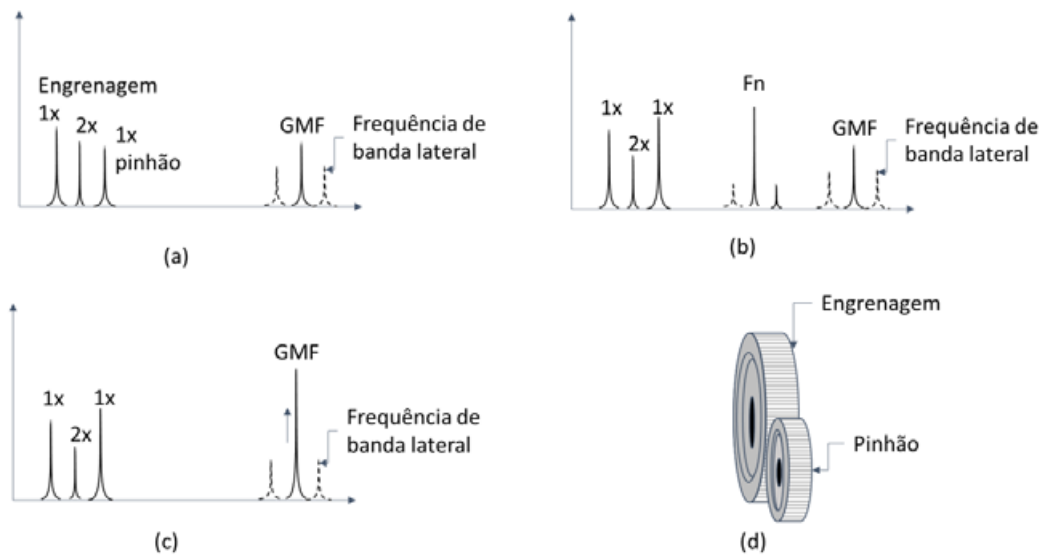
Quando um dente da engrenagem é gasto ele causa um defeito na transmissão de força nesta engrenagem, esse defeito cria uma pequena pancada. Sabemos que a excitação de um sistema mecânico por uma força de tempo muito pequena e grande intensidade pode excitar uma larga banda de frequências.

Nesse caso é excitada a frequência natural da engrenagem. Portanto, para saber se a engrenagem está com defeito em algum dente, é só verificar em seu espectro típico o aparecimento de uma frequência correspondente a frequência natural da engrenagem. Esse comportamento no espectro pode ser visto na Figura 35b.

Com o gradativo aumento dos danos nos dentes da engrenagem as bandas laterais da GMF se tornam mais perceptíveis e estas podem indicar em uma análise em frequências que a engrenagem sofre problemas de transmissão de força com dentes danificados.

A carga em uma engrenagem também pode aumentar a amplitude de vibração em GMF, mas isso pode não representar problemas na engrenagem. Os problemas podem ser associados ao aparecimento da frequência natural da engrenagem e as bandas laterais da GMF. O comportamento de aumento de carga pode ser observado na Figura 35c.

FIGURA 35 – ESPECTRO DE FREQUÊNCIAS DE COMPORTAMENTO VIBRATÓRIO DE ENGRENAGENS



a) engrenagem em funcionamento normal; b) engrenagem com dente defeituoso; c) engrenagem com aumento de carga; d) esquema de engrenagem e denominação de engrenagem e pinhão.

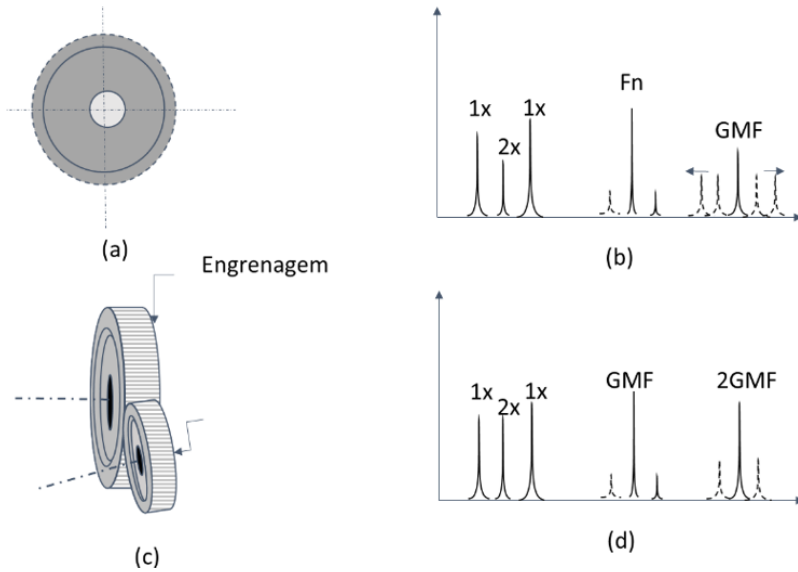
FONTE: Adaptado de Ferreira (2018)

Quando a engrenagem possui folga, excentricidade ou eixos não paralelos o espectro em frequência é caracterizado como uma modulação lateral ao GMF. Para o caso de folga excessiva a frequência natural aparece com uma modulação. A folga produz o mesmo mecanismo de micro pancadas visto com dentes danificados de engrenagens. Esse comportamento pode ser visto na Figura 36b.

Quando ocorre o desalinhamento de engrenagens um segundo harmônico de GMF aparece em frequências mais altas podendo aparecer até o terceiro harmônico.

Um cuidado com a medição de frequências deve ser tomado para garantir que será possível detectar esses valores altos de vibração. O comportamento desse desalinhamento pode ser verificado na Figura 36d.

FIGURA 36 – COMPORTAMENTO DE ENGRENAGENS PARA EXCÊNTRICIDADE, FOLGA E DESALINHAMENTO DE EIXO



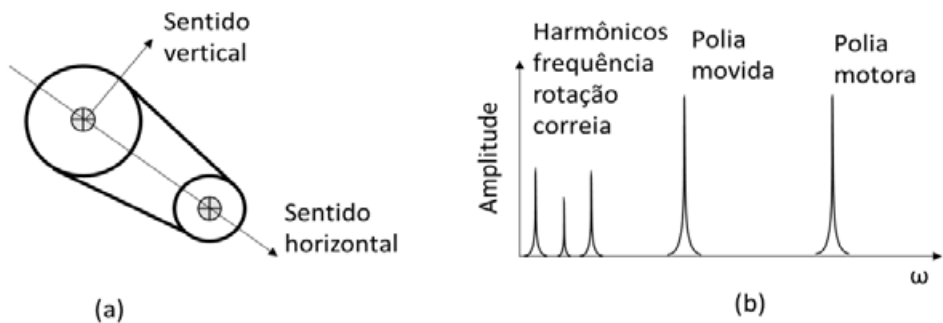
a) vista lateral de uma engrenagem excêntrica; b) comportamento em frequência da engrenagem excêntrica e/ou com folga; c) engrenagens desalinhadas; d) característica em frequência de engrenagens desalinhadas.

FONTE: Adaptado de Ferreira (2018)

8 CORREIAS E POLIAS

Equipamentos que possuem a transmissão de força a partir de correia costumam apresentar, no espectro de frequências, componentes referentes à rotação da correia, tanto do motor de acionamento quanto no equipamento acionado. As frequências de problemas referentes às correias se apresentam em posições mais baixas que as frequências de operação. Quando as correias estão gastas ou frouxas apresentam harmônicos na frequência da correia e quando são correias dentadas os harmônicos correspondem à frequência dos dentes da correia. Um diagrama esquemático de duas polias unidas por uma correia e os valores de amplitude em frequência são vistos na Figura 37.

FIGURA 37 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE UMA CORREIA UNINDO DUAS POLIAS



a) diagrama esquemático das polias e correia; b) espectro em frequência do sistema mecânico.

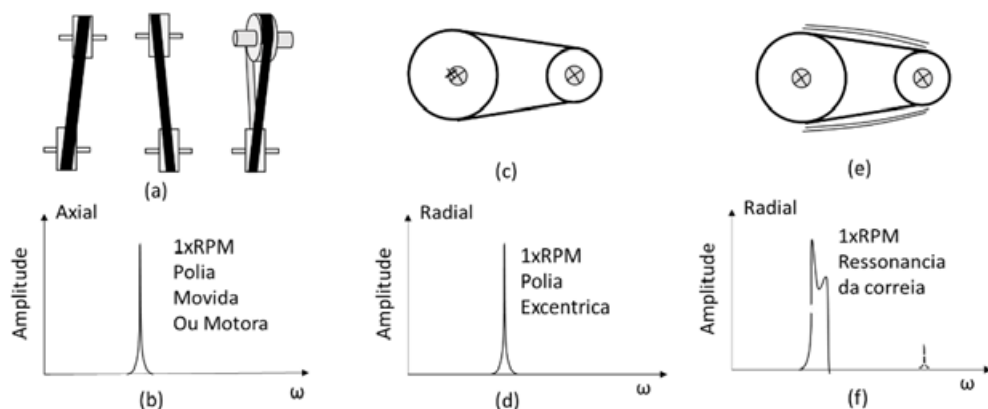
FONTE: Adaptado de Ferreira (2018)

Quando ocorre o desalinhamento das polias, é produzida uma componente em frequência na direção axial na rotação de uma das polias, dependendo da distribuição de forças e tração da correia. Em muitos casos, com o desalinhamento dos eixos, a vibração axial prevalece na frequência da polia acionada. A Figura 38b mostra esse comportamento.

Para o caso de polias excêntricas ou desbalanceadas a vibração é de sentido axial e a frequência predominante é a rotação da polia que está excêntrica. Em alguns casos é possível balancear a polia excêntrica, mas, devido à alteração de tensões na correia a vibração acaba sendo induzida e pode aumentar com a fadiga da correia. A característica de polias excêntricas pode ser vista na Figura 38d.

A correia é um sistema mecânico e tem uma frequência natural, no caso de uma máquina operar na rotação que coincide com a frequência natural de uma correia, normalmente a polia acionadora, a vibração aparecerá no sentido radial e em grande amplitude. Essa característica pode ser observada na Figura 38f. A mudança da frequência natural de uma correia pode ser feita alterando a tensão sobre ela, dessa forma é possível contornar problemas de vibração que podem ocorrer devido à frequência natural da correia.

FIGURA 38 – PROBLEMAS QUE RESULTAM EM VIBRAÇÕES DE SISTEMAS POLIAS CORREIA



a) polias desalinhadas; b) característica em frequência do desalinhamento de polias; c) diagrama esquemático de um sistema de polias e correia com polia excêntrica; d) característica em frequência de um problema de polia excêntrica; e) esquema de vibração da correia em sua frequência natural; f) característica em frequência da correia vibrando em sua frequência natural.

FONTE: Adaptado de Ferreira (2018)

9 MOTORES ELÉTRICOS

Os motores elétricos são elementos motrizes de força na indústria muito utilizados e além de suas características de transmissão mecânica de vibrações, podem existir algumas vibrações que tem como causa a indução eletromagnética. As principais causas de vibração induzida eletricamente em motores de indução trifásicos, são decorrentes de:

- enrolamento do rotor do motor desbalanceado, irregularidades como contatos frouxos, escovas rompidas e reostato defeituoso;
- rompimento de mancais ou das barras, no caso de motor do tipo gaiola;
- espaçamento entre rotor e estator não uniforme seja devido a rolamentos gastos, excentricidade estática ou mesmo desbalanceamento magnético;
- fonte elétrica de energia, desbalanceada.

As vibrações induzidas eletricamente ocorrem para frequências iguais à de rotação do motor (1 rpm), uma e duas vezes a frequência síncrona. Uma forma de verificar a causa é desligando momentaneamente o motor e verificando quais componentes de vibração somem. Em outros elementos, quando se tem frequências iguais ou duas vezes a frequência da rede de alimentação, para motores de corrente alternada, há uma forte chance de o problema ser de origem elétrica.

Uma outra forma de avaliar a fonte de uma determinada vibração seria, ao desconfiar de um determinado elemento, tirar a influência de outros elementos sobre este no sistema mecânico e realizar uma análise modal deste elemento como visto no item anterior. Dessa forma é possível saber qual a frequência natural, ou frequências naturais dos elementos em análise e confrontar com as possíveis frequências de operação da máquina em questão.



RESUMO DO TÓPICO 3

Neste tópico, você aprendeu que:

- O espectro de frequências medido de sistemas mecânicos é importante para obter o diagnóstico das causas de vibração mecânica.
- Observar as características do desbalanceamento de rotores a partir da medição do espectro de frequências é importante para obter o diagnóstico do tipo de desbalanceamento, como o estático ou o dinâmico.
- A detecção do desalinhamento de rotores, sendo estes angulares ou paralelos, é resultado de análise dos espectros de frequência característicos.
- As características típicas de folgas mecânicas são detectáveis a partir do espectro de frequência caracterizando a folga como fixação do mancal ou ajuste impróprio de parte da máquina.
- A influência das forças aerodinâmicas é resultante da BPF (Blade Passing Frequency) de ventiladores e elementos de interação com fluidos.
- A detecção de vibrações características de engrenagens descreve sua característica no espectro de frequência medido.
- As forças existentes em polias e correias desalinhadas provocam harmônicos característicos e detectáveis no espectro de frequências.



1 Considere as afirmações a respeito do desbalanceamento de rotores.

I- O desbalanceamento de rotores pode se apresentar de acordo com os planos envolvidos (um ou dois) com desbalanceamento estático (para um plano) e desbalanceamento dinâmico (para dois planos).

II- Os picos em frequência referentes ao desbalanceamento de rotores apresentam harmônicos dependentes da rotação de operação dos rotores.

III- O desbalanceamento de rotores apresenta a frequência natural do rotor no espectro de frequência por se tratar de um caso de excitação transiente.

Esta(ão) CORRETA(S) a(s) afirmação(ões):

- a) ☐ I.
- b) ☐ II.
- c) ☐ III.
- d) ☐ I e II apenas.
- e) ☐ I e III apenas

2 Considere as afirmações a respeito de análise de engrenagens e assinale a afirmação CORRETA.

- a) ☐ Quando um dente da engrenagem é gasto ele causa uma folga na transmissão de força, esse defeito cria uma pequena pancada aparecendo como característica dominante à frequência natural da engrenagem.
- b) ☐ Quando ocorre o desalinhamento de engrenagens um segundo harmônico da frequência natural aparece em frequências mais altas podendo aparecer até o terceiro harmônico.
- c) ☐ Com o gradativo aumento dos danos nos dentes da engrenagem as bandas laterais típicas das engrenagens se tornam imperceptíveis.
- d) ☐ A análise do espectro de frequências de engrenagens não consegue indicar que a engrenagem sofre problemas de transmissão de força com dentes danificados.
- e) ☐ Quando a engrenagem possui folga, excentricidade ou eixos não paralelos, o espectro em frequência é caracterizado com o aumento da frequência natural da engrenagem.

3 Considere as afirmações a respeito de análise de espectro de polias e correias:

I- Equipamentos que possuem a transmissão de força a partir de correia costumam apresentar, no espectro de frequências, componentes referentes a rotação da correia, tanto do motor de acionamento quanto no equipamento acionado.

II- Para o caso de polias excêntricas ou desbalanceadas a vibração é de sentido axial e a frequência predominante é a rotação da polia que está excêntrica.

III- Em alguns casos é possível balancear uma polia excêntrica, e, devido à alteração de tensões na correia, a vibração induzida diminui com a fadiga da correia.

IV- A mudança da frequência natural de uma correia pode ser feita alterando a tensão sobre ela, dessa forma é possível contornar problemas de vibração que podem ocorrer devido à frequência natural da correia.

Quantas afirmações estão corretas:

- a) ☐ I.
- b) ☐ II e III.
- c) ☐ I, II e IV.
- d) ☐ Todas.
- e) ☐ Nenhuma.

MÉTODOS DE CONTROLE E PREVENÇÃO DE VIBRAÇÕES

1 INTRODUÇÃO

Existem muitos métodos para realizar o controle ou mitigar problemas de vibrações indesejadas. De uma forma geral a ideia de realizar o controle de vibrações possui três elementos básicos a serem observados: a fonte de vibração; o meio de propagação; e o receptor dessa vibração.

A fonte de vibração é o elemento que possui energia suficiente para produzir uma determinada vibração, normalmente ele é um elemento que pode produzir uma vibração harmônica com uma determinada frequência, em alguns casos as vibrações podem ser produzidas de outros tipos de sinais resultando nos tipos discutidos no item anterior e vistos na Figura 6.

O meio de propagação pode ser o meio material pelo qual a vibração pode propagar. Essa propagação depende da impedância da conexão entre os meios, quanto menor, mais fácil da vibração se propagar por aquele meio.

O receptor é o elemento em que a vibração incide. Quando a vibração é indesejada e sem um determinado controle podemos ter vários receptores de vibração em um sistema mecânico ou em sistemas mecânicos adjacentes. Cada tipo de vibração e propagação dependerá da disposição e tipo de sistema mecânico, bem como quais receptores terão a maior ou menor incidência dessa vibração.

2 MÉTODOS DE CONTROLE NA FONTE DE VIBRAÇÃO

Uma das fontes mais comuns de vibração mecânica são as fontes que geram uma vibração harmônica que na maioria são máquinas girantes. Uma das principais fontes de vibração em elementos girantes é o desbalanceamento. Para ajustar esses problemas muito próximos a fonte de vibração existem métodos para realizar o balanceamento de rotores, sendo essa a melhor forma de controle para esse tipo de problema.

A correção de desbalanceamento é realizada em dois momentos distintos: em sua fabricação/montagem e quando em operação.

Na realização da montagem das máquinas, o rotor ao se conectar a diversos mecanismos, acaba sofrendo desalinhamento ou desbalanceamento. Neste instante o responsável pela montagem realiza um balanceamento do rotor, esse balanceamento é conhecido como balanceamento de campo. Esse balanceamento é corretivo e não tem as mesmas condições que o desbalanceamento em uma balanceadora, porém é suficiente para reduzir problemas que resultem em vibrações não desejadas.

Os balanceamentos podem ser classificados em dois tipos: o estático, sendo realizado em apenas um plano; e o dinâmico, realizado em dois planos.

Para a execução do balanceamento estático deve-se deslocar o centro de gravidade do rotor para que esse coincida com seu eixo de rotação. Esse deslocamento é realizado a partir da adição ou remoção de massa ao sistema. A massa em questão deverá ser colocada em uma posição de uma linha imaginária que passa pelo centro de gravidade original do rotor e perpendicular ao eixo de rotação.

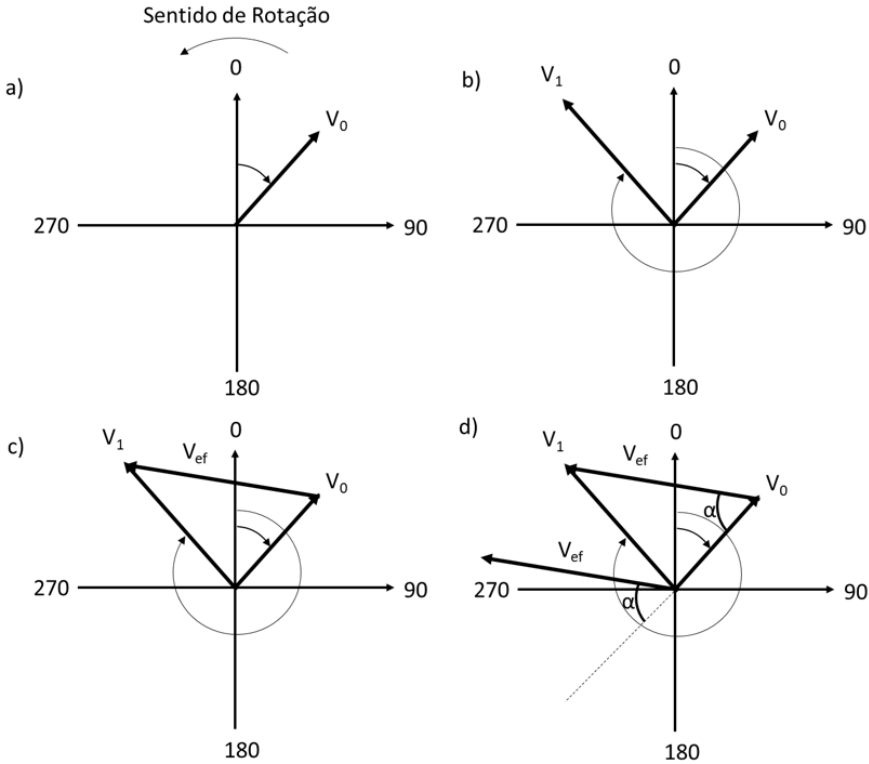
Nem sempre o local correto de alocação de uma massa para balanceamento é encontrado de forma trivial. São necessários alguns procedimentos para encontrar o posicionamento correto.

- Primeiramente coloque o rotor em funcionamento realizando a medição de vibração do rotor, sobre o mancal, obtendo o valor de vibração em módulo e fase. Esse valor inicial será considerado V_0 .
- Com o rotor parado coloque uma massa em um local no plano de medição provocando de modo a proporcionar um desbalanceamento com amplitude de 5 a 10 vezes o desbalanceamento residual permissível. Normalmente essa massa não precisa ser muito grande apenas manter a percepção de vibrações no rotor.
- Com o rotor acionado, realize a medida de vibração e fase dessa nova condição. Nesse caso será obtida a amplitude V_1 e a fase F_1 . Esse novo valor de vibração será referente ao desbalanceamento anterior mais o desbalanceamento com a nova massa.
- Com os valores obtidos dessas medições, realizar a diferença vetorial entre V_0 e V_1 descrito na (EQ 2.3.1).

$$V_{ef} = \vec{V}_1 - \vec{V}_0 \quad (\text{EQ 2.3.1})$$

A soma vetorial proposta é vista na Figura 39. Para isso toma-se como base o sentido de rotação e o posicionamento da massa inicial considerada como massa teste para o primeiro passo do procedimento. O sentido de rotação deve ser considerado o mesmo para todos os vetores do processo.

FIGURA 39 – REALIZAÇÃO DE SOMA VETORIAL PARA REALIZAÇÃO DE BALANCEAMENTO ESTÁTICO DE ROTOR



FONTE: Adaptado de Coelho (2013)

Para fixar a massa que balanceará o sistema será necessário obter os valores de V_{ef} e o ângulo α . Esses valores, a partir das considerações trigonométricas, podem ser obtidas a partir das equações (EQ 2.3.2) e (EQ 2.3.3.)

$$V_{ef} = \sqrt{V_0^2 + V_1^2 - 2V_1V_2\cos\beta} \quad (\text{EQ 2.3.2})$$

$$\alpha = \arcsen\left[\frac{V_1}{V_{ef}} \cdot \sen\beta\right] \quad (\text{EQ 2.3.3})$$

Sendo $\beta = F1-F0$.

Depois de definido o local para alocação da massa para desbalanceamento, deve-se retirar a massa de teste (m_t) utilizada anteriormente para teste e o valor da massa a ser utilizada é obtida a partir da equação (EQ 2.3.4.)

$$m_c = m_t \frac{V_0}{V_{ef}} \quad (\text{EQ 2.3.4.})$$

Depois é só alocar a massa na mesma posição radial que a massa de testes e o rotor estará balanceado. A posição radial pode ser, por exemplo, a superfície do rotor.

Para a determinação do sentido de rotação como referencial para alocação de massas devemos considerar duas situações:

- Se $F_0 < F_1$ posicionar a massa de correção na posição do deslocamento angular correspondente ao ângulo α , com referencial na posição da massa utilizada como teste inicial, no sentido contrário à rotação do eixo.
- Se $F_1 < F_0$ posicionar a massa de correção na posição do deslocamento angular correspondente ao ângulo α , com referencial na posição da massa utilizada como teste inicial, no sentido de rotação do eixo.

O balanceamento estático realiza a mudança do centro de gravidade para o eixo de rotação, ou seja, estaticamente o rotor se encontra balanceado. Porém, ao analisar dinamicamente, o rotor ainda se encontra desbalanceado pois os eixos podem não coincidir em toda a extensão do rotor.

Ocorrendo a necessidade de obter o balanceamento dinâmico, sabe-se que o propósito desse balanceamento é obter a coincidência do eixo de rotação com o eixo inercial do rotor. Para isso é realizado o balanceamento de dois planos, um em cada lado, do eixo de rotação referenciado ao centro de gravidade do rotor, ou seja, deve-se realizar um balanceamento em dois planos do eixo de rotação, sendo um em cada lado do centro de gravidade.

Observando a teoria podemos considerar que os planos a serem utilizados para realizar o balanceamento dinâmico de rotores podem assumir qualquer posição, mas, na prática, devido a erros de medição e posicionamento inerentes ao método de medida, é melhor escolher planos que fiquem o mais longe possível do centro de gravidade do rotor, sendo assim, existe a preferência prática de se utilizar os extremos físicos do rotor.

Portanto, o balanceamento dinâmico considera o balanceamento em dois eixos e o efeito cruzado de uma massa atuando em um plano influencia o desempenho de outro plano a qual se deseja balancear. Dessa forma verifica-se que o balanceamento dinâmico tende a demorar mais do que o balanceamento estático.

Vamos, então, considerar o balanceamento dinâmico de campo e analisar um dos procedimentos comumente utilizado. Começando pelas notações de vibração que serão medidas, pois estas deverão informar em dois índices para a significância do efeito cruzado, por exemplo, $V_{1,0}$ pode representar o nível de vibração medido no primeiro plano e sem massa de teste (Índice 1 e Índice 0). $V_{1,2}$ pode representar o nível de vibração medido no primeiro plano e com a massa de teste alocada no Plano 2 (Índice 1 e Índice 2).

Inicialmente é realizada a medida dos valores de vibração para o desbalanceamento inicial (sem alocação de massas):

- Plano 1: $V_{1,0}$ vibração medida no Plano 1 referente ao desbalanceamento inicial.
- Plano 2: $V_{2,0}$ vibração medida no Plano 1 referente ao desbalanceamento inicial.

É colocada a massa de testes m_{t1} no plano 1 e são realizadas as medições para os dois planos.

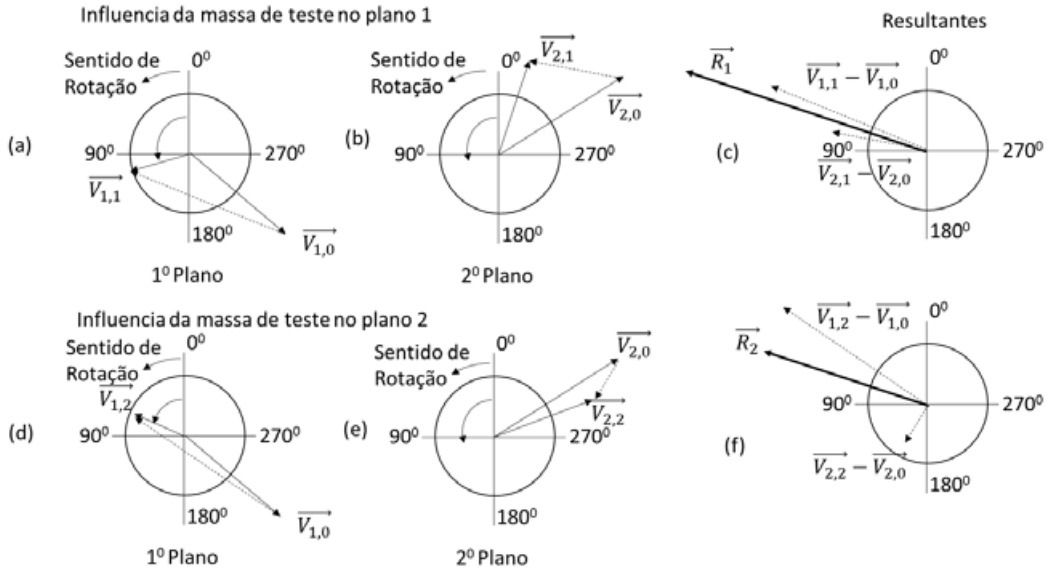
- Plano 1: $V_{1,1}$ vibração medida no Plano 1 referente ao desbalanceamento provocado pela massa m_{t1} .
- Plano 2: $V_{2,1}$ vibração medida no Plano 1 referente ao desbalanceamento provocado pela massa m_{t1} .

Depois retira-se a massa de testes no plano 1 e coloca-se a massa de testes no plano 2 realizando as medições nos planos:

- Plano 1: $V_{1,2}$ vibração medida no Plano 1 referente ao desbalanceamento provocado pela massa m_{t2} .
- Plano 2: $V_{2,2}$ vibração medida no Plano 1 referente ao desbalanceamento provocado pela massa m_{t2} .

Podemos obter as resultantes das medições realizadas a partir do diagrama apresentado na Figura 40.

FIGURA 40 – REALIZAÇÃO DE MEDIÇÕES E CÁLCULOS VETORIAIS PARA OBTEN OS VALORES DE MASSA E FASE DE CORREÇÃO DE DESBALANCEAMENTO



a) resultante de medida no Plano 1 com e sem massa de teste mt1 no Plano 1; b) resultante de medida no Plano 2 com e sem massa de teste mt1 no Plano 1; c) resultante do efeito da massa de teste no Plano 1; d) resultante de medida no Plano 1 com e sem massa de teste mt2 no Plano 2; e) resultante de medida no Plano 2 com e sem massa de teste mt2 no Plano 2; f) resultante do efeito da massa de teste no Plano 2.

FONTE: Adaptado de Coelho (2013)

Podemos considerar o sistema de resolução das equações como sistemas vetoriais em que, ao se tirar as massas de teste, teríamos a vibração inicial do rotor, obteríamos assim as equações (EQ 2.3.5) e (EQ 2.3.6).

$$R_1(\vec{V}_{1,1} - \vec{V}_{1,0}) + R_2(\vec{V}_{1,2} - \vec{V}_{1,0}) = -\vec{V}_{1,0} \quad (\text{EQ 2.3.5})$$

$$R_1(\vec{V}_{2,1} - \vec{V}_{2,0}) + R_2(\vec{V}_{2,2} - \vec{V}_{2,0}) = -\vec{V}_{2,0} \quad (\text{EQ 2.3.6})$$

A partir desse equacionamento as resultantes Q_1 e Q_2 seriam as mesmas e obteríamos as equações vetoriais (EQ 2.3.7) e (EQ 2.3.8).

$$R_2 = \frac{\vec{V}_{2,0}(\vec{V}_{1,1} - \vec{V}_{1,0}) - \vec{V}_{1,0}(\vec{V}_{2,1} - \vec{V}_{2,0})}{(\vec{V}_{2,1} - \vec{V}_{2,0})(\vec{V}_{1,2} - \vec{V}_{1,0}) - (\vec{V}_{2,2} - \vec{V}_{2,0})(\vec{V}_{1,1} - \vec{V}_{1,0})} \quad (\text{EQ 2.3.7})$$

$$R_1 = \frac{-\vec{V}_{1,0} - Q_1(\vec{V}_{1,2} - \vec{V}_{1,0})}{(\vec{V}_{1,1} - \vec{V}_{1,0})} \quad (\text{EQ 2.3.8})$$

Uma vez obtidos os valores de R_1 e R_2 , lembrando que são operadores vetoriais e possuem um argumento e um ângulo, o que significa que $R_1 = (R_1, <\gamma_1)$ e $R_2 = (R_2, <\gamma_2)$. Dessa forma obtemos os cálculos das massas de balanceamento:

- $m_{c1} = R_1 m_{t1}$ colocada a γ_1 graus da posição de m_{t1} no sentido de rotação.
- $m_{c2} = R_2 m_{t2}$ colocada a γ_2 graus da posição de m_{t2} no sentido de rotação.

Por mais que se diminuía o desbalanceamento de um rotor, este sempre operará com um balanceamento mínimo. Dessa forma temos que as máquinas rotativas possuem um chamado “desbalanceamento residual permissível”. Os limites máximos permissíveis de desbalanceamento residual são padronizados segundo a norma DIN ISO 1940-1: *Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state*. Esta norma estabelece graus aceitáveis de qualidade de balanceamento (G) para vários tipos de rotores rígidos. Para o cálculo do desbalanceamento residual permissível, é necessário conhecer o grau de qualidade. O grau de qualidade é um valor que deve ser escolhido de acordo com o tipo do rotor, como pode ser visto no quadro a seguir.

QUADRO 1 – GRAU DE QUALIDADE DE BALANCEAMENTO DE ROTORES SEGUNDO DIN ISO 1940-1: *BALANCE QUALITY REQUIREMENTS FOR ROTORS IN A CONSTANT (RIGID) STATE*

Grau de balanceamento	$e_{adm} \cdot \omega$ (mm/s)	Tipos de rotores – exemplos
G 4000	4000	Virabrequim/acionamento de motores diesel marítimos lentos com número ímpar de cilindros.
G 1600	1600	Motores-virabrequins de motores grandes de dois tempos, montados rigidamente.
G 630	630	Motores-virabrequins de motores grandes de quatro tempos, montados rigidamente.
		Motores-virabrequins de motores marinhos à diesel, montados elasticamente.
G 250	250	Motores-virabrequins de motores rápidos à diesel com quatro cilindros, montados rigidamente.
G 100	100	Motores-virabrequins de motores rápidos à diesel com seis ou mais cilindros.
		Motores completos (à diesel ou gasolina) para carros, caminhões e locomotivas.
G 40	40	Rodas de carros, aros de rodas, conjuntos de rodas, eixos de tração.
		Motores-virabrequins de motores rápidos de quatro tempos (diesel ou gasolina), com seis ou mais cilindros, montados elasticamente.
		Motores-virabrequins para motores de carros, caminhões e locomotivas.

G 16	16	Eixos de tração (eixos de propulsão, eixos cardan) com requisitos especiais.
		Partes do maquinário de compressores. Partes de maquinário agrícola. Componentes individuais de motores (diesel ou gasolina) para carros, caminhões e locomotivas. Motores-virabrequins de motores com seis ou mais cilindros sob condições especiais.
G 6,3	6,3	Partes ou máquinas de plantas de processamento. Engrenagens de turbinas principais marinhas (serviço mercante). Tambores centrífugos. Ventiladores. Rotores montados de turbinas de aviões a gás. Volantes. Bombas impelidoras. Máquinas-ferramenta e partes genéricas de maquinaria. Armaduras elétricas normais. Componentes individuais de motores sob condições especiais.
G 2,5	2,5	Turbinas a gás e vapor, incluindo turbinas principais marinhas (serviço mercante). Rotores de turbogeradores rígidos. Rotores. Turbocompressores. Tracionadores de máquinas-ferramenta. Armaduras elétricas médias e grandes com requisitos especiais. Armaduras elétricas pequenas. Bombas tracionadas por turbina.
G 1	1	Gravadores e motores de toca-discos. Motores de máquinas amoladoras. Armaduras elétricas pequenas com requisitos especiais.
G 0,4	0,4	Eixos, discos e armaduras de amoladores de precisão. Giroscópios.

FONTE: Adaptado de Coelho (2013, p. 8)

Em que e_{per} é o desbalanceamento residual permissível específico (entende-se por desbalanceamento residual específico aquele que independe da massa do rotor, i.e., por unidade de massa do rotor) em g.mm/kg, e ω é a velocidade angular em rad/s.

Para determinar o desbalanceamento residual permissível U_{per} de determinado rotor, basta agora multiplicar o desbalanceamento residual permissível específico pela massa do rotor em quilogramas. Sendo assim obtemos a equação (EQ 2.3.9).

$$U_{\text{per}} = e_{\text{per}} \times m_{\text{rotor}} \quad (\text{EQ 2.3.9})$$

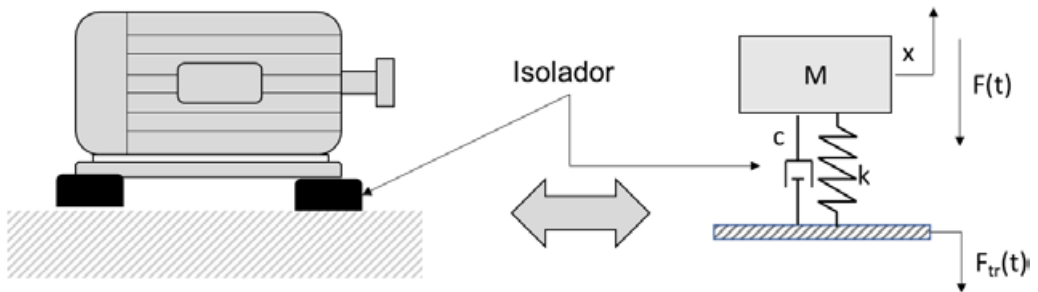
Portanto, a verificação de efetividade de balanceamento pode ser realizada a partir de medições de vibrações mecânicas para níveis dentro do desejado, ou valores de balanceamento, que podem utilizar, como referência ao Quadro 1.

3 MÉTODOS DE CONTROLE NA PROPAGAÇÃO

Para realizar um controle de vibrações na propagação das vibrações mecânicas, costuma-se utilizar do conceito de isolamento de vibrações, ou seja, obter uma impedância entre sistemas que impede a passagem de vibrações mecânicas na frequência de interesse.

O isolamento consiste em diminuir ou eliminar a passagem das vibrações provenientes da máquina. Para isso é necessário determinar as forças transmitidas pelos amortecedores e molas. Um exemplo de como um sistema mecânico pode ser simplificado em massa mola amortecedor é mostrado na Figura 41.

FIGURA 41 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE UM SISTEMA MASSA MOLA AMORTECEDOR



FONTE: O autor

Quando consideramos um regime permanente, temos as equações da força na mola e no amortecedor dados pelas equações (EQ 2.3.10) e (EQ 2.3.11).

$$F_{\text{mola}} = kx = kX_p \text{sen}(\omega t - \phi) \quad (\text{EQ 2.3.10})$$

$$F_{\text{amort}} = c\dot{x} = c\omega X_p \cos(\omega t - \phi) \quad (\text{EQ 2.3.11})$$

Pode ser observado também que, por conta da derivada do deslocamento periódico, as forças são ortogonais, portanto, a resultante das forças pode ser obtida a partir da equação (EQ 2.3.11).

$$|F_{tr}| = \sqrt{F_{mola}^2 + F_{amort}^2} = \sqrt{(kX_p)^2 + (c\omega X_p)^2} = kX_p \sqrt{1 + \left(\frac{c\omega}{k}\right)^2} \quad (\text{EQ 2.3.11})$$

Sabemos que são válidas as relações $r=\omega/\omega_n$; $c=2m\xi\omega_n$ e $k=m\omega_n^2$, podemos considerar que:

$$|F_{tr}| = kX_p \sqrt{1 + (2\xi r)^2} \quad (\text{EQ 2.3.12})$$

Consideremos a transmissibilidade como a razão entre a força da vibração de excitação e a força de excitação transmitida, dada pela equação (EQ 2.3.13).

$$T_R = \frac{|F_{tr}|}{|F_{exc}|} \quad (\text{EQ 2.3.13})$$

A amplitude da força de excitação pode ser calculada a partir da amplitude de vibração em regime permanente.

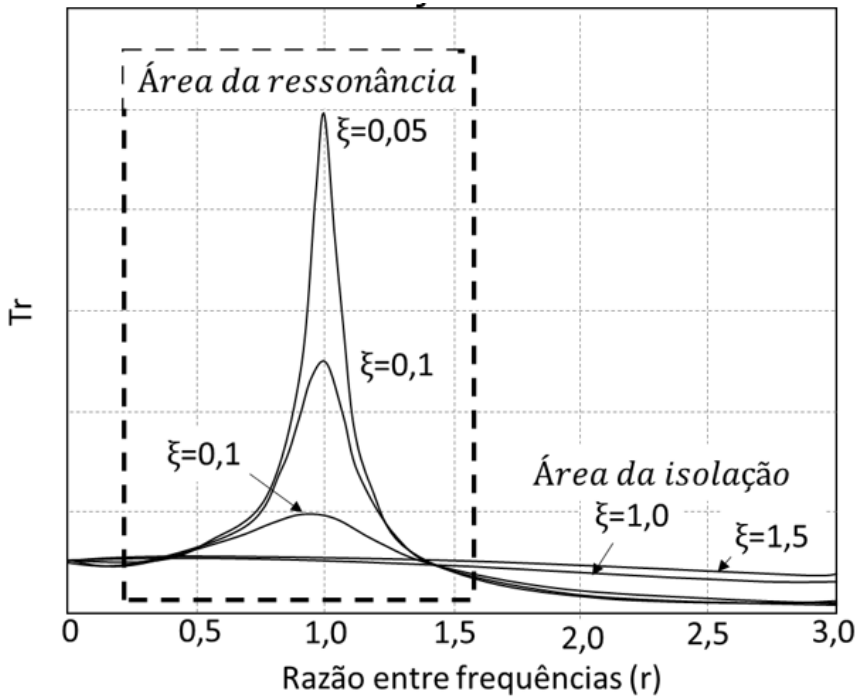
$$F = kX_p \sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2} \quad (\text{EQ 2.3.14})$$

Substituindo as equações podemos obter a equação da transmissibilidade absoluta.

$$T_R = \frac{\sqrt{1+(2\xi r)^2}}{\sqrt{(1-r^2)^2+(2\xi r)^2}} \quad (\text{EQ 2.3.15})$$

Podemos verificar que temos uma relação em que a transmissibilidade possui um ponto de aumento de seu valor e depois uma queda, dependendo do fator de amortecimento do sistema ξ . A Figura 42 mostra a transmissibilidade de um sistema mecânico de um grau de liberdade. Na figura estão marcadas várias curvas para um mesmo sistema com alteração apenas do coeficiente de amortecimento e duas áreas denominadas áreas de ressonância, onde o sistema alcança sua frequência natural e; área de isolamento, na qual o sistema tende a ficar quando se quer realizar o isolamento de vibrações mecânicas.

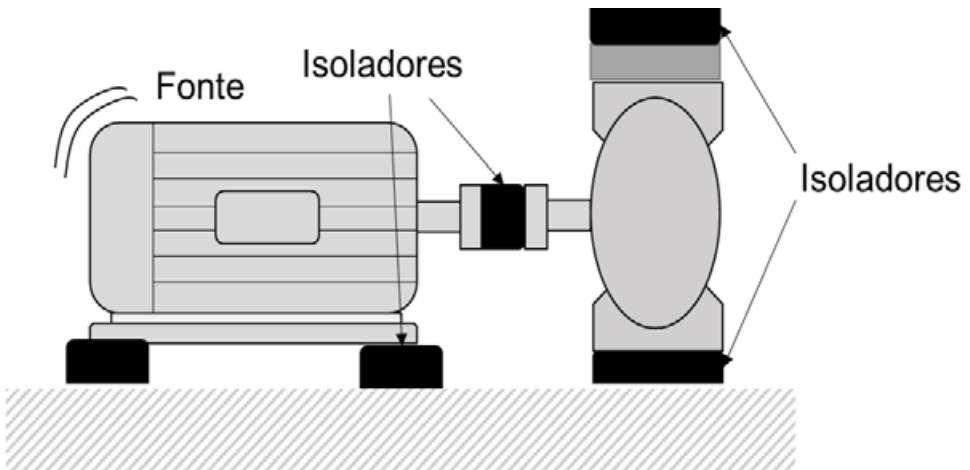
FIGURA 42 – RESPOSTA DA VARIAÇÃO DO COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO NA RELAÇÃO DA TRANSMISSIBILIDADE DE VIBRAÇÕES EM UM SISTEMA MECÂNICO



FONTE: Adaptado de Bistafa (2008)

O uso de materiais que possam operar na área de isolação realizando a atenuação da energia vibrante fazendo com que outros sistemas acoplados não recebam as vibrações indesejadas. A Figura 43 pode mostrar um exemplo de isolação dos elementos de um sistema motor bomba isolados para atenuar a vibração transmitida ao resto do sistema.

FIGURA 43 – EXEMPLO DO USO DE ISOLADORES DE VIBRAÇÃO PARA EVITAR A PROPAGAÇÃO DE ENERGIA VIBRATÓRIA PARA PARTES ACOPLADAS DE SISTEMAS MECÂNICOS



FONTE: O autor

4 MÉTODOS DE CONTROLE NA RECEPÇÃO

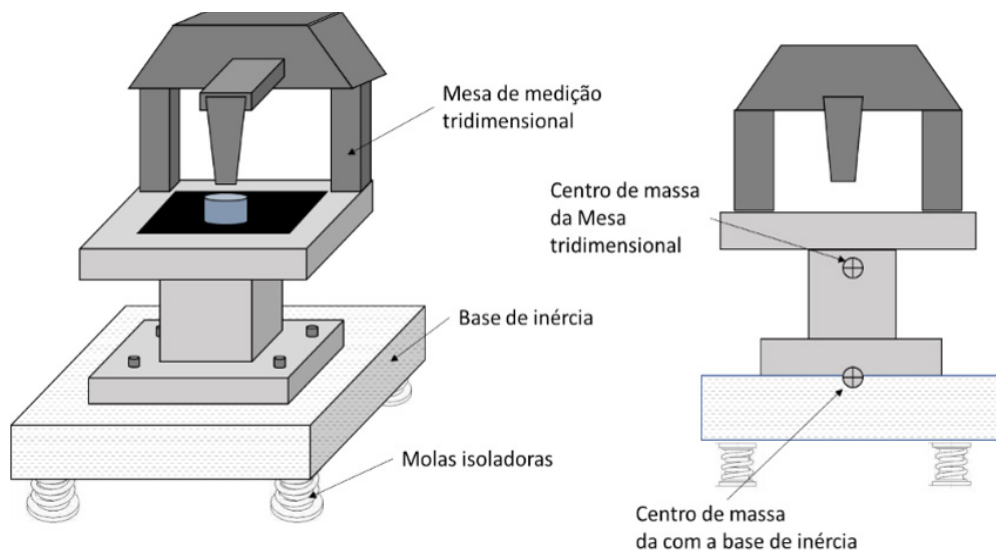
São normalmente considerados receptores de vibração os elementos que estão expostos a vibrações mecânicas e que podem sofrer alguma avaria ou dano quando submetidos a tais vibrações. Esses elementos são normalmente sensíveis a vibrações e devem ser protegidos para seu desempenho.

Um exemplo de um dispositivo que precisa ser isolado para não comprometer seu funcionamento é uma mesa de medição tridimensional. Normalmente utilizada em processos produtivos que necessitam de controle dimensional apurado e que precisam de um instrumento de medida no chão de fábrica.

Para que o exemplo dado (de uma mesa de medição tridimensional) possa ser utilizado em um ambiente passível de vibrações como um chão de fábrica, é necessária uma forma de isolamento de vibrações que permita o valor mínimo de especificação para que não ocorra interferência na medição. Para essa solução podemos utilizar uma base de inércia e isoladores.

A base de inércia é composta por uma massa, maior que a massa do dispositivo acoplado a ela, fazendo com o que o centro de massa se desloque e tenha uma alta impedância para a passagem de energia em forma de vibração mecânica. Um exemplo pode ser visto na Figura 44.

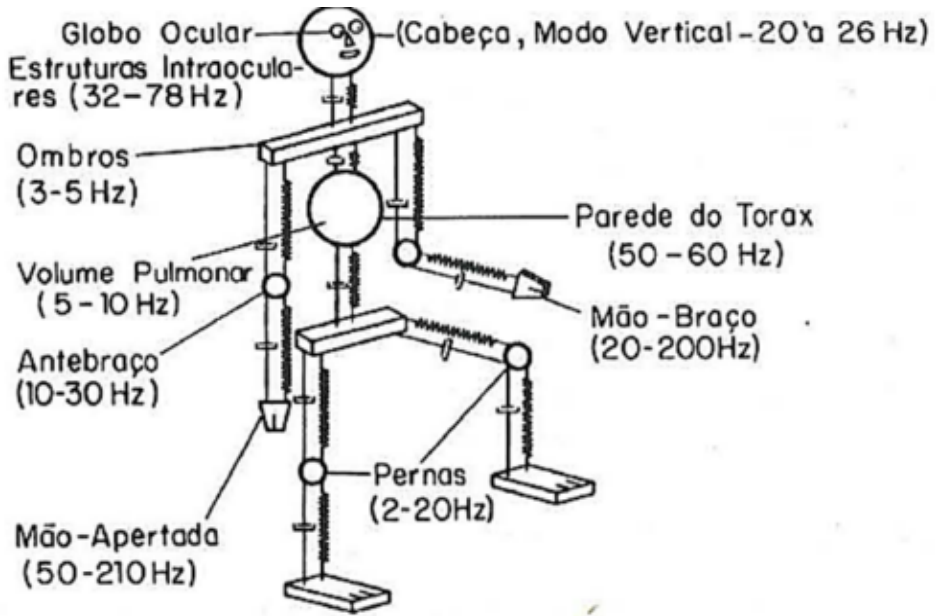
FIGURA 44 – MESA TRIDIMENSIONAL ISOLADA COM BASE DE INÉRCIA PARA NÃO SER INFLUENCIADA PELAS VIBRAÇÕES DO AMBIENTE



FONTE: O autor

Um outro tipo de elemento que pode sofrer com a vibração é o corpo humano que, laboralmente, pode sofrer com a exposição. O corpo humano pode ser considerado como um sistema mecânico complexo de múltiplos graus de liberdade. A Figura 45 mostra como o corpo humano pode ser considerado com relação a suas partes e as devidas ressonâncias.

FIGURA 45 – PARTES DO CORPO HUMANO E SUA REPRESENTAÇÃO COMO SISTEMA MECÂNICO



FONTE: Adaptado de Gerges (1992)

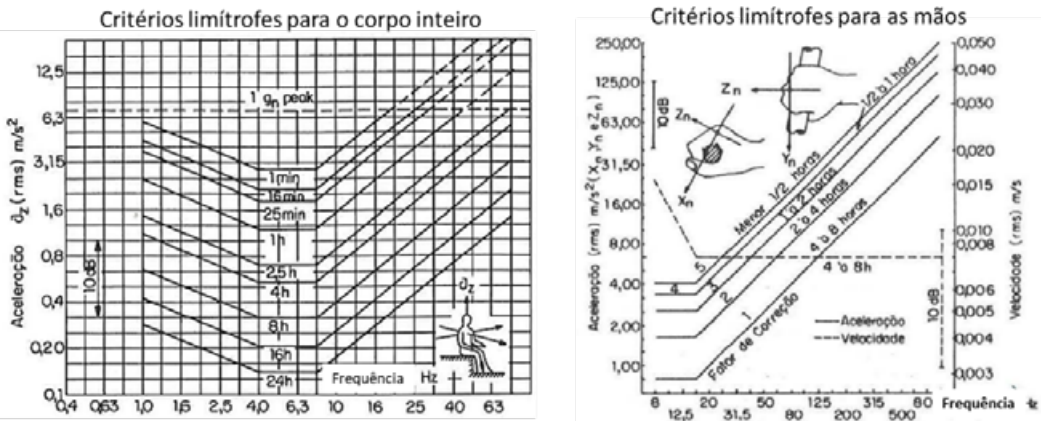
As vibrações são classificadas em dois tipos, segundo o local do corpo atingido:

- Vibrações transmitidas ao corpo inteiro: são aquelas transmitidas ao corpo inteiro e acabam implicando em riscos para a saúde e segurança do ser humano ocasionando em especial lombalgias e traumatismos da coluna vertebral.
- Vibrações transmitidas à mão-braço: são as vibrações transmitidas a mão e ao braço que implicam em problemas de perturbações vasculares, neurológicas ou musculares ou lesões osteoarticulares.

A normatização da exposição de vibrações criou níveis de conforto para a situação de exposição de vibrações mecânicas, tanto para as mãos como para o corpo inteiro.

Os níveis de atenuação dependem da forma com que o corpo responde à excitação de energias vibratórias. As curvas dependem da resposta como sistema mecânico de cada parte. A Figura 46 mostra os gráficos de limites de conforto para o corpo inteiro e para as mãos.

FIGURA 46 – CRITÉRIOS LIMÍTROFES PARA O CORPO INTEIRO E PARA AS MÃOS



FONTE: Adaptado de Gerges (1992)

LEITURA COMPLEMENTAR**REDUÇÃO DE VIBRAÇÃO EM UMA VIGA BI-APOIADA COM NEUTRALIZADOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES INSTALADO**

Roberto Canedo Rosa
Aparecido Carlos Gonçalves

A evolução tecnológica na engenharia civil permitiu a construção de estruturas mais leves e esbeltas e consequentemente um aumento na transmissão de vibrações. As oscilações excessivas nas construções civis podem ocasionar a fadiga dos elementos das estruturas, desconfortos acústicos, como também comprometer a saúde das mesmas. A ponte Millenium em Londres, Figura 1, sofreu com as vibrações excessivas logo após a inauguração. De acordo com Silva (2010) descobriu-se que a passagem constante de pessoas provocava um deslocamento de até 70 mm no meio vão central da ponte. As vibrações produzidas pela ação humana apresentavam frequências correspondentes, aproximadamente, ao primeiro modo de vibração da estrutura.



Figura 1
Ponte
Millenium
em Londres.
Fonte: SILVA,
2010.

Segundo Silva (2010) o problema da ponte Millenium em Londres foi resolvido com técnicas de controle passivo: absorvedores dinâmicos de vibração (ADV) e amortecedores viscosos. O caso ficou mundialmente conhecido e alertou a comunidade internacional de engenheiros e projetistas para o problema de vibrações em pontes.

Diante do efeito prejudicial das vibrações em estruturas, é essencial o seu controle. Para Marra (2007) o controle de vibrações é o conjunto de medidas que visam manter a resposta dinâmica de um sistema estrutural abaixo dos níveis máximos considerados permitidos.

Silva (2005) propõe três soluções para a redução dos níveis de vibração.

1. Atuar sobre a força de excitação, eliminando-a, reduzindo sua amplitude e/ou alterando a sua frequência;
2. Atuar sobre a estrutura, variando seus parâmetros dinâmicos (massa, rigidez e amortecimento);
3. Acoplar um sistema auxiliar ao sistema principal ou primário, procurando neutralizar a vibração e seus efeitos.

Fundamentação teórica

Neutralizador dinâmico de vibração

O neutralizador passivo massa-mola é adicionado ao sistema vibrante acrescentando um grau de liberdade. A adição do sistema-massa mola pode ser chamada de neutralizador, sistema secundário ou ainda sistema auxiliar. O valor da massa e da rigidez é selecionado de forma que a oscilação do sistema original seja mínima para a frequência de sintonia (INMAN, 1996).

Composto por massa e rigidez o NDV, Figura 2, deve ser construído observando o parâmetro de frequência natural da estrutura que se deseja atenuar a vibração. A sintonização entre as frequências (Estrutura-NDV) modifica a resposta do sistema, uma vez que a energia de vibração antes dissipada apenas pela estrutura passa a ser amenizada pelo NDV.

Segundo Den Hartog (1956), ao fixar o sistema secundário em um determinado ponto da estrutura principal onde se deseja eliminar a amplitude vibratória, gera-se forças de reação, redistribuindo a energia vibratória no espectro de frequência, alterando a função resposta em frequência (FRF) de forma tal que elimina a frequência natural original do sistema primário, e faz surgir duas novas frequências naturais em torno da frequência extinta. Desta maneira consegue-se neutralizar o efeito destrutivo da frequência de ressonância na estrutura, tornando o deslocamento nulo no ponto de maior amplitude. No Gráfico 1 é possível visualizar esse comportamento descrito.

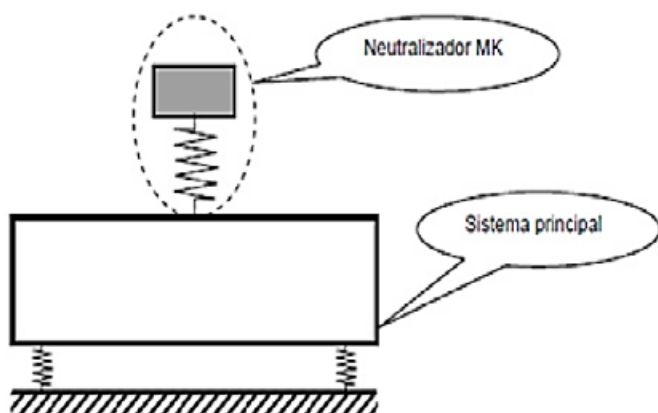
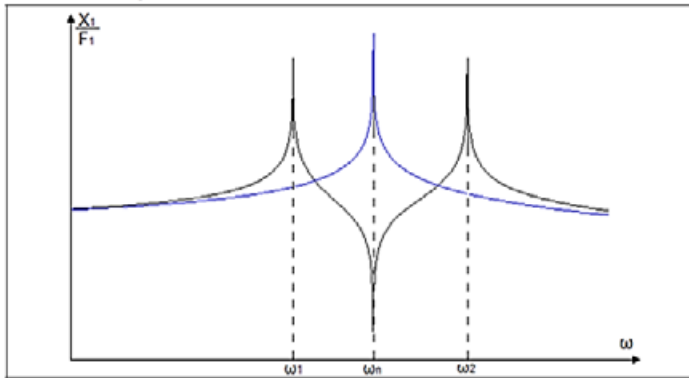


Figura 2
Neutralizador
dinâmico de
vibrações.
Fonte: SILVA,
2005.

GRÁFICO 1

Comparação gráfica da frequência de ressonância do sistema primário com e sem o neutralizador acoplado.



Fonte: BAVASTRI, 2011.

Materiais e metodologia

Um conjunto de molas com características distintas foram ensaiadas estaticamente a fim de obter suas constantes elásticas. As molas foram fixadas em sua extremidade superior em um painel de forças (Figura 4). Na extremidade inferior foram dispostas massas previamente aferidas com auxílio de uma balança de precisão. A partir de massas distintas foi possível traçar a curva (Força x Deslocamento) de cada mola e encontrar a constante elástica através do coeficiente de inclinação da mesma.



Figura 4
Ensaio estático das molas.
Fonte: O autor (2016).



Figura 5
Neutralizador dinâmico de vibrações construído.
Fonte: O autor (2016).

As prováveis constantes elásticas equivalentes do neutralizador dinâmico de vibrações (NDV) foram determinadas a partir das características de rigidez elástica das molas ensaiadas e da associação em paralelo.

O aço escolhido para a viga metálica foi o 1020 com seção quadrada de 1" de largura. Através das características do aço e a seleção do modo vibrar que se deseja controlar, é possível, através da Equação 8, calcular o comprimento ou a frequência natural da viga bi-apoiada. Por meio de uma análise modal experimental (AME) em um motor desbalanceado de 12 V, foram determinadas as frequências naturais de excitação do mesmo. Os sinais foram adquiridos através

do acelerômetro piezoelétrico tipo 4516 da Brüel & Kjær® com sensibilidade 10.04 mV/g e da placa de aquisição de sinais NI cDAQ-9171 da National Instruments® e interpretados como dados de entrada no software LabView.

Selecionada uma das frequências naturais o motor, foi possível determinar o comprimento da viga bi-apoiada assim como o tipo e a quantidade de molas necessárias para a construção do NDV. O NDV foi montado, Figura 5, e uma AME foi realizada a fim de garantir o valor da frequência natural calculada teoricamente. O mesmo procedimento foi realizado para garantir os valores obtidos da análise modal teórica para a viga metálica bi-apoiada.

Os dispositivos construídos foram adaptados e readequados de forma iterativa com o intuito de garantir melhores resultados.

Figura 6
Acoplamento
viga-motor-
neutralizador.
Fonte:
O autor
(2016)



Resultados

Na Tabela 1, é possível visualizar os resultados da rigidez de cada mola acoplada ao neutralizador dinâmico de vibrações, NDV, valores esses encontrados experimentalmente.

TABELA 1
Constante de rigidez elástica de cada mola do NDV

Mola	K (N/m)	Mola	K (N/m)
1	816,16	8	816,16
2	783,51	9	753,38
3	816,16	10	783,51
4	783,51	11	851,64
5	851,64	12	753,38
6	783,51	13	932,75
7	851,64	14	889,46

Através da constante elástica equivalente, obtida através da associação em paralelo das molas, e da frequência selecionada do motor foi possível construir o NDV com o valor da massa estimado pela Equação 2. Encontrou-se um valor de 288 g para a massa do neutralizador.

As molas foram conectadas ao elemento de massa do NDV e foi realizada uma AME do conjunto. O resultado da frequência de sintonia do neutralizador pode ser visualizado no Gráfico 3.

GRÁFICO 2

Frequência natural selecionada do motor.

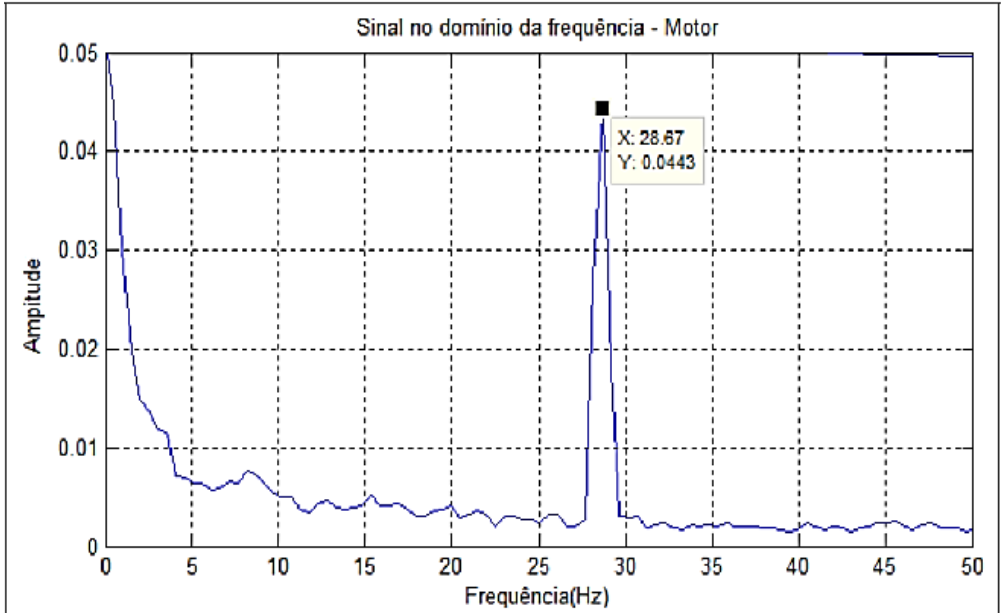
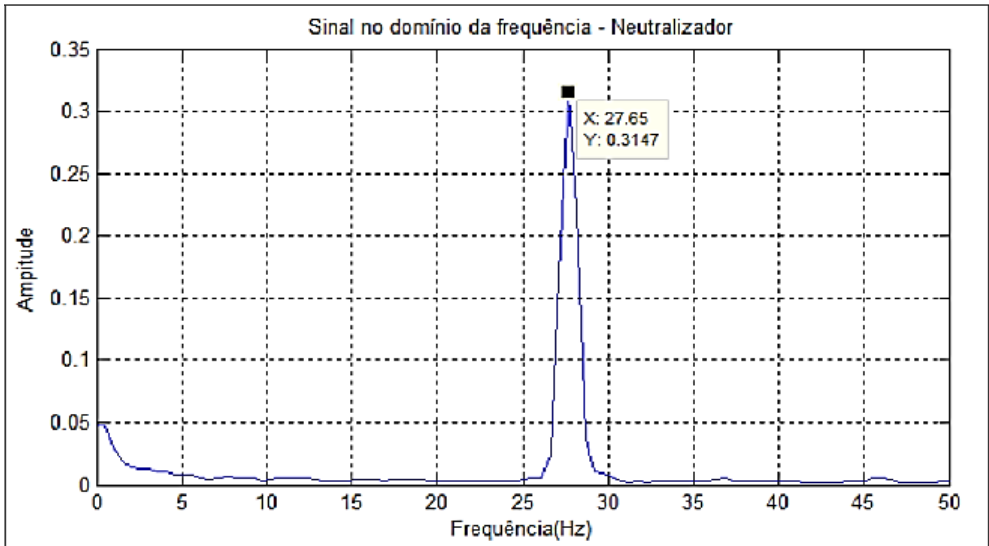


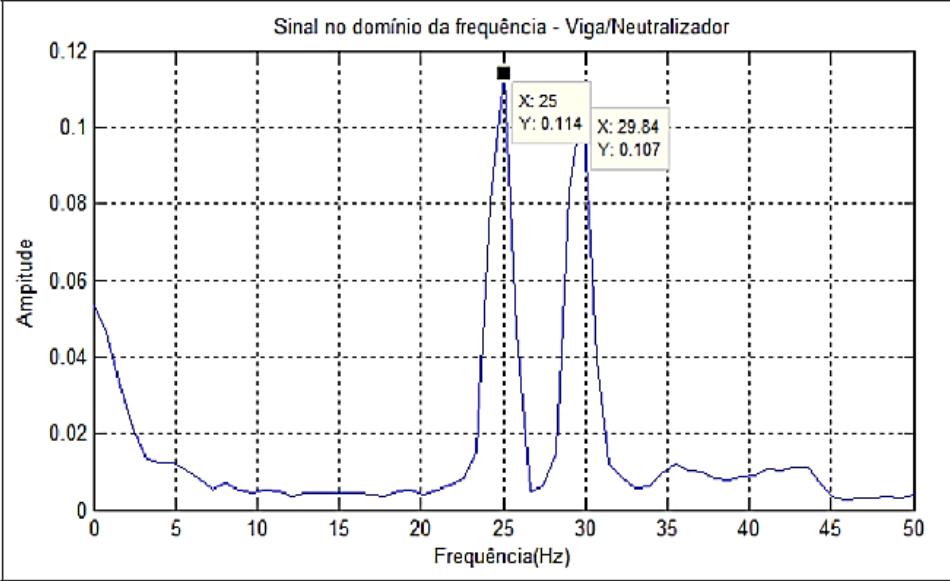
GRÁFICO 3

Frequência natural do neutralizador.



Foi realizado o acoplamento da viga e do NDV a fim de garantir a eficiência do dispositivo construído. Uma AME foi realizada do conjunto viga-neutralizador e o resultado do ensaio pode ser verificado no Gráfico 4.

GRÁFICO 4
Valores encontrados para a AME da viga acoplada ao neutralizador.



Conclusões

As frequências naturais de um motor e 12 V foram analisadas por meio de uma análise modal, sendo a primeira frequência de 28,67 Hz selecionada para a construção de um neutralizador dinâmico de vibrações (NDV) e uma viga metálica bi-apoiada. A partir da frequência do motor foi construído um dispositivo NDV com 14 molas em paralelo, uma massa de 288 g e frequência de sintonia de 27,65 Hz. A partir da frequência natural da viga que se desejava controlar e das características da barra metálica, aço 1.020 e 1" de seção quadrada, foi possível determinar o comprimento da viga analiticamente.

Para validar os valores da frequência de sintonia do NDV, assim como a frequência do primeiro modo de vibração da viga, foi realizada uma análise modal experimental (AME). A validação da redução de vibração na viga foi comprovada em uma análise modal do conjunto viga-motor-neutralizador acoplado.

Encontrou-se uma redução de 76,95% da vibração indesejada na viga metálica bi-apoiada. A partir dos resultados apresentados foi possível comprovar a eficiência do dispositivo NDV no controle de vibrações indesejáveis em estruturas metálicas, sendo uma alternativa, com resultados satisfatórios, para soluções em dinâmica de estruturas.

FONTE: ROSA, R. C.; GONÇALVES, A. C. Redução de vibração em uma viga bi-apoiada com neutralizador dinâmico de vibrações instalado. *Revista Tecnia*. v. 1, n. 1, p. 133-148, 2016. Disponível em: <https://revistas.ifg.edu.br/tecnica/article/view/72>. Acesso em: 1º abr. 2020.



RESUMO DO TÓPICO 4

Neste tópico, você aprendeu que:

- Boa parte dos problemas ocorridos devido a rotores desbalanceados podem ser resolvidos realizando o balanceamento dos mesmos tanto estática como dinamicamente de acordo com o plano a ser balanceado.
- O balanceamento de rotores tem uma norma (ISO 1940-1) que indica valores de qualidade de balanceamento dependendo do uso dos rotores.
- Métodos para controle de propagação de vibrações mecânicas baseado em materiais isolantes são projetados e utilizados para a isolação de vibrações mecânicas.
- O controle de vibrações mecânicas para atuação no receptor, não apenas em máquinas do sistema produtivo, mas também sobre o corpo humano com limites de salubridade estabelecidos por norma.



1 Considere as afirmações a respeito do desbalanceamento de rotores.

I - A correção do desbalanceamento de rotores é realizada em dois momentos distintos: na fabricação e na montagem.

II - Na realização da montagem das máquinas, o rotor, ao se conectar a diversos mecanismos, acaba sofrendo desalinhamento ou desbalanceamento.

III - O balanceamento de campo é preventivo e não tem as mesmas condições que o desbalanceamento em uma balanceadora, porém é suficiente para reduzir problemas que resultem em vibrações não desejadas.

Assinale a alternativa que indica quais afirmações estão CORRETAS:

- a) () I.
- b) () II.
- c) () III.
- d) () I e II.
- e) () II e III.

2 Assinale a alternativa CORRETA a respeito da isolamento da propagação de vibrações:

- a) () O isolamento pode ser dado pelo uso de materiais que possam operar na área de isolamento realizando a atenuação da energia vibrante fazendo com que outros sistemas acoplados não recebam as vibrações indesejadas.
- b) () A área de isolamento de um material depende da limitação de sua frequência de ressonância, sendo que a área de isolamento sempre será em frequências abaixo dessa.
- c) () Os materiais para o isolamento de vibrações mecânicas devem ser materiais visco elástico e devem sempre obedecer a Lei de Hook de rigidez mecânica de um material.
- d) () Os materiais usados para isolamento de vibrações mecânicas são materiais que não podem ser utilizados em acoplamentos de motores por serem muito maleáveis e serem impedidos de transmitir força.
- e) () O isolamento de vibração só é possível se o sistema mecânico não tiver contato nenhum com qualquer outro sistema mecânico.

3 Considere as afirmações a respeito de vibrações sobre o corpo humano.

I - O corpo humano pode ser considerado como um sistema mecânico complexo de múltiplos graus de liberdade.

II - O corpo humano, quando submetido a determinado grau de vibração mecânica, vibra por completo independentemente de onde foi originada a vibração.

III - A normatização da exposição de vibrações criou níveis de conforto para a situação de exposição de vibrações mecânicas, tanto para as mãos como para o corpo inteiro.

Das alternativas assinale qual apresenta os itens CORRETOS:

a) () I e III.

b) () II.

c) () III.

d) () I e II.

e) () II e III.

CONTROLE DE RUÍDO

OBJETIVOS DE APRENDIZAGEM

A partir do estudo desta unidade, você deverá ser capaz de:

- compreender a propagação sonora de acordo com o meio;
- conhecer as formas de captação e posicionamento para representação do campo acústico;
- aprender o funcionamento dos circuitos utilizados para a medição de ruído assim com as ponderações e ajustes necessários para representatividade de medições;
- compreender as soluções de redução de ruído nos variados casos.

PLANO DE ESTUDOS

Esta unidade está dividida em quatro tópicos. No decorrer da unidade você encontrará autoatividades com o objetivo de reforçar o conteúdo apresentado.

TÓPICO 1 – ONDAS DE PRESSÃO SONORA E PROPAGAÇÃO DO SOM ATRAVÉS DE DIFERENTES MEIOS

TÓPICO 2 – MEDIÇÃO DO NÍVEL DE RUÍDO

TÓPICO 3 – DIAGNÓSTICO DO RUÍDO

TÓPICO 4 – MÉTODOS DE CONTROLE E PREVENÇÃO DE RUÍDOS



Preparado para ampliar seus conhecimentos? Respire e vamos em frente! Procure um ambiente que facilite a concentração, assim absorverá melhor as informações.

ONDAS DE PRESSÃO SONORA E PROPAGAÇÃO DO SOM ATRAVÉS DE DIFERENTES MEIOS

1 INTRODUÇÃO

O som pode ser definido como uma perturbação mecânica que ocorre em um meio e que, ao se propagar, gera uma excitação em um determinado receptor. Quando as cordas de um instrumento como o violino são excitadas com um arco, surgem sons. Esses sons, quando harmônicos, podem dar uma sensação prazerosa e organizada no tempo.

Em alguns casos o som produzido pode não criar uma sensação de organização e prazer, mas uma sensação de distúrbio e desorganização. Esse tipo de som pode, na maioria das vezes, ser considerado um ruído.

O ruído parece perturbar as pessoas a partir do momento que se iniciou o adensamento populacional. A tolerância ao ruído não aumentou, porém, hoje em dia, podemos fazer mais para minimizar esse incômodo.

Na maioria das vezes, os ruídos geram diversos efeitos indesejáveis, como perda da audição, quando em níveis elevados; aumento da pressão arterial; incômodos e efeitos fisiológicos e psicológicos como, por exemplo: perturbação do sono, stress, tensão, queda do desempenho; interferência com a comunicação oral, que, por sua vez, provoca irritação.

O ruído também influencia a tomada de decisão do consumidor através do Selo Ruído, quando ele realiza a escolha de um produto mais silencioso.

Portanto, podemos considerar que a redução do ruído dependerá do principal objetivo, como deixar um ruído de fundo se sobressair ou diminuí-lo o suficiente para conforto ou inteligibilidade de uma informação. Pode-se, então, compreender que o objetivo é controlar o ruído para que ele se comporte e fique em níveis aceitáveis.

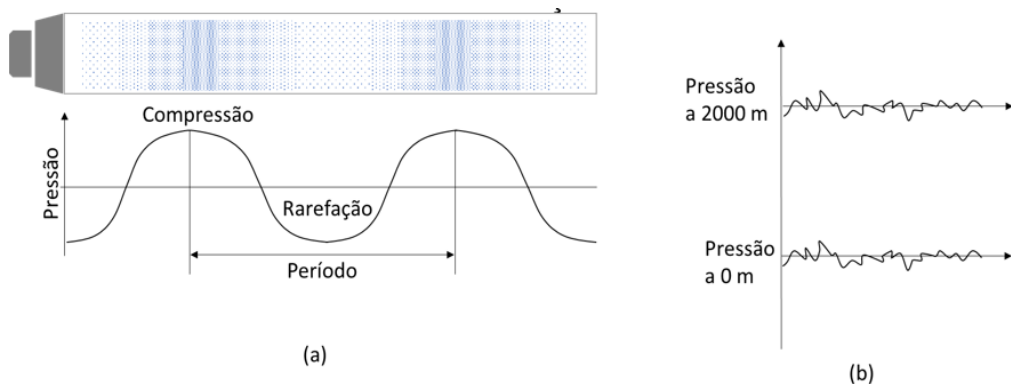
2 ONDAS SONORAS

A onda sonora é uma variação de pressão que ocorre de forma periódica e que propaga a energia sonora. Um pouco diferente do que acontece com a propagação de energia vibratória que, em sua maioria, ocorre em elementos sólidos, a onda sonora realiza a maioria de sua propagação em meios fluidos.

O principal meio fluido de propagação de ondas sonoras é o ar. Sabemos que o ar possui alteração de sua pressão dependendo da altitude em que ele se encontra, o fenômeno de variação da pressão sonora ocorre em torno da pressão atmosférica local. Dessa forma, o referencial de variação de pressão pode mudar, mas a variação será a mesma dando a mesma sensação da variação sonora.

Para compreendermos o fenômeno de propagação de uma onda sonora, imaginaremos um autofalante no extremo de um tubo com o mesmo diâmetro do autofalante. Quando ligada uma fonte tonal (de apenas uma frequência) teremos pontos em que haverá uma compressão do ar e outros pontos em que haverá a rarefação do ar. De forma periódica, como visto nos sinais de vibração mecânica, os tempos em que ocorrem uma rarefação, ou uma compressão, são constantes, dessa forma podemos definir uma onda sonora se propagando de forma linear. Esse tipo de propagação está esquematizado na Figura 1.

FIGURA 1 – ESQUEMA DE PROPAGAÇÃO DE ONDA SONORA LINEAR



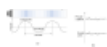
a) esquema de propagação de onda em um tubo; b) esquema de ajuste da pressão atmosférica local e variação da pressão sonora.

FONTE: O autor

A onda sonora, conforme definido anteriormente, se propaga através de um meio. Essa propagação é feita a uma determinada velocidade e ela varia de acordo com o meio.

Como exemplo, a velocidade do som no ar a uma temperatura de 20 °C é de aproximadamente 340 m/s (para os sons que se propagam na água, a velocidade é da ordem de 1.500 m/s).

Define-se comprimento de onda (λ) como a distância que corresponde a um ciclo de onda ou o comprimento de um período. Existe uma relação entre comprimento de onda e frequência, através da velocidade do som no meio, que é dada pela expressão (3.1.1).



(EQ 3.1.1)

Na qual:

λ = comprimento de onda (m);

f = frequência da onda (Hz);

c = a velocidade do som no meio de propagação (m/s); no ar seco é dada por:



θ = temperatura do ar seco (K).



O comprimento de onda em uma determinada frequência depende da velocidade com que as ondas sonoras se propagam no meio, como exemplo vamos considerar a propagação de uma frequência senoidal de 500 Hz.

Para um ar seco a 20 °C ($c=343,3$ m/s) o comprimento de onda seria de: $\lambda=343,3/500=0,6866$ ou 68,66 cm.

Vamos considerar uma propagação no meio água $c=1435$ m/s. $\lambda=1435/500=2,87$ m. Portanto um comprimento maior do que o encontrado no meio ar.

Mais informações a respeito do uso de materiais diferentes na propagação do som, podem ser acessadas no link: <https://www.sofisica.com.br/conteudos/Ondulatoria/Acustica/som.php>.

O som também é uma grandeza periódica e pode ser observada como uma função senoidal dada por amplitude, período e defasagem, como visto na equação (3.1.2).



(EQ 3.1.2)

Pode-se observar que a equação (3.1.2) descreve o ponto no espaço a partir da variável x fazendo com que a pressão sonora se apresenta uniforme a qualquer momento de t . Para este plano (x,t) a pressão sonora se encontra em fase o que significa que temos uma onda plana.

Em um grande percentual dos casos de propagação sonora, esta acontece em três dimensões. A melhor forma de representação dessa propagação é através de várias esferas concêntricas representando as frentes de onda. Essa representação pode ser vista na Figura 2.

FIGURA 2 – ESQUEMA DE PROPAGAÇÃO ESFÉRICA DE UMA FONTE SONORA PONTUAL.

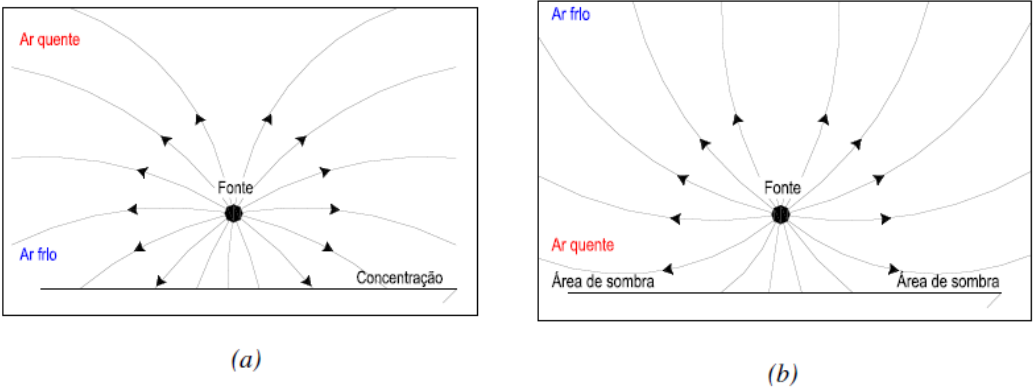


FONTE: O autor

Para propagações sonoras ao ar livre, não apenas a variação da temperatura atmosférica, mas também as inversões térmicas na atmosfera podem causar um certo desvio na propagação da onda sonora. A mudança de viscosidade do meio faz com que as ondas sonoras se propagem com uma velocidade maior num meio mais quente que num meio mais frio.

Estas mudanças de viscosidade acabam gerando regiões de sombra acústica que atenuam a energia irradiada pela propagação direta das ondas, como pode ser observado na Figura 3.

FIGURA 3 – VARIAÇÃO DA PROPAGAÇÃO SONORA EM RELAÇÃO À VARIAÇÃO DE TEMPERATURA

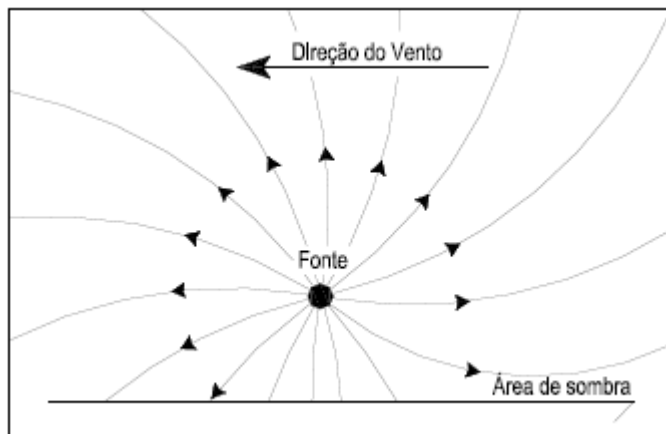


(a) aumento de temperatura com a altitude; (b) decréscimo de temperatura com a altitude.

FONTE: Adaptado de Brüel & Kjær (1978)

Além das mudanças de viscosidade, a movimentação do meio também influi na propagação das ondas sonoras, gerando regiões de sombras acústicas onde os níveis de ruído podem ser atenuados de até 10 dB. As variações na propagação do som com a movimentação do meio estão mostradas na Figura 4.

FIGURA 4 – VARIAÇÃO DA PROPAGAÇÃO SONORA EM RELAÇÃO A MOVIMENTAÇÃO DO AR (VENTO)



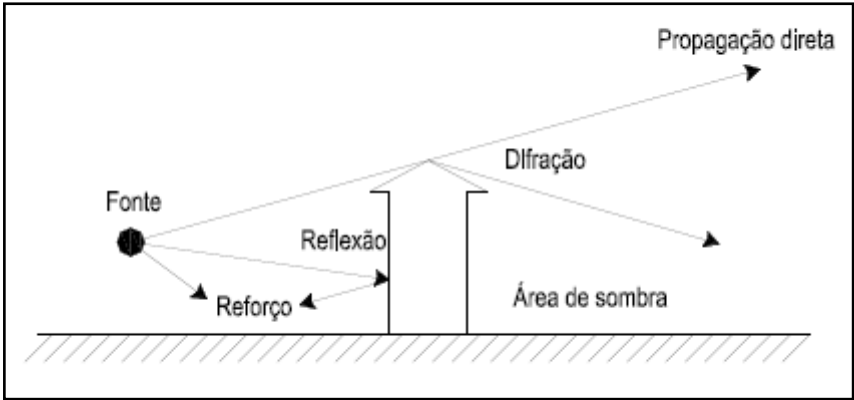
FONTE: Adaptado de Brüel & Kjær (1978)

Outro mecanismo que influencia na propagação da onda acústica ao ar livre é a atenuação devido à umidade relativa do ar. Este efeito é mais considerado para as altas frequências segundo Beranek (1992). Por exemplo, para condições atmosféricas em que a umidade relativa é de 70% e a temperatura ambiente é de 10 °C, o nível de pressão sonora pode ser atenuado de 5 dB em torno de 4000 Hz a uma distância de 250 m.

Na propagação sonora o Nível de Pressão Sonora tende a decrescer com o aumento da distância entre fonte sonora e receptor. Para a propagação sonora ao ar livre os objetos e relevo provocam interferências para a onda sonora refletindo ou difratando a onda sonora.

Os fenômenos de difração e reflexão atenuam ou reforçam os níveis de pressão sonora em determinados locais. Estes fenômenos podem influenciar positiva ou negativamente a propagação sonora dependendo da aplicação dada a eles. Como, por exemplo, a difração pode auxiliar na atenuação de ruídos indesejáveis como acontece na utilização de barreiras acústicas. A reflexão pode reforçar a propagação até os locais que a informação sonora é deficiente. Estes efeitos podem ser visualizados na Figura 5.

FIGURA 5 – ESQUEMA DE CONSTRUÇÕES COMO INTERFERÊNCIAS NA PROPAGAÇÃO AO AR LIVRE

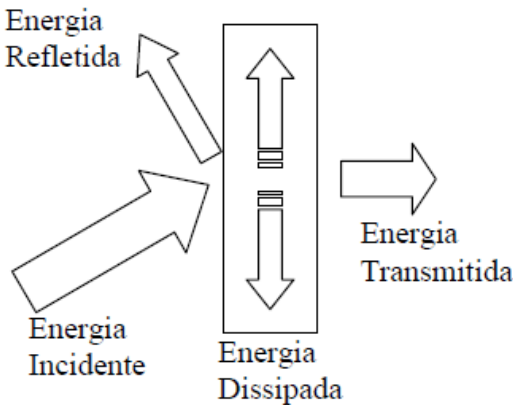


FONTE: O autor

A propagação sonora em ambientes fechados é caracterizada por reflexões, difrações e absorções em superfícies, móveis e outros elementos que interferem no caminho de propagação da onda sonora.

Quando uma onda de energia sonora atinge uma superfície, parte desta energia é dissipada pela superfície, parte é transmitida por ela e parte é refletida, como pode ser observado na Figura 6.

FIGURA 6 – ESQUEMA DA DISTRIBUIÇÃO DA ENERGIA DE UMA ONDA QUE ATINGE UMA SUPERFÍCIE

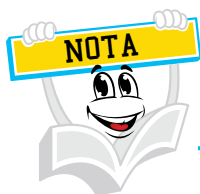


FONTE: O autor

A parcela de energia absorvida por um material pode ser representada pelo coeficiente de absorção sonora que é definido como a razão entre a energia absorvida e a energia incidente na superfície do material. A energia absorvida pode ser considerada, no caso de superfícies internas, como a energia que não é refletida pela superfície. A razão entre a energia transmitida e a energia que incide na superfície do material é representado pelo coeficiente de transmissão; este coeficiente é a base para determinar o grau de isolamento sonora de um material.

2.1 PROPAGAÇÃO DE ONDAS SONORAS: CARACTERÍSTICAS DAS FONTES SONORAS

Além da propagação da onda por um meio que altera a pressão existente neste meio, uma característica determinante da fonte sonora é a energia gerada por ela, que independe do meio de propagação. Para a quantificação da energia emitida pela fonte sonora pode-se adotar a potência sonora para realizar essa quantificação. A potência sonora da fonte não varia diante de condições adversas que influenciam o meio, como movimentação das partículas, temperatura e mudança de viscosidade.



Numa analogia ao chuveiro elétrico, a potência sonora de uma fonte de ruído corresponderia à potência elétrica de um chuveiro. Dependendo do fluxo de água que passa pela resistência do chuveiro elétrico, pode-se atingir uma temperatura maior ou menor na água. O chuveiro continua a consumir a mesma potência da rede elétrica, portanto, a energia transmitida ao meio é sempre a mesma. Nesta analogia, a temperatura da água corresponde à pressão sonora; a água corresponde ao meio de propagação sonora e a potência elétrica corresponde à potência sonora. As condições do meio, no caso a água, podem variar a medida da temperatura na água. Assim como as condições do meio de propagação de ondas sonoras influenciam na medição do nível de pressão sonora.

A potência sonora é proporcional à energia sonora irradiada num meio. Quando o fluxo de energia atravessa uma área, obtém-se a intensidade de energia sonora irradiada. A potência sonora pode ser determinada pela intensidade de energia sonora que flui por uma área decorrente da irradiação de uma fonte sonora de ruído e pode ser calculada pela equação (3.1.3).



(EQ 3.1.3)

Na qual:

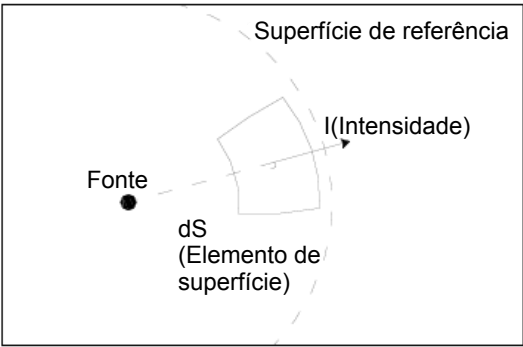
W = potência sonora (watts).

I = intensidade de energia sonora (watts/m²).

S = superfície em volta da fonte sonora (m²).

A intensidade sonora apresentada na equação (3.1.3) é representada por um vetor normal ao elemento de área de uma superfície de referência. Para cada esfera de propagação apresentada na Figura 2 pode-se imaginar essas esferas divididas em vários elementos de área. A Figura 7 mostra a representação vetorial da intensidade sonora conforme descrito.

FIGURA 7 – REPRESENTAÇÃO DA INTENSIDADE SONORA



FONTE: O autor

A intensidade de energia sonora e a área podem ser linearizadas analogamente à pressão sonora por variarem exponencialmente com a distância. A partir da equação (3.1.3) podemos obter uma formulação com fatores logarítmicos que resulta na equação (3.1.4).

Propagação direta

(EQ 3.1.4)

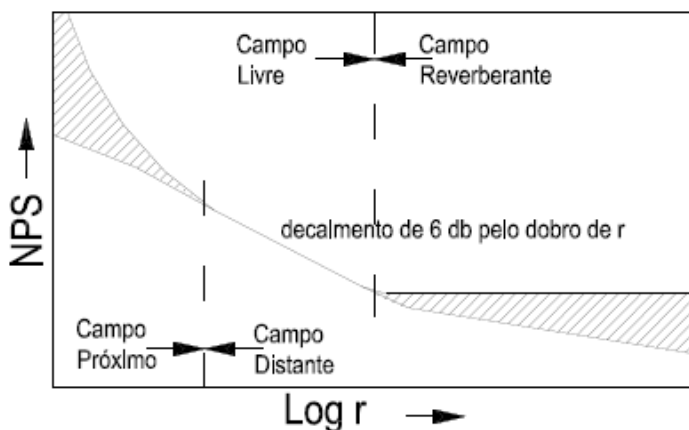
Na qual:

- L_w = nível de potência sonora em (dB (ref: 10^{-12} W)).
- I = intensidade sonora (W/m^2).
- I_0 = intensidade sonora de referência = 10^{-12} W/m^2 .
- S = área da superfície em que a intensidade passa.
- S_0 = área de referência = $1\ m^2$.

Quando uma fonte sonora emite energia para um meio, formam-se campos acústicos característicos que dependem da distância da fonte e das condições encontradas no meio. Se na propagação as ondas sonoras encontrarem algum obstáculo, elas vão refletir ou sofrer difração.

Essas ondas que sofrem interferências que podem alterar suas condições de propagação. Em alguns casos, a onda irradiada diretamente pode ser forte o bastante para não sofrer interferências de ondas que foram refletidas ou difratadas. Em outros casos, a onda irradiada prevalece como única sem criar onda refletida ou difratada.

Para esse raciocínio a respeito da propagação sonora, os campos acústicos que podem ser formados são: o campo próximo, o campo livre e o campo reverberante. Na Figura 8 é apresentada uma relação entre os campos acústicos e a distância da fonte sonora em que eles se formam.

FIGURA 8 – RELAÇÃO ENTRE OS CAMPOS ACÚSTICOS E A VARIAÇÃO DO NÍVEL DE PRESSÃO SONORA COM A DISTÂNCIA (r) NUM CAMPO SONORO

FONTE: O autor

O campo próximo, como o próprio nome diz, é o campo situado mais próximo à fonte de ruído. Neste campo o ar sofre uma turbulência que armazena parte da energia direta da fonte.

O campo livre é caracterizado pela energia irradiada diretamente da fonte sonora, nele a energia irradiada diretamente pela fonte é bem maior que a energia resultante de ondas refletidas. Portanto, não são consideradas interferências de ondas refletidas nas ondas irradiadas diretamente.

O campo reverberante é caracterizado pela interferência causada nas ondas irradiadas diretamente e pelas ondas que são refletidas em obstáculos ou, no caso de ambientes fechados, em paredes, chão e teto. Nesse tipo de campo, a densidade acústica é constante. Essa diferenciação de campo acústico influencia a propagação sonora e consequentemente a distribuição de energia sonora em um determinado meio ou ambiente.

A Equação (3.1.4) é utilizada para obter uma correlação entre o nível de potência sonora e o nível de pressão sonora em condições de campo livre, exceto quando a fonte é altamente diretiva. Para fontes altamente diretivas deve-se considerar os seguimentos de subáreas de medição do fluxo de energia diferentes entre si.

As partículas do ar, quando estão em movimento vibratório, deslocam-se a partir da posição de equilíbrio com uma velocidade chamada de velocidade das partículas. A partir desse conceito pode-se definir a impedância acústica específica (z) como sendo a razão entre a pressão sonora e a velocidade das partículas. A impedância acústica específica depende do meio de propagação e do tipo de onda presente (onda plana, esférica etc.). Para ondas planas e para ondas esféricas com simetria esférica, a impedância acústica específica é dada por $z = \rho c$, sendo ρc a impedância característica do meio de propagação. A quantidade ρc é mais relevante em acústica do que ρ e c individualmente.

A impedância acústica é um fator importante para a relação entre potência e pressão sonora quando a propagação sonora ocorre em um campo reverberante. A equação de correlação de potência e pressão sonora em campos reverberantes é a equação (3.1.5). Esta equação considera, entre outros aspectos, a impedância característica do ambiente.

Energia Refletida

(EQ 3.1.5)

Em que:

- L_W = nível de potência sonora (dB ref. 10^{-12} W).
- L_p = nível de pressão sonora médio no campo reverberante (dB ref. 2×10^{-5} N/m²).
- S = área da superfície de medição (m²).
- $S_0 = 1$ m².
- ρc = impedância característica do ar (respectivamente densidade e velocidade de propagação no meio) (Kg/m³ e m/s).

Exemplo: vamos considerar um moto gerador colocado do lado de fora de um galpão industrial, sabe-se que a potência sonora operando a plena potência é de 85 dB. Desconsiderando as perdas de propagação dados pelo vento e condições térmicas, qual seria a pressão sonora a uma distância de 18 m?

Solução: sabe-se que uma distância de 18 m significa que podemos considerar uma superfície esférica com um raio de 18 m, portanto, teríamos uma área de $4\pi r^2 = 4 \cdot \pi \cdot 18^2 = 4071,5$ m². Considerando a relação direta entre intensidade e pressão sonora.



O cálculo apresentado é uma condição simples para uma propagação em campo livre, caso seja necessário realizar cálculos mais elaborados a diretividade da fonte sonora é importante junto com a forma de propagação. Como no exemplo, se considerarmos o tipo de propagação teríamos uma propagação em campo livre sobre plano refletor (que seria dado pelo solo) o que diminuiria a atenuação do ruído pela distância.

Para algumas deduções de formulações, a fonte sonora geradora de ondas esféricas apresentada anteriormente é chamada de fonte pontual. Para a utilização desta em determinadas modelagens, supõe-se que a fonte sonora tem uma irradiação sonora do mesmo valor de potência sonora em todas as direções. O campo formado por essa fonte possui a característica de diminuir a 6dB a cada dobro da distância. O modelamento de muitas fontes de ruído as considera como fontes pontuais para facilitar o cálculo.

Outro tipo de fonte sonora utilizada para modelagem de fonte é a conhecida como fonte linear. Fonte linear é aquela que possui uma das dimensões muito maior que as outras, podendo ser considerada infinita nessa dimensão. Fontes sonoras que são modeladas como lineares podem ser exemplificadas como tubulações por onde escoam gases a altas velocidades, e vias de tráfego veicular, como rodovias de alta velocidade com elevada densidade de trânsito. Diferentemente da fonte pontual, o nível de pressão sonora da fonte linear cai 3 dB com o dobro da distância da fonte, pois o som espalha-se a partir da fonte linear com uma frente de onda cilíndrica.

Das formas de propagação sonora existe uma forma particular em que o nível de pressão não cai com a distância. Quando o som é confinado em um meio rígido da mesma dimensão transversal que a fonte. Como exemplo, quando um autofalante é conectado no extremo de um tubo rígido. Quando o comprimento de onda do som irradiado pelo alto-falante é muito maior que o diâmetro do tubo, a propagação sonora ao longo do tubo se dará na forma de ondas planas. Nesta situação, o nível de pressão sonora será uniforme em qualquer seção transversal e constante ao longo do tubo, não ocorrendo, portanto, queda do nível sonoro com a distância do alto-falante.



RESUMO DO TÓPICO 1

Neste tópico, você aprendeu que:

- A relação das ondas sonoras com a velocidade de propagação é importante para compreensão da distribuição de energia sonora em um meio de propagação.
- A propagação sonora depende também da potência sonora de uma fonte sonora e a frequência tem correlação direta com o comprimento de onda.
- A propagação sonora pode correlacionar uma potência sonora de uma determinada fonte e obter a pressão sonora em um determinado ponto no meio de propagação.
- A forma de propagação sonora é importante para auxiliar na modelagem de propagação de um som e compreensão das formas de predição de ruído.



1 Considere as afirmações a respeito do comprimento de onda de uma onda sonora.

- I- Quanto maior a frequência, menor é o comprimento de onda de uma onda propagada em um meio.
- II- A propagação de uma onda independe do meio de propagação.
- III- O comprimento de onda é o tempo em que uma onda demora para realizar um ciclo completo.

Está CORRETO o que se afirma em:

- a) ☐ I.
- b) ☐ II.
- c) ☐ III.
- d) ☐ I e III.
- e) ☐ I e II.

2 Assinale a alternativa CORRETA a respeito dos efeitos existentes nos obstáculos à propagação de ondas sonoras.

- a) ☐ O efeito de difração sonora ocorre quando uma onda atinge um obstáculo e retorna ao ponto inicial de propagação.
- b) ☐ A reflexão sonora tem como princípio, quando ocorre em superfícies, o coeficiente de absorção sonora.
- c) ☐ O coeficiente de transmissão sonora correlaciona a energia incidente com a energia transmitida por uma superfície.
- d) ☐ Se uma superfície possuir um alto grau de absorção sonora significa que não será transmitida energia por ela.
- e) ☐ Caso o coeficiente de reflexão for muito alto é obtido um fator de reflexão maior que 1.

3 Indique se as alternativas são verdadeiras (V) ou falsas (F).

- ☐ O campo sonoro próximo de uma fonte sonora possui um campo em que há armazenamento de energia.
- ☐ No campo reverberante a interferência da onda refletida sobre a onda propagada diretamente é considerável.
- ☐ A partir de medições de intensidade sonora é possível determinar a potência sonora de uma fonte de ruído.
- ☐ A impedância acústica é importante para obter os coeficientes de absorção e transmissão de uma superfície.

Das afirmações acima, é CORRETO assinalar:

- a) ☐ F; V; V; F.
- b) ☐ V; V; F; F.
- c) ☐ V; F; V; F.
- d) ☐ V; V; V; F.
- e) ☐ V; F; V; V.

MEDIÇÃO DO NÍVEL DE RUÍDO

1 INTRODUÇÃO

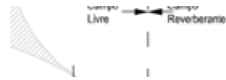
Já foi pré-introduzido em medições de vibrações mecânicas boa parte do assunto referente à medição de ruído. Veremos as grandezas que serão abordadas e como estas podem ser medidas e transformadas em informação elétrica. A informação do tipo de sinal a ser medido também guiará o tipo de medição a ser realizado, a principal diferença é que as medições de nível sonoro são realizadas para a determinação da pressão sonora, conforme visto no tópico anterior, a pressão sonora sofre com variações do meio, porém, compreenderemos como realizar medidas que possam ser validadas e consideradas representativas dos valores de pressão sonora em um determinado ponto de um ambiente.

Os pontos importantes para entender os sinais sonoros é que eles possuem boa parte da tratativa de sinais vibracionais, a principal diferença é que eles devem utilizar medições de pressão sonora para obter os dados necessários.

2 CONSIDERAÇÕES INICIAIS E ESCALA DE MEDIÇÃO

A abordagem realizada no tópico anterior, a respeito de medições de pressão sonora, é importante para correlacionar a grandeza física de variação de pressão com a sensação de som. Nossos ouvidos processam a partir do aparelho auditivo os sons existentes ao nosso redor a partir da variação da pressão sonora que movimenta os nossos tímpanos.

A sensação sonora dada aos nossos ouvidos é característica não linear, pois o ouvido humano percebe os estímulos sonoros em forma de variação de pressão. Esta percepção da variação de pressão acontece de forma logarítmica. A faixa da variação de pressão pode se estender desde um valor médio quadrático da ordem de 0,00002 Pa a um valor médio quadrático de pressão da ordem de 200 Pa. Para linearizar esta escala é realizada uma conversão logarítmica dos valores médios quadráticos de variação de pressão com referência à pressão mínima percebida pelo ouvido humano, no caso 0,00002 Pa. A conversão logarítmica destas variações de pressão sonora é denominada de Nível de Pressão Sonora e é caracterizado pelo decibel (dB). Conforme podemos considerar na equação (3.2.1).



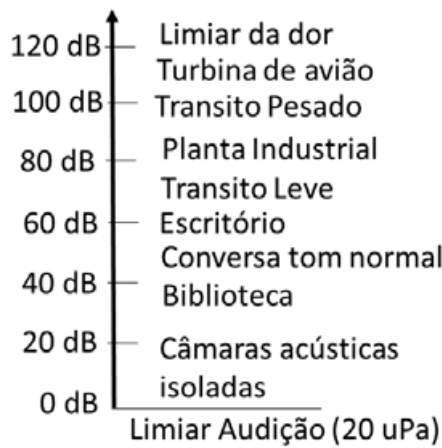
(EQ 3.2.1)

Na qual:

- L_p = nível de pressão sonora em dB.
- P_{rms} = média quadrática da pressão sonora em Pa.
- P_{ref} = pressão sonora de referência = 20 μ Pa.

Para uma ideia do Nível de Pressão Sonora de algumas situações e ambientes, a Figura 9 mostra uma escala genérica desses níveis.

FIGURA 9 – NÍVEIS DE PRESSÃO SONORA NA ESCALA EM dB

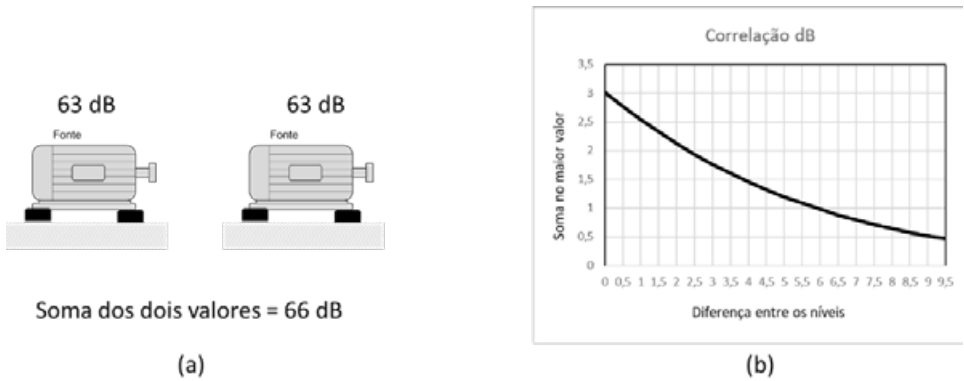


FONTE: O autor

Alguns procedimentos utilizados para realizarem a soma de níveis linearizados são úteis para realizar soma de níveis de pressão sonora e/ou potência sonora. Pode-se obter o valor total do nível em um determinado ponto do espaço, devido à contribuição de duas ou mais fontes sonoras, cada uma produzindo, nesse ponto, níveis de pressão sonora individuais. Nesse caso, o nível de pressão sonora total é dado pela soma energética dos níveis de pressão sonora individuais.

Os níveis de pressão sonora podem ser somados, porém, de forma logarítmica. Ao considerar a soma de dois níveis iguais temos uma soma de três unidades o que seria dez vezes o logaritmo de 2 (0,3). A Figura 10 mostra esquematicamente uma soma em dB e um gráfico que auxilia a realização da soma.

FIGURA 10 – SOMA EM dB



(a) somatório de duas fontes de ruído; (b) gráfico para auxiliar a realizar a soma em dB

FONTE: O autor

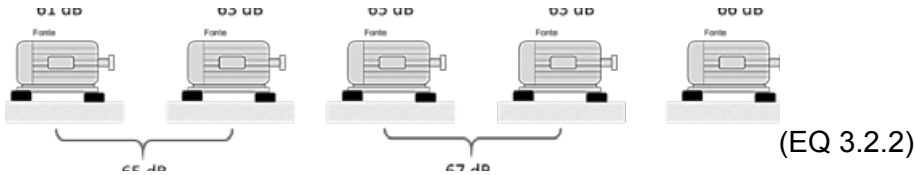
Podemos demonstrar o aumento de 3 dB de forma simples com o equacionamento a partir da equação (3.2.1). Considerando a soma de dois níveis sonoros:

120 dB | Limiar da dor
Turbina de avião

Por propriedade de logaritmos podemos escrever:



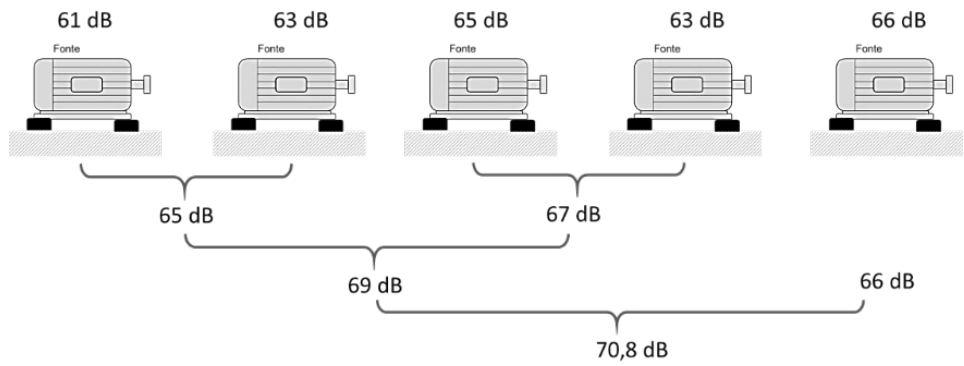
Considerando $P_{rms1}^2 = P_{rms2}^2$ podemos escrever:



Portanto, ao somar dois níveis de mesmo valor representa um aumento de 3dB.

É importante explicar essa conta de dois níveis, pois, se for necessário realizar o cálculo de mais de uma fonte em um mesmo local, o cálculo pode ser realizado obtendo os valores aos pares. Como mostrado na Figura 11.

FIGURA 11 – ESQUEMA MOSTRANDO COMO REALIZAR O CÁLCULO SOMANDO O NÍVEL SONORO DE MAIS FONTES SONORAS REALIZANDO A SOMA DUAS A DUAS



FONTE: O autor

Outra forma para a realização da soma de níveis sonoros seria a fórmula genérica para a soma em dB de valores dada pela equação:

Ícones de fontes sonoras e um gráfico de soma de níveis.

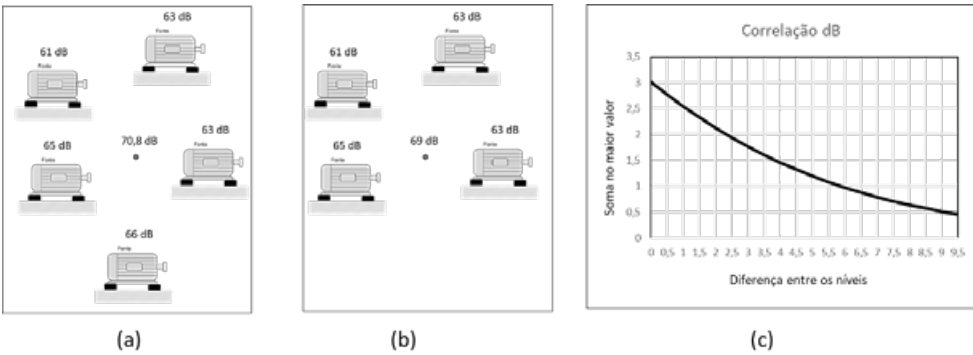
(EQ 3.2.3)

Exemplificando para a mesma situação da Figura 11:

$$NPS_{total} = 10.\log(10^{61/10} + 10^{63/10} + 10^{65/10} + 10^{63/10} + 10^{66/10}) = 70,8$$

Em alguns casos de avaliação de ruído é possível existir muitas fontes sonoras no mesmo ambiente e deseja-se obter a influência de apenas uma fonte. Para isso, pode-se subtrair o nível de ruído dessa fonte para determinar essa influência e o nível da máquina.

FIGURA 12 – DEMOSTRAÇÃO ESQUEMATICA DO CASO DE UMA SUBTRAÇÃO DE NÍVEIS



(a) primeira situação com todas as fontes de ruído; (b) segunda situação sem o valor de uma das fontes; (c) gráfico para auxílio nos cálculos de subtração de níveis.

FONTE: O autor

Observando o próprio exemplo dado na Figura 12 podemos considerar o valor total de 70,8 dB e, ao tirar a fonte de 66 dB, obtemos o valor de 69 dB.

Todo o procedimento de adição e subtração de níveis apresentados podem ser utilizados para os casos em que as fontes possuem seu funcionamento independente entre si e, conseqüentemente, geram ruído de forma independente.

3 FREQUÊNCIAS E PONDERAÇÃO

O ruído gerado por uma fonte possui características não apenas de intensidade, mas de frequência. Neste caso temos a possibilidade de distinção de sons considerados graves e agudos. Assim, costuma-se dizer que o som do violino é “alto” ou “agudo”, e o do violoncelo é “baixo” ou “grave”. A altura de um som depende da frequência. Para uma frequência alta, mais agudo será o som e para uma frequência baixa mais grave será o som. Para o caso de classificação podem ser considerados graves os sons de frequência inferior a 200 Hz; os médios situam-se entre 200 e 2.000 Hz; e os agudos, acima de 2.000 Hz.

Sons numa única frequência são chamados de tons puros; porém, a maioria dos sons produzidos, e comumente ouvidos, quase nunca são tons puros. Na realidade, os sons são quase sempre uma combinação de tons puros em diversas frequências. Como visto nas Unidades 1 e 2 para vibração, bem como o uso da transformada de Fourier.

Do conjunto de frequências que compõem um determinado som, a componente em frequência mais baixa é denominada frequência fundamental ou simplesmente fundamental, e os outros tons (no mesmo múltiplo da frequência principal) são denominados harmônicos da frequência denominada fundamental. É importante saber que, devido ao tipo principal de propagação sonora, por um fluido, o aparecimento de harmônicos é mais comum que em medições de vibração mecânica.

No caso do som temos uma peculiaridade a ser considerada: como a sensação sonora abrange uma faixa muito grande de frequências (de 20 Hz a 20000 Hz), é comum agrupá-las em bandas mais largas dependendo do tipo de análise a ser realizada.

O processo de filtragem tem como objetivo separar sinais indesejados. Em frequência, separam-se as componentes indesejáveis de um sinal manipulado. São amplamente utilizados para obter o valor medido em bandas de frequências. O filtro “passa” a energia sonora em determinada faixa de frequências, ao mesmo tempo em que “rejeita” a energia sonora em outras frequências. Os valores de banda de oitava e terço de oitava, anteriormente vistos, são obtidos a partir da filtragem de frequências para as frequências pré-definidas em bandas de oitava e terço.

Relembraremos os filtros passa faixa ou passa banda que vimos na parte de instrumentação de vibrações e veremos os tipos de filtro mais utilizados. A Figura 13 mostra como um sinal pode ser amostrado em filtros de oitava e terço de oitava.

FIGURA 13 – FILTROS UTILIZADOS EM ANÁLISE DE RUÍDO

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_n \end{bmatrix}$$

(a)

$$[c] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & \dots & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & \dots & 0 \\ 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & -c_{n-1} & c_{n-1} + c_n \end{bmatrix}$$

(b)

$$[k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & \dots & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & \dots & 0 \\ 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & -k_{n-1} & k_{n-1} + k_n \end{bmatrix}$$

(c)

$$\{f(t)\} = \begin{Bmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \\ \vdots \\ f_n(t) \end{Bmatrix} \quad \{x(t)\} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{Bmatrix}$$

(d)

FONTE: O autor

Bandas de oitava: são bandas de frequência que obedecem ao aumento do dobro de frequência de acordo com o aumento da frequência de análise. As bandas de oitava possuem como frequência central os valores: 31,5 Hz; 63 Hz; 125 Hz; 250 Hz; 500 Hz; 1000Hz; 2000Hz; 4000Hz; 8000Hz; 16000Hz.

As bandas apresentadas são os valores centrais das bandas, essas, por sua vez, são limitadas a partir do valor inferior e do valor superior da banda. A Tabela 1 mostra esses valores que limitam as bandas.

TABELA 1 – VALORES DE FREQUÊNCIA CENTRAL DE BANDAS DE OITAVA E FREQUENCIAS LIMITANTES

Inferior (Hz)	Central (Hz)	Superior (Hz)
22,4	31,5	45
45	63	90
90	125	180
180	250	355
355	500	710
710	1000	1400
1400	2000	2800
2800	4000	5600
5600	8000	11200
11200	16000	22400

FONTE: O autor

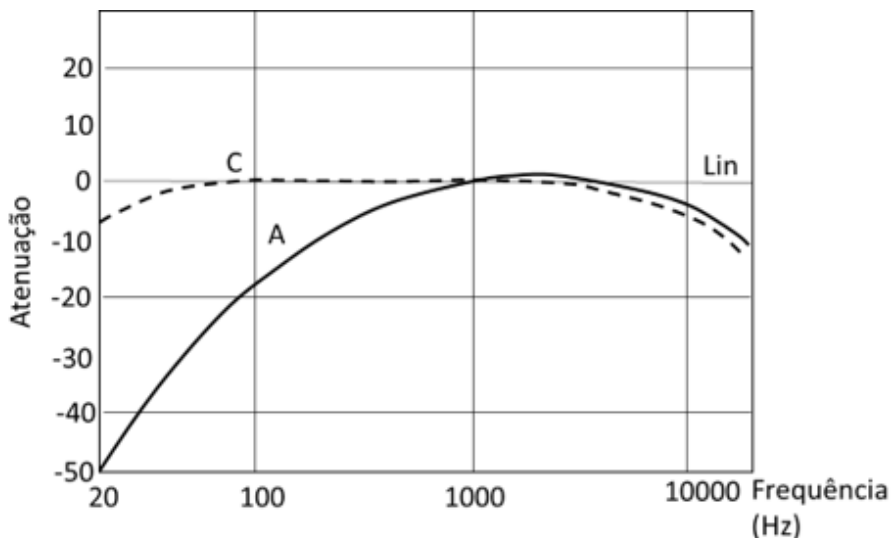
Bandas de terço de oitava: quando há a necessidade de observar comportamentos que necessitam de uma frequência mais estreita é comum o uso de bandas de terço de oitava. As bandas de terço de oitava são definidas a partir da divisão das bandas de oitava em mais três bandas de frequência. Essa divisão é possível a partir da possibilidade do ouvido humano de perceber tons alternadamente tocados, a percepção de que um tom foi alterado é próximo da divisão da oitava por três. As frequências centrais das bandas de terço de oitava são: 20 Hz; 25 Hz; 31,5 Hz; 40 Hz; 50 Hz; 63 Hz; 80 Hz; 100 Hz; 125 Hz; 160 Hz; 200 Hz; 250 Hz; 315 Hz; 400 Hz; 500 Hz; 630 Hz; 800 Hz; 1000 Hz; 1250 Hz; 1600 Hz; 2000 Hz; 2500 Hz; 3150 Hz; 4000 Hz; 5000 Hz; 6300 Hz; 8000 Hz; 10000 Hz; 12500 Hz; 16000 Hz; 20000 Hz.

As bandas de terço de oitava também têm seus valores limitantes, porém, o fato de maior interesse é saber os valores das frequências centrais de banda.

O circuito de medição de vibrações apresentado no capítulo anterior tinha em especial um módulo importante que era o módulo de ponderação. Para medições de ruído o módulo de ponderação é muito importante. Sabe-se que o ouvido humano possui uma resposta não linear na percepção da intensidade, essa não linearidade não ocorre apenas na intensidade, mas também na frequência. Ele naturalmente tem uma atenuação para baixas frequências e um reforço próximo a 3000 Hz (próximo a ressonância do canal auditivo)

As curvas de ponderação mais utilizadas são as curvas “A” e “C”. Outras curvas foram criadas para seguir a ponderação do ouvido humano que também se altera devido ao aumento de intensidade sobre ele. As curvas de ponderação são apresentadas no Gráfico 1.

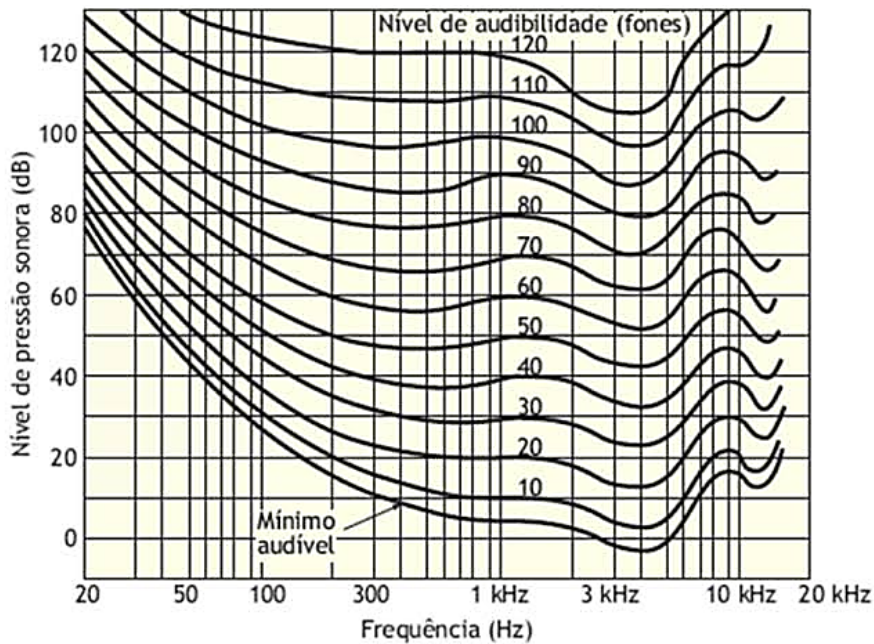
GRÁFICO 1 – CURVAS DE PONDERAÇÃO PARA MEDIÇÃO DE RUÍDO



FONTE: O autor

As curvas de ponderação são utilizadas para a verificação das componentes em frequência que podem influenciar a percepção sonora. E as curvas de ponderação possuem a tendência de compensar as diferenças em frequência das curvas isofônicas. As curvas isofônicas são curvas que definem a sensação sonora dada a uma certa frequência. O Gráfico 2 mostra um representativo das curvas isofônicas.

GRÁFICO 2 – CURVAS ISOFÔNICAS OU CURVAS DE MESMA SENSIBILIDADE SONORA



FONTE: <<http://portalacustica.info/wp-content/uploads/2019/06/aud.png>>. Acesso em: 2 abr. 2020.

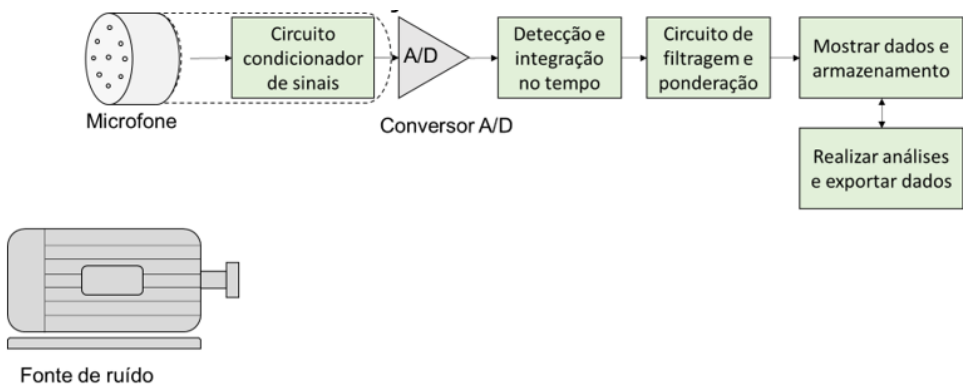
Nas curvas podemos verificar uma tendência a atenuação de baixas frequências, pois, para se obter uma mesma sensação sonora de 40 dB a 1000 Hz a uma frequência de 100 Hz, é necessário aumentar em 10 dB o Nível Sonoro. Se considerarmos a mesma sensação sonora para 50 Hz deve-se aumentar em 15 dB o Nível Sonoro.

Quando as medições utilizam uma curva de ponderação no processamento de sinais ou mesmo um filtro referente às curvas escolhidas, é comum indicar o nível a partir do tipo da curva entre parênteses, como exemplo 45 dB(A), ou 50 dB(C).

4 MEDIÇÃO DE RUÍDO

Adaptando o circuito de medição de vibrações podemos verificar alguns pontos importantes da mudança apontados na Figura 14.

FIGURA 14 – ESQUEMA DE MEDIÇÃO DE RUÍDO COM AS PRINCIPAIS ETAPAS



FONTE: O autor

O sensor utilizado para a medição é o microfone que transforma as vibrações mecânicas causada pelas ondas sonoras em variação de energia elétrica que pode ser variação de tensão ou de corrente.

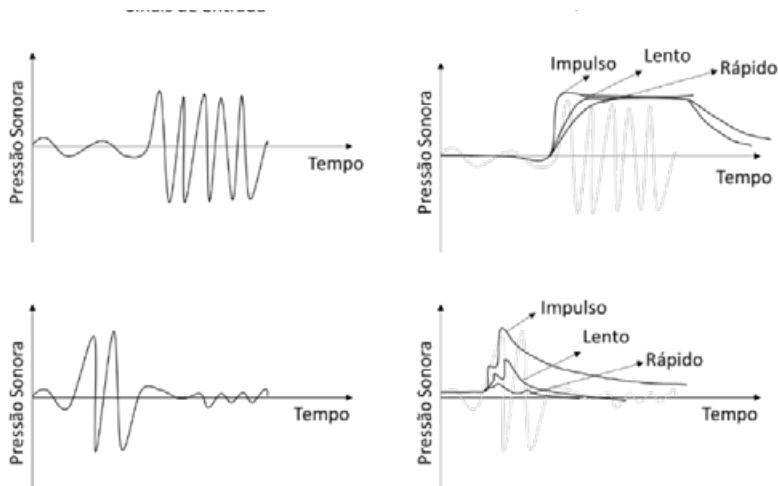
Os microfones podem ser apresentados de várias formas, sendo que a principal função deste elemento é a conversão de pressão sonora em sinal elétrico. Dentre os existentes, podemos destacar:

- **Microfone de carbono:** possui um diafragma que é uma peça em que as ondas sonoras incidem movimentando-o, este diafragma é conectado a uma câmara com carbono e seu movimento faz com que a resistência elétrica da câmara altere dessa forma altera-se a corrente elétrica obtendo assim o sinal elétrico. Devido à baixa qualidade do sinal, esse tipo de microfone não é mais utilizado.
- **Microfone dinâmico:** este microfone possui um diafragma que é conectado a uma bobina que imersa em um campo magnético provocado por um ímã permanente. A movimentação do diafragma movimenta a bobina e, assim, cria-se uma corrente elétrica induzida gerando o sinal elétrico. Os microfones dinâmicos são amplamente utilizados, sendo robustos, de baixo custo e de baixa distorção, com ampla faixa dinâmica e de resposta em frequência, porém sua sensibilidade varia em frequência mais do que os microfones de fita e de condensador.
- **Microfone piezelétrico:** cristais que apresentam o efeito piezelétrico geram tensões elétricas quando deformados, conforme visto para os acelerômetros, o microfone piezelétrico utiliza uma lâmina de material piezelétrico acoplada ao diafragma. Com a movimentação do diafragma alteram-se as tensões elétricas obtendo o sinal referente à movimentação do diafragma.
- **Microfone de Eletreto:** um material plástico, quando coberto por uma carga elétrica permanente, pode ser utilizado como um capacitor. A alteração da posição entre as placas formadas pelo diafragma e o material plástico formam um elemento capacitivo e a alteração de carga gera o sinal referente à variação de pressão sonora. Trata-se de um microfone de baixo custo, no entanto, é mais sensível a variações de temperatura, o que altera a constante dielétrica do eletreto e o dimensional do diafragma.

- **Microfone Condensador:** utiliza um elemento capacitor na geração do sinal elétrico, muito parecido com os microfones de eletreto. A diferença principal está no diafragma, que não é pré-polarizado, necessitando, portanto, de uma fonte de polarização, fornecida por uma fonte externa. Os microfones condensadores são os mais utilizados em medições acústicas. Sua resposta é plana numa ampla faixa de frequências, em função da carga do espaçamento entre as placas, sendo que o diafragma não apresenta ressonâncias que possam alterar a resposta em frequência. Esse microfone apresenta excelente resposta em altas frequências, os microfones condensadores são, entretanto, os de maior custo, além de necessitarem de polarização externa que é fornecida por um pré-amplificador.

Em alguns casos de medição o ruído tem uma forma de variação de pressão irregular, sendo necessário reduzir as flutuações da medição. Para reduzir tais flutuações, os medidores de nível sonoro incorporam o chamado ponderador temporal. As medições são obtidas a partir de duas constantes de tempo de resposta normalmente utilizadas: R (rápida) e L (lenta). Essas constantes são utilizadas de acordo com o tipo de medição a ser realizada e sinal a ser analisado. Esse circuito tem o mesmo funcionamento que o utilizado para medição de vibrações. A Figura 15 mostra o funcionamento dos circuitos de acordo com determinados sinais de entrada.

FIGURA 15 – SINAIS DE RESPOSTA A DETERMINADOS ESTÍMULOS DOS CIRCUITOS DE PONDERAÇÃO TEMPORAL

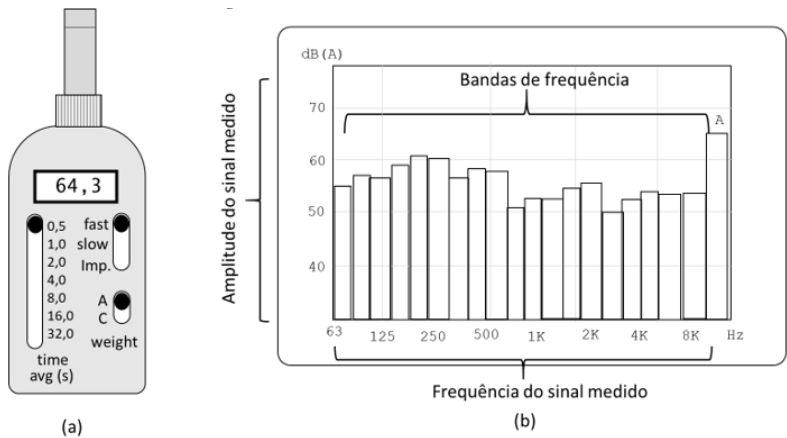


FONTE: Adaptado de Bistafa (2008)

Em alguns tipos de medição o valor máximo alcançado por um determinado comportamento. Alguns circuitos de medição podem detectar tal valor e realizar uma retenção do valor para que a leitura possa ser realizada com maior facilidade.

Os medidores de ruído, parecidos com os medidores de vibração, possuem controles e modelos que realizam as medições de nível global e, para medições de frequências, os medidores também são conhecidos como analisadores de ruído e apresentam as variações em frequência, em bandas de $1/N$ oitavas, dos níveis medidos. O desenho de medidores de nível global e de analisadores pode ser visto na Figura 16.

FIGURA 16 – ILUSTRAÇÃO DE MEDIDORES DE NÍVEIS DE RUÍDO

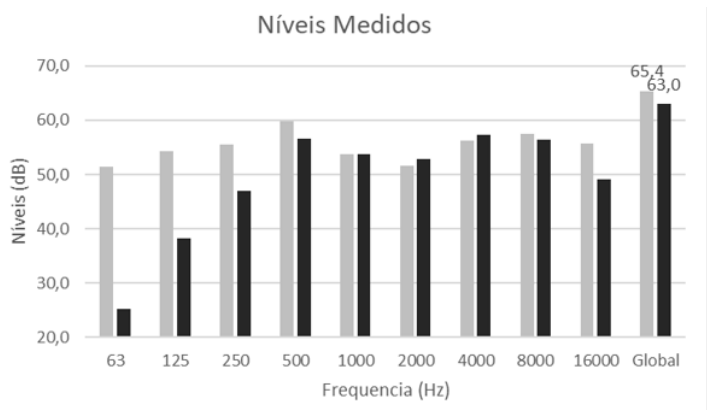


a) para medições de níveis globais; b) para medição em bandas de frequência com analisador de ruído.

FONTE: O autor

A medição mais elementar que qualquer medidor de nível é a do nível sonoro total em decibéis, essa medida é bem próxima da C-ponderada, um número único, representa a energia sonora contida na faixa de frequências que o medidor pode captar. Como a indicação é através de um único número não há como verificar o comportamento do ruído em frequência. A ponderação pode ser realizada para as bandas em 1/N de oitava. O Gráfico 3 mostra a ponderação em A e a diferença observada para um ruído medido.

GRÁFICO 3 – BANDAS DE RUÍDO EM OITAVAS (CINZA) E COM PONDERAÇÃO NA CURVA A (PRETO)

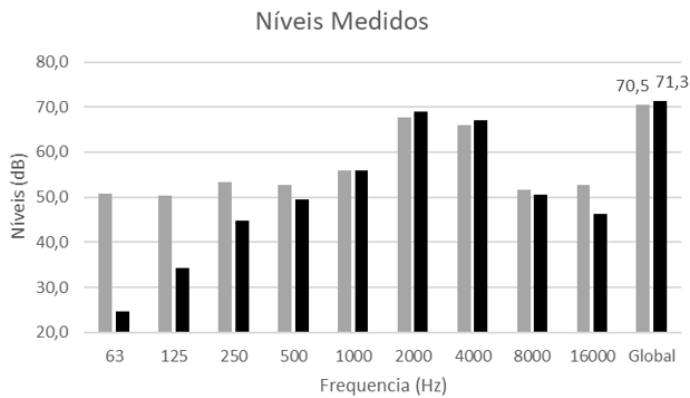


FONTE: O autor

Os níveis globais apresentados referem-se à diferença de 2,4 dB para o ruído sem ponderação e o ruído ponderado. Como há uma diminuição dos níveis nas bandas de baixa frequência existe a sensação de que o valor de ruído em banda ponderado sempre terá valores menores que o ruído não ponderado. Isso depende das componentes em frequência existentes no comportamento em frequência do ruído.

Podemos observar o caso de um tipo de ruído que possui o comportamento de ter maiores energia nas bandas mais sensíveis à curva de ponderação A. O Gráfico 4 mostra o caso de um ruído em que o nível global ponderado é maior que o nível sem ponderação.

GRÁFICO 4 – BANDAS DE RUÍDO EM OITAVAS (CINZA) E COM PONDERAÇÃO NA CURVA A (PRETO) (2)



FONTE: O autor

Nesse caso pode-se ver que o nível global se apresenta maior com a ponderação na curva A do que sem ponderação. Como comentado, isso ocorre pois o ruído possui mais energia nas bandas mais sensíveis da curva de ponderação A. Consequentemente, devido à proximidade com as curvas isofônicas de audibilidade, o ruído mostrado no Gráfico 2 possui uma tendência a ser mais incomodo para a sensação auditiva do que o do Gráfico 1.



RESUMO DO TÓPICO 2

Neste tópico, você aprendeu que:

- A escala de medição em níveis sonoros e decibéis, bem como formas de realizar soma e subtração em decibel, são importantes para a obtenção da forma de medição de ruído.
- O ruído apresenta um comportamento em frequências que podem ser ponderadas em curvas conhecidas como A, C e linear, dependendo do tipo de observação será realizado no ruído.
- O comportamento em frequência do ruído é apresentado em bandas de $1/N$ oitavas e a importância de aprender sobre os elementos existentes em um sistema de medição.
- Os circuitos de ponderação temporal são importantes para obter a resposta no tempo, dependendo do comportamento do sinal a ser medido e a importância de compreender o comportamento em frequência do mesmo sinal.



1 Considere as afirmações a respeito do de Nível de Pressão Sonora.

- I- A soma de dois níveis de pressão sonora iguais resulta em 3dB a mais do valor somado.
- II- A subtração de dois níveis de pressão sonora resulta no aumento do valor entre os dois níveis.
- III- Os níveis de pressão sonora podem ser somados utilizando gráficos específicos para tal tarefa.

Está CORRETO o que se afirma em:

- a) () I.
- b) () II.
- c) () III.
- d) () I e III.
- e) () I e II.

2 Assinale a alternativa CORRETA a respeito dos filtros de bandas de 1/N oitava.

- a) () Filtros de oitava representam um aumento da frequência da banda central em 1/3 da frequência adjacente.
- b) () Os filtros de oitava são filtros que impedem sinais em faixas de frequência dadas por uma frequência central.
- c) () Filtros em bandas de terço de oitava dividem uma banda de oitava em três faixas de frequência em larguras iguais.
- d) () Filtros em bandas de terço de oitava dividem uma banda de oitava em três faixas de frequência em larguras logaritmicamente proporcionais.
- e) () Filtros de ponderação são utilizados para corrigir os sinais antes de se realizar a medição de nível de pressão.

3 Indique se as alternativas são verdadeiras (V) ou falsas (F).

- () A diferença principal do microfone condensador está no diafragma, que não é pré-polarizado, necessitando, portanto, de uma fonte de polarização, fornecida por uma fonte externa.
- () As medições de ponderação no tempo são obtidas a partir de duas constantes de tempo de resposta normalmente utilizadas: R (rápida) e L (lenta). Essas constantes são utilizadas de acordo com o comportamento no tempo do sinal a ser analisado.
- () A medição mais elementar que qualquer medidor de nível é a do nível sonoro total em decibéis sem ponderação, essa medida é bem próxima da C-ponderada.
- () Os medidores de ruído, parecido com os medidores de vibração, possuem controles e modelos que realizam as medições de nível de frequência e, para medições de nível global, os medidores também são conhecidos como analisadores de ruído.

Das afirmações acima, é CORRETO assinalar:

- a) () F; V; V; F.
- b) () V; V; V; F.
- c) () V; F; V; F.
- d) () V; V; F; F.
- e) () V; F; V; V.

DIAGNÓSTICO DO RUÍDO

1 INTRODUÇÃO

Os níveis de pressão sonora são as medidas mais utilizadas para o ruído em um determinado local devido a sua proximidade com o mecanismo da audição humana. Para estimativas de níveis de pressão sonora, é preciso conhecer os níveis de potência sonora das fontes. Quando se deseja determinar o nível de pressão sonora gerado por um maquinário industrial, é importante saber a potência emitida por esse maquinário.

Fabricantes normalmente não disponibilizam dados de potência sonora de seus maquinários. A determinação da potência sonora de equipamentos requer ensaios, instrumentação e pessoal especializado. Normalmente, esses elementos são difíceis de se obter. Os fabricantes somente fornecem dados de potência sonora de seus produtos quando os consumidores e usuários solicitam, o que não ocorre com frequência devido ao desconhecimento por parte dos usuários.

Quando não há a possibilidade de se obter o valor de potência sonora podemos utilizar alguns métodos empíricos que podem estimar a potência sonora de algumas máquinas e equipamentos industriais.

Esses métodos serão apresentados como uma forma de conhecer o comportamento de uma determinada fonte e de utilizar esse método para previsão de pressão sonora em um determinado ambiente.

2 DIRETIVIDADE DE FONTES SONORAS

Quando o comprimento de onda gerado é bem maior que a dimensão da fonte, as ondas geradas são muito próximas ao formato esférico; quando o comprimento de onda possui um valor próximo da dimensão da fonte ou menor, a radiação sonora da fonte tende a ser direcional. Isso significa que, em altas frequências, nos pequenos comprimentos de onda, a fonte apresenta locais em que o som se propaga com maior intensidade que outros pontos.

Caso a fonte sonora não tenha nenhuma diferença de potência irradiada entre as direções considera-se uma fonte omnidirecional; caso a fonte apresente direcionalidade, trata-se de uma fonte direcional.

O formato das fontes sonoras é o principal motivo pelo qual as fases das frequências de onda se distanciam e, conseqüentemente, mudam o formato da propagação das frentes de onda perdendo então a omnidirecionalidade.

Considerando a situação de uma fonte sonora omnidirecional que propaga sua energia sonora em campo livre, longe de superfícies refletoras, a relação entre a potência sonora e a pressão sonora considerando uma distância “r” da fonte é dada pela equação (3.3.1)

Inferior | **Central** | Superior

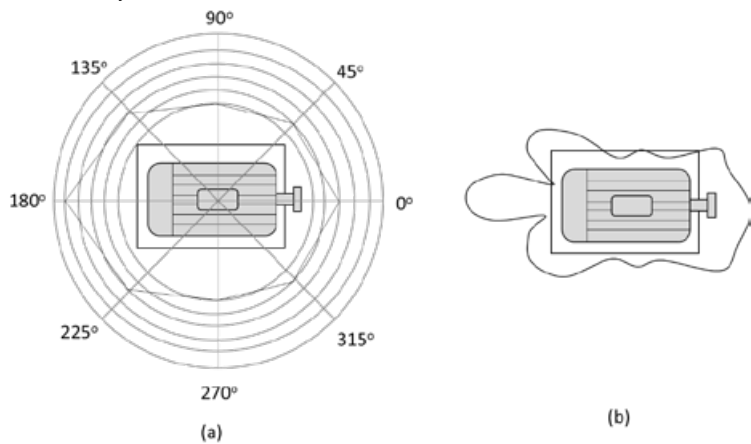
(EQ 3.3.1)

Em que:

- $L_{p\theta}$ é o nível de pressão sonora na direção θ ; em decibéis.
- L_{wd} é o nível de potência sonora da fonte direcional; em decibéis.
- $D_{I\theta}$ é o índice de diretividade da fonte na direção θ , em decibéis.

Para a situação de uma fonte sonora omnidirecional o índice de diretividade é 1 para qualquer θ . Quando a fonte direcional é considerada tem-se valores diferenciados para DI de acordo com a diretividade da fonte. A Figura 17 possui uma fonte sonora e sua correlação com o coeficiente de diretividade (17a) e a curva de propagação (17b).

FIGURA 17 – CORRELAÇÃO ENTRE COEFICIENTE DE DIRETIVIDADE DE UMA FONTE SONORA



(a) coeficiente de diretividade; (b) curva de propagação de energia sonora.

FONTE: O autor

O índice de diretividade pode ter curvas diferentes de acordo com a frequência da fonte. Ao realizar a estimativa de um nível de ruído em algum ponto de um ambiente, deve-se considerar também a frequência para maior assertividade na estimativa.

3 CARACTERÍSTICAS DAS FONTES SONORAS

Como descrito anteriormente, verificaremos alguns procedimentos para estimar o comportamento em ruído de uma fonte sonora. Consideraremos o procedimento dado pela ASHRAE — *American Society of Heating & Refrigeration Engineers* (1992). Serão consideradas algumas fontes, provavelmente as consideradas mais influentes nas plantas industriais. Outras fontes podem ser consultadas na referência em destaque.

3.1 VENTILADORES

Os ventiladores são componentes responsáveis por deslocar uma quantidade de ar quando necessário e são fontes com suas características de ruído definidas nos manuais de fabricantes. A potência sonora irradiada pela descarga e admissão de ar do ventilador pode ser estimada com razoável precisão com base nas informações das características do ventilador. Junto com essas características a equação (3.3.2) auxilia na determinação da potência sonora.

$$20 \left| \begin{array}{|c|c|c|c|} \hline & & & \\ \hline \end{array} \right. \quad (\text{EQ 3.3.2})$$

Em que:

C_F é a potência sonora específica.

Q é a vazão em volume, em m^3/s .

P é o incremento de pressão através do ventilador, em Pa.

E é a eficiência do ventilador, em porcentagem (quando desconhecida, adota-se $E = 99\%$).

O ventilador necessita de uma correção na potência sonora da banda de oitava na qual ocorre a frequência de passagem da pá ("*blade passing frequency*", BPF, como visto para desbalanceamento). Essa correção chama-se incremento de frequência da pá ("*blade frequency increment*", BFI). O BFI é aplicado à banda de oitava que contém a BPF, a qual é calculada por $BPF = n \text{ RPM}/60$, sendo **n** o número de pás do ventilador, e **RPM** o número de rotações por minuto da hélice.

A Tabela 2 mostra os níveis típicos para ventiladores industriais dependendo de sua utilização e do tipo de ventilador.

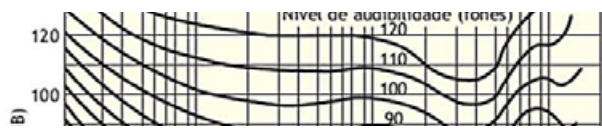
TABELA 2 – POTÊNCIA SONORA ESPECÍFICA DE VENTILADORES INDUSTRIAIS DE ACORDO COM O TIPO JUNTO COM O INCREMENTO PARA BPF

Tipo de ventilador			Frequência central da banda de oitava (Hz)								BFI
			63	125	250	500	1.000	2.000	4.000	8.000	
Centrífugo	Aerofólio e Limitload	Acima de 0,9 m	32	32	31	29	28	23	15	7	3
		Abaixo de 0,9 m	36	38	36	34	33	28	20	12	3
	Sirocco		47	43	39	33	28	25	23	20	2
	Radial	Acima de 1m	45	39	42	39	37	32	30	29	8
		Entre 0,5 e 1m	55	48	48	45	45	40	38	37	8
		Abaixo de 0,5 m	63	57	58	50	44	39	38	37	8
Axial	Com aletas fixas	Acima de 1m	39	36	38	39	37	34	32	22	6
		Abaixo de 1m	37	39	43	43	43	41	38	32	6
	Sem aletas	Acima de 1m	41	39	43	41	39	37	34	27	5
		Abaixo de 1m	40	41	47	46	44	43	37	35	5
	Hélice (torre de resfriamento) - Diâmetro da hélice.										
		Abaixo de 3,5 m	48	51	58	56	55	52	46	44	5
		Acima de 3,5 m	56	57	56	55	55	52	48	46	5

FONTE: Adaptado de Bistafa (2008)

Exemplo: para exemplificar melhor a utilização do método de estimativa de potência sonora, consideraremos um ventilador centrífugo tipo *limit load*, com diâmetro de 0,65 m, que fornece uma vazão média de 0,25 m³/s e um incremento de pressão de 125 Pa. O ventilador tem 28 pás, gira a 1.800 rpm e opera com eficiência de 95%.

Solução: iniciamos o cálculo com a equação (3.3.2).



Obtemos os valores de ventilador *limit load* da Tabela 2 para ventiladores abaixo de 0,9 m.

- 63Hz=36dB 125Hz=38dB 250Hz=36dB 500Hz=34dB 1000Hz=33dB 2000Hz=28dB 4000Hz=20dB 8000Hz=12dB.

Depois calculamos a frequência de passagem de pá:

$$BPF=28 \times 1800 / 60 = 840 \text{ Hz, ou seja, acrescenta-se 3dB na banda de 1000Hz.}$$

Ao final, podemos ter o valor estimado da potência sonora em bandas de oitava do ventilador especificado apresentado na Tabela 3.

TABELA 3 – VALORES DE POTÊNCIA EM OITAVA ESTIMADO PARA O VENTILADOR ESPECIFICADO NO EXEMPLO

Frequência(Hz)	63	125	250	500	1.000	2.000	4.000	8.000
Lw	36	38	36	34	36	28	20	12

FONTE: O autor

3.2 COMPRESSORES

Compressores de ar industriais são fontes de ruído muito comuns em plantas industriais. Eles se apresentam em vários tipos e tamanhos e observaremos os valores e métodos de estimativa de potência sonora de alguns casos genéricos. A energia da potência sonora destes equipamentos é concentrada em altas frequências nas bandas de 1000 a 4000 Hz.

Ao considerarmos o caso de compressores pequenos e médios, a pressão sonora deles podem ser classificadas de acordo com sua faixa de potência. A Tabela 4 mostra os valores considerados para compressores de pequeno e médio porte com a classificação de acordo com sua faixa de potência. Na maioria das situações, os valores obtidos a partir da Tabela 4 são conservativos, isto é, ligeiramente superestimados.

TABELA 4 – VALORES DE PRESSÃO SONORA PARA COMPRESSORES

Potência do compressor	31,5	63	125	250	500	1.000	2.000	4.000	8.000
Até 1,5 kW	82	81	81	80	83	86	86	84	81
de 2 a 6 kW	87	84	84	83	86	89	89	87	84
de 7 a 75 kW	92	87	87	86	89	92	92	90	87

FONTE: Adaptado de Bistafa (2008)

Os valores de pressão sonora a um metro de distância podem ser utilizados como referência quando consideramos que o fator de diretividade não influencia na forma de estimativa de pressão sonora, e pode-se utilizar uma estimativa na forma de descobrir a potência sonora da fonte e depois a pressão sonora em um determinado ponto.

Nas unidades refrigeradoras a principal fonte de ruído é o compressor, muitas vezes a consideração dessa fonte é necessária e importante, outras fontes possíveis, quando considerado um sistema de refrigeração são ventiladores, já vistos de uma forma geral anteriormente. A Tabela 5 mostra os níveis de pressão sonora para compressores centrífugos, compressores rotativos e compressores alternativos.

TABELA 5 – NÍVEIS DE PRESSÃO SONORA PARA COMPRESSORES CENTRÍFUGOS, COMPRESSORES ROTATIVOS, E COMPRESSORES ALTERNATIVOS

	Frequência central da banda de oitava (Hz)								
Alternativo	31,5	63	125	250	500	1.000	2.000	4.000	8.000
35 a 175 kW	79	83	84	85	86	84	82	78	72
175-625 kW	91	86	87	90	91	90	87	83	78
Rotativo									
350 a 1050 kW	70	76	80	92	89	85	80	75	73
Centrífugo									
abaixo de 1750 kW	92	93	94	95	91	91	97	80	---
acima de 1750 kW	92	93	94	95	93	98	98	93	87

FONTE: Adaptado de Bistafa (2008)

Os compressores são identificados na tabela anterior pelo tipo e capacidade de refrigeração. Os valores indicados também são superestimados podendo ser atenuados de acordo com os elementos existentes no ambiente industrial.

3.3 MOTORES ELÉTRICOS

Os motores elétricos, como citado anteriormente, são responsáveis por grande parte da força motriz existente na indústria. O nível de pressão sonora total a 1 m de pequenos motores elétricos pode ser estimado, sendo os motores totalmente enclausurados ou os motores com ventoinhas, através das equações 3.3.3 ou 3.3.4.

Para motores acima de 40 kW:



(EQ 3.3.3)

Para motores abaixo de 40 kW:



(EQ 3.3.4)

Sendo:

kW = a potência nominal do motor.
RPM = a rotação do motor.

Motores que possuem uma vedação de poeira e respingos de água podem ser considerados com uma atenuação de 5dB devido ao seu enclausuramento próprio.

Os níveis de pressão sonora em bandas de oitava poderão ser obtidos, para ambos os motores, aplicando-se, ao nível de pressão sonora total estimado com as equações (3.3.3) e (3.3.4), as correções são mostradas na Tabela 6.

TABELA 6 – NÍVEIS DE PRESSÃO SONORA PARA OBTER O NÍVEL DE PRESSÃO SONORA DAS BANDAS DE OITAVA

	Frequência central da banda central (Hz)								
	31,5	63	125	250	500	1.000	2.000	4.000	8.000
Motor com abertura de ventilação	-14	-14	-11	-9	-6	-6	-7	-12	-20
Motor a prova de respingos	-9	-9	-7	-7	-6	-9	-12	-18	-27

FONTE: Adaptado de Bistafa (2008)

Para motores elétricos de grande porte, motores com potência nominal na ordem de 750 a 4000 kW a potência sonora pode ser obtida pela Tabela 7 a partir da característica de sua rotação.

TABELA 7 – NÍVEIS DE POTÊNCIA SONORA DE MOTORES

	Frequência central da banda central (Hz)								
Rotação	31,5	63	125	250	500	1.000	2.000	4.000	8.000
1800 e 3600	94	96	98	98	98	98	98	95	88
1200	88	90	92	93	93	93	98	88	81
900	88	90	92	93	93	96	96	88	81
720 e abaixo	88	90	92	93	93	98	92	83	75
250 e 400 vertical	86	87	88	88	88	98	88	78	68

FONTE: Adaptado de Bistafa (2008)

Para motores de baixa rotação os níveis dados pela Tabela 7 podem ser considerados 5dB abaixo dos valores apresentados. Para motores de alta rotação os valores descritos podem ser acrescidos de até 15 dB.

É importante reiterar que os valores apresentados representam estimativas de valores obtidos por medições dos fabricantes, as características determinantes de cada tipo de motor podem alterar alguns valores em determinadas frequências devido a condições do meio em que os motores foram instalados.

3.4 GERADORES ELÉTRICOS

Para geradores elétricos podemos estimar o nível de potência sonora total irradiado em regime permanente pode ser dado pela equação 3.3.5.

Quando considerado o regime permanente deve-se lembrar que se trata de desconsiderar o ruído proveniente de partida ou outras situações que possam prover ruídos diferenciados.



((EQ 3.3.5))

Lembrando que: MW é a potência do gerador e RPM é a rotação do gerador.

Quando obtida a potência sonora do gerador de energia elétrica pode-se aplicar a correção para este em frequências obtendo a característica em frequência do gerador. Essa correção é apresentada no quadro a seguir.

TABELA 8 – NÍVEIS DE CORREÇÃO DE POTÊNCIA SONORA PARA GERADORES

Frequência de banda central de oitava	Correção
(Hz)	(dB)
31,5	-11
63	-8
125	-7
250	-7
500	-7
1.000	-9
2.000	-11
4.000	-14
8.000	-19

FONTE: Adaptado de Bistafa (2008)

Exemplo: consideraremos um gerados de 5MW funcionando a uma rotação de 1200 rpm. A partir da equação (3.3.5) pode-se obter:



Aplicamos então a correção em frequências obtendo os valores da Tabela 9:

TABELA 9 – RESULTADO DA APLICAÇÃO DE TÉCNICA DE ESTIMATIVA DE RUÍDO DE GERADORES ELÉTRICOS

	Frequência de banda central em oitava.								
	31,5	63	125	250	500	1.000	2.000	4.000	8.000
Correção	-11	-8	-7	-7	-7	-9	-11	-14	-19
Potência	64	67	68	68	68	66	64	61	56

FONTE: O autor

3.5 ELEMENTOS DE MÁQUINA

Elementos de máquina possuem fontes típicas de vibração que podem se transformar em fontes de ruído. A maioria dos problemas de ruído em elementos de máquinas se deve a choques e impactos causados por variações bruscas de aceleração e a deformações que ocorrem nestes elementos.

Uma técnica para detectar se um ruído é proveniente de uma fonte de vibração é associar as relações de fase entre os picos impulsivos de pressão sonora aos choques que ocorrem com o funcionamento dos elementos.

Um exemplo pode ser a determinação dos choques de um mecanismo de cames e sua contribuição relativa na vibração de seus mancais e consequente ruído proveniente desse sistema. Caso os picos impulsivos ocorram nas esperadas posições angulares de ação do came, pode-se concluir que a principal excitação dos mancais se deve às forças geradas pelo mecanismo de came. Essa técnica é muito útil para redução de ruído automotivo proveniente de ajuste do comendo de válvulas.

Outros elementos de ação de translado podem ser correlacionados com o ruído gerado de acordo com os tempos de translado e fases das vibrações e alterações de velocidade e aceleração comuns a operação destes elementos e detectáveis por meio do estudo de seu funcionamento.



RESUMO DO TÓPICO 3

Neste tópico, você aprendeu que:

- A potência sonora de fontes de ruído é um valor que independe do meio em que a fonte de ruído está imersa.
- A diretividade da fonte de ruído é muito importante para a estimativa de pressão sonora dentro de um ambiente.
- Técnicas de estimativa auxiliam a compreender a propagação e o que interfere na geração de potência sonora de uma fonte de ruído.



1 Assinale a alternativa CORRETA a respeito da diretividade de fontes sonoras.

- a) () A diretividade pode ser considerada 1 quando toda a energia sonora é irradiada em todas as direções.
- b) () A diretividade não pode ser observada em mais de uma direção da fonte de potência sonora.
- c) () A diretividade pode ser ignorada quando observada a irradiação em uma distância acima do inverso da frequência do ruído.
- d) () Fontes omnidirecionais são fontes que apresentam grande direcionalidade em vários ângulos.
- e) () Quando o comprimento de onda gerado é bem menor que a dimensão da fonte, as ondas geradas são muito próximas ao formato esférico.

2 Considere as afirmações a respeito da fonte ventilador industrial.

- I- A principal fonte de ruído é o motor que faz a hélice funcionar.
- II- Deve-se determinar a PBF (*Pass Blade Frequency*) para adicionar 3dB quando realizada a predição de ruído.
- III- A predição de potência sonora depende da rotação e do tipo de ventilador.

Está CORRETO o que se afirma em:

- a) () I.
- b) () II.
- c) () III.
- d) () I e III.
- e) () I e II.

3 Indique se as alternativas são verdadeiras (V) ou falsas (F).

- () Compressores possuem uma concentração de energia em bandas de alta frequências com uma dependência de sua rotação.
- () Motores com isolamento próprio precisam de uma correção para aumentar os valores de vibração comparados aos motores de carcaça comum.
- () O ruído de geradores elétricos independe da potência de geração dependendo apenas de sua rotação.
- () Valores de pressão sonora não podem ser utilizados para a realização da predição de ruído.

Das afirmações anteriores, é CORRETO assinalar respectivamente:

- a) () F; V; V; F.
- b) () V; V; V; F.
- c) () V; F; V; F.
- d) () V; F; F; F.
- e) () V; F; V; V.

MÉTODOS DE CONTROLE E PREVENÇÃO DE RUÍDOS

1 INTRODUÇÃO

O problema do ruído normalmente é analisado com base em três fatores principais: a fonte, o meio e o receptor. Grande parte dos trabalhos realizados sobre controle de ruído tem como enfoque a contenção do ruído emitido através de enclausuramento; ou por uma inserção de barreira no caminho percorrido pela onda sonora; ou por intermédio de equipamentos de proteção para o receptor.

A fonte de ruído é o elemento que possui energia suficiente para produzir uma frente de onda com energia acústica suficiente para se propagar em um determinado meio.

O meio de propagação pode ser o meio material pelo qual a energia acústica se propaga. Essa propagação depende da impedância da conexão entre os meios, quanto menor, mais fácil a propagação por aquele meio.

O receptor é o elemento que recebe o ruído. Quando o ruído atinge um receptor, na maioria das vezes, é o ser humano. O ser humano compreende o ruído incidente como incômodo e de certa forma esse ruído é considerado incômodo.

2 MÉTODOS DE CONTROLE NA FONTE DE RUÍDO

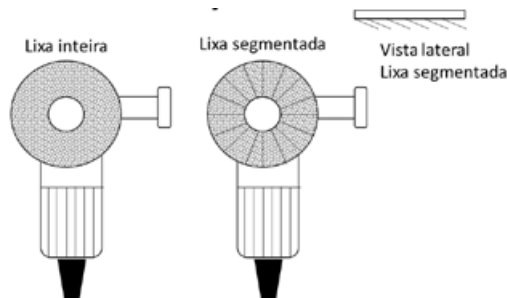
O controle de ruído na fonte sonora normalmente é o mais eficaz, pois trata diretamente da raiz do problema resolvendo qualquer problema que o efeito dessa fonte possa causar.

Em máquinas girantes o ruído pode ser originado de desbalanceamento de rotores. Manter rotores balanceados é fundamental para redução de ruído de máquinas girantes. Métodos de balanceamento já foram abordados em solução de problemas de vibração e podem ser considerados para o problema de ruído proveniente de desbalanceamento.

Para as máquinas girantes a velocidade de rotação também é uma fonte de ruído, é comum em projetos preocupados com o ruído trabalhar com rotações menores. Um exemplo é o uso de ventiladores com muitas pás, com mais pás aumenta-se a eficiência de movimentação de ar podendo-se reduzir a velocidade do motor e, conseqüentemente, reduzir o ruído.

Elementos em máquinas que possuem uma natureza ruidosa podem ser alterados para diminuir esse ruído, como, por exemplo, uma lixadeira em que, ao invés de utilizar uma lixa única aumentando sua área de contato e consequentemente o ruído, ela pode utilizar uma lixa segmentada que reduz o ruído de operação, conforme visto na Figura 18.

FIGURA 18 – DIFERENÇA CONSTRUTIVA DE LIXA INTEIRA E LIXA SEGMENTADA UTILIZADA PARA REDUÇÃO DE RUÍDO



FONTE: O autor

Muitos elementos possuem movimento linear, esse movimento linear, ou de translação, pode ocorrer em três direções. Os elementos de máquina em movimento linear normalmente se movem por curtas distâncias, devido a restrições nos sentidos de propagação. Quanto mais curto o movimento, mais fácil seu controle e menor será a possibilidade de ruído devido a variações de translado ou folgas nas partes que possuem conexão.

Movimentos que necessitam de impacto podem ser pensados em aumentar a eficiência do impacto diminuindo o tempo e área de contato. Dessa forma é importante sempre manter uma máquina que realiza corte por impacto sempre afiada.

Alguns sistemas industriais possuem uma transferência de energia através de fluidos. Esse tipo de transferência de energia pode gerar ruído em três formas básicas: transferência de energia de sólido para fluido; de fluido para sólido; e de fluido para fluido.

A transferência de energia de sólido para fluido pode ter como exemplo hélices que transferem energia cinética para determinados fluidos. Uma forma de redução de ruído é aumentar a área de contato da pá da hélice para assim diminuir sua rotação e evitar a criação de regimes turbulentos, ou até mesmo cavitação.

A transferência de energia do tipo fluido para sólido é feita quando o fluido apresenta maior energia que o sólido de contato. Instalações hidrossanitárias são o melhor exemplo desse tipo de transferência. Com o aumento de pressão o fluido tende a transmitir energia para o encanamento, inercialmente parado, criando vibrações mecânicas e consequentemente ruído. Ocorre, por exemplo, numa instalação hidráulica domiciliar. Uma solução para esse problema é aumentar o diâmetro da tubulação utilizada e, quando possível, diminuir a pressão do fluido.

Em instalações industriais a transferência de fluido para tubulações pode ser amenizada utilizando válvulas de controle. O controle do fluxo de fluido hidráulico é um exemplo de ajuste de fluxo para redução de ruído.

A transferência de energia de fluido para fluido ocorre quando um fluido encontra outro com velocidade diferente, como no caso de um jato de ar em alta velocidade descarregado na atmosfera. O fluido mais lento se deforma gerando turbulência e, conseqüentemente, ruído. Para saídas de ar o uso de silenciadores é muito comum, o objetivo desses silenciadores é diminuir a turbulência gerada pelo fluido com alta velocidade.

Um tipo de transferência de energia muito comum é o de uma superfície vibrante para o ar. Na maioria das vezes a solução de problemas de vibração também resolvem problemas de ruído. Portanto, todos os procedimentos vistos anteriormente para redução de vibrações são válidos para serem analisados como redução conseqüente do ruído.

Elementos de máquina como elementos girantes, engrenagens e partes móveis também podem ser consideradas como geradoras de ruído e a forma de controle é similar ao do controle de vibrações.

3 MÉTODOS DE CONTROLE NA PROPAGAÇÃO

A atuação de redução de ruído junto à trajetória de propagação é considerada a segunda opção para a redução do ruído. Como os problemas de ruído nem sempre são antecipados no projeto das máquinas é muito comum o uso desse método.

Para atuar na trajetória de transmissão do ruído, alguns métodos são frequentemente empregados para minimizar a transmissão sonora entre a fonte e o receptor: aumento da distância entre a fonte e o receptor; isolamento das máquinas mais ruidosas por meio de enclausuramento total, enclausuramento parcial, barreiras e biombo acústicos; silenciadores em linhas de exaustão de gases e em instalações de distribuição de ar; tratar as superfícies do recinto com materiais fonoabsorventes; segregar as áreas barulhentas por meio de partições.

O primeiro conceito de isolamento é colocar um dispositivo que possa isolar o ruído de uma determinada fonte, algo que possa ter a capacidade de atenuar suficientemente o ruído a níveis aceitáveis. A utilização desse dispositivo é comumente conhecida como enclausuramento. O uso de enclausuramentos para o controle de ruído na trajetória de transmissão é uma técnica muito utilizada na prática.

O enclausuramento, devido a capacidade de conter o ruído dentro de um determinado ambiente, produz um campo sonoro refletido no interior da clausura, além do campo sonoro direto da fonte. Ambos os campos sonoros determinarão o campo sonoro irradiado pelas paredes da clausura, bem como o campo sonoro no seu interior. A equação 3.4.1 mostra como pode ser realizada a estimativa de pressão sonora em algum ponto fora do enclausuramento.

Níveis Medidos

(EQ 3.4.1)

Sendo:

- L_w o nível de potência sonora da fonte enclausurada, em decibéis.
- PT a perda na transmissão da parede da clausura, em decibéis.
- S_E a área externa da clausura, em m^2 .
- C é dado pela equação (3.4.2).



(EQ 3.4.2)

A perda de transmissão sonora pode ser obtida a partir de medições laboratoriais de normas específicas ou de cálculos baseados no coeficiente de transmissão sonora. O coeficiente de transmissão sonora é baseado na relação da energia transmitida pela energia incidente em uma superfície. Se considerarmos o elemento utilizado para o enclausuramento um elemento homogêneo podemos obter a perda por transmissão a partir da equação (3.4.3).



(EQ 3.4.3)

Na qual τ é o coeficiente de transmissão sonora para uma determinada frequência ou para uma determinada faixa de frequências.

A perda por transmissão pode variar de acordo com a frequência e de acordo com o tipo de material. Em alguns casos são utilizadas janelas de inspeção ou portas com frestas para composição do enclausuramento. Dessa forma o enclausuramento deve ser considerado composto e deve ser ponderado pela relação de área entre os componentes. O coeficiente de transmissão sonora seria um coeficiente composto e dado pela equação (3.4.4).



(EQ 3.4.4)

A partir do coeficiente de transmissão composto pode-se ter a perda de transmissão composta resultando na equação (3.4.5).



(EQ 3.4.5)

Exemplo: considere um enclausuramento que possui um coeficiente de transmissão de $\tau_v = 0,007$ e em uma das paredes deseja-se colocar uma janela de inspeção de vidro de 80x50 cm com um $\tau_v = 0,05$. Sabendo que a parede em que a janela irá ser instalada possui uma área de 6 m², calcule a perda por transmissão da parede do enclausuramento antes e depois da instalação da janela.

Solução: antes da instalação:

frequência central da banda central (Hz)									
31,5	63	125	250	500	1.000	2.000	4.000	8.000	

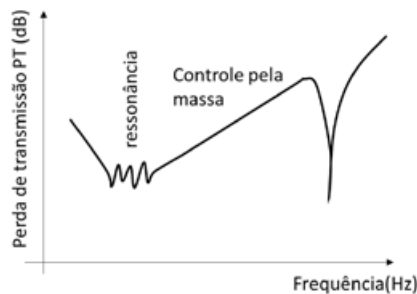
Depois da instalação:

_____ | _____
 Frequência central da banda central (Hz)

A instalação da janela terá uma queda de 1,5 dB na PT do enclausuramento.

A perda de transmissão sonora de alguns elementos construtivos pode ser obtida por estimativa considerando que a curva de resposta de um painel rígido possui uma parte que a perda de transmissão depende da massa do material. Essa área pode ser vista no Gráfico 5.

GRÁFICO 5 – INDICATIVO DO COMPORTAMENTO DA PERDA DE TRANSMISSÃO COM O AUMENTO DA FREQUÊNCIA



FONTE: Adaptado de Bistafa (2008)

Na região indicada pelo controle pela massa o aumento de perda de transmissão com a frequência se dá pelo valor de 6 dB a cada dobro da frequência e a perda de transmissão é dada pela lei da massa que depende da frequência de incidência da onda e da densidade superficial da onda resultando na equação (3.4.6).

$$R_{t, m} = 10 \log \left(\frac{1}{4} \left(\frac{f}{m} \right)^2 \right) \quad (EQ 3.4.6)$$

Na qual:

f é a frequência da banda central de interesse (Hz).

m é a densidade superficial do material (kg/m²).

Exemplo: deseja-se descobrir a perda de transmissão de um painel que possui uma densidade superficial de 25 Kg/m² para as frequências de 125; 250; 500; 1000; 2000 e 4000 Hz.

Solução: como exemplo, usaremos a primeira frequência de 125 Hz:

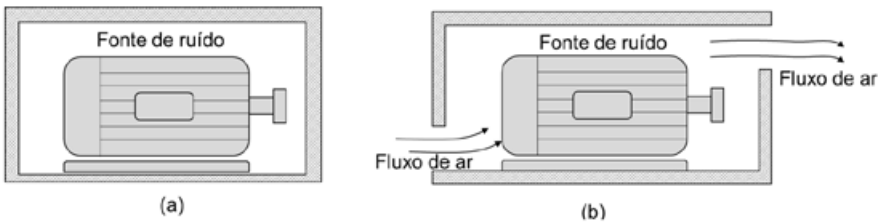
Frequência de banda central em oitava.										
125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	32000	64000	128000

E, conseqüentemente:

$$\begin{aligned} PT_{250} &= 29 \text{ dB} \\ PT_{500} &= 35 \text{ dB} \\ PT_{1000} &= 41 \text{ dB} \\ PT_{2000} &= 47 \text{ dB} \\ PT_{4000} &= 53 \text{ dB} \end{aligned}$$

Em alguns casos o enclausuramento deve ser realizado considerando que o componente ou máquina que será enclausurado necessita de ventilação, neste caso é realizado um semi-enclausuramento que possui uma eficiência menor que o enclausuramento total, porém, reduz o ruído da máquina que é propagado ao ambiente. Um exemplo de semi-enclausuramento pode ser visto na Figura 19.

FIGURA 19 – COMPARATIVO VISUAL ENTRE (a) ENCLAUSURAMENTO E (b) SEMIENCLAUSURAMENTO



FONTE: O autor

Existem outros casos em que os trabalhadores precisam ficar em um ambiente muito ruidoso, então são utilizados espaços fechados e isolados do ruído externo. Esses espaços são conhecidos como cabine acústica.

As cabines acústicas são utilizadas para proteção de pessoas que trabalham em ambientes ruidosos. Nesse caso o objetivo da cabine é a redução dos níveis sonoros em seu interior.

A equação para o cálculo do nível de pressão sonora interno supõe a cabine localizada em um recinto em que há muita reflexão sonora. O nível de potência sonora do campo refletido é designado como L_w e o nível de pressão sonora obtido internamente a uma cabine pode ser obtido a partir da equação (3.4.7)



(EQ 3.4.7)

Sendo:

L_{pi} é o nível de pressão sonora interno a cabine; em decibel.

L_{wi} é o nível de potência sonora que entra pelo enclausuramento; em decibel.

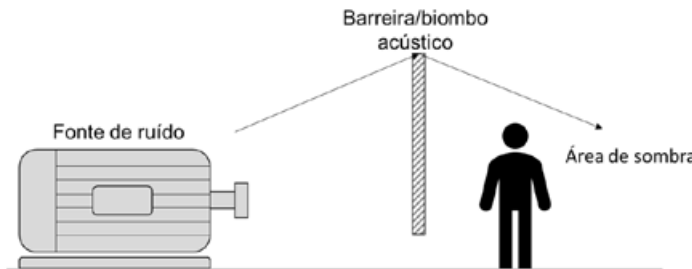
S_E é a área externa da cabine em m^2 .

$A_{interna}$ é a área interna multiplicada pelo coeficiente de absorção das superfícies internas da cabine. Sabine métrico quadrado.

O próprio enclausuramento é considerado um corpo rígido e como tal possui a capacidade de ressoar de acordo com determinada excitação sonora. São dois os tipos de ressonâncias que devem ser considerados. O primeiro tipo é considerado a partir da ressonância dos painéis do enclausuramento, e o segundo com a ressonância do volume de ar fechado entre a máquina e a clausura. Nessas frequências de ressonância, o isolamento do enclausuramento fica reduzido em relação aos cálculos de estimativas. Devido a esse motivo é conveniente realizar o cálculo das possíveis ressonâncias do painel a ser utilizado como enclausuramento e manter as frequências de interesse acima destes valores (para ser considerado um painel com isolamento regido pela região de controle da massa conforme Gráfico 3).

Uma outra forma de controle de ruído na propagação é o uso de barreiras internas que se utilizam da propriedade de difração sonora criando uma sombra acústica diminuindo o ruído incidente no receptor. Esse tipo de barreira também pode ser conhecido como biombo acústico. A Figura 20 mostra um desenho esquemático de um biombo acústico.

FIGURA 20 – DESENHO ESQUEMÁTICO DE UMA BARREIRA/BIOMBO ACÚSTICO



FONTE: O autor

Para a implementação de barreiras internas deve-se considerar que a perda na transmissão do material do biombo é suficientemente grande para que não seja considerada a parcela de ruído transmitida pela barreira.

O receptor fica na zona de sombra da barreira, conseqüentemente, interfere diretamente na linha de visão do receptor e máquina. Nos casos em que é necessário a visualização da máquina, pode-se utilizar uma barreira transparente de material com densidade suficiente para prover uma perda de transmissão necessária.

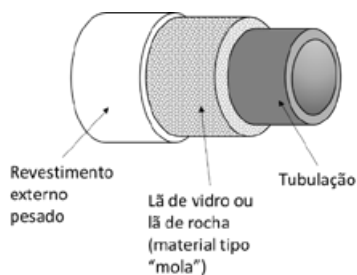
Não são consideradas as interferências que podem ocorrer entre as ondas refletidas no teto e difratadas pela barreira. Caso o local possua um pé direito muito baixo, ou uma superfície muito refletora, uma análise em frequência é necessária visando a colocação de material fonoabsorvedor.

4 TRATAMENTO EM DUTOS

Dutos em instalações industriais são uma das principais formas de transporte de materiais com menor perda. Dependendo das condições de operação o duto se torna uma fonte de ruído muito importante e influente no ambiente.

Um método muito eficaz para redução de ruído de tubulações é o uso de materiais de revestimento externo. Porém, esses materiais precisam criar um mecanismo de atenuação, pois o ruído de uma tubulação é, principalmente, resultado da interação da vibração dessa tubulação com o ar. Esse mecanismo é um mecanismo de amortecimento conhecido como massa-mola. Um dos materiais faz o papel de mola e outro o papel de massa. A Figura 21 mostra como seria esse sistema e como o duto poderia ser revestido.

FIGURA 21 – SISTEMA DE REVESTIMENTO DE DUTOS PARA REDUÇÃO DE RUÍDO.



FONTE: O autor

Para o ruído interno de dutos pode-se utilizar silenciadores para que o ruído não se propague pelo duto. É normalmente utilizado para atenuar a transmissão do ruído de ventiladores através de dutos de ventilação e de ar-condicionado. O material fonoabsorvente pode ser instalado colando ou fixando o mesmo nas paredes internas do duto. A Figura 22 mostra o desenho esquemático de um duto revestido.

FIGURA 22 – TUBULAÇÃO REVESTIDA INTERNAMENTE PARA ATENUAÇÃO DE RUÍDO DE DUTOS



FONTE: O autor

Um cuidado importante que deve ser tomado ao utilizar esse tipo de solução é que esta, devido a porosidade do material fonoabsorvedor, pode criar uma perda de carga do ar insuflado, diminuindo a velocidade do ar.

Outro tipo de atenuador utilizado em tubulação é a câmara *plenum*, esse tipo de atenuador é utilizado quando se necessita de grandes atenuações.

Ele nada mais é do que uma câmara, em geral de grande volume, com as paredes revestidas internamente com material fonoabsorvente, conectada a dois dutos de menor seção transversal, localizados em lados opostos, e com eixos não alinhados a fim de minimizar a transmissão do som direto.

O revestimento da câmara absorve grande parte da energia sonora devido às múltiplas reflexões no interior da câmara. Há, ainda, o efeito reativo típico de câmaras de expansão, o que contribui com atenuação adicional.

A perda na transmissão da câmara pode ser estimada por meio de:

$$\dots \quad (EQ\ 3.4.8)$$

Em que:

α é o coeficiente de absorção sonora do revestimento interno.

S_s a área de saída da câmara (em m^2).

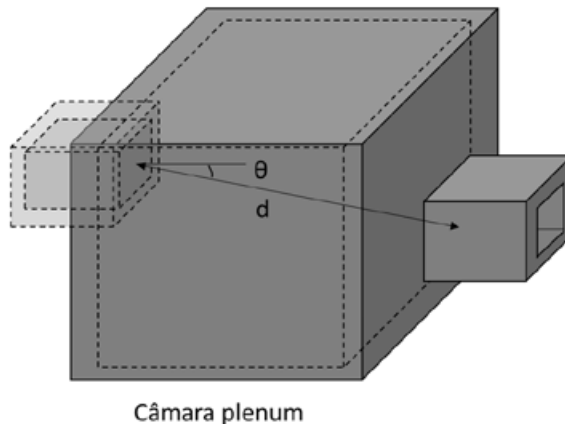
S_c a área interna da câmara (em m^2).

d a distância entre a entrada e a saída da câmara (em m).

θ o ângulo que d faz com a normal da superfície de entrada, no sentido do interior da câmara.

A câmara *plenum* de atenuação pode ser observada na Figura 25.

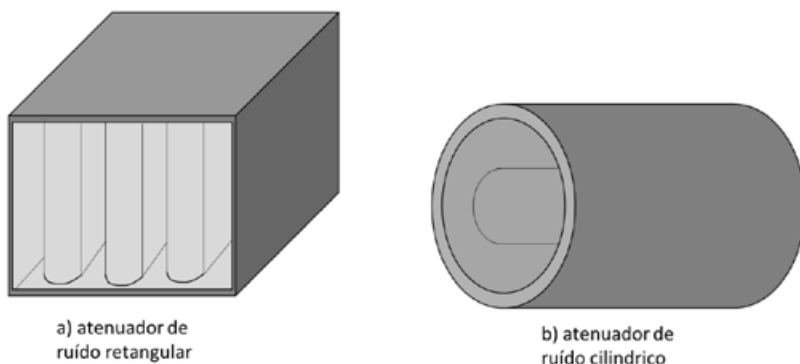
FIGURA 23 – DESENHO ESQUEMÁTICO DE UMA CAMARA DE ATENUAÇÃO *PLENUM*



FONTE: O autor

Atenuadores de ruído que utilizam células de absorção normalmente são utilizados quando há a necessidade de aumentar a atenuação sonora no duto em detrimento a necessidade de não se utilizar muito do comprimento do duto. Esses atenuadores podem ser utilizados em tubos retangulares ou tubos circulares conforme visto na Figura 24.

FIGURA 24 – ATENUADORES DE RUÍDO UTILIZADOS EM DUTOS



FONTE: O autor

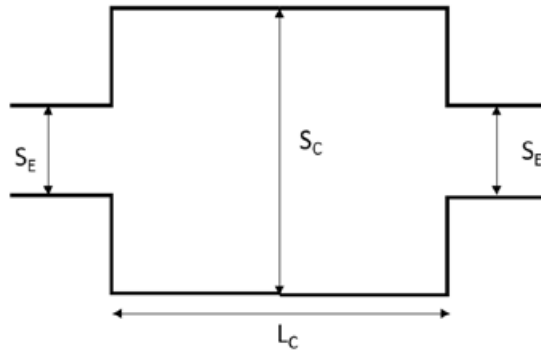
Normalmente, a perda na transmissão desses silenciadores em geral é obtida experimentalmente de acordo com métodos de ensaio normalizados. Recomenda-se sempre utilizar os dados do fabricante.

A câmara de expansão é um volume colocado em um duto para que esse possa ressoar e dessa forma atenuar a energia sonora no duto. Esse volume pode ser considerado uma simples câmara de seção transversal maior que a dos dutos a ela conectados.

As câmaras de expansão são recomendadas para aplicações que requerem atenuação em frequências discretas, não sendo recomendadas para atenuação de ruído de banda larga. O comprimento da câmara é escolhido de tal forma que as ondas sonoras refletidas cancelem as ondas sonoras incidentes. As câmaras de expansão podem ser usadas em sistemas de exaustão e de suprimento de ar, ou na linha de sucção de compressores.

A Figura 25 mostra um diagrama de uma câmara de expansão com suas principais dimensões.

FIGURA 25 – CAMARA DE EXPANSÃO E SUAS PRINCIPAIS DIMENSÕES DE PROJETO



FONTE: Adaptado de Bistafa (2008)

A perda de transmissão é dada pela equação 3.4.9 para uma determinada frequência.

(EQ 3.4.9)

Sendo $m = S_C/S_E$ a razão de áreas, e λ o comprimento de onda da frequência específica.

Para o projeto de uma câmara de expansão devemos observar os seguintes pontos:

- quanto maior a razão de áreas m , maior será PT;
- o comprimento da câmara (L_c) controla o número e a largura das faixas de frequência em que ocorrerá máxima atenuação;
- o aumento da velocidade do escoamento através do silenciador até 30 m/s tende a aumentar a Perda de Transmissão para câmaras de ferro fundido ou de outros materiais pesados;
- quando um certo número de frequências discretas deve ser atenuado, podem-se instalar diversas câmaras em série na mesma tubulação, cada uma sintonizada em determinada frequência (comprimento de onda).

5 MÉTODOS DE CONTROLE DE RUÍDO NA RECEPÇÃO

A maioria dos casos em que são considerados receptores de ruído, estamos falando em seres humanos. Como o ruído sempre se destaca como um agente influente em problemas laborais, o Ministério do Trabalho possui normas regulamentadoras para atividades laborais. Em sua Norma Regulamentadora nº 6 há a citação de que:

A empresa é obrigada a fornecer aos empregados, gratuitamente, EPI (Equipamento de Proteção Individual) adequado ao risco e em perfeito estado de conservação e funcionamento, nas seguintes circunstâncias:

- sempre que as medidas de proteção coletiva forem tecnicamente inviáveis ou não ofereçam completa proteção contra os riscos de acidentes do trabalho e/ou doenças profissionais do trabalho;
- enquanto as medidas de proteção coletiva estiverem sendo implantadas;
- para atender as situações de emergência (BRASIL, 1978, p. 1).

Atendidas as peculiaridades de cada atividade profissional, o empregador deve fornecer aos trabalhadores: proteção auditiva, ou seja, protetores auriculares.

Protetores auriculares, para trabalhos realizados em locais em que o nível de ruído seja superior ao estabelecido na NR15, Anexos I e II (BRASIL, 2015).

Os anexos citados da NR15 são referentes à exposição aos níveis de ruído em ambiente de trabalho. De um modo geral pode ser considerado como limite o valor máximo de 85 dB(A) de pressão sonora para oito horas de exposição, acima disso é comprovada a perda auditiva com o passar do tempo.

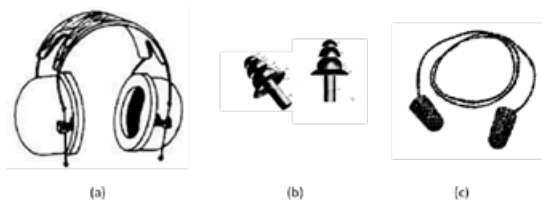
No caso de locais com níveis de pressão sonora com valores acima de 85 dB(A), deve-se diminuir pela metade o tempo de exposição para cada aumento de 5 dB(A) do nível máximo de exposição, no caso 85 dB(A). Como exemplo, para 90 dB(A) o tempo máximo de exposição é de quatro horas; para 95 dB(A), o tempo máximo é de duas horas. Ou seja, passado o tempo máximo de exposição, o ser humano somente poderá ser exposto aos níveis de pressão sonora no dia seguinte, não ultrapassando o tempo máximo e respeitando o tempo mínimo de descanso de 11 horas antes de outra jornada de trabalho.

Assim, nos ambientes do trabalho, a proteção individual é a última linha de defesa na redução dos níveis de ruído que chegam até o ser humano. A proteção individual consiste no uso de protetores auriculares por parte dos trabalhadores expostos ao ruído.

Os protetores auriculares podem ser separados em dois grandes grupos: os protetores externos e os protetores internos. Os protetores externos têm formato de concha, a concha é o elemento em forma de calota esférica ou oval que acondiciona a orelha, formando uma câmara de proteção.

Os protetores internos, também conhecidos como tampão ou plugue, podem ser moldáveis ou moldados. Os protetores internos moldáveis mais comuns são de espuma de expansão retardada e se ajustam após a inserção do material na orelha, facilitando a adaptação e assumindo a forma do ouvido do usuário. Os internos moldados já possuem forma predefinida e se ajustam ao ouvido do conforme o uso. A Figura 26 mostra alguns tipos como exemplos de protetores auriculares.

FIGURA 26 – DESENHO DE PROTETORES AURICULARES



(a) externo tipo concha; (b) interno moldado sem cordão; (c) interno moldável com cordão.

FONTE: O autor

O protetor auricular possui um índice que indica a atenuação do protetor. Esse índice é uma forma de simplificar a classificação do protetor pois sua atenuação varia conforme varia a frequência. Tal índice é normalizado e conhecido como classe de redução de ruído (NRR – *Noise Reduction Rating* – Nível de Redução do Ruído). O NRR, expresso em decibéis, é obtido em condições controladas em laboratório utilizando-se métodos de ensaio normalizados. Quanto maior o NRR, maior será o potencial de atenuação do protetor em ambientes ruidosos.

O protetor auricular apresenta resultados em condições de uso totalmente adequados quando submetidos a ensaios de laboratório. Essas condições são difíceis de serem reproduzidas em campo. Boa parte dessa falta de reprodutibilidade de condições diz respeito ao conhecimento do usuário em utilizar o protetor auricular. Como consequência o protetor produz vazamento quando mal utilizado.

Para compensar essa diferença utiliza-se um índice conhecido como NRRsf (*Noise Reduction Rate Subject Fit* – Nível de Redução do Ruído. Colocação Subjetiva) que considera o conhecimento de uso do indivíduo penalizando os indivíduos que possuem menor conhecimento a respeito do uso de protetores auriculares.

Os protetores auriculares tipo tampão apresentam, de um modo geral, as seguintes vantagens:

- Pequenos e fáceis de transportar.
- Conveniente para ser usado com outros EPIs (conchas).
- Mais confortável para uso prolongado em áreas quentes e úmidas.
- Conveniente para ser usado em áreas confinadas.

E como desvantagens:

- Requer mais tempo para ser ajustado à orelha.
- Mais difícil de inserir e remover.
- Requer maior higiene
- Pode irritar o conduto auditivo externo.
- Fácil de perder.
- Mais difícil de visualizar e monitorar o uso.

Os protetores auriculares tipo concha apresentam, de um modo geral, as seguintes vantagens:

- Menor variabilidade de atenuação entre usuários.
- Projetados de tal forma que um único tamanho se ajusta na maioria das cabeças.
- Podem ser visualizados a grandes distâncias, facilitando o monitoramento do uso.
- Difícil de perder, fácil de achar.
- Pode ser utilizado mesmo com pequenas infecções na orelha.

E como desvantagens:

- Menos portátil e mais pesado.
- Mais difícil de ser usado com outros EPis.
- Mais desconfortável em áreas quentes e úmidas.
- Inconveniente de usar em áreas confinadas.
- Pode interferir com o uso de óculos, inclusive os de segurança, interrompendo a vedação entre a concha e a cabeça, com redução da atenuação.



Caso o aluno tenha interesse em elementos importantes na escolha de equipamentos de proteção individual para proteção ao ruído é sugerida uma dissertação do autor André Lomônaco Beltrame intitulada *Desenvolvimento de software para seleção de equipamentos de proteção auditiva* e pode ser acessada em: https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3134/tde-11082010-160148/publico/Dissertacao_Andre_Lomonaco_Beltrame.pdf.

LEITURA COMPLEMENTAR

PROJETO DE SISTEMA DE CONTROLE ATIVO DE RUÍDO APLICADO A DUTOS COM GRANDES SEÇÕES TRANSVERSAIS

Eider Lúcio de Oliveira

Introdução

A presença de dutos em plantas industriais para viabilizar a ventilação ou exaustão tem como consequência um sinal sonoro indesejado que pode causar malefícios à saúde de trabalhadores e às pessoas que moram nas imediações das fábricas. Esse ruído é gerado pela passagem das pás do exaustor por elementos fixos da estrutura, sendo um ruído de banda estreita (ou tom puro) com presença de harmônicos. Há também um sinal aerodinâmico do tipo banda larga, gerado em regiões de fluxo turbulento e vórtices. Finalmente, existe ainda o ruído de origem mecânica, emitido por vibrações dos componentes estruturais e das pás. A maior parte da energia desse sinal está presente na faixa de frequência de 0 a 500 Hz, onde os sistemas de Controle Ativo de Ruído (CAR) são eficientes (HANSEN et al, 2007). A Figura 1 mostra os elementos presentes em um sistema CAR monocal.

FIGURA 1 – ELEMENTOS QUE COMPÕEM UM SISTEMA DE CANCELAMENTO ATIVO DE RUÍDO

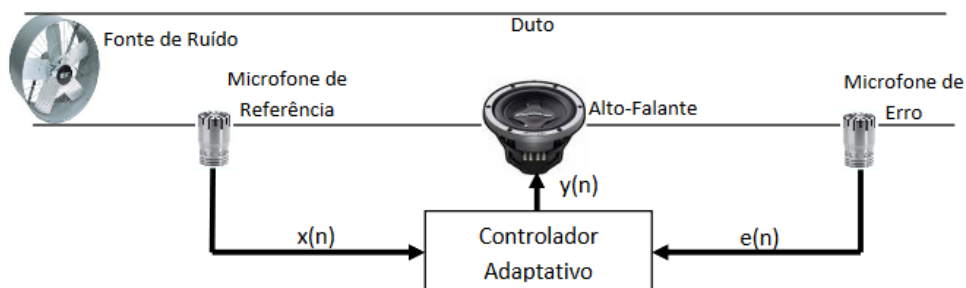


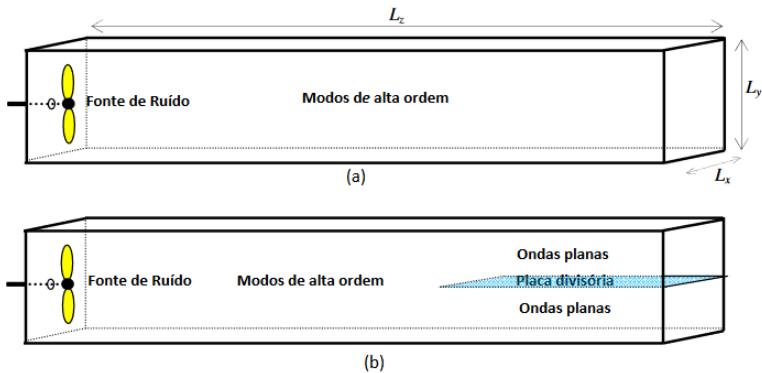
Figura 1 – Elementos que compõem um sistema de cancelamento ativo de ruído.

O CAR é um sistema eletroacústico usado para atenuar um campo sonoro primário através de um sinal de mesma amplitude e em oposição de fase com relação ao sinal indesejado. Esse sinal, gerido por unidade eletrônica, é reproduzido por fonte de controle (alto-falante) de forma que, ao ser combinado com o ruído gerado pela fonte primária, resulta no cancelamento de ambos os ruídos. A técnica monocal tem sido aplicada a décadas a dutos onde predomina o modo acústico fundamental ou ondas planas. A redução do nível de ruído alcança bons resultados quando utiliza os processadores digitais de sinais (DSPs), para implementar filtros adaptativos em tempo real; sensores, para fazer o ajuste do sistema de controle e atuador, para realizar o cancelamento do sinal acústico. Na atual fase de desenvolvimento tecnológico, os custos desses sistemas já estão bem reduzidos, sendo possível uma aplicação mais efetiva no campo industrial.

O uso de sinal de referência e sinal de erro, mostrado na Fig. 1, caracteriza uma configuração de controle malha aberta, conhecida como *feedforward* e utilizada neste trabalho. Essa estratégia permite atuação do controlador em uma faixa larga do espectro, atuando com eficiência até 500Hz. O algoritmo adaptativo trabalha on-line na busca de coeficientes de um filtro digital que melhor represente o sistema acústico em questão. O algoritmo utilizado é baseado no LMS (*Least Mean Square*). Os dutos encontrados nas indústrias geralmente têm grandes seções transversais. Essa característica faz com que a propagação da onda sonora, no seu interior, apresente modos acústicos de alta ordem.

Assim, os CAR para dutos industriais são comumente desenvolvidos a partir de um sistema de controle multicanal. Uma das regras do CAR diz que para cada modo a ser controlado deve existir um sistema de controle atribuído ao mesmo. Sendo assim, para cada n modos existentes, deve haver n atuadores e n sensores (ELLIOTT, 2001). Com isso, esses sistemas utilizam múltiplas fontes de controle (alto-falantes) e múltiplos sensores de referência e erro (microfones). Devido às dificuldades de implementação de um sistema multicanal, tendo em vista a importância dos sistemas de exaustão e tubulações nas indústrias e considerando ainda que esses dispositivos são fontes de ruído altamente significativas, Nunes (2009) desenvolveu uma metodologia para ser utilizada em dutos com modos de propagação de alta ordem, onde o controle ativo é realizado por sistemas do tipo monocanal. Assim, o CAR foi desenvolvido para ondas planas para se aproveitar as facilidades e bons resultados desse projeto. Tal metodologia caracteriza-se pela inserção de dutos concêntricos (para seção transversal circular) ou placas (para seção transversal retangular) no interior do duto principal, de forma que as ondas entre os dutos (ou placas) tornem-se planas. Dessa maneira, após a colocação de n dutos, têm-se $n+1$ sistemas de controle monocanal, onde a implementação e controle dos seus parâmetros são menos complexos que se comparados com um sistema multicanal. A Figura 2 mostra um duto com comprimento L_z e seção transversal retangular L_x por L_y , onde a divisão interna é realizada pela inserção de uma placa. O duto (a) é a configuração inicial do problema. No duto (b) é colocada a placa divisora para que os modos de alta ordem tornem-se planos no interior das cavidades.

FIGURA 2 – METODOLOGIA PARA DUTO DE DIMENSÕES $L_z \times L_x \times L_y$ COM SEÇÃO TRANSVERSAL RETANGULAR COM (A) DUTO SEM DIVISÃO INTERNA E (B) DUTO COM DIVISÃO INTERNA



O presente trabalho procura definir as principais etapas de um projeto CAR para dutos com grandes seções transversais. São abordados o estudo do sistema acústico utilizando método de elementos finitos (MEF), a otimização da posição dos elementos de controle, utilizando algoritmos genéticos, e implementação de um sistema monocanal para ser usado posteriormente em dutos maiores utilizando a técnica de divisão interna para planificação das ondas sonoras.

Propagação de Ondas Acústicas em Dutos

Para o duto retangular uniforme da Fig. 2(a), observa-se que a maior dimensão da seção transversal é L_y . Sabendo que c_o é a velocidade do som no ar, tem-se a frequência de corte para o duto dada por:

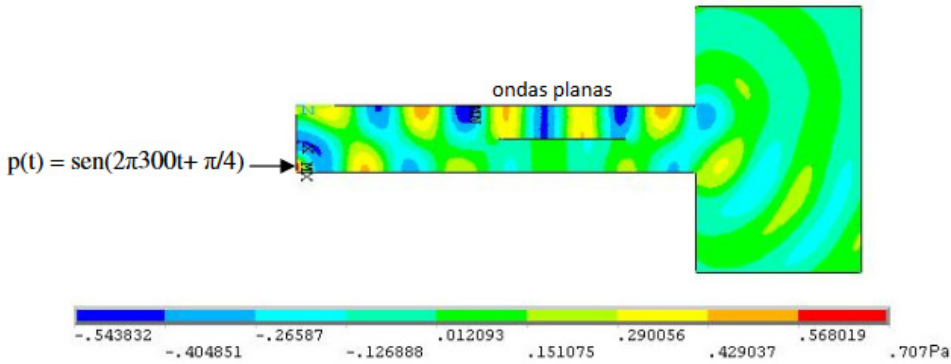
$$f_{ar} \quad (1)$$

A frequência de corte de um duto define o limite para propagação de ondas planas (modo fundamental). Quando a frequência de excitação do sistema torna-se alta, consequentemente seu comprimento de onda torna-se comparável com as dimensões de sua seção transversal. Então, não somente ondas planas propagam-se no interior do mesmo, mas também os modos de alta ordem (ELLIOTT, 2001). A utilização da Eq. 1 com velocidade do som no ar (c_o) de 342 m/s em um duto retangular e uniforme de comprimento (L_z) de 6 metros e lados de 1 metro e 0,5 metros (L_y e L_x , respectivamente), tem-se como frequência de corte o valor 171 Hz.

Partindo de um duto com propagação de ondas multimodal, será aplicada a metodologia de divisão interna e montagem de cavidades menores para que as ondas se tornem unidimensionais dentro das mesmas. Dessa forma, pode-se utilizar o controle ativo monocanal. A Figura 3 mostra a simulação em duas dimensões, usando MEF, do mesmo duto apresentado anteriormente, onde se podem comprovar formas de onda plana nas cavidades que surgem da divisão interna.

A frequência de corte, nessas regiões, é de 342 Hz. Onde está aplicada a função de entrada $p(t)$, representa a entrada do duto. Na outra extremidade tem-se a saída do sinal propagando em um ambiente onde não existe reflexão, similar a uma câmara anecóica.

FIGURA 3 – DUTO COM EXCITAÇÃO HARMÔNICA DE 300 HZ APRESENTANDO MODOS DE ALTA ORDEM E ONDAS PLANA



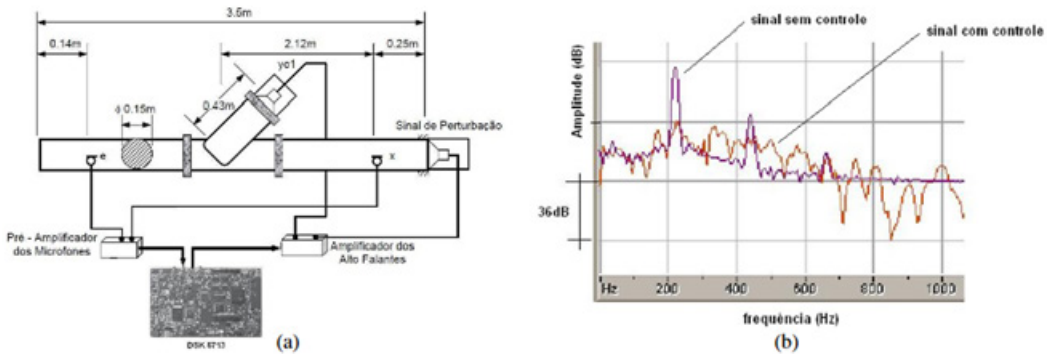
Otimização no Controle Ativo de Ruído

Uma etapa importante do projeto CAR é a definição do valor de pressão de controle a ser entregue ao atuador e também a posição otimizada do mesmo. Nunes (2009) observou que a superfície de resposta associada ao sistema acústico em questão tem comportamento não linear com grande quantidade de mínimos locais. Assim, optou-se por utilizar o algoritmo genético para a localização dos parâmetros do sistema que minimizem a pressão acústica na saída do duto.

Implementação de Controle Ativo de Ruído Monocanal

Para testar experimentalmente o sistema de controle apresentado, foi utilizada uma bancada constituída por um duto de PVC, instrumentado com alto-falantes e microfones de eletreto (CARDENAS, 2005 e DELFINO, 2005). A frequência de corte do duto é de 1335 Hz. A placa DSK6713, da empresa *Texas Instruments*, foi utilizada para implementar o controle digital (filtro adaptativo), com programação realizada na linguagem C. As dimensões do duto e cada componente do sistema está mostrado na Fig. 4(a). A Figura 4(b) apresenta o resultado do sistema CAR com entrada harmônica na frequência de 220Hz. Um microfone foi instalado na saída do duto para medir uma atenuação de 35 dB.

FIGURA 4 – (A) BANCADA EXPERIMENTAL DE DUTO COM PROPAGAÇÃO DE ONDAS PLANAS E CONTROLE ATIVO INSTALADO E (B) RESULTADO DO SISTEMA DE CONTROLE NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA



Conclusões

O presente trabalho aborda o controle acústico em dutos com dimensões são encontradas nas indústrias. Para isso, é fundamental dividir esse sistema sonoro em outros subsistemas mais simples, para que a metodologia monocal, de natureza adaptativa, seja utilizada. De forma breve foram abordadas as várias áreas relacionadas com o projeto de um sistema CAR. Essas áreas foram estudadas, simuladas e implementadas e podem ser classificadas em:

- sistemas acústicos: envolve o estudo da propagação da onda acústica em dutos. A principal ferramenta utilizada é o método de elementos finitos;
- sistemas eletrônicos: principal papel é feito pela placa DSK 6713, que possui um DSP e que realiza a aquisição de sinais, o processamento da parte controle digital e gera sinais para o atuador; e
- sistemas de programação: separada ainda nas áreas de otimização (algoritmo genético) e controle adaptativo (algoritmo derivado do LMS).

A implementação de um sistema CAR monocal foi realizada e uma atenuação de 35 dB foi atingida.

[...]

FONTE: OLIVEIRA, E. L. de. Projeto de sistema de controle ativo de ruído aplicado a dutos com grandes seções transversais. In: SIMPÓSIO DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, 20., 2012, Uberlândia. **Anais** [...]. Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia, 2012. Disponível em: <http://web.posfemec.org/posmec/20/PDF/Duarte-POSMEC20EiderLUciodeOLIVEIRA.pdf>. Acesso em: 8 out. 2019.

RESUMO DO TÓPICO 4

Neste tópico, você aprendeu que:

- O problema de controle de ruído aborda três pontos principais: intervenção na fonte; intervenção no meio de propagação e intervenção no receptor do ruído.
- O controle baseado na intervenção da fonte é mais efetivo, porém depende muito do tipo de projeto da fonte de ruído.
- O controle na propagação do ruído é o mais utilizado e o tipo de atenuação produzido depende do meio e da transmissão de energia sonora neste meio.
- O controle de ruído baseado em dutos é importante pois, na maioria dos casos, as fontes de ruído estão longe e a influência principal de um local depende de onde o duto leva o ruído de determinada fonte.
- O controle de ruído no receptor depende do uso de equipamentos de proteção individual e são adotados quando os equipamentos de proteção coletivos já falharam.



Ficou alguma dúvida? Construímos uma trilha de aprendizagem pensando em facilitar sua compreensão. Acesse o QR Code, que levará ao AVA, e veja as novidades que preparamos para seu estudo.





1 Considere as afirmações a respeito de fontes de ruído.

- I- A transferência de energia de fluido para fluido ocorre quando um fluido encontra outro com a mesma velocidade, porém turbulento.
- II- Em instalações industriais a transferência de fluido para tubulações pode ser amenizada utilizando válvulas de controle.
- III- Um tipo de transferência de energia muito comum é o de uma superfície vibrante para o ar. Na maioria das vezes a solução de problemas de vibração também resolvem problemas de ruído.

Assinale a alternativa que indica quais afirmações estão CORRETAS:

- a) () I.
- b) () II.
- c) () III.
- d) () I e II.
- e) () II e III.

2 Assinale a alternativa correta a respeito da isolamento da propagação de ruído:

- a) () Na região indicada pelo controle pela massa o aumento de perda de transmissão com a frequência se dá pelo valor de 4 dB a cada dobro da frequência.
- b) () As cabines acústicas são utilizadas para proteção de pessoas que trabalham em ambientes ruidosos. Nesse caso o objetivo da cabine é a redução dos níveis sonoros em seu exterior.
- c) () Uma outra forma de controle de ruído na propagação é o uso de barreiras internas que se utilizam da propriedade de difração sonora criando uma sombra acústica diminuindo o ruído incidente no receptor.
- d) () Para o ruído interno de dutos pode-se utilizar silenciadores para evitar a propagação pelo duto. É normalmente utilizado para bloquear a transmissão do ruído de ventiladores através de dutos de ventilação fechando assim a passagem de ar.
- e) () A câmara *plenum* é utilizada quando se necessita de grandes atenuações. Ela nada mais é do que uma câmara, em geral de grande volume, com as paredes revestidas internamente com material fonoabsorvente, conectada a dois dutos de menor seção transversal, localizados do mesmo lado, e com eixos alinhados a fim de minimizar a transmissão do som direto.

3 Considere as afirmações a respeito de protetores auriculares.

- I- Nos ambientes do trabalho, a proteção individual é a primeira linha de defesa na redução dos níveis de ruído que chegam até o ser humano, sendo, por isso, a mais utilizada.
- II- Os protetores auriculares podem ser separados em dois grandes grupos: os protetores externos e os protetores internos.
- III- O protetor auricular possui um índice que indica a atenuação do protetor. Esse índice é uma forma de simplificar a classificação do protetor pois sua atenuação varia conforme varia a frequência. Tal índice é normalizado e conhecido como classe de redução de ruído (NRR – *Noise Reduction Rating* – Nível de Redução do Ruído). Quanto maior o NRR, menor será o potencial de atenuação do protetor em ambientes ruidosos.

Das alternativas assinale qual apresenta os itens CORRETOS:

- a) () I.
- b) () II.
- c) () III.
- d) () I e II.

REFERÊNCIAS

ASHRAE. AMERICAN SOCIETY OF HEATING AND & REFRIGERATION ENGINEERS. **Systems handbook**. Atlanta: ASHRAE, 1992.

BERANEK, L. L. Concert & Opera Hall: how they sound? **The Journal of the Acoustical Society of America**. [s.l.], v. 99, n. 5, p. 2637, 1996.

BISTAFA, S. R. **Acústica aplicada ao controle do ruído**. São Paulo: Edgard Blucher, 2008.

BRASIL. Ministério do Trabalho. **Norma Regulamentadora nº 15**. Atividade e operações insalubres. Brasília: Ministério do Trabalho, 2015. Disponível em: <http://www.guiatrabalhista.com.br/legislacao/nr/nr15.htm>. Acesso em: 2 abr. 2020.

BRASIL. Ministério do Trabalho. **Norma Regulamentadora nº 6**. Equipamento de proteção individual – EPI. Brasília: Ministério do Trabalho, 1978. Disponível em: <http://www.guiatrabalhista.com.br/legislacao/nr/nr15.htm>. Acesso em: 2 abr. 2020

BRÜEL & KJÆR. **Transducers and conditioning**. Næerun, DK: Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement A/S, 2018. (issue 19). Disponível em: <https://www.bksv.com/-/media/literature/Catalogue/bf0236.ashx?la=pt-BR&hash=2F1A8A42DFF8CE373784A3A8EF3B9D62AA6E4C69>. Acesso em: 10 set. 2019.