

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AEROESPACIAL

VINICIUS BATISTA ZILLI

PROJETO CONCEITUAL DE UM CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES PARA O
SISTEMA DE ESPELHOS KB DA LINHA MOGNO

Joinville
2021

VINICIUS BATISTA ZILLI

PROJETO CONCEITUAL DE UM CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES PARA O
SISTEMA DE ESPELHOS KB DA LINHA MOGNO

Trabalho apresentado como requisito para
obtenção do título de bacharel em Engenharia
Aeroespacial do Centro Tecnológico de Joinville
da Universidade Federal de Santa Catarina.

Prof. Dr. Thiago Antonio Fiorentin

Joinville
2021

VINICIUS BATISTA ZILLI

PROJETO CONCEITUAL DE UM CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES PARA O
SISTEMA DE ESPELHOS KB DA LINHA MOGNO

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Aeroespacial, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 7 de Maio de 2021.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Thiago Antonio Fiorentin
Orientador(a)
Presidente

Prof. Dr. Andrea Piga Carboni
Membro(a)
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Marcos Alves Rabelo
Membro(a)
Universidade Federal de Santa Catarina

Para meus pais e irmãos.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço à Deus que tem me suprido com força para seguir meus sonhos.

De maneira especial, exalto minha gratidão a meus pais, Sônia e Adelson. Vocês me ensinaram lições muito valiosas de curiosidade, persistência e de fazer o melhor possível em tudo que me proponho. Obrigado por acreditarem em mim e por sempre me apoiarem a trilhar o caminho da profissão que me agradaria mais, independentemente da minha escolha. Para minha satisfação, foi engenharia. Amo e admiro vocês.

Sou grato à melhor associação de pessoas que poderia me aceitar como membro participante, a Caverna (Anti)Social. Amigos, vocês tornaram os anos em Joinville tão agradáveis e com memórias que perdurarão a existência.

Zeca, te agradeço pela eterna paciência e por ser um amigo muito mais presente para mim, do que fui para ti. Gratidão por me motivar a ser a melhor versão de mim, sempre. Mairon, sei que me vê com rivalidade, te vejo como modelo a ser seguido. Obrigado pela confiança e amizade de tantos anos. Aos dois agradeço pela melhor moradia de Joinville, a Torre. Espero tê-los como amigos sempre.

Ao professor Thiago Fiorentin, por aceitar o desafio de me ajudar neste trabalho de tão pronto mesmo com tão pouco tempo restante. O senhor tornou entendível e com mais consistência toda a bagunça de informações espalhadas que era o conteúdo aqui apresentado, até então.

Gostaria de agradecer ao Gabriel Claudiano pelos pouco menos de nove meses de ensinamentos e conselhos enquanto meu supervisor de estágio. Obrigado pela confiança de propor o desafio que é o tema aqui tratado a mim. Lucas Volpe, obrigado por disponibilizar todo um material de apoio e pelas nossas conversas sobre o assunto, elas foram muito esclarecedoras. Cassiano Noventa, obrigado por estar sempre disponível a me ajudar com os testes e pela gigantesca paciência comigo.

Agradeço ao Laboratório Nacional de Luz Síncrotron e ao grupo de Projetos de Linhas de Luz por proporcionarem as ferramentas e recursos necessários para a realização do presente trabalho.

Por fim, agradeço aos inspiradores professores que tive até o momento. Os senhores e senhoras sempre incentivaram a criatividade e o pensamento crítico. Dentro das minhas limitações, tentarei passar toda essa bagagem à próxima geração.

RESUMO

Estudos de compreensão e controle de vibrações mecânicas possuem significativa relevância em projetos de engenharia de precisão. Este tipo de projeto é largamente empregado nos sistemas que integram as linhas de luz do Sirius, um acelerador de partículas do tipo fonte de luz síncrotron de quarta geração e brasileiro. Utilizando-se de medições de movimentações, realizadas *in loco* nas diversas divisões do piso deste acelerador e simulações computacionais, foi possível estimar o nível de estabilidade mecânica de um conceito de base de granito do sistema de espelhos que constituirá parte da linha de luz Mogno. Verificando-se que o sistema apresentaria estabilidade menor que o requerido pelo projeto, foi proposta a utilização de Amortecedores de Massas Sintonizadas, um sistema de controle passivo, para dissipação de parte da energia vibracional com o intuito de melhorar os níveis de estabilidade encontrados.

Palavras-chave: Estabilidade mecânica. Vibrações. Controle passivo. Projeto conceitual. Engenharia de precisão.

ABSTRACT

Studies for comprehension and control of mechanical vibrations have significant importance in projects of precise engineering. This kind of project is largely used on the systems of Sirius' beamlines, a Brazilian fourth generation synchrotron light particle accelerator. Using vibrations measurements of this particle accelerator floor and computational simulations, it was possible to estimate the mechanical stability level of a granite bench's concept that will constitute part of the Mogno beamline. Verifying that the system would present stability below specified by for the project, it was proposed the use of Tuned Mass Dampers, a passive control system, to dissipate part of the vibrational energy, thus increasing the system's stability levels.

Keywords: Mechanical stability. Vibrations. Passive control. Conceptual design. Precision engineering.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Modelagem geométrica da base dos espelhos KB da linha Mogno.	17
Figura 2 – Um ciclo típico de transformação de energia para um sistema massa-mola-amortecedor.	18
Figura 3 – Esquemático de uma mola ideal sendo deformada.	19
Figura 4 – Deflexão de uma viga sob a ação de um carregamento F	20
Figura 5 – Exemplos de dispositivos que usam o amortecimento viscoso como forma de dissipação de energia.	21
Figura 6 – Fita com camada de polímero viscoelástico, linha 242NR03 da fabricante 3M™.	21
Figura 7 – Espumas utilizadas para o isolamento de vibrações em edifícios.	22
Figura 8 – Nomograma do polímero 242NR02 da fabricante 3M.	22
Figura 9 – Equipamento comercial de teste dinâmico de propriedade dos materiais. À direita uma aproximação do fixador da amostra.	23
Figura 10 – Representação do modelo de Maxwell para materiais viscoelásticos. a) Modelo simples b) Modelo generalizado.	24
Figura 11 – Sistema de um grau de liberdade.	26
Figura 12 – Sistema massas-molas-amortecedores de 2 graus de liberdade.	28
Figura 13 – Resposta em frequência senoidal. a) Sistema; b) Função de transferência; c) Formas de onda de entrada e saída.	29
Figura 14 – Exemplo de função resposta em frequência de um sistema.	30
Figura 15 – Exemplo de um dado de vibração aleatória. PSD do piso do Sirius com dois janelamentos de aquisição diferentes.	31
Figura 16 – Exemplo de um dado de vibração aleatória. CAS do piso do Sirius com dois janelamentos de aquisição diferentes.	32
Figura 17 – Acoplamento de um TMD em um sistema massa-mola-amortecedor.	33
Figura 18 – Comparativo da FRF de um sistema sem e com um TMD.	34
Figura 19 – Comparativo da FRF de um sistema sem e com um TMD variando o amortecimento.	35
Figura 20 – Esquemático da linha Mogno completa.	37
Figura 21 – Vista explodida simplificada da base de granito do sistema de espelhos KB e da Nanoestação da linha Mogno.	38
Figura 22 – Condições de contorno aplicadas no modelo.	39
Figura 23 – Representação do sistema de coordenadas do feixe na linha Carnaúba.	40
Figura 24 – Representação dos materiais de cada parte do sistema.	40
Figura 25 – Primeiro modo de vibração do sistema otimizado. $F_n \approx 90Hz$	41

Figura 26 – PSD do piso do Sirius no eixo 50, com dois janelamentos de aquisição diferentes utilizada como perturbação de entrada.	42
Figura 27 – Fluxo das análises do trabalho proposto.	43
Figura 28 – Primeiro modo de vibração do sistema otimizado. $F_n \approx 90Hz$	44
Figura 29 – Posições de medição da PSD.	45
Figura 30 – Comparativo do valor de CAS medidos em vários pontos.	45
Figura 31 – CAS de movimentação relativa absoluta entre a amostra e o KB.	46
Figura 32 – Parte do sistema que deve ter sua movimentação atenuada.	47
Figura 33 – Identificação dos locais com maior amplitude de movimentação a partir do primeiro modo de vibração.	48
Figura 34 – Proposta de aumento da área da pedra da base da câmara.	49
Figura 35 – Geometria e acoplamento utilizado para a análise dos conceitos teste.	50
Figura 36 – Casos teste: vistas superiores indicando o posicionamento, nomenclatura e quantidade de TMDs.	51
Figura 37 – Ponto de medição das funções resposta em frequência.	52
Figura 38 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção X.	53
Figura 39 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção X.	53
Figura 40 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção X.	54
Figura 41 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção Y.	55
Figura 42 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção Y.	55
Figura 43 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção Y.	56
Figura 44 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção Z.	57
Figura 45 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção Z.	57
Figura 46 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção Z.	58
Figura 47 – Funções respostas em frequências em X, Y e Z do caso 2 TMD HA.	59
Figura 48 – Nomograma do polímero da fita 242NR02 da fabricante 3M™.	60
Figura 49 – Esquemático do teste realizado para conferir o amortecimento das amostras de fitas.	61
Figura 50 – Experimento montado, o sentido de movimentação do sistema é indicado.	62

Figura 51 – Experimento montado com amostras da fita 2552 aplicada sobre a face da mola de chapa.	62
Figura 52 – Dados no tempo dos testes com as várias fitas de amortecimento, configuração 1.	63
Figura 53 – Função resposta em frequência dos testes com as várias fitas, configuração 1.	63
Figura 54 – Sistema Carnáuba M1. a) Modelagem CAD do sistema, b) Sistema instalado	69
Figura 55 – PSD da movimentação em Y do piso e do espelho CAR M1.	70
Figura 56 – Comparativo da CAS do sistema CAR M1 medido e simulado na direção Y.	71
Figura 57 – Interação entre os tipos de simulação.	72

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Quantificações dos tipos de amortecimento	20
Tabela 2 – Resumo de rigidezes de contato utilizadas nesta análise	39
Tabela 3 – Resumo das propriedades dos materiais utilizadas nesta análise.	41
Tabela 4 – Tabela de massas do sistema.	47
Tabela 5 – Entradas de projeto já conhecidas.	48
Tabela 6 – Entradas de dados para cada caso testado.	49
Tabela 7 – Entradas de dados para cada caso testado.	50
Tabela 8 – Resumo dos resultados.	58
Tabela 9 – Resumo dos resultados que apresentaram melhor média de atenuação.	59
Tabela 10 – Resumo do caso selecionado, 2TMD.	59
Tabela 11 – Resumo dos resultados.	61
Tabela 12 – Resumo dos resultados, configuração 1.	64
Tabela 13 – Resumo dos resultados, configuração 2.	64
Tabela 14 – Resumo de rigidezes de contato utilizadas nesta análise	70
Tabela 15 – Avaliação de convergência de malha	72

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CPS	<i>Cumulative Power Spectrum</i>
CAS	<i>Cumulative Amplitude Spectrum</i>
CAR	Carnaúba
CCD	<i>Charge Coupled Device</i>
FRF	Função Resposta em Frequência
FFT	<i>Fast Fourier Transform</i>
KB	Kirkpatrick-Baez
LNLS	Laboratório Nacional de Luz Síncrotron
M1	<i>Mirror 1</i>
M3	<i>Mirror 3</i>
MTMD	<i>Multiple Tuned Mass Dampers</i>
PSD	<i>Power Spectrum Density</i>
PLU	Poliuretano
RMS	<i>Root Mean Square</i>
TMD	<i>Tuned Mass Damper</i>
UHV	<i>Ultra High Vacuum</i>
VTMD	<i>Virtual Tuned Mass Dampers</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área	$[m^2]$
c	Constante de amortecimento	$[Ns/m]$
c_{crt}	Amortecimento crítico	$[Ns/m]$
c_{tmd}	Amortecimento do TMD	$[Ns/m]$
$[C]$	Matriz de amortecimentos	$[Ns/m]$
d	Distância até o centro de gravidade	$[m]$
E	Módulo de Young	$[MPa]$
$f_{e_{tmd,opt}}$	Frequência ótima do TMD	$[rad/s]$
$f_{e_{sis}}$	Frequência de interesse do sistema	$[rad/s]$
F	Força	$[N]$
F_n	Força normal	$[N]$
F_{ext}	Força externa	$[N]$
\vec{F}_{ext}	Vetor de forças externas	$[N]$
G^*	Módulo de elasticidade complexo	$[Pa]$
G'	Módulo de armazenamento	$[Pa]$
G''	Módulo de perda	$[Pa]$
I	Momento de inércia	$[kgm^2]$
J_O	Momento de inércia em torno do ponto "O"	$[kgm^2]$
J_G	Momento de inércia em torno do centro de gravidade	$[kgm^2]$
k	Rigidez	$[N/m]$
k_{tmd}	Rigidez do TMD	$[N/m]$
$[K]$	Matriz de rigidezes	$[N/m]$
l	Comprimento	$[m]$

m	Massa	$[kg]$
m_{sis}	Massa do sistema	$[kg]$
m_{tmd}	Massa do TMD	$[kg]$
$[M]$	Matriz de massas	$[kg]$
$S(\omega)$	Sinal em função da frequência	$[-]$
t	tempo	$[s]$
U_d	Energia dissipada por ciclo	$[J]$
x	Posição de x	$[m]$
\dot{x}	Velocidade de x	$[m/s]$
\ddot{x}	Aceleração de x	$[m/s^2]$
\vec{X}	Vetor de posições	$[m]$
$\dot{\vec{X}}$	Vetor de velocidades	$[m/s]$
$\ddot{\vec{X}}$	Vetor de acelerações	$[m/s^2]$
δ	Deformação	$[m]$
ζ	Razão de amortecimento	$[-]$
$\zeta_{tmd_{opt}}$	Razão de amortecimento ótimo do TMD	$[-]$
η	Fator de perda	$[-]$
η_t	Constante de amortecimento do elemento	$[Ns/m]$
μ	Coefficiente de atrito / Razão de massas	$[-]$
ν	Módulo de poisson	$[-]$
ρ	Densidade	$[kg/m^3]$
τ	Tempo de relaxamento	$[s]$
ω	Frequência angular	$[rad/s]$
ω_n	Frequência natural	$[rad/s]$
ω_d	Frequência de ressonância amortecida	$[rad/s]$
∞	Infinito	$[-]$

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Objetivos	16
1.1.1	Objetivo geral	16
1.1.2	Objetivos específicos	16
2	SISTEMAS DINÂMICOS VIBRACIONAIS	17
2.1	Elementos de inércia	18
2.2	Rigidez	18
2.2.1	Rigidez de uma mola	19
2.2.2	Rigidez de uma viga	19
2.3	Amortecimento	20
2.4	Comportamento dinâmico dos materiais	22
2.4.1	Modelagens dos materiais viscoelásticos	23
2.5	Graus de liberdade	25
2.6	Equação do movimento	25
2.7	Modos de vibração	27
2.8	Função Resposta em Frequência	29
2.9	Vibrações aleatórias	30
2.10	Amortecedores de massa sintonizada	32
2.11	Estado da Arte	35
2.11.1	Otimização de múltiplos amortecedores de massa sintonizada para a supressão de trepidação em equipamentos de usinagem.	35
2.11.2	Supressão da vibração auto-induzida de um suporte de um veículo megalev utilizando um amortecedor de massa sintonizada virtual.	36
2.11.3	Sobre o uso de Amortecedores de massa sintonizada para a redução de vibrações não-lineares de robôs de cabos paralelos planares	36
3	METODOLOGIA	37
3.1	Objeto de estudo	37
3.2	Etapas do trabalho	39
4	RESULTADOS	44
4.1	Estabilidade simulada do sistema KB da Mogno	44
4.2	Modelagem de conceitos de TMDs	46
4.2.1	Número de dispositivos, posicionamentos e ganhos nas amplitudes de movimentação	49
4.2.2	Avaliação harmônica	51

4.2.2.1	Avaliação na direção X	52
4.2.2.2	Avaliação na direção Y	54
4.2.2.3	Avaliação na direção Z	56
4.2.2.4	Resumo dos resultados das avaliações harmônicas e seleção do conceito	58
4.3	Resultados dos testes das fitas de amortecimento 3M	60
5	CONCLUSÃO	65
5.1	Sugestões para trabalhos futuros	66
	REFERÊNCIAS	67
	APÊNDICE A	69
	APÊNDICE B	72

1 INTRODUÇÃO

O estudo e controle de vibrações é importante em uma série de situações de engenharia e está presente em diversos exemplos cotidianos, a comunicação humana é baseada em vibrações das moléculas de ar que são produzidas pelas cordas vocais e captadas pelos ouvidos. Um médico checka o sinal vital de um paciente por meio de vibrações induzidas pelo coração e pulmões. Um músico, usa a vibração de cordas ou peles de instrumentos musicais para produzir sons agradáveis.

Segundo Balachandran e Magrab (2008), esse fenômeno é desejado em diversas situações, como em agitadores, auto falantes ou cadeiras de massagem. Mas também existem situações em que vibrações são produtos indesejados de outros processos feitos pelo homem, como em motores, turbinas e decorrente de turbulência em escoamentos. Ainda existem as de causas naturais e que não podem ser previstas mas podem ser controladas, como terremotos.

Mansfield (2004) descreve em seu livro que níveis excessivos de vibrações podem causar uma série de problemas de saúde ao ser humano, esses níveis devem ser controlados, tanto em caso de amplitudes de movimentação quanto emissão sonora. Assim, o controle do nível vibracional é fundamental para a operação de certos equipamentos e para assegurar que condições seguras ao operador estão sendo respeitadas. Em sistemas de engenharia de precisão, o controle de movimentos não desejados é crucial para o sucesso do projeto. Perturbações mecânicas em sistemas que devem ser estáveis podem comprometer o funcionamento requerido e este é o caso dos sistemas óticos das linhas de luz do Sirius.

O Sirius é o novo acelerador de partículas de quarta geração do tipo fonte de luz síncrotron que esta sendo projetado e construído no Brasil. Por se tratar de um equipamento de quarta geração e com feixes com dimensões nanométricas toda vibração ou movimentação indesejada representa perda de foco do feixe nas estações experimentais, inviabilizando o seu máximo desempenho.

Este trabalho esta pautado no estudo de estabilidade mecânica da base da câmara de Ultra-Alto Vácuo (UHV) da linha de luz Mogno, que é voltada para os estudos de diversos materiais de forma não invasiva, quantitativa e de alta resolução. Nesta câmara estarão instalados o espelho M3 e o espelho Kirkpatrick-Baez (KB) da linha. A ótica das linhas de luz do Sirius é muito variada, mas apresentam um elemento em comum, a presença de um ou mais espelhos KB, que servem para focalizar a radiação e normalmente são instalados próximos às estações experimentais. Sendo assim, a estabilidade deste componente ótico é de evidente relevância já impacta diretamente onde o feixe será focalizado.

Tendo ponto de partida a otimização de um conceito para a câmara do KB desse sistema, o desenvolvimento deste trabalho visa a redução da amplitude de vibrações usando-se de amortecedores de massa sintonizada (TMDs), dispositivos que realizam a dissipação de parte da

energia vibracional. Assim, será avaliada a viabilidade do uso deste equipamento para o aumento dos níveis de estabilidade mecânica do sistema. A avaliação será feita utilizando ferramentas como densidade espectral de potência (PSD) e potência espectral acumulada (CPS).

A utilização destes dispositivos pode apresentar um impacto significativo na qualidade do feixe de luz que chega à estação experimental desta linha, uma vez que a tolerância para movimento relativo entre amostra e foco é cerca de 30 nm, o que leva a tolerâncias de vibrações angulares dos espelhos KB para valores tão baixos quanto 9 nrad nos graus de liberdade mais sensíveis.

1.1 OBJETIVOS

Nesta seção serão apresentados o objetivo geral e os objetivos específicos do presente trabalho.

1.1.1 Objetivo geral

Investigar a viabilidade do uso de um amortecedor de massa sintonizado como dispositivo de atenuação de vibrações da base do espelhos M3 e KB da linha de luz Mogno.

1.1.2 Objetivos específicos

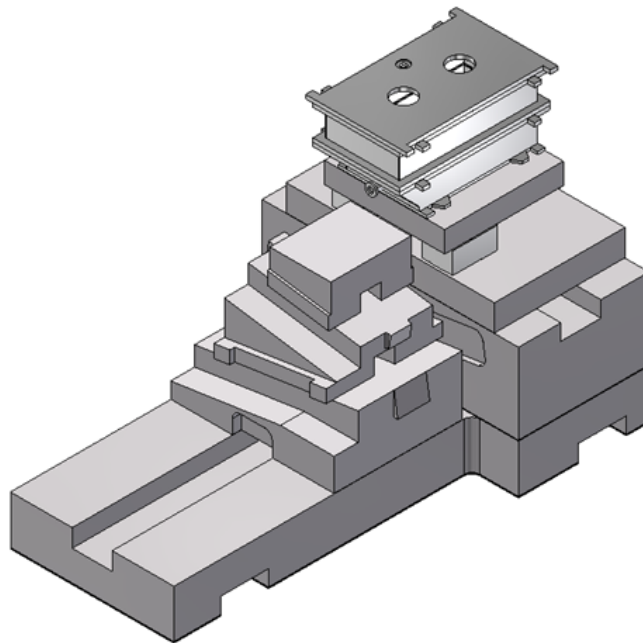
Os objetivos específicos do presente projeto são:

- Realizar um levantamento de propriedades vibracionais caracterizando a base do espelho virtualmente;
- Revisar na literatura sobre o que é um amortecedor de massa sintonizada e como é sua modelagem matemática;
- Modelar este dispositivo para a base do espelho por meio de um código computacional;
- Testar diferentes configurações para um projeto preliminar do uso de TMDs;

2 SISTEMAS DINÂMICOS VIBRACIONAIS

Inman e Singh (1994) define vibrações como o estudo da dinâmica de movimentos repetidos no tempo em torno de um ponto de equilíbrio. Estes movimentos podem ser harmônicos, que seguem uma função de onda, ou aleatórios, sem alguma função ou combinação de funções clara. O estudo de vibração é importante pois muitas vezes trata-se um limitante de projeto, como é o caso da base do espelho KB da linha Mogno onde a movimentação por perturbações externas dos elementos óticos não é desejada por requisitos de estabilidade mecânica. A Figura 1 mostra uma representação CAD do sistema de espelhos KB da linha Mogno. Mais detalhes do sistema são apresentados na seção de metodologia.

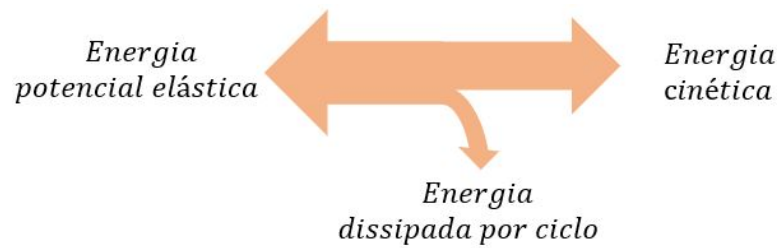
Figura 1 – Modelagem geométrica da base dos espelhos KB da linha Mogno.



Fonte: O Autor (2021).

Segundo Rao (1995), os elementos básicos de qualquer sistema vibratório são um elemento de armazenamento de energia potencial (molas ou elasticidade dos materiais), um de armazenamento de energia cinética (elementos inerciais) e um de dissipação de energia (amortecedores). Em casos de pêndulos, o elemento inercial armazena tanto energia potencial, na forma de energia potencial gravitacional, quanto energia cinética. O processo base de uma vibração é uma constante transformação de energia potencial elástica em energia cinética e vice-versa e só é finalizado ao se adicionar uma dissipação de energia que ocorre a cada ciclo, normalmente a dissipação é na transformação para energia térmica na forma de calor e energia sonora, o que é um processo irreversível.

Figura 2 – Um ciclo típico de transformação de energia para um sistema massa-mola-amortecedor.



Fonte: O Autor (2021).

2.1 ELEMENTOS DE INÉRCIA

Os elementos inerciais armazenam e liberam a energia cinética. Em movimentos lineares do centro de massa, o valor do elemento inercial este pode ser quantificado pelo valor da própria massa do objeto em questão, ou seja, é uma função independente da distribuição dessa massa no corpo (BALACHANDRAN; MAGRAB, 2008). Já em movimentos rotacionais, o elemento inercial do sistema é função dependente da distribuição de massa no sistema. Mais especificamente, seu valor é dado pelo momento polar de inércia que normalmente é definido a partir do centro de massa. Quando um corpo rotaciona em torno de um ponto O , o momento polar de inércia pode ser definido como:

$$J_O = J_G + md^2 \quad (1)$$

Onde J_G é o momento polar de inércia em torno do centro de massa, m é a massa do corpo e d é a distância entre o centro de gravidade e o ponto de giro.

2.2 RIGIDEZ

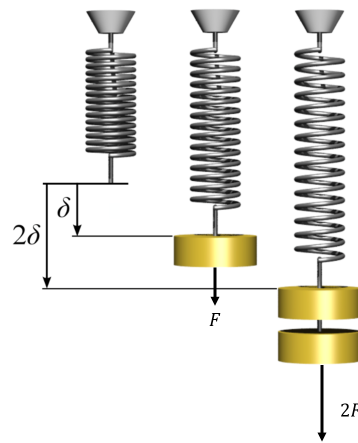
O elemento de rigidez armazena e libera energia potencial elástica. De acordo com o que pode ser observado em Rao (1995), essa característica é relacionada às propriedades geométricas do corpo e mecânicas do material constituinte. Essa característica pode ser enunciada como a resistência que uma geometria, constituída de um material, tem em se deformar quando submetida à um carregamento.

Alguns exemplos clássicos da literatura de cálculo de rigidez são apresentados a seguir, mais exemplos podem ser encontrados em Rao (1995) e Inman e Singh (1994). Uma ampla tabela de casos de rigidez para várias geometrias pode ser encontrados em Balachandran e Magrab (2008).

2.2.1 Rigidez de uma mola

O exemplo mais simples de rigidez de um corpo é o de uma mola linear ideal. Considerando uma mola em equilíbrio representada na Figura 3, ao se aplicar uma força F a mola se deforma de uma quantidade δ . A relação entre a força e deformação pode ser explicada pela lei de Hooke.

Figura 3 – Esquemático de uma mola ideal sendo deformada.



Fonte: Adaptado de Briguiet (2018)

$$F = k\delta \quad (2)$$

Assim, a rigidez pode ser definida como:

$$k = \frac{F}{\delta} \quad (3)$$

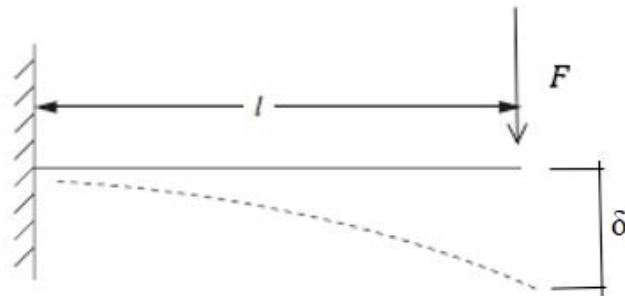
2.2.2 Rigidez de uma viga

Considerando a viga simplesmente engastada e submetida a uma força vertical na sua extremidade livre, representada na Figura 4. É amplamente conhecido de resistências dos materiais que a deflexão dessa viga, nessas condições, é dada pela Equação 4.

$$\delta = \frac{Fl^3}{3EI} \quad (4)$$

Onde E é o modulo de elasticidade do material da viga, I é o momento de inércia da seção transversal e l é seu comprimento. Sabendo da definição de rigidez é dada pela Equação 3, tem-se que a rigidez de deflexão dessa viga é:

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{3EI}{l^3} \quad (5)$$

Figura 4 – Deflexão de uma viga sob a ação de um carregamento F .

Fonte: Adaptado de Inman e Singh (1994) pag. 49

2.3 AMORTECIMENTO

O amortecimento é a transformação de parte da energia cinética em energia térmica e sonora. É um processo irreversível e não pode ser recuperado pelo sistema mecânico (BALACHANDRAN; MAGRAB, 2008). A literatura comenta de três tipos de amortecimento:

- Viscoso: surge da interação viscosa de um fluido com uma superfície sólida e é proporcional à velocidade do movimento relativo entre fluido e sólido.
- Histerese: se dá na movimentação de materiais viscoelásticos, parte da energia é dissipada na forma de calor nos planos atômicos do material;
- Coulomb: decorrente do atrito de fricção entre dois corpos. A força de atrito sempre é oposta à direção e sentido da velocidade.

A Tabela 1 resume os tipos de amortecimento e como quantificar um valor de amortecimento viscoso equivalente proporcional à velocidade do movimento do sistema.

Tabela 1 – Quantificações dos tipos de amortecimento

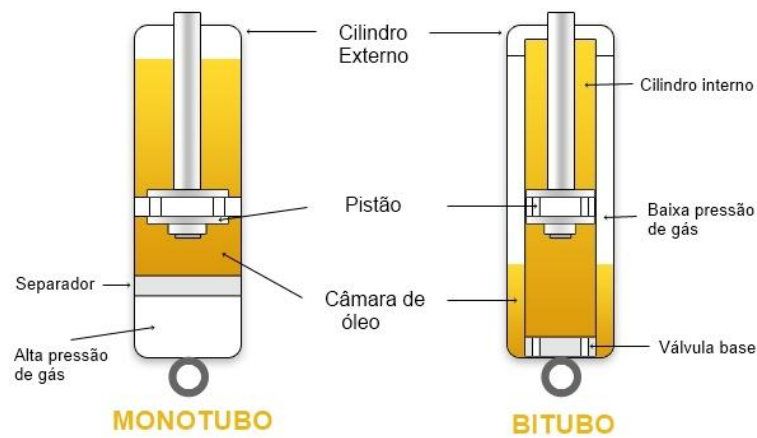
Mecanismo de amortecimento	Viscoso	Histerese	Coulomb
Força de amortecimento	$c\dot{x}$	$k\eta x$	$\pm\mu F_n$
Amortecimento viscoso equivalente	c	$k\eta/\omega$	$4\mu F_n/\pi\omega X$

Fonte: (TSAI; LIN, 1994)

Onde c é a constante de amortecimento viscoso, k é a rigidez do material viscoelástico, η é o fator de perda, ω é a frequência angular, μ é o coeficiente de atrito, F_n é a força normal e x é a distancia percorrida.

O amortecimento viscoso é o mecanismo principal de dissipação de energia usado em amortecedores automotivos, à exemplo, a Figura 5 representa o interior de dois tipos de amortecedores automotivos tipicamente utilizados.

Figura 5 – Exemplos de dispositivos que usam o amortecimento viscoso como forma de dissipação de energia.



Fonte: (BARBIERI KYB, 2020)

Considerando materiais viscoelásticos como fonte de amortecimento, pode-se encontrar diversos polímeros comerciais que são utilizados como soluções para dissipar energia e isolamento de sistemas a perturbações externas, como fitas, representadas na Figura 6, e espumas especiais, Figura 7.

Figura 6 – Fita com camada de polímero viscoelástico, linha 242NR03 da fabricante 3M™.



Fonte: (3M, 2020)

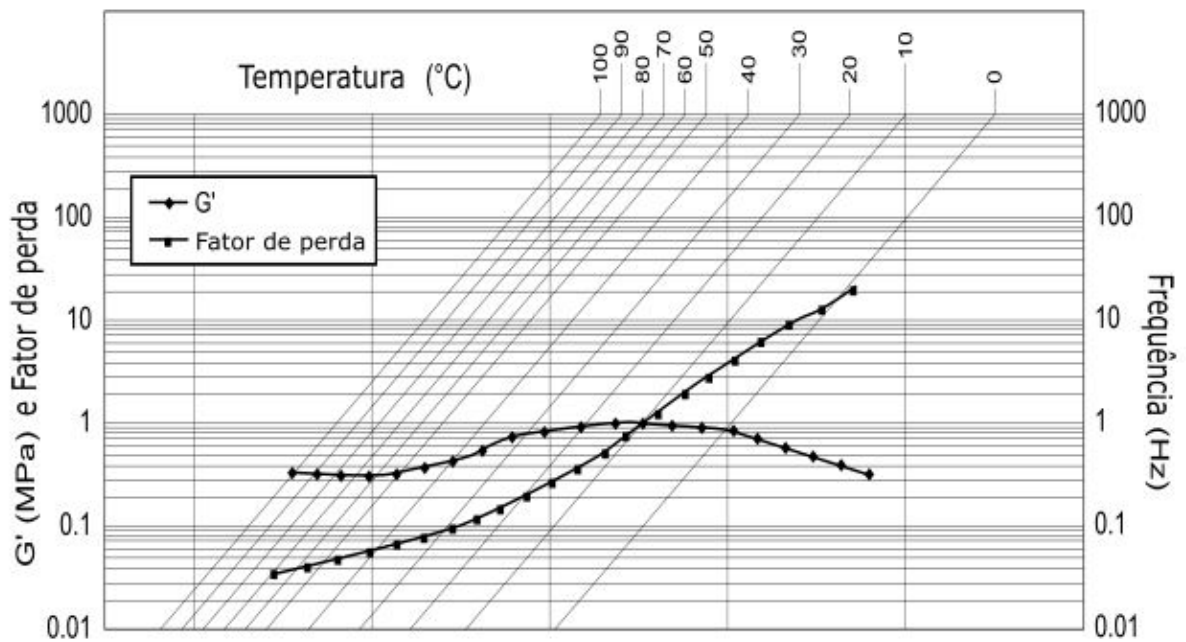
Por se tratar de itens comerciais, é possível encontrar nomogramas destes polímeros fornecidos pelos fabricantes. Nomogramas são gráficos que fornecem as características dinâmicas dos materiais. A exemplo, o nomograma apresentado na Figura 8 do polímero utilizado nas fitas da linha de produtos 242R02 de soluções para vibração da marca 3M™. Utilizando-se desse gráfico, é possível projetar o amortecimento de um sistema sabendo suas condições de operação.

Figura 7 – Espumas utilizadas para o isolamento de vibrações em edifícios.



Fonte: (PURASYS, 2020)

Figura 8 – Nomograma do polímero 242NR02 da fabricante 3M.



Fonte: Adaptado de (3M, 2020)

2.4 COMPORTAMENTO DINÂMICO DOS MATERIAIS

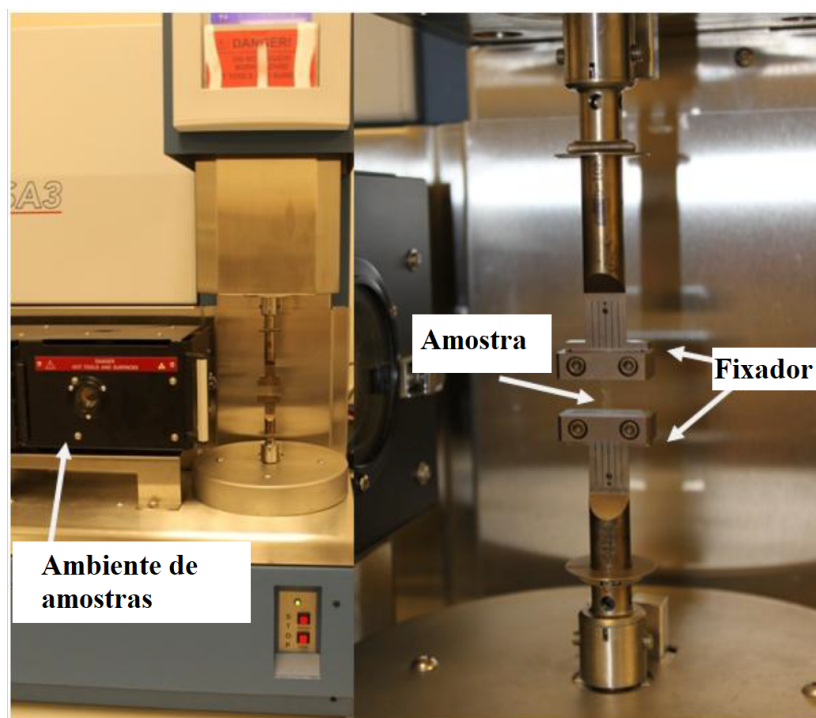
De acordo com Alejandro, Mariamne e Edmundo (2020), energia é dissipada por materiais viscoelásticos durante movimentação ou impactos. As propriedades que descrevem o comportamento deste tipo de material são conhecidas como propriedades dinâmicas.

O módulo de elasticidade complexo, G^* , é a forma de medição desse tipo de comportamento e é composto de uma parte complexa, o módulo de perda G'' , e uma real,

o módulo de armazenamento G' . Fisicamente, o módulo de armazenamento representa a porção de energia que o material consegue armazenar elasticamente e transformar em energia cinética novamente. Já o módulo de perda representa a parcela de energia dissipada em forma de calor ou som.

É muito comum caracterizar as propriedades dinâmicas por meio de uma análise mecânica dinâmica, onde o material é submetido a carregamentos cíclicos, assim o módulo de elasticidade complexo pode ser determinado. A Figura 9 demonstra um equipamento comercial de teste dinâmico

Figura 9 – Equipamento comercial de teste dinâmico de propriedade dos materiais. À direita uma aproximação do fixador da amostra.



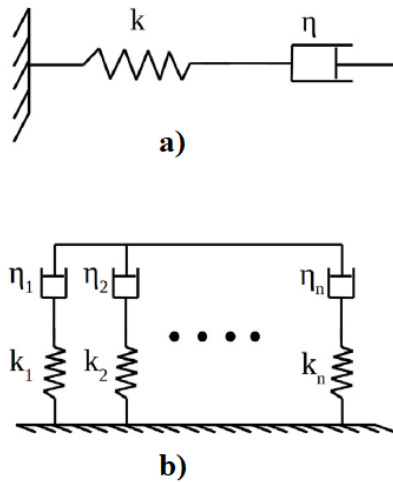
Fonte: Adaptado de (SHARP; GRUBER; FINA, 2016)

Vale destacar que determinar como esses materiais se comportam ao longo do tempo exigiria um teste muito longo e inviável, assim, as propriedades são determinadas no domínio da frequência.

2.4.1 Modelagens dos materiais viscoelásticos

Alejandro, Mariamne e Edmundo (2020) cita algumas formas de modelagens de materiais viscoelásticos, entre elas o modelo de Maxwell, onde o material é representado por um elemento de rigidez e um de amortecimento para representar as características elástica e dissipativa desse tipo de material. Na Figura 10 é possível observar os tipos de elementos levados em consideração no modelo de Maxwell para materiais viscoelásticos.

Figura 10 – Representação do modelo de Maxwell para materiais viscoelásticos. a) Modelo simples b) Modelo generalizado.



Fonte: Adaptado de (BATOU; ADHIKARI, 2019)

Segundo o modelo de Maxwell generalizado, a contribuição de cada elemento no módulo de relaxamento é dado pela Equação 6

$$G_i(t) = G_i e^{-t/\tau_i} \quad (6)$$

$$\tau_i = \eta_i / G_i \quad (7)$$

Onde G_i é a constante da mola do elemento e τ_i é o tempo de relaxamento do elemento. η_i é a constante de amortecimento do elemento.

Segundo o modelo, o módulo de relaxamento é a soma da contribuição de todos os elementos considerados.

$$G(t) = \sum_i G_i e^{-t/\tau_i} \quad (8)$$

Mas a modelagem de Maxwell introduz uma dificuldade: os dados experimentais normalmente são tomados na frequência e a modelagem da propriedade é no domínio do tempo. Para contornar isso, Ferry (1980) propõe a utilização da chamada série Prony.

É possível converter o módulo de relaxamento (modelado no tempo) para o módulo elástico complexo através das Equações 9 e 10.

$$G'(\omega) = G_e + \sum_i \frac{G_i \omega^2 \tau_i^2}{1 + \omega^2 \tau_i^2} \quad (9)$$

$$G''(\omega) = \sum_i \frac{G_i \omega \tau_i}{1 + \omega^2 \tau_i^2} \quad (10)$$

Onde G_e é um valor finito no qual $G(t)$ tende quando $t \rightarrow \infty$ e i representa a quantidade de elementos de Maxwell usados na modelagem do material.

2.5 GRAUS DE LIBERDADE

Os graus de liberdade de um sistema identificam quantas coordenadas independentes são necessárias para descrever completamente o movimento do objeto ou do sistema de objetos. Segundo Rao (1995), para uma modelagem correta, a identificação dos graus de liberdade é importante pois o número de graus de liberdade esta conectado ao número de equações a ser resolvido, quantas frequências naturais e modos independentes de vibração o sistema exibirá.

Os passos para a resolução de sistemas com múltiplos graus de liberdade seguem os mesmos de sistemas com apenas um grau de liberdade, assim, o completo entendimento da metodologia para sistemas simples é importante (INMAN; SINGH, 1994).

2.6 EQUAÇÃO DO MOVIMENTO

Os sistemas vibratórios podem ser modelados usando as leis fundamentais da mecânica de Newton. O procedimento, segundo Rao (1995), para determinar as equações que regem o movimento consiste nos seguintes passos:

- Seleção de um sistema de coordenadas adequado que descreva a posição do elemento de inércia;
- Determinar a configuração de equilíbrio estático e medir o deslocamento do elemento inercial em relação a essa posição de equilíbrio;
- Desenhar o diagrama de corpo livre e identificar todas as forças atuantes no sistema, internas e externas;
- Aplicar as leis de Newton no sistema. O Princípio Fundamental da Dinâmica, Equação 11 para sistemas lineares e Equação 12 para sistemas rotacionais, além da lei de Ação e Reação;

$$\sum \vec{F}(t) = \frac{d}{dt} \left(m \frac{d\vec{x}(t)}{dt} \right) \quad (11)$$

$$\sum \vec{M}(t) = \frac{d}{dt} \left(I \frac{d\vec{\theta}(t)}{dt} \right) \quad (12)$$

Onde \vec{F} é o vetor de forças, m é a massa e \vec{x} o vetor de posições, \vec{M} é o vetor de momentos, I é o momento de inércia e $\vec{\theta}$ o vetor de posições angulares.

As forças que atuam em sistemas vibracionais são de origens diversas, normalmente, podem ser classificadas da seguinte forma:

- Externas: comumente entram como perturbações do estado de equilíbrio do sistema;

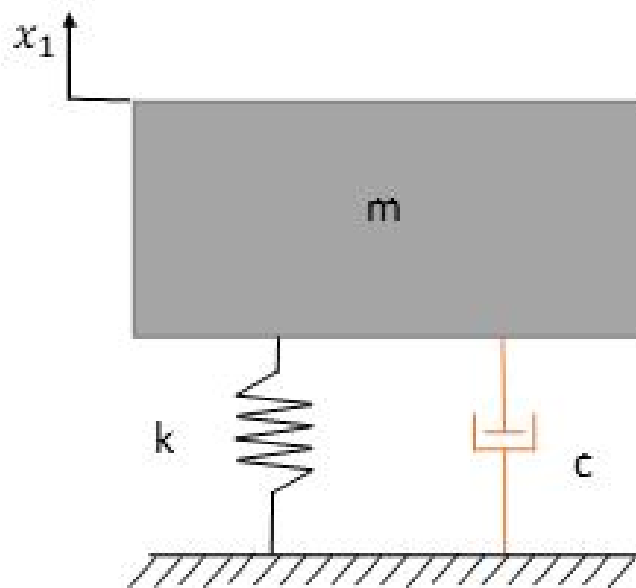
- Restauradoras internas: forças que tendem a fazer o corpo voltar para a posição de equilíbrio;
- Dissipativas: parcela responsável por dissipar parte da energia cinética.

Não será apresentada uma equação que vale para todos os sistemas, já que isso depende das condições de contorno e características específicas de cada caso. Contudo, em geral, as equações do movimento dos sistemas vibratórios seguem a mesma forma apresentada na Equação 13. Essa equação é válida para um sistema de um grau de liberdade, representado genericamente pela Figura 11.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_{ext} \quad (13)$$

A primeira parcela, $m\ddot{x}$, representa a porção das forças inerciais. A segunda, $c\dot{x}$, a porção de forças de amortecimento viscoso. A terceira parte, kx , é decorrente das forças elásticas e a última são perturbações que entram no sistema.

Figura 11 – Sistema de um grau de liberdade.



Fonte: O Autor (2021).

Em diversos casos, as quantidades m , c e k podem ser quantificadas como combinações de quantidades inerciais, constantes de amortecimento e rigidezes, dependendo da configuração do sistema, como cada elemento é conectado e como o sistema se movimenta.

É conveniente definir alguns parâmetros de relativa importância em estudos de vibrações:

- Frequência natural: definida como a raiz quadrada da razão entre a rigidez e o elemento de inércia, para ao caso translacional linear:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (14)$$

- Coeficiente de amortecimento crítico:

$$c_{cri} = 2m\omega_n \quad (15)$$

- Razão de amortecimento:

$$\zeta = \frac{c}{c_{cri}} = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (16)$$

- Frequência de ressonância amortecida:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (17)$$

Assim é possível rearranjar os termos da Equação 13, dividindo todas as partes pela porção inercial. O resultado fornece uma série de informações do sistema.

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = \frac{F_{ext}}{m} \quad (18)$$

A razão de amortecimento fornece uma ideia da forma como o sistema se comporta em sua resposta no período transiente e o tempo de acomodação. É possível dividir a solução em quatro categorias:

- Não amortecido;
- Subamortecido;
- Criticamente amortecido;
- Superamortecido.

Normalmente duas abordagens são usadas para resolver esses casos: solução no tempo ou solução na frequência. É possível encontrar as formas de solução desses casos na literatura, incluindo em Rao (1995), Balachandran e Magrab (2008) e Inman e Singh (1994). Nestas fontes também é possível encontrar as funções de onda e as informações que podem ser extraídas dos sistemas em cada caso.

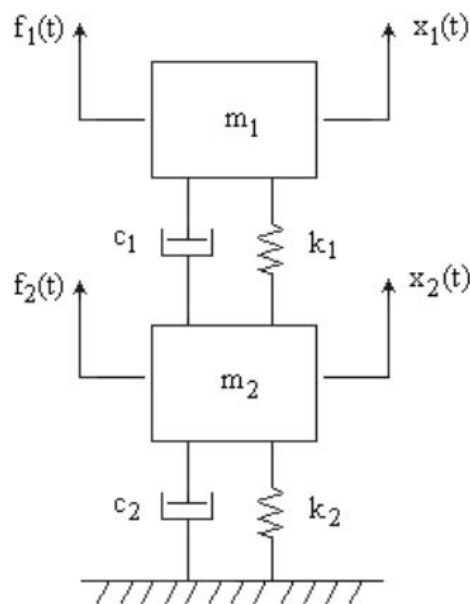
2.7 MODOS DE VIBRAÇÃO

Em sistemas de múltiplos graus de liberdade, uma técnica de análise experimental utilizada para solucionar o sistema é a análise modal. Com essa análise é possível descobrir as

frequências naturais de cada grau de liberdade e relacioná-las aos seus respectivos modos de vibração (INMAN; SINGH, 1994).

Uma das técnicas utilizadas nessa análise é o método de Rayleigh. Esse método consiste tratar a solução com um problema de autovalores e autovetores. Um sistema de n graus de liberdade é descrito na forma matricial, como demonstrado na Figura 12. A solução dos autovalores e autovetores da matriz de equações são, respectivamente, as frequências naturais e os modos de vibração (ou seja, as direções em que o movimento vibratório ocorre) (RAO, 1995). Vale destacar que não necessariamente as direções de movimentação estão alinhadas ao sistema de coordenadas escolhidos.

Figura 12 – Sistema massas-molas-amortecedores de 2 graus de liberdade.



Fonte: (RAO, 1995)

A forma matricial de se representar as equações do movimento para casos com mais de um grau de liberdade é dada por:

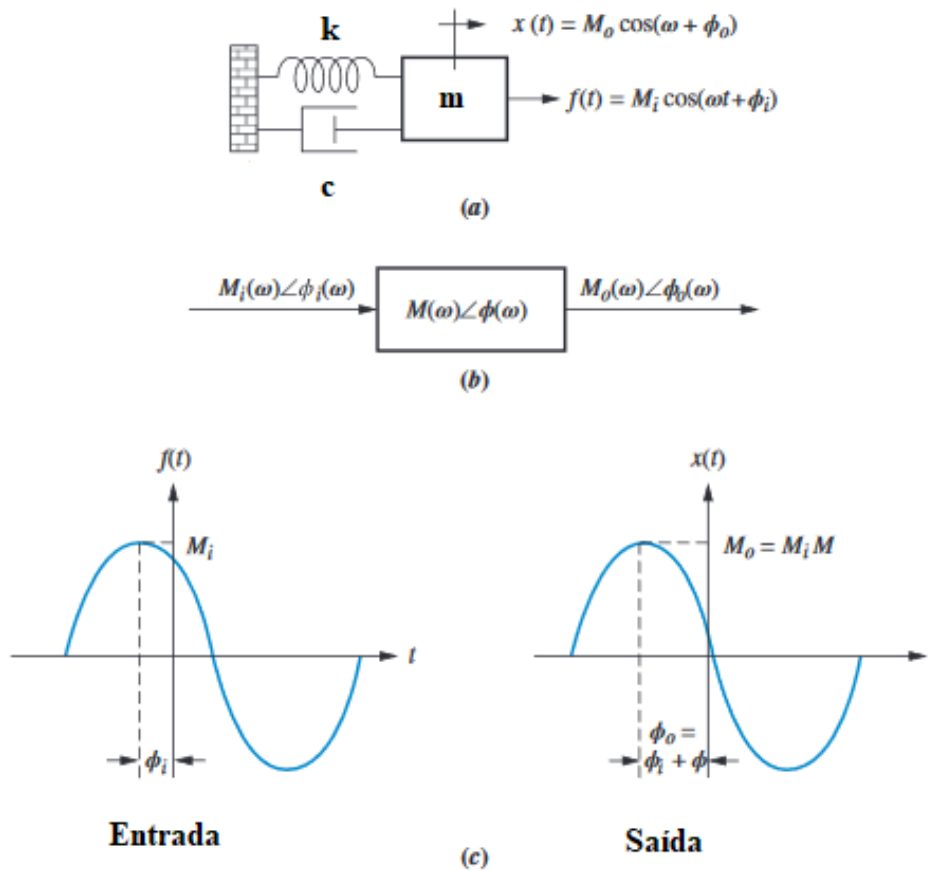
$$[M]\ddot{\vec{X}} + [C]\dot{\vec{X}} + [K]\vec{X} = \vec{F}_{ext} \quad (19)$$

Onde $[M]$ é a matriz de massa modal, $[C]$ a matriz de amortecimento modal, $[K]$ a matriz de rigidez modal e \vec{F}_{ext} é o vetor de forças externas. O tratamento matemático para que sistemas de n graus de liberdade possam ser expressos nessas matrizes pode ser encontrado em Inman e Singh (1994), Rao (1995) e Balachandran e Magrab (2008).

2.8 FUNÇÃO RESPOSTA EM FREQUÊNCIA

Considerando um sistema massa-mola-amortecedor simples, é possível definir uma função de transferência entre uma excitação externa e a resposta dinâmica do sistema. Se a entrada for uma força $f(t)$ senoidal no tempo, a saída em regime permanente $x(t)$ terá uma forma senoidal com uma diferença de fase Nise (2020), como é possível verificar na Figura 13.

Figura 13 – Resposta em frequência senoidal. a) Sistema; b) Função de transferência; c) Formas de onda de entrada e saída.



Fonte: Adaptado de Nise (2020) pág, 527.

Utilizando a notação de fasor, é possível definir uma relação entre a amplitude de movimentação da entrada e da saída, além das diferenças de fase:

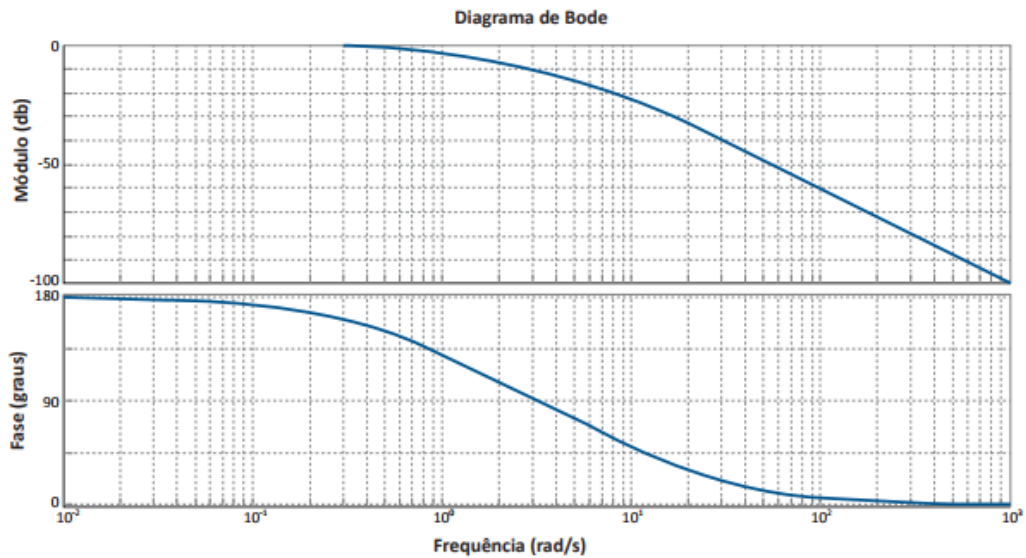
$$M(\omega) = \frac{M_o(\omega)}{M_i(\omega)} \quad (20)$$

$$\phi(\omega) = \phi_o(\omega) - \phi_i(\omega) \quad (21)$$

Como as Equações 20 e 21 são funções da frequência é possível verificar como o sistema se comporta para uma banda de frequências. Com a construção gráficos dessas funções

rapidamente se identifica informações do sistema, como o exemplo mostrado na Figura 14.

Figura 14 – Exemplo de função resposta em frequência de um sistema.



Fonte: INEP (2017)

2.9 VIBRAÇÕES ALEATÓRIAS

Segundo Rao (1995), fenômenos vibratórios onde se conhecem precisamente a resposta característica são conhecidos como vibrações determinísticas. Na prática, não se conhece todos os parâmetros dos sistemas para se prever perfeitamente sua resposta. Esses processos são conhecidos como processos randômicos. Muitos processos randômicos podem ser descritos utilizando um tratamento probabilístico para determinar algumas propriedades.

Uma função densidade de probabilidade muito utilizada para modelar processos físicos considerados aleatórios é a função Gaussiana que pode ser utilizada quando processos tendem a variar em torno de uma média. Em alguns processos randômicos, a função densidade de probabilidade é invariante no tempo. Esses processos são conhecidos como processos randômicos estacionários. Esses processos podem ser quantificados através de seu valor médio e de sua variância (NIZAMOGLU, 2015).

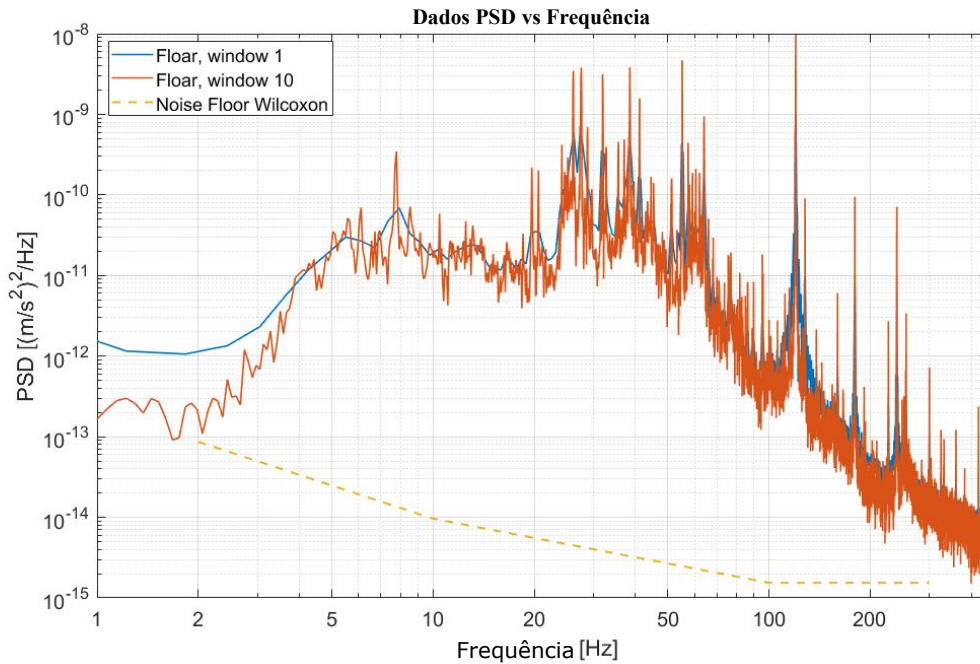
A densidade espectral de potência (PSD do inglês *Power Spectral Density*) descreve como a potência do sinal medido está distribuído no domínio da frequência. Assim, a PSD de um sinal S_y , pode ser encontrada pela Equação 22

$$PSD(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_y(\omega) d\omega \quad (22)$$

Seu valor eficaz (ou RMS do inglês *Root Mean Square*) é dado pela Equação 23:

$$RMS_{S_y} = \sqrt{S(\omega)} \quad (23)$$

Figura 15 – Exemplo de um dado de vibração aleatória. PSD do piso do Sirius com dois janelamentos de aquisição diferentes.



Fonte: O Autor (2021)

De acordo com (NIZAMOGLU, 2015), usando uma PSD é possível obter a distribuição de potência do sinal em cada frequências de diferentes distúrbios. Contudo, como comumente esses dados são apresentados em escala logarítmica, fica difícil comparar a quantidade de energia de picos ou regiões em banda. Isso é facilmente visível em gráficos de potência espectral acumulada (CPS do inglês *Cumulative Power Spectrum*). O valor da CPS pode ser calculado pela Equação 24.

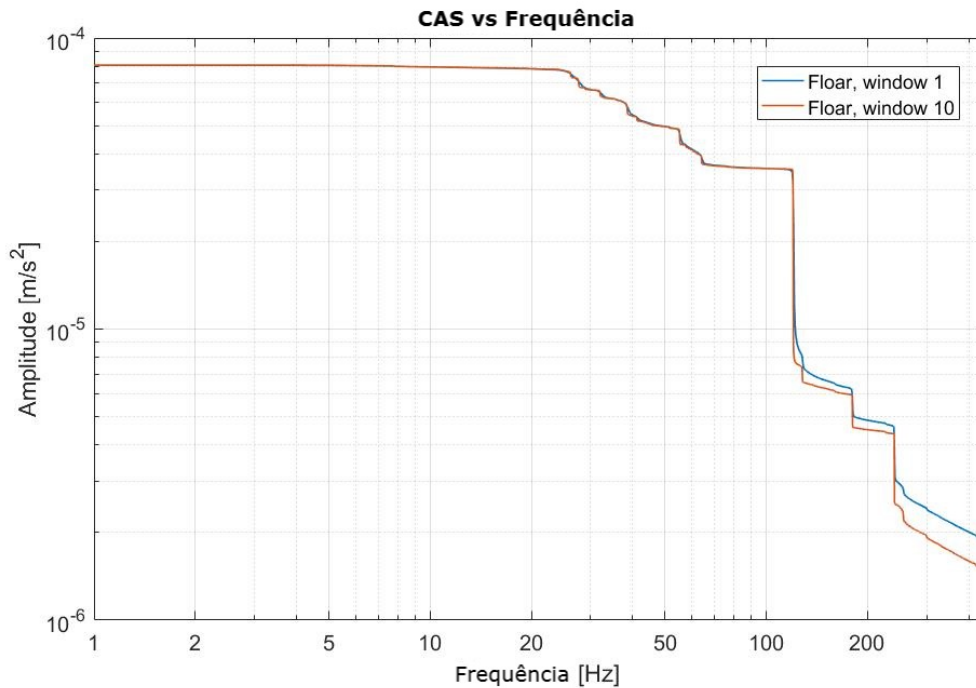
$$CPS(\omega_f) = \int_0^{\omega_f} PSD(\omega) d\omega \quad (24)$$

Vale notar que $CPS(\omega_f)$ denota o valor do valor acumulado de uma PSD até a frequência de interesse ω . O valor RMS da CPS é dado pela Equação 25:

$$CAS = \sqrt{CPS(\omega_f)} \quad (25)$$

Enquanto a CPS é muito útil para comparar os efeitos dos distúrbios o valor CAS é muito mais direto para mostrar os valores de erro médio, já que se trata de um valor RMS.

Figura 16 – Exemplo de um dado de vibração aleatória. CAS do piso do Sirius com dois janelamentos de aquisição diferentes.



Fonte: O Autor (2021)

2.10 AMORTECEDORES DE MASSA SINTONIZADA

Amortecedores de massa sintonizada (ou TMDs do inglês *Tuned Mass Dampers*) são dispositivos que consistem em uma massa, um elemento elástico e um elemento de amortecimento utilizados para atenuar a resposta dinâmica de uma estrutura (CONNOR, 2003). A modelagem apresentada a seguir se trata de TMDs para estruturas pouco amortecidas ($\zeta < 0,03$).

O acoplamento de um TMD no sistema induz mudanças na dinâmica do movimento, já que um novo grau de liberdade é introduzido. Essas mudanças se refletem na forma da equação de movimento do sistema e na sua função de transferência. Uma representação desse tipo de acoplamento pode ser observada na Figura 17.

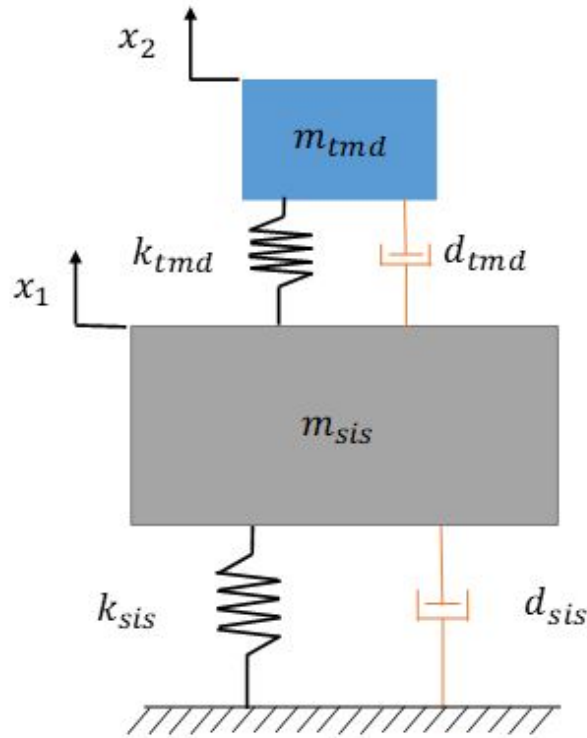
A função de transferência do sistema à uma força externa, frequências de ressonância e antirressonâncias são dadas por:

$$\frac{X_1}{F} = \frac{m_{tmd}s^2 + d_{tmd}S + k_{tmd}}{(m_{sis}s^2 + d_{sis}S + k_{sis})(m_{tmd}s^2 + d_{tmd}S + k_{tmd}) + m_{tmd}s^2(d_{tmd}S + k_{tmd})} \quad (26)$$

$$p_{1,2} = \pm j \sqrt{\frac{ak_{sis}}{m_{sis}}} \quad (27)$$

$$p_{1,2} = \pm j \sqrt{\frac{k_{tmd}}{am_{tmd}}} \quad (28)$$

Figura 17 – Acoplamento de um TMD em um sistema massa-mola-amortecedor.



Fonte: O Autor (2021)

Segundo Tsai e Lin (1994), as regras de dimensionamento de um TMD otimizado para estruturas pouco amortecidas, com $\zeta < 0,03$, segue os seguintes parâmetros:

- Razão de massas *TMD-sistema*:

$$\mu = \frac{m_{tmd}}{m_{sis}} \quad (29)$$

- Razão de frequências ótima:

$$\frac{f_{e_{tmd,opt}}}{f_{e_{sis}}} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (30)$$

- Razão de amortecimento ótimo:

$$\zeta_{tmd,opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)}} \quad (31)$$

- Rigidez do TMD:

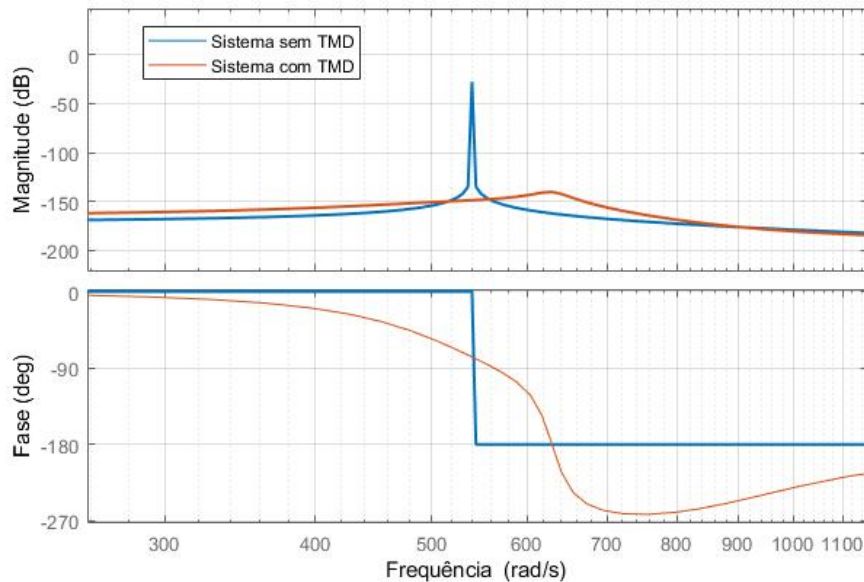
$$k_{tmd} = (2\pi f_{e_{tmd}})^2 m_{tmd} \quad (32)$$

- Amortecimento absoluto do TMD:

$$c_{tmd} = 2\zeta_{tmd}\sqrt{k_2m_{tmd}} = 2\zeta_2c_{tmd,crit} \quad (33)$$

A função resposta em frequência que esse acoplamento gera pode ser verificado na Figura 18. Observa-se que a ressonância que ocorria em 86 Hz, ou $540 \frac{rad}{s}$, é atenuada. Verifica-se um leve aumento do ganho de movimentação para outras frequências, isso é decorrente da introdução de um novo grau de liberdade no sistema. Contudo, esse ganho é marginal se comparado à redução do ganho na frequência natural.

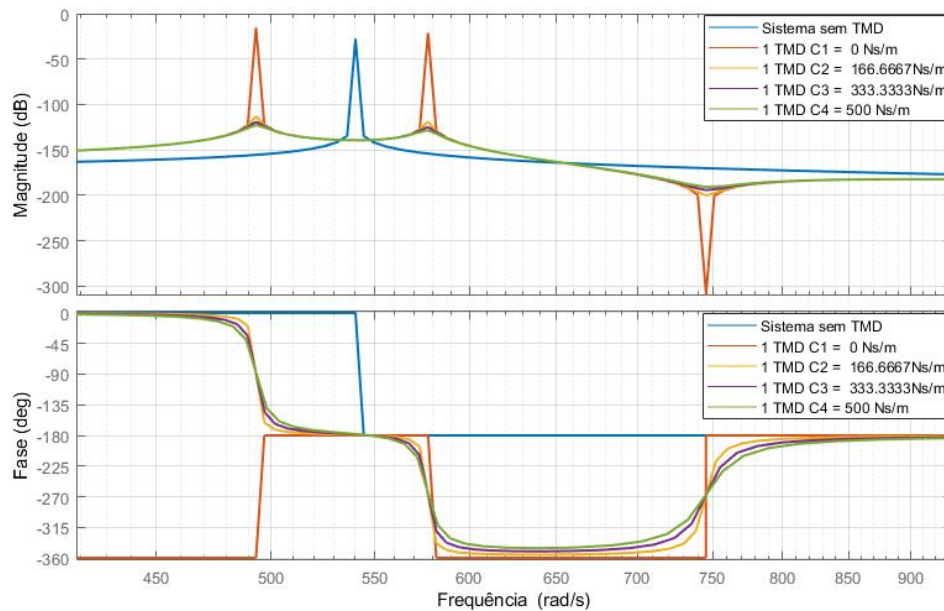
Figura 18 – Comparativo da FRF de um sistema sem e com um TMD.



Fonte: O Autor (2021)

A Equação 33 fornece o valor ótimo de amortecimento do dispositivo para cada caso analisado. A Figura 19 mostra um TMD com rigidez ótima mas submetido com vários amortecimentos distintos do ótimo. É possível notar que são incluídas uma ressonância e uma antirressonância no sistema. Também é possível notar que o desempenho do sistema em uma banda próxima à frequência natural do sistema sem o TMD sofre uma leve perda de estabilidade em todos os casos. Essa perda pode ser quantificada pelo aumento da sensibilidade de movimentação na região.

Figura 19 – Comparativo da FRF de um sistema sem e com um TMD variando o amortecimento.



Fonte: O Autor (2021)

2.11 ESTADO DA ARTE

Nessa seção serão apresentados alguns casos de controle de vibrações que utilizaram amortecedores de massa sintonizada voltados principalmente para o uso em engenharia de precisão.

2.11.1 Otimização de múltiplos amortecedores de massa sintonizada para a supressão de trepidação em equipamentos de usinagem.

Yang, Munoa e Altintas (2010) descrevem em seu artigo o projeto e otimização de MTMDs (*multiple tuned mass dampers*) para o controle de trepidação em maquinário de usinagem. Os casos foram projetados para terem massas iguais entre si, mas otimizados individualmente para maximizar a resistência à trepidação. Foi encontrado que foi necessária uma maior precisão no projeto de rigidez e frequências naturais para cada TMD, mas o uso de MTMDs apresentou uma maior robustez nas incertezas do projeto de amortecimento. O artigo conclui que o uso desses dispositivos melhorou consideravelmente a estabilidade à trepidação do maquinário.

2.11.2 Supressão da vibração auto-induzida de um suporte de um veículo megalev utilizando um amortecedor de massa sintonizada virtual.

Em seu artigo, Zhou, Hansen e Li (2011) discutem a auto-excitação de vibrações que reduz a performance de veículos megalev. Foi encontrado que a frequência natural do suporte do veículo é o principal causador dessa perturbação. Para suprimir esse problema, foi utilizado um TMD e verificado que o uso desse dispositivo pode suprimir consideravelmente esse problema. Porém, como para essa aplicação o TMD deveria ser instalado no exato lugar dos super ímãs do megalev, foi proposta a utilização de um TMD virtual (VTMD). Utilizando-se de controle ativo, o comportamento de um TMD real foi recriado com o uso da força eletromagnética que dos próprios ímãs que movem o veículo geram. Simulações mostraram que o emprego do VTMD é capaz de suprimir as perturbações auto-excitadas do suporte, melhorando a performance geral do sistema.

2.11.3 Sobre o uso de Amortecedores de massa sintonizada para a redução de vibrações não-lineares de robôs de cabos paralelos planares

De acordo com Eden e Oetomo (2019), vibrações livres em robôs de cabos paralelos planares (CDPRs) possuem uma longa duração, o que é um problema para aplicações que necessitam de uma rápida acomodação. Para melhorar esse requisito foi proposta a utilização de TMDs. Foi observado que houve uma redução de 96,51% do tempo de acomodação com a utilização de TMDs ótimos, com exceção para quando os CDPRs estão posicionados nas extremidades da movimentação requerida.

3 METODOLOGIA

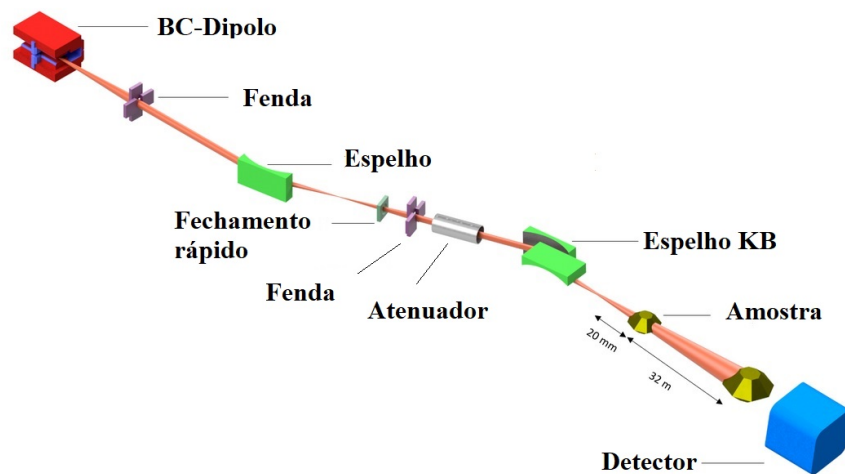
O ponto de partida é de um dos conceitos desenvolvidos e otimizados para a base de granito do espelho KB da linha Mogno.

3.1 OBJETO DE ESTUDO

De acordo com o Laboratório Nacional de Luz Síncrotron LNLS (201-), essa linha de luz será dedicada à obtenção de imagens tridimensionais de diversos materiais de forma rápida, não invasiva, quantitativa e de alta resolução. Vários detectores baseados em detecção direta, como o detector Medipix, ou detecção indireta, como os detectores CCDs, estarão disponíveis, cobrindo campos de visão desde 0,5 mm x 0,5 mm até 30 mm x 30 mm, para resoluções da ordem de 0,25 μm x 0,25 μm até 15 μm x 15 μm respectivamente. Tendo em vista o objetivo de se atingir resoluções na ordem de micrômetros nas imagens coletas, fica evidente a importância da estabilidade mecânica nos componentes de base do espelho que trata opticamente o feixe.

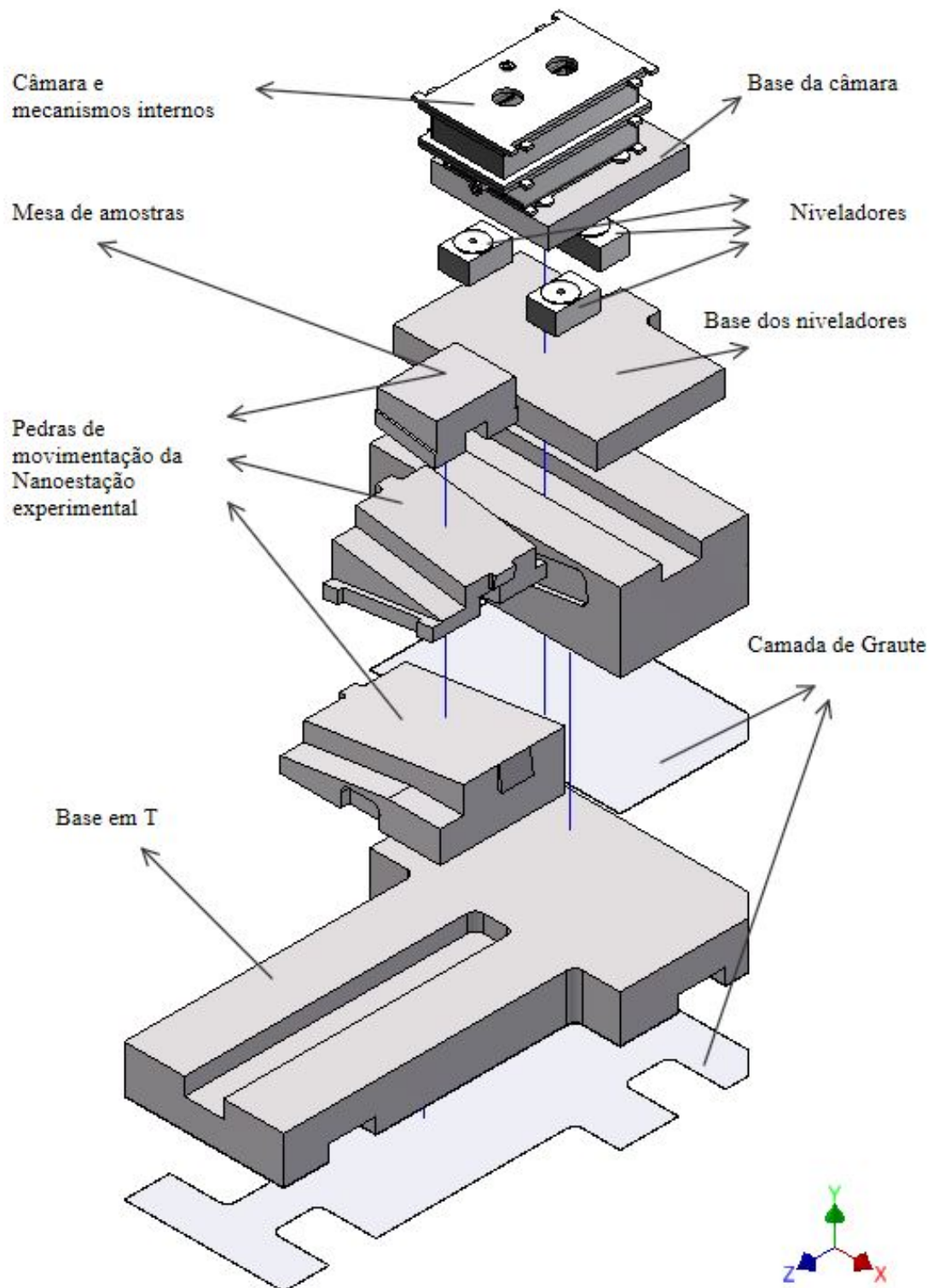
A geometria final da base do espelho KB da linha e da nanoestação, cujo desenvolvimento pode ser confirmado em Claudiano (2020a), é representada pela Figura 21. Esta é constituída de uma base em T comum ao sistema de espelhos e à nanoestação. Esta primeira pedra é fixada ao piso do Sirius por uma camada de graute PLU de 5 mm de espessura. As pedras de movimentação e controle de posição da nanoestação experimental permitem uma movimentação tridimensional da amostra e formam uma cadeia de rigidez. Fixa à base em "T" por uma camada de graute PLU, há a base do espelho que permite uma certa movimentação da câmara para ajuste de alinhamento.

Figura 20 – Esquemático da linha Mogno completa.



Fonte: (LNLS, 2021)

Figura 21 – Vista explodida simplificada da base de granito do sistema de espelhos KB e da Nanoestação da linha Mogno.



Fonte: O Autor (2021)

3.2 ETAPAS DO TRABALHO

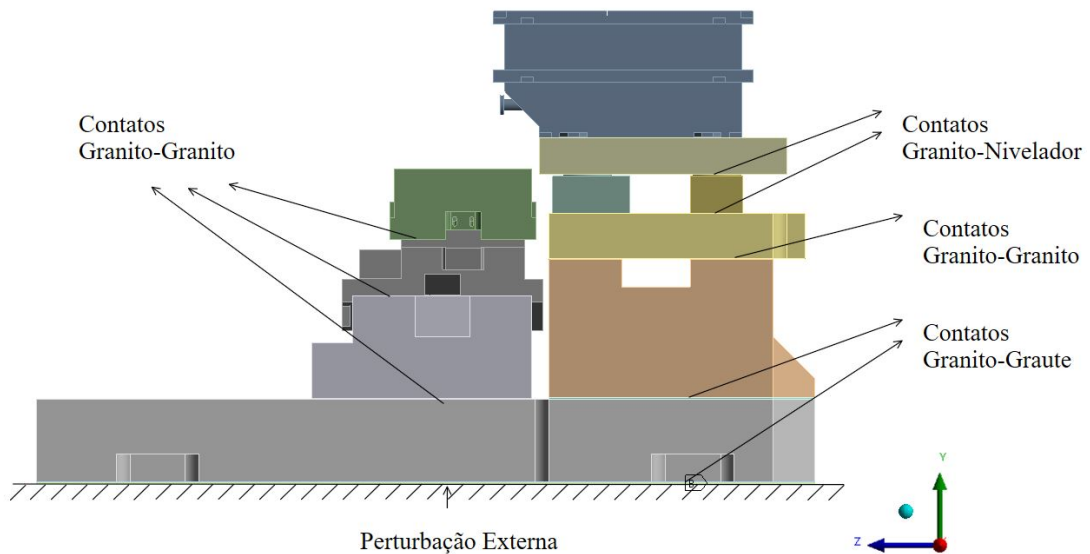
Deste conceito é possível extrair informações de frequências de ressonância e direções preferenciais dos modos de vibrar, informações necessárias para as próximas ferramentas que foram utilizadas. Outras informações importantes e que são dados de entrada para a modelagem de TMDs podem ser aferida de simulações modais. A Tabela 2 resume as rigidezes de contato utilizadas entre as partes do sistema e a Figura 22 demonstra o diagrama de corpo livre para os casos com distúrbio externo.

Tabela 2 – Resumo de rigidezes de contato utilizadas nesta análise

Contato	Normal [N/m]	Tangencial [N/m]
Granito - Granito	3×10^9	$1,5 \times 10^9$
Granito - Nivelador	7×10^9	3×10^8
Granito - Graute	Colado	Colado

Fonte: O Autor (2021)

Figura 22 – Condições de contorno aplicadas no modelo.

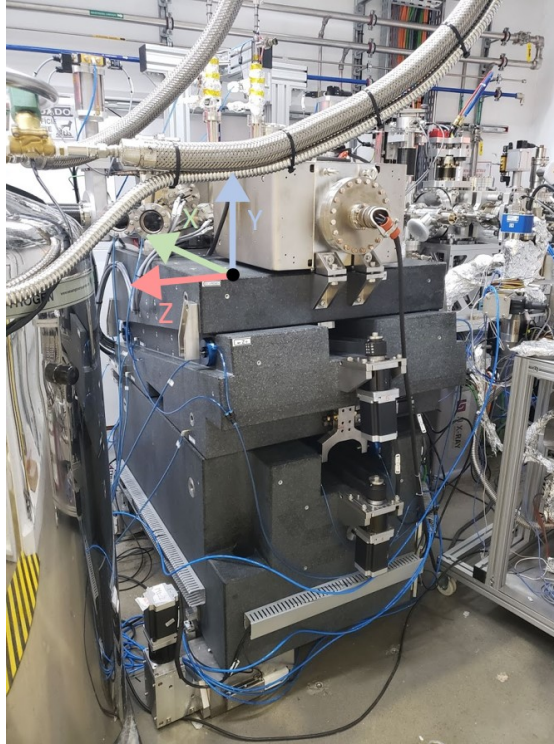


Fonte: O Autor (2021)

Os materiais e suas propriedades mecânicas mais relevantes para esta análise utilizados estão sumarizados na Tabela 3. O aço inoxidável é amplamente empregado nesses sistemas submetidos à Ultra-Alto Vácuo (UHV) devido à sua alta compatibilidade com vácuo e sua alta durabilidade. Já o granito, empregado nas bases, é selecionado devido à sua alta resistência mecânica e capacidade térmica, além de ser muito menos denso que o aço, assim, é possível obter uma configuração ao mesmo tempo rígida e com grande inércia térmica, minimizando possíveis efeitos de deformações induzidas por mudança de temperatura ambiente da cabana. Já o sistema de coordenadas utilizado segue o padrão das linhas de luz onde o eixo Z está alinhado

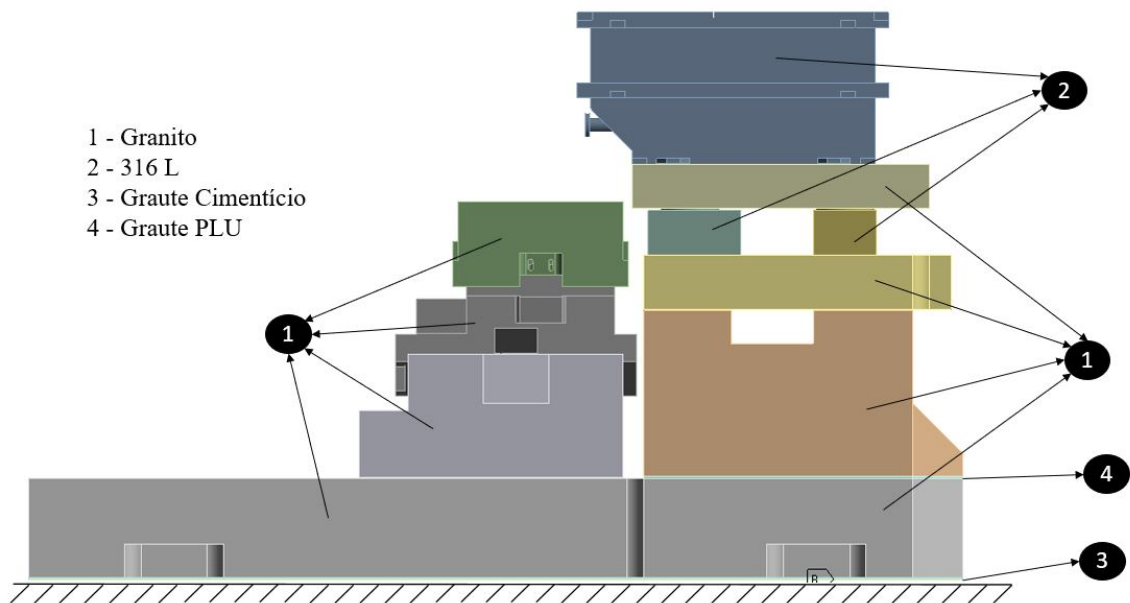
com o feixe de luz, o plano ZX forma o plano horizontal e ZY o plano vertical, representado pela Figura 24.

Figura 23 – Representação do sistema de coordenadas do feixe na linha Carnaúba.



Fonte: O Autor (2021)

Figura 24 – Representação dos materiais de cada parte do sistema.



Fonte: O Autor (2021)

A partir da resposta modal, os níveis de estabilidade que o conceito do sistema apresenta

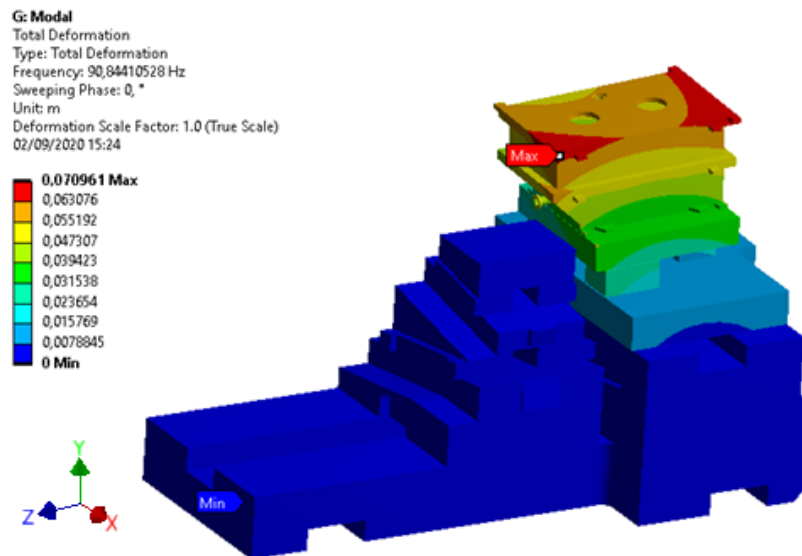
Tabela 3 – Resumo das propriedades dos materiais utilizadas nesta análise.

Material	E [MPa]	ν [-]	ρ [kg/m^3]
Granito Tai Shan Black nº 2	109000	0,25	3040
Aço inoxidável 316L	195000	0,27	7970
Graute Cimentício	23110	0,2371	2000
Graute PLU	8380	0,27	1550

Fonte: O Autor (2021)

foram mensurada utilizando a ferramenta de vibrações aleatórias (*Random Vibration*) do programa Ansys. Como condição de contorno utilizada, foi introduzido uma perturbação externa a partir de um sinal de medidas de aceleração do piso do Sirius, medidas essas tiradas próximas ao ponto onde o sistema será instalado. O Diagrama de corpo livre deste caso pode ser observado na Figura 22. Na Figura 25 é possível observar o primeiro modo de vibração do ponto de partida desta análise. Já a Figura 26 apresenta o sinal de perturbação utilizado como dado de entrada na análise de vibração randômica.

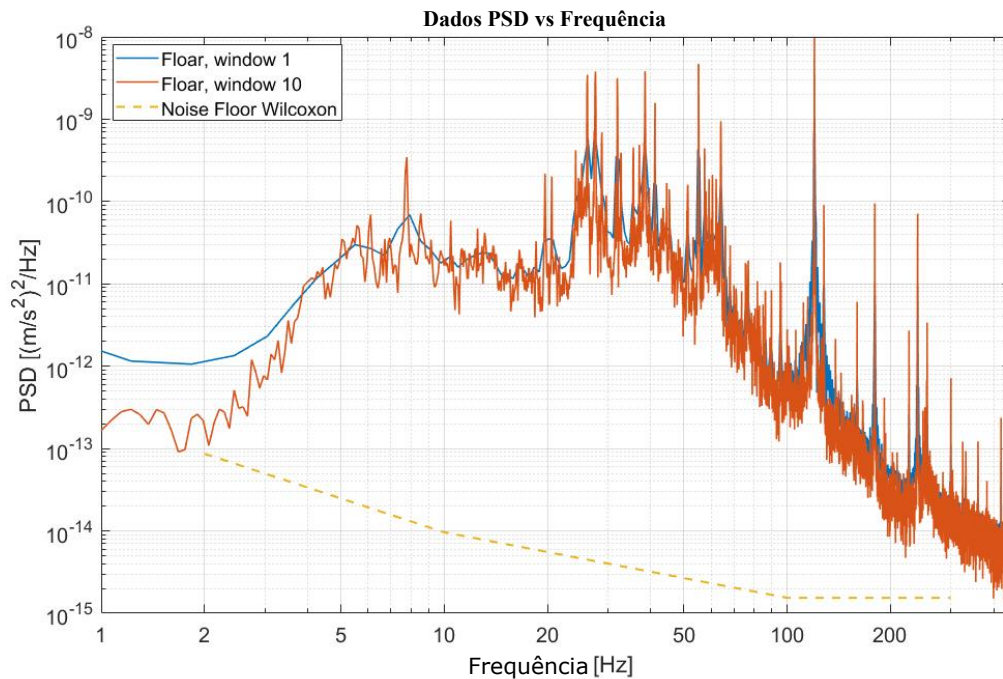
Figura 25 – Primeiro modo de vibração do sistema otimizado. $F_n \approx 90Hz$



Fonte: (CLAUDIANO, 2020b)

A simulação modal também fornece os parâmetros necessários para realizar uma análise harmônica. Desta verificação é possível gerar a função resposta em frequência da planta do conjunto. Um primeiro estudo qualitativo de redução percentual de ganho na amplitude de movimentação pode ser aferido utilizando os resultados dessa ferramenta. Como a magnitude que a perturbação gera é desconhecida, uma força unitária e cíclica foi aferida na base, a hipótese de linearidade dos efeitos vibracionais foi atribuída a este caso. A análise harmônica pressupõe

Figura 26 – PSD do piso do Sirius no eixo 50, com dois janelamentos de aquisição diferentes utilizada como perturbação de entrada.

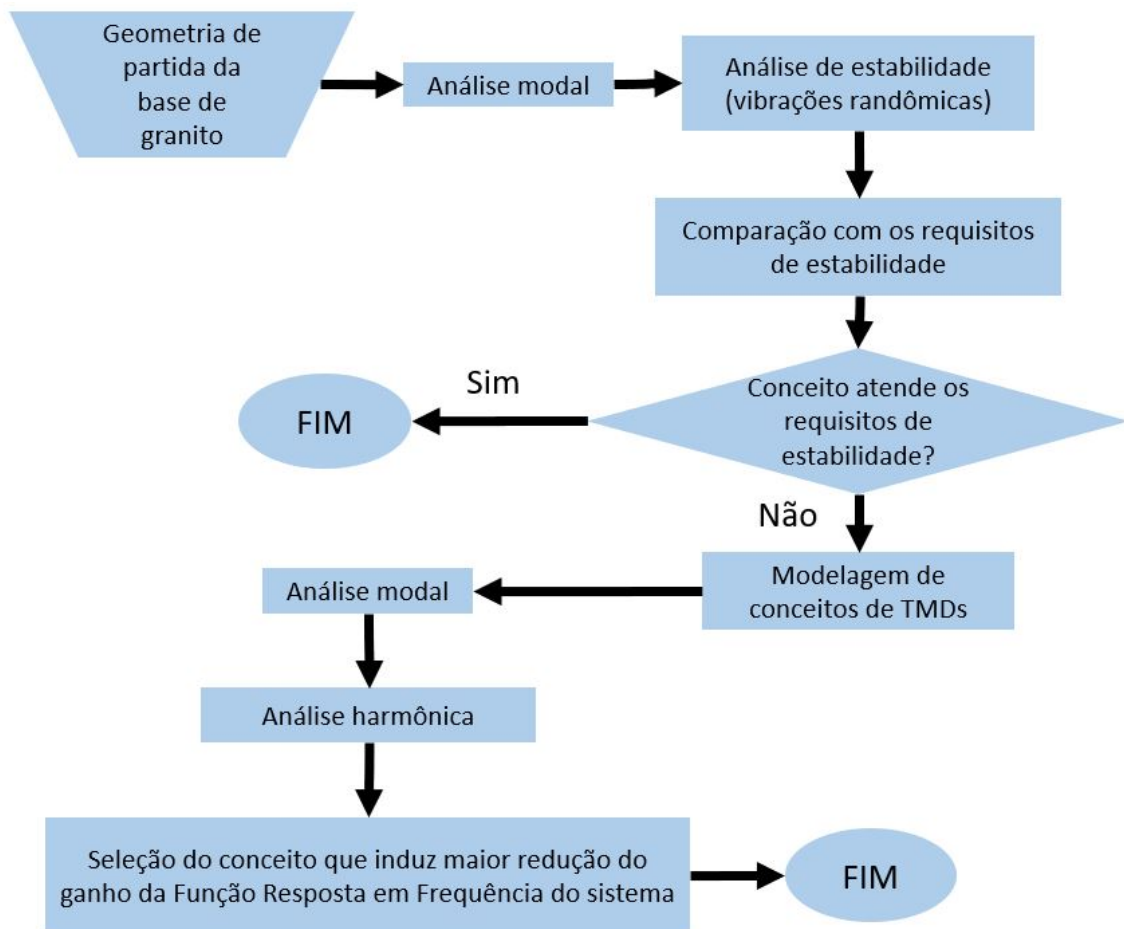


Fonte: O Autor (2021)

uma entrada cíclica como discutido na seção anterior. Assim não é possível quantificar o valor de redução ou aumento do ganho de cada caso testado, mas é possível qualificar, percentualmente, qual caso apresenta o melhor desempenho. O diagrama de corpo livre da avaliação harmônica também é representado pela Figura 22.

Foi possível, com as informações da simulação modal, modelar casos de TMDs ótimos, dos quais sete casos conceito foram testados virtualmente. O teste com simulação harmônica teve o intuito de selecionar o caso que apresentasse a maior redução no ganho de movimentação. Ao longo do desenvolvimento deste trabalho, decisões de projeto foram tomadas, estas são discutidas e justificadas ao longo da apresentação dos resultados.

Figura 27 – Fluxo das análises do trabalho proposto.



Fonte: O Autor (2021)

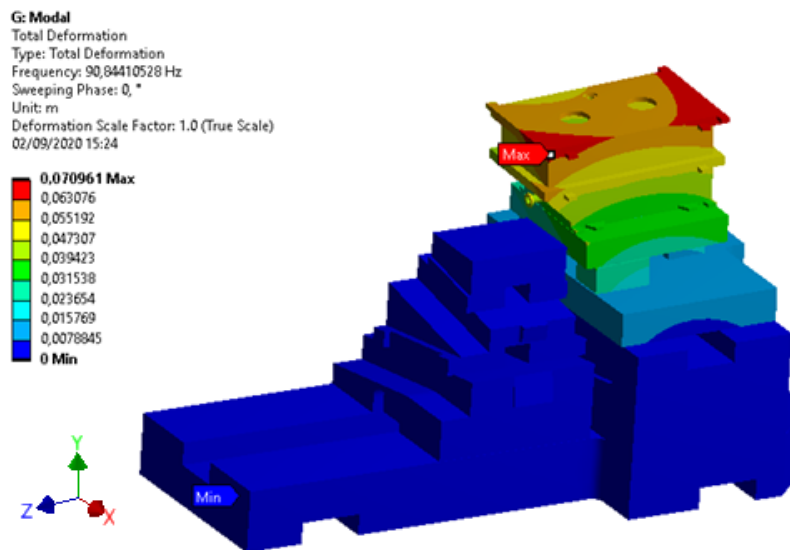
4 RESULTADOS

Esta seção é dedicada à apresentação e discussão dos resultados da proposta. Algumas decisões de projeto são analisadas e discutidas segundo sua ocorrência ao longo do desenvolvimento desta caracterização virtual. Foram realizadas avaliações de desempenho, critérios de seleção de posicionamentos dos conceitos no sistema, comparativos entre os conceitos e testes de alguns materiais propostos para dissipação de energia.

4.1 ESTABILIDADE SIMULADA DO SISTEMA KB DA MOGNO

A geometria de partida consiste na base dos mecanismos do espelho M3 e KB da linha Mogno. Essa geometria surgiu a partir de uma otimização das bases dos espelhos de outros sistemas. O objetivo dessa otimização foi maximizar a estabilidade mecânica com um projeto voltado à rigidez. Utilizando-se boas práticas de posicionamento de suportes, alinhamento e distribuição de massa foi possível sair de uma frequência natural de aproximadamente 45 Hz, dos conceitos anteriores, para os atuais 90 Hz, como representado na Figura 28. O desenvolvimento deste projeto pode ser verificado em Claudiano (2020a) e Claudiano (2020b).

Figura 28 – Primeiro modo de vibração do sistema otimizado. $F_n \approx 90Hz$

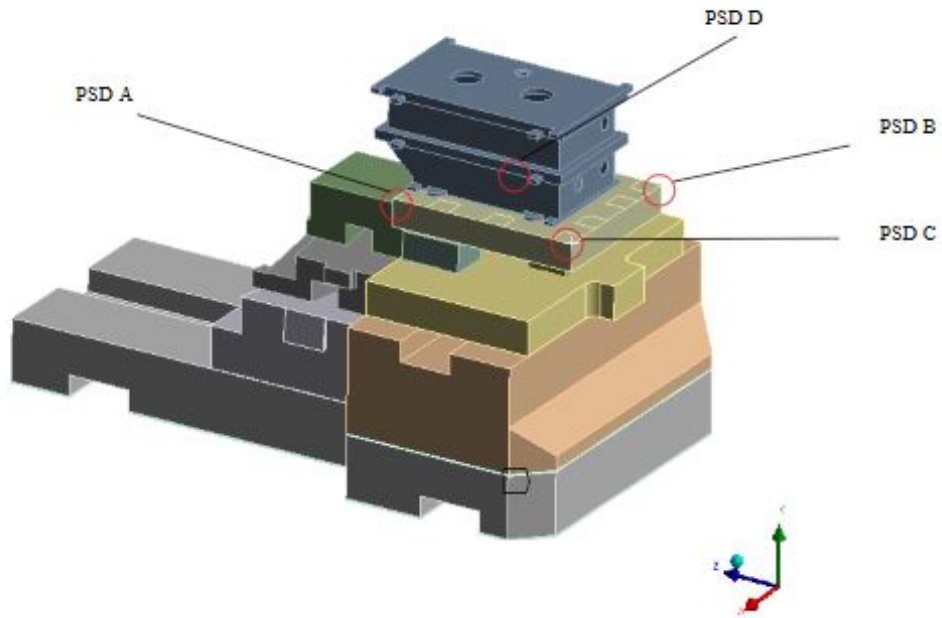


Fonte: (CLAUDIANO, 2020b).

Utilizando-se de medições dos níveis de vibrações do piso onde o sistema será instalado é possível realizar uma avaliação dos níveis de estabilidade do conceito. Na Figura 30 observa-se a comparação de se medir a resposta PSD em vários pontos do sistema, representados na Figura 29. É possível reparar que esses pontos distintos mostram diferentes desacoplamentos de movimentação, como o ponto destacado em 102 Hz. Interessante salientar que o total da CAS

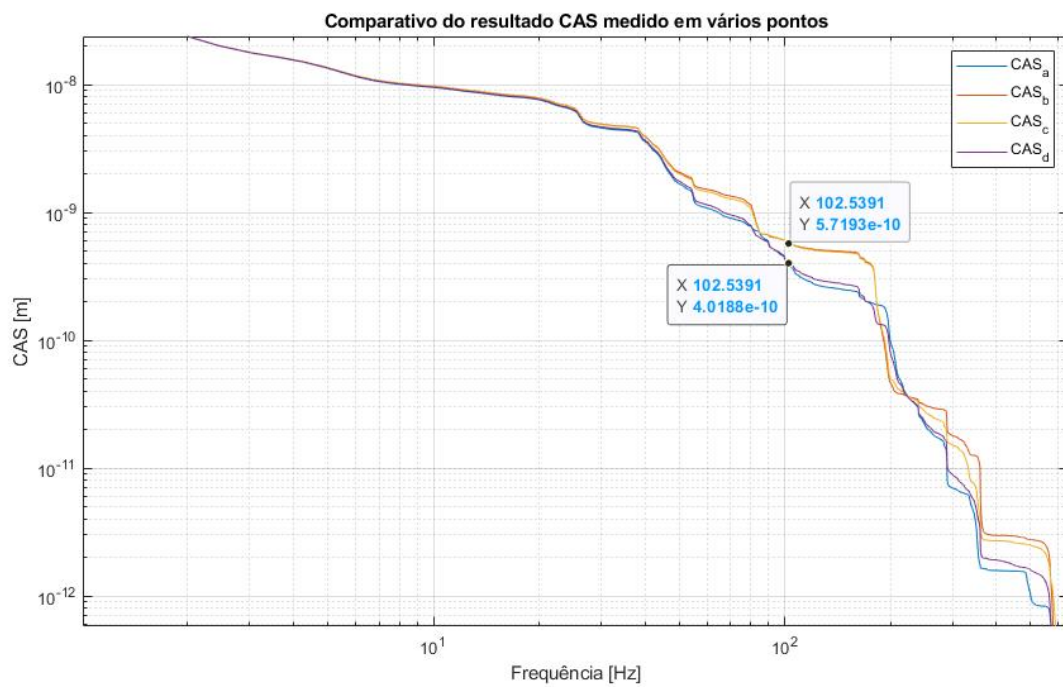
converge para o mesmo valor após a integração de todo o domínio indicando que o valor total independe do ponto medido.

Figura 29 – Posições de medição da PSD.



Fonte: O Autor (2021).

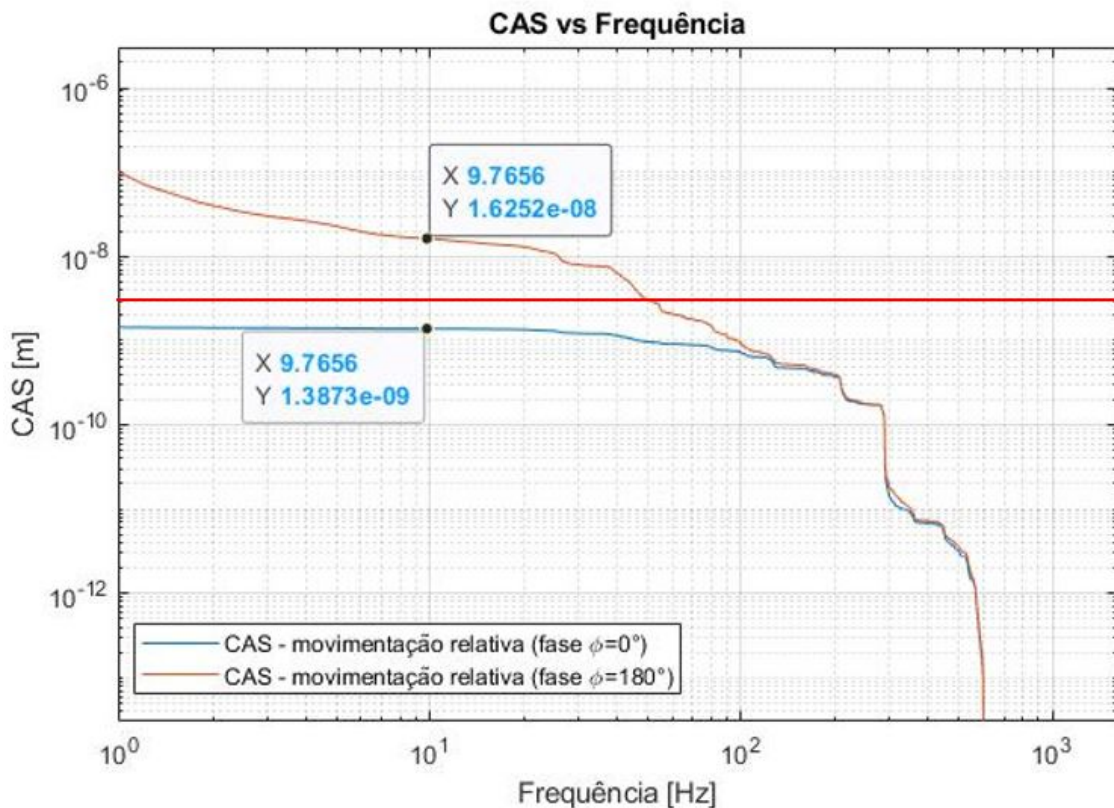
Figura 30 – Comparativo do valor de CAS medidos em vários pontos.



Fonte: O Autor (2021).

É possível observar na Figura 31 a CAS do movimento relativo entre o local onde o espelho KB é fixado e a mesa de amostras em dois casos possíveis que a movimentação ocorra, sincronizada e dessincronizada em 180° . Verifica-se que, no melhor caso com fase de 0° , a amplitude de movimentação que ocorre entre KB e amostra atende a especificação de 30 nm máximo. Contudo, o pior caso onde as movimentação têm fase de 180° possui movimentação relativa muito maior que o requerido.

Figura 31 – CAS de movimentação relativa absoluta entre a amostra e o KB.



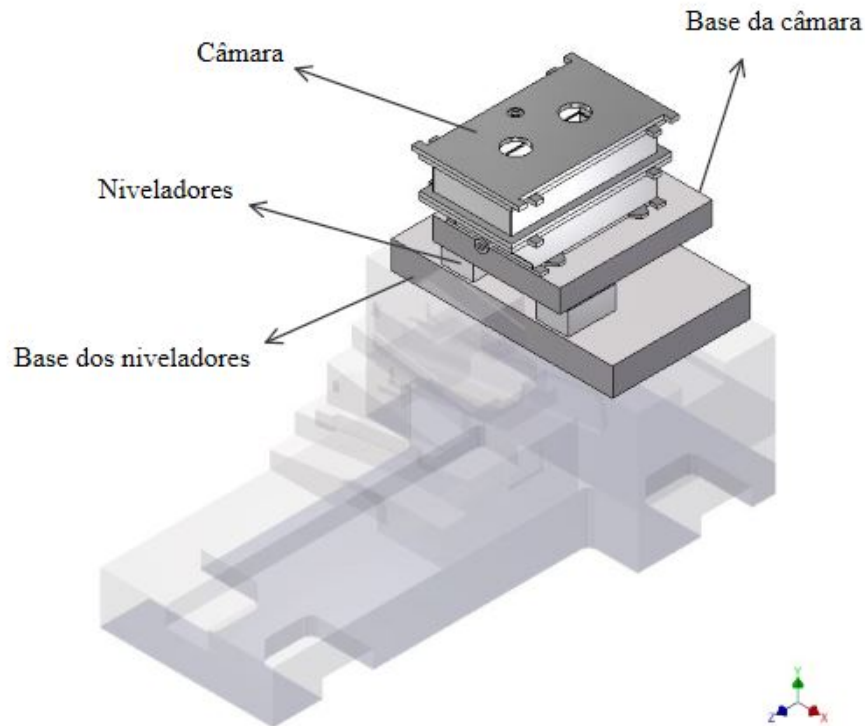
Fonte: O Autor (2021).

Como a movimentação RMS se mostrou maior que o requerido pelo projeto nesta avaliação, se propõe o uso de amortecedores de massa sintonizada como uma alternativa para a redução de das amplitudes de movimentação observadas.

4.2 MODELAGEM DE CONCEITOS DE TMDS

Da análise das formas com que o sistema como um todo vibra, é possível verificar que a interface do contato entre a pedra grauteada e a pedra de base dos niveladores é um pivô de movimentação, Figura 28. Assim a primeira delimitação de projeto pode ser feita: a cadeia de rigidez a ter o movimento atenuado constitui da base dos niveladores, niveladores, base da câmara, câmara e mecanismos internos, destacadas na Figura 32.

Figura 32 – Parte do sistema que deve ter sua movimentação atenuada.



Fonte: O Autor (2021).

A mesma análise evidencia que os elementos dessa cadeia de rigidez tendem a se movimentar em conjunto. Assim, uma simplificação de projeto é a de que esse conjunto de corpos será tratado como um corpo único para a modelagem matemática dos conceitos de TMDs testados virtualmente. Assim é possível determinar a massa que terá a movimentação atenuada, que pode ser verificada na Tabela 4.

Tabela 4 – Tabela de massas do sistema.

Componente	Massa unitária [kg]	Quantidade	Massa total [kg]
Mecanismo interno	50	1	50
Câmara	275	1	275
Base da câmara	241	1	241
Niveladores	57	3	171
Base niveladores	482	1	482
Total			1219

Fonte: O Autor (2021).

Com isso, resta um ponto da modelagem matemática de um TMD ótimo a ser determinada: a razão de massas descrito pela Equação 16. Segundo Connor (2003), essa relação não deve ser superior à 20% pois as características dinâmicas do sistema pode ser muito alteradas. Essa é uma especificação de projeto que pode ser escolhida pelo projetista. Para as futuras

análises, uma adição máxima de 10% da massa da cadeia de rigidez será utilizada.

A Tabela 5 resume as informações base usadas para o projeto. Essas entradas alimentam a modelagem dos conceitos de TMDs, analisados nessa seção.

Tabela 5 – Entradas de projeto já conhecidas.

Massa do sistema [kg]	Frequência de interesse [Hz]	Razão de massas [-]
1219	90	0.1

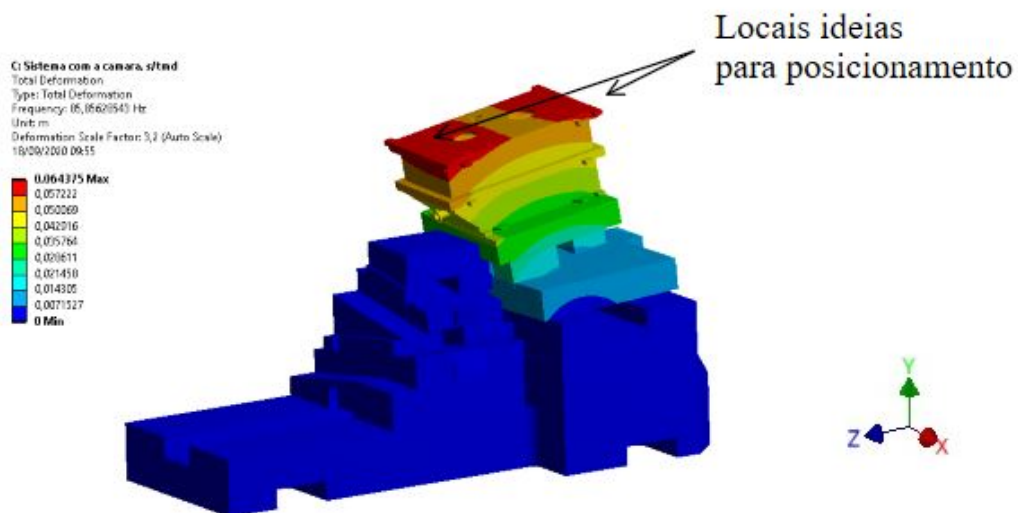
Fonte: O Autor (2021).

A fim de decidir qual o melhor posicionamento desses dispositivos, é possível recorrer à fórmula de energia dissipada por ciclo apresentada por Tsai e Lin (1994), Equação 34.

$$U_d = \pi c \omega_d X^2 \quad (34)$$

Onde c é a constante de amortecimento, ω_d é a frequência de ressonância amortecida e X a amplitude de movimentação. Para dissipar o máximo de energia possível, a Equação 34 deve ser maximizada. Como a constante de amortecimento deve ser a ótima fornecida pela modelagem do aparato e a frequência natural amortecida do TMD é ajustada para ser próxima da frequência de interesse de se atenuar as movimentações, resta a amplitude de movimentação que deve ser a variável maximizada nesta função. A região de máxima movimentação pode ser visualizada na Figura 33 que mostra o primeiro modo de vibração.

Figura 33 – Identificação dos locais com maior amplitude de movimentação a partir do primeiro modo de vibração.

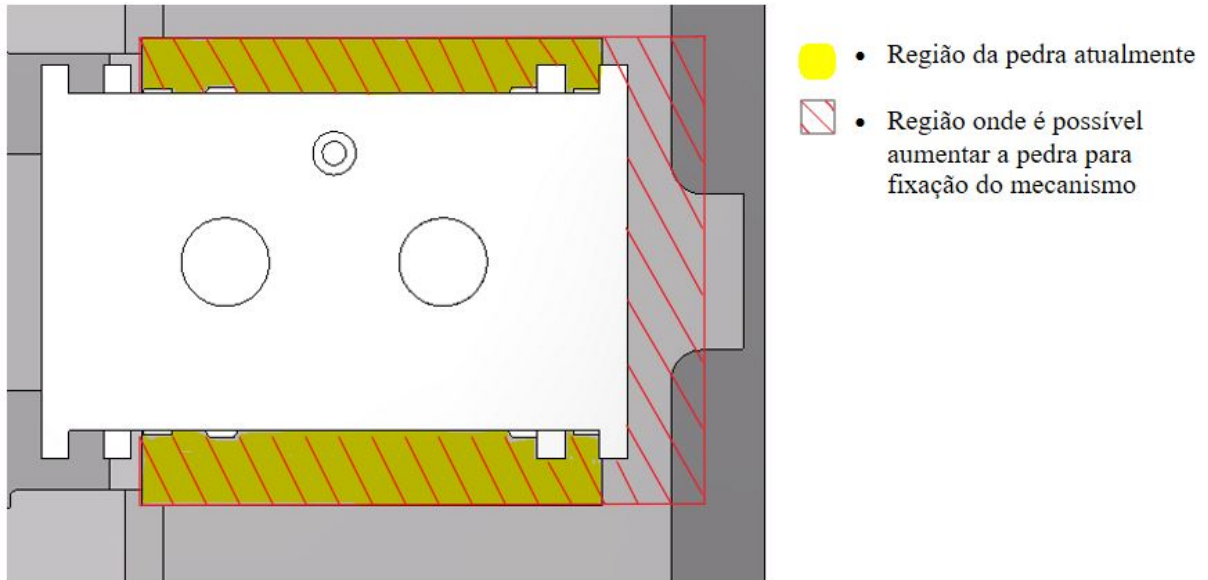


Fonte: O Autor (2021).

Contudo, a câmara, região com a maior movimentação observada, não é projetada para servir de suporte para dispositivos pesados e um acoplamento nesta região pode causar falha

neste componente. A função primária da câmara de vácuo é vedar o interior para a geração de Ultra-Alto Vácuo (UHV) e proteger os dispositivos do mecanismo interno e elementos óticos de contaminantes externos. Assim, o melhor posicionamento possível é a pedra da base do granito que suporta a câmara. Como essa região é relativamente pequena, recomenda-se um aumento da pedra, como demonstrado na Figura 34.

Figura 34 – Proposta de aumento da área da pedra da base da câmara.



Fonte: O Autor (2021).

4.2.1 Número de dispositivos, posicionamentos e ganhos nas amplitudes de movimentação

Para comparar a diferença entre posicionamentos, número de dispositivos e ganhos ou perdas nas amplitudes de movimentação, foi montada uma tabela de casos e os resultados entre estes foram comparados. As rigidezes e amortecimentos para cada caso foram consideradas para tornar cada dispositivo com um ótimo. A Figura 36 resume o posicionamento de cada caso testado e a nomenclatura utilizada. As Tabelas 6 e 7 apresentam quantos dispositivos são usados, os valores de massa, rigidez e amortecimento para cada caso, segundo a modelagem apresentada na Seção 2.

Tabela 6 – Entradas de dados para cada caso testado.

Caso	1TMD	1TMD HA	2TMD	4TMD
Número de TMD's	1	1	2	4
Massa por TMD [kg]	120	120	60	30
Massa total [kg]	120	120	120	120
Rigidez [N/m] X10⁷	2,9275	2,9275	1,6065	0,8429
Amortecimento [Ns/m] X10⁴	2,2007	2,2007	0,8343	0,3058

Fonte: O Autor (2021).

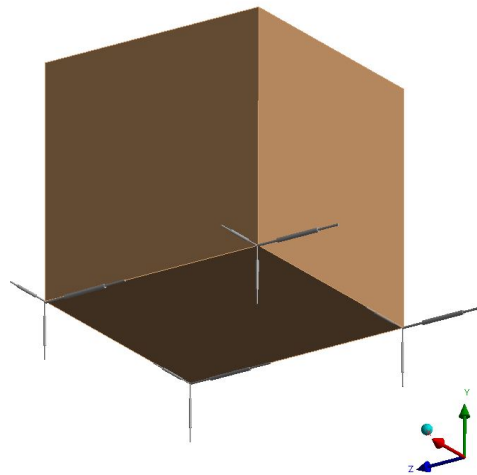
Tabela 7 – Entradas de dados para cada caso testado.

Caso	4TMD HA	4TMD HA bX	8TMD
Número de TMD's	4	4	8
Massa por TMD [kg]	30	30	17,15
Massa total* [kg]	120	120	120
Rigidez [N/m] X10⁷	0,8429	0,8429	0,4319
Amortecimento [Ns/m] X10⁴	0,3058	0,3058	0,1101

Fonte: O Autor (2021).

Uma simplificação realizada para a análise dos parâmetros do conceito é quanto à geometria e acoplamento dos TMDs. A geometria consiste em um cubo de 1 dm³ e o acoplamento é dado por quatro elementos de mola em cada uma das direções X, Y e Z, como pode ser observado na Figura 35. Outra simplificação é que as rigidezes e amortecimentos são os mesmos para as três direções. Isso introduz erros no comportamento real com que o sistema funcionará mas providencia um bom começo de análise de conceito.

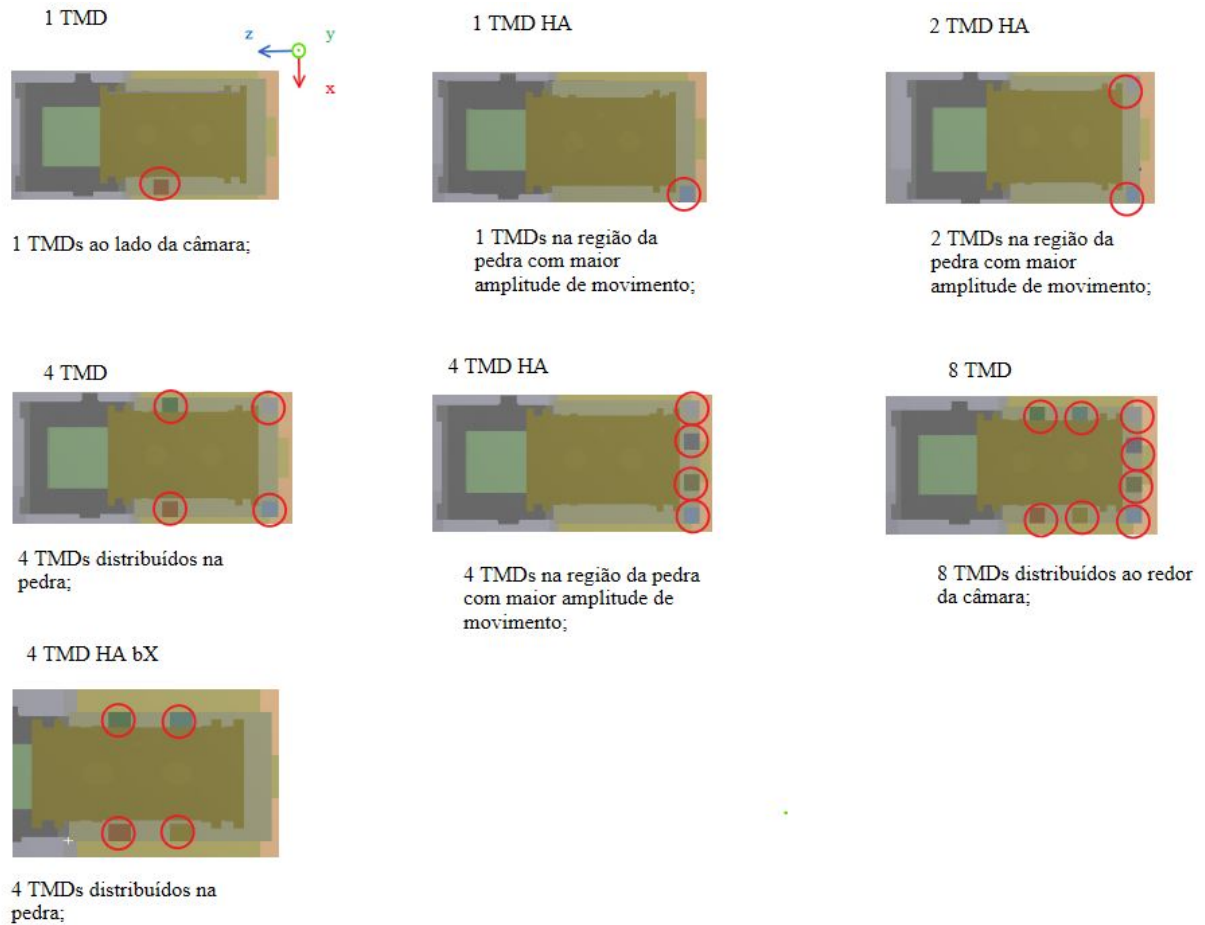
Figura 35 – Geometria e acoplamento utilizado para a análise dos conceitos teste.



Fonte: O Autor (2021).

Os casos teste resumidos nas Tabelas 6 e 7 e cujos posicionamentos estão descritos na Figura 36 foram testados virtualmente por meio de simulações modais e harmônicas. Assim, é possível confrontar as funções resposta em frequência de cada caso e realizar comparações de ganhos ao longo de uma banda de frequências. Devido ao tempo de simulação das avaliações harmônicas a banda escolhida de 0 à 300 Hz.

Figura 36 – Casos teste: vistas superiores indicando o posicionamento, nomenclatura e quantidade de TMDs.



Fonte: O Autor (2021).

4.2.2 Avaliação harmônica

Devido a escolha de simplificação do elemento de rigidez e amortecimento do TMD, utilizando-se de elementos de mola do programa Ansys, não é possível realizar avaliações de redução de movimentação RMS por CAS pois a ferramenta não suporta a adição de amortecimento pelo elemento mola. Assim, as avaliações de mudança do comportamento dinâmico do sistema são realizadas por meio da ferramenta de análise harmônica, que assume linearidade e que a perturbação possui uma forma harmônica. Toda a avaliação será realizada comparando-se as mudanças na magnitude em decibel da amplitude de movimentação utilizando-se da Equação 35.

$$M_{dB} = 10 \log_{10} \left(\frac{X(\omega)}{X_{0TMD}(90Hz)} \right) \quad (35)$$

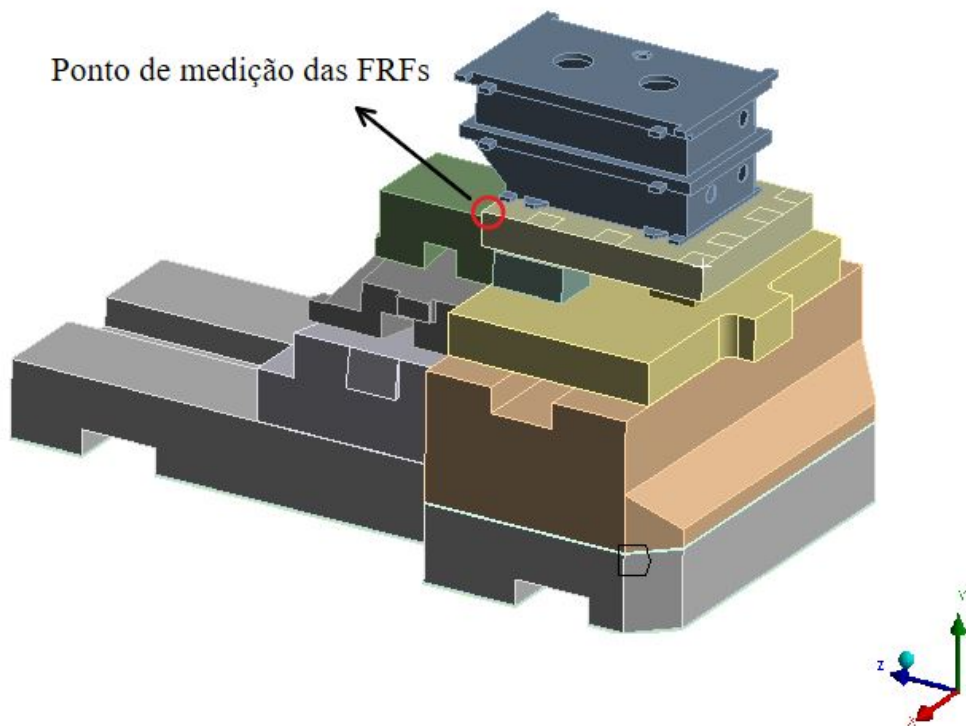
Onde M_{dB} é a magnitude em decibel, $X(\omega)$ é a amplitude de movimentação medida na frequência ω e $X_{0TMD}(90Hz)$ é a amplitude de movimentação na frequência de interesse de atenuação, 90 Hz, do sistema sem qualquer modificação.

Outra avaliação que pode ser realizada é mudança do ganho em todo o espectro simulado, que varia de 0 à 300 Hz. Para tanto, a avaliação realizada é representada pela Equação 36. Essa avaliação mostra a modificação em dB que a inclusão dos dispositivos induzem em relação ao que o sistema apresentava sem os dispositivos. A normalização em 90 Hz é efetuada pois essa é a frequência de interesse da avaliação.

$$M_{dB} = 10\log_{10}\left(\frac{X(\omega)}{X_{0TMD}(90Hz)}\right) - 10\log_{10}\left(\frac{X_{0TMD}(\omega)}{X_{0TMD}(90Hz)}\right) \quad (36)$$

A análise será efetuada seguindo esse critério pois a perturbação de entrada é assumida como unitária e harmônica devido à incerteza quanto a magnitude das forças que atuam no sistema.

Figura 37 – Ponto de medição das funções resposta em frequência.



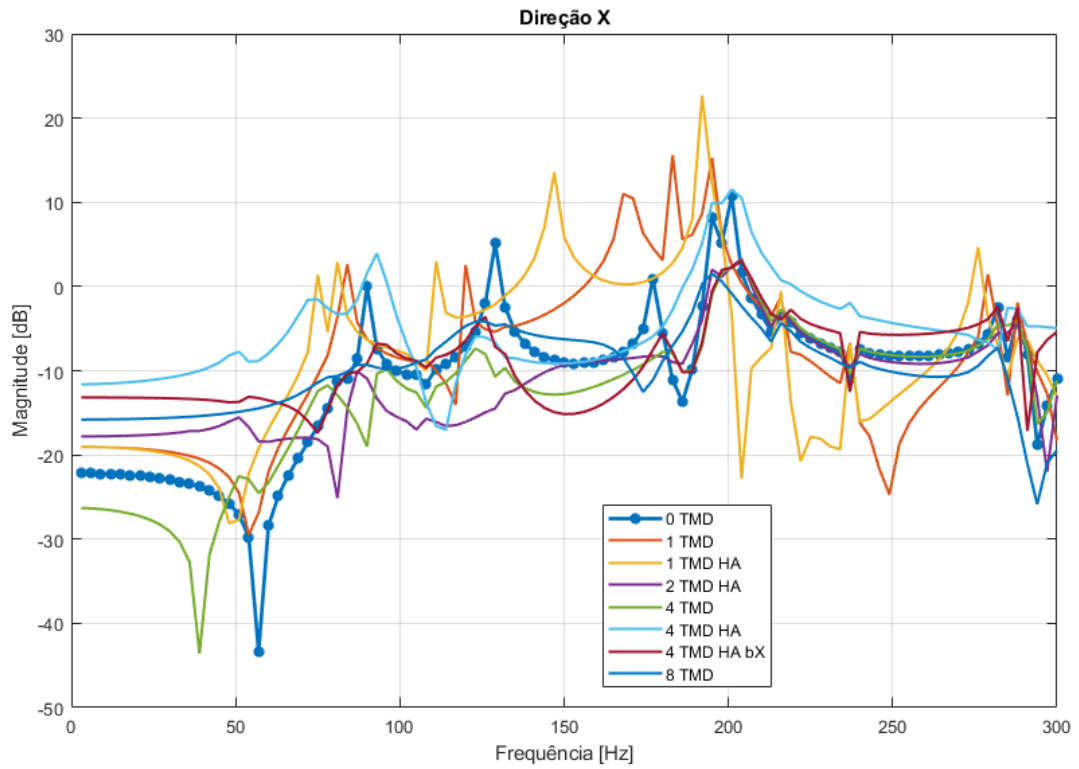
Fonte: O Autor (2021).

4.2.2.1 Avaliação na direção X

Na Figura 38 é possível observar uma comparação entre as funções respostas em frequência (FRFs) de todos os casos testados e o sistema sem a adição destes dispositivos, representada pela curva mais espessa no gráfico.

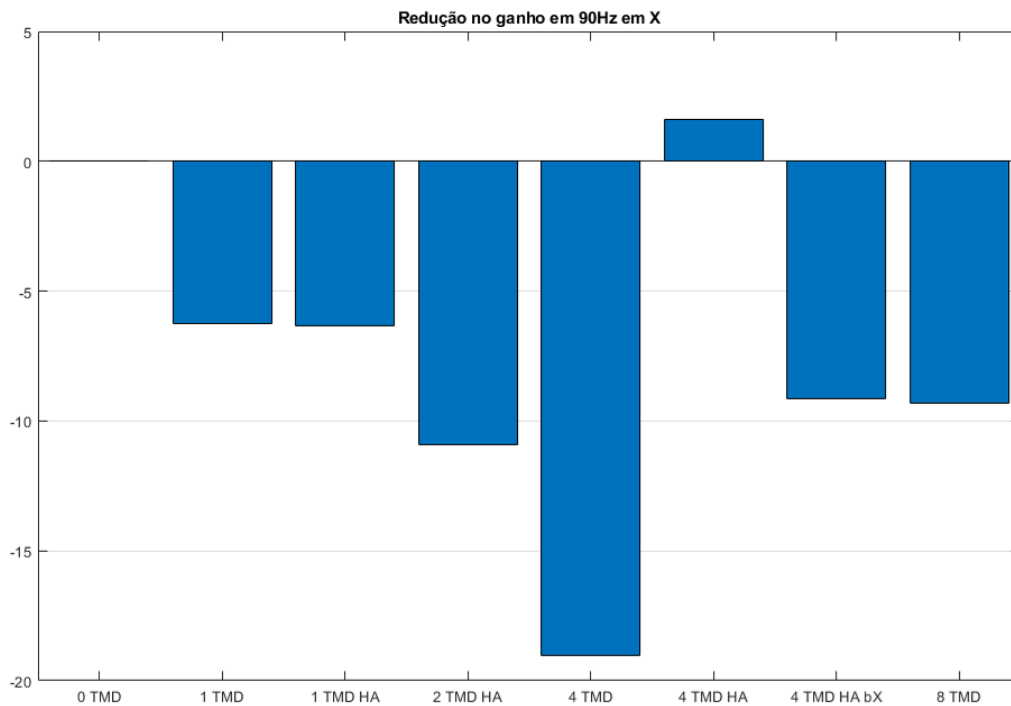
A Figura 39 mostra um comparativo da diferença absoluta em dB da movimentação em 90 Hz para a direção X. É possível avaliar que todos os casos propostos apresentaram significativa redução do valor. A exceção foi o caso 4 TMD HA, em que a movimentação em X foi amplificada em aproximadamente 1,6 dB, ou 44% mais movimentação.

Figura 38 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção X.



Fonte: O Autor (2021).

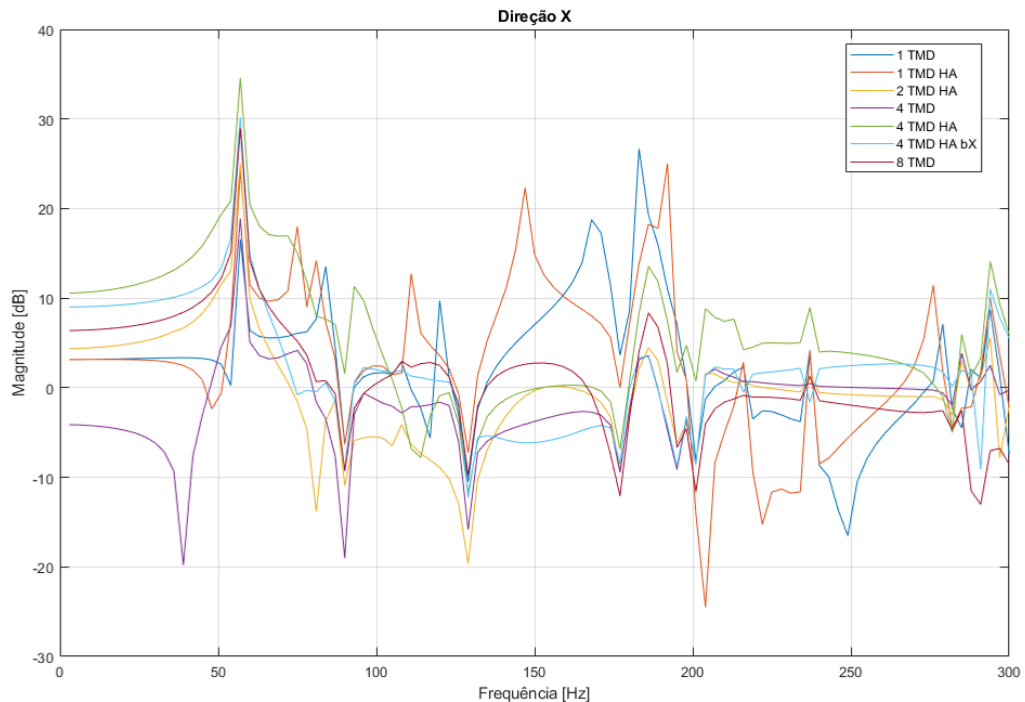
Figura 39 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção X.



Fonte: O Autor (2021).

A Figura 40 demonstra a comparação de modificação em dB ao longo na banda testada virtualmente pelas simulações. É possível verificar que em partes da banda, a inclusão dos dispositivos reduz as amplitudes e que em certas regiões essa movimentação é amplificada.

Figura 40 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção X.



Fonte: O Autor (2021).

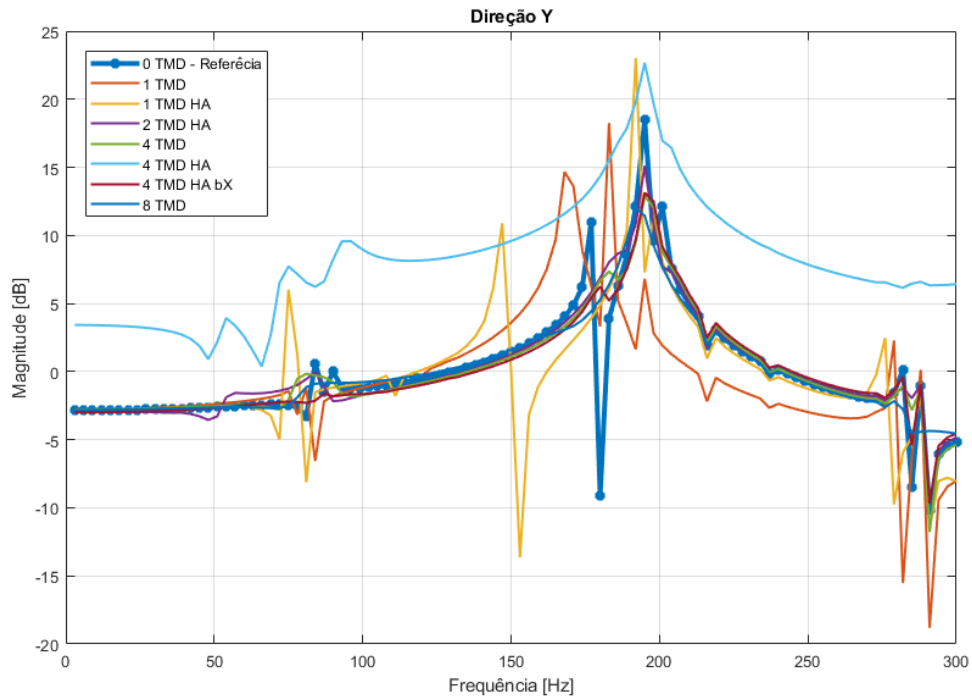
Observando as Figuras 39 e 40 é possível concluir que para a direção X, a configuração 4 TMD apresenta reduções em uma ampla banda de frequência e atenuação de 19,01 dB em 90 Hz, que representa uma redução e aproximadamente 98% da amplitude de movimentação nesta frequência. Tal configuração pode ser considerada a melhor para reduções na direção X.

4.2.2.2 Avaliação na direção Y

Na Figura 41 é possível observar uma comparação entre as FRFs de todos os casos testados e o sistema sem a adição destes dispositivos, representada pela curva **mais espessa no gráfico**. Observa-se que, com exceção do caso 4 TMD HA onde os dispositivos são distribuídos de forma menos simétrica, existe pouca modificação da dinâmica de movimentação. Isso pode ser causado pelas condições de contorno em que as rigidezes de contato são maiores na direção normal, ou seja Y, tornando a cadeia muito mais rígida nesta direção.

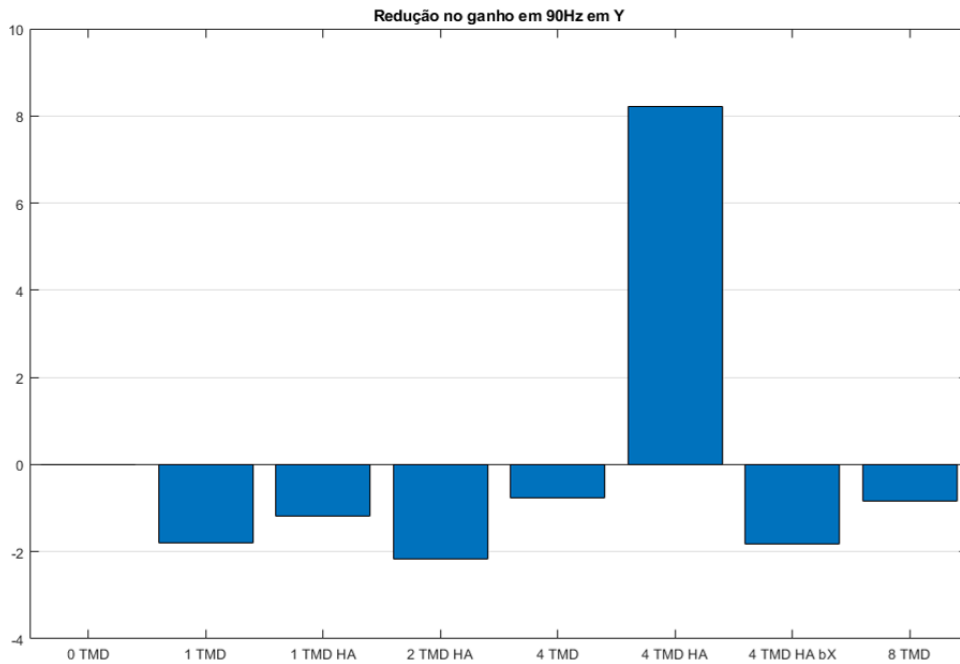
A Figura 42 mostra um comparativo da diferença absoluta em dB da movimentação em 90 Hz para a direção Y. É possível avaliar que todos os casos propostos apresentaram certa redução do valor. A exceção foi o caso 4 TMD HA, em que a movimentação em Y foi significativamente amplificada, aproximadamente 8,2 dB.

Figura 41 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção Y.



Fonte: O Autor (2021).

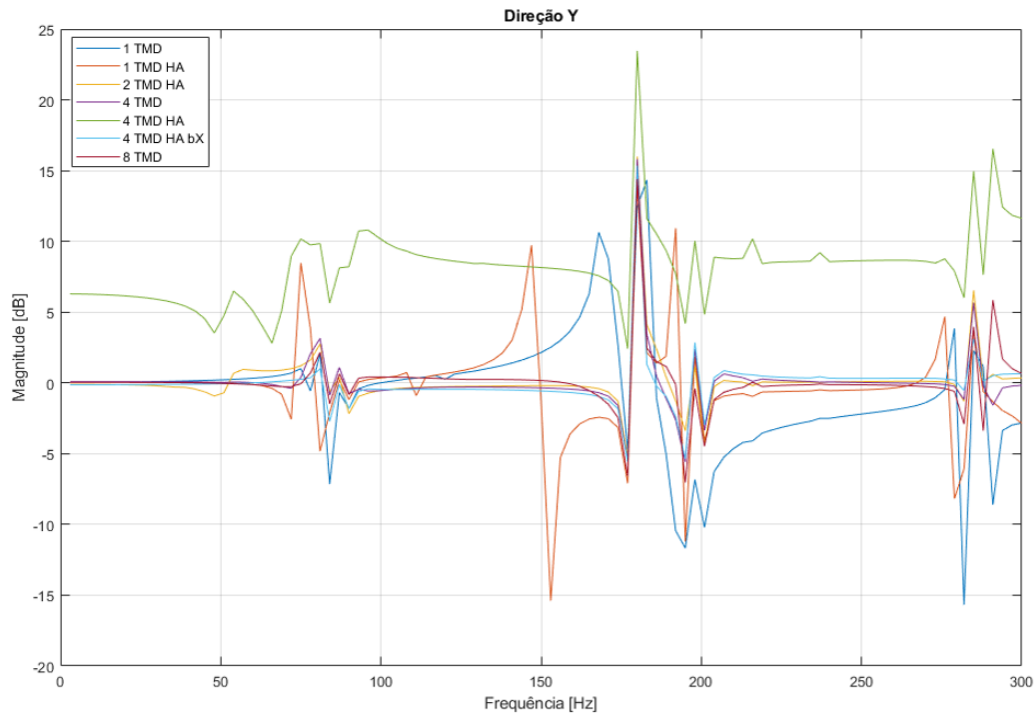
Figura 42 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção Y.



Fonte: O Autor (2021).

É possível observar na Figura 43 que, tirando o caso 4 TMD HA, poucas regiões do espectro testado apresentam mudanças significativas em dB no ganho de movimentação. Convertendo os valores para redução percentual vale destacar os casos 1 TMD, com redução de 36%, 2 TMD HA, com redução de 40% e o caso 4 TMD bX, com redução de 35%. O caso 4 TMD HA apresentou uma amplificação de 661% na amplitude de movimentação.

Figura 43 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção Y.



Fonte: O Autor (2021).

Observando em conjunto as Figuras 42 e 43 é possível concluir que, para a direção Y, a configuração 2 TMD HA é a melhor. Isso se justifica por essa configuração apresentar reduções na frequência de interesse, 90 Hz, e na banda que vai de 160 à 300 Hz. Além disso, essa configuração não induz amplificação de movimentações significativas na banda que vai de 0 a 120 Hz.

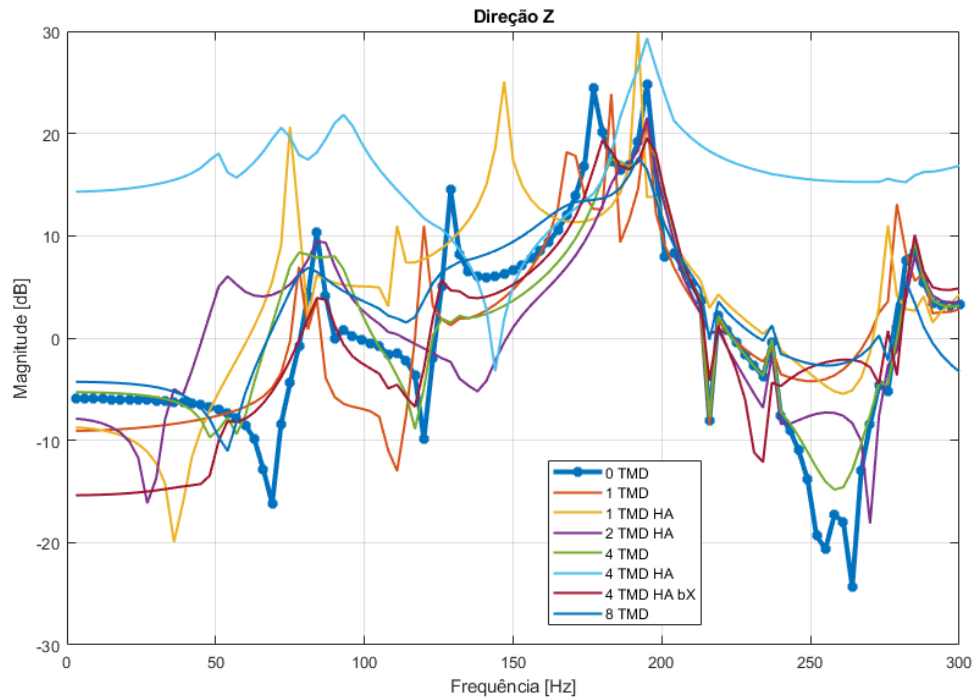
4.2.2.3 Avaliação na direção Z

As mesmas comparações comentadas anteriormente podem ser realizadas para a direção Z. A Figura 44 representa a modificação na FRF.

Na Figura 45 observa-se a mudança em dB que cada caso proporcionou no sistema em 90 Hz. O único caso que, nesta frequência, acarretou em redução do ganho de amplitude foi o caso 1 TMD.

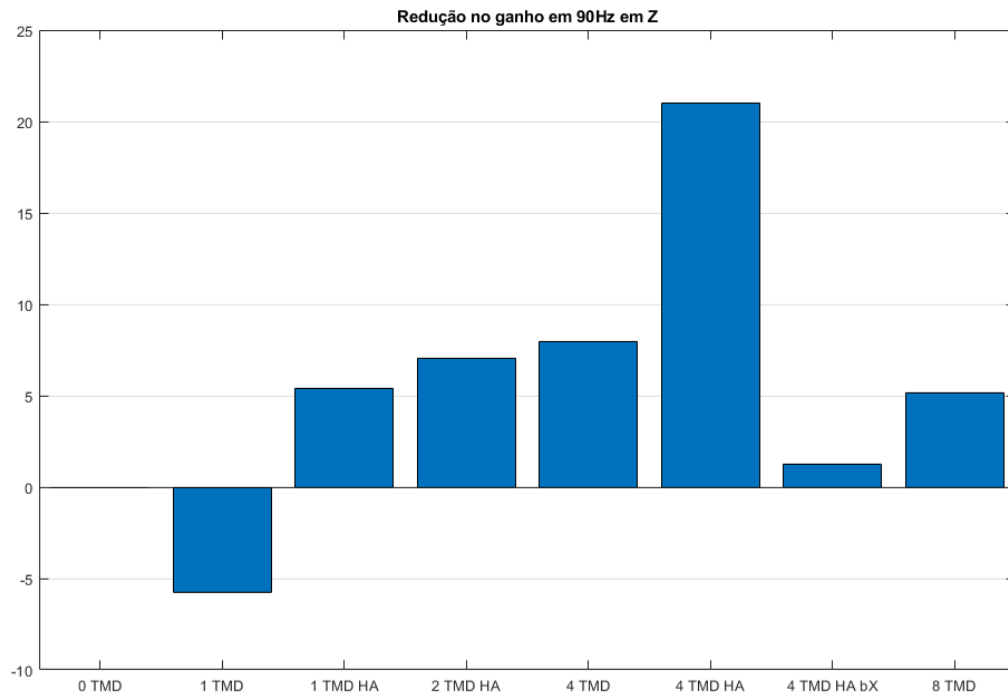
É possível avaliar a mudança em todo o espectro simulado na Figura 46, nela é possível observar a dinâmica nessa direção é largamente modificada devido à inclusão dos dispositivos.

Figura 44 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção Z.



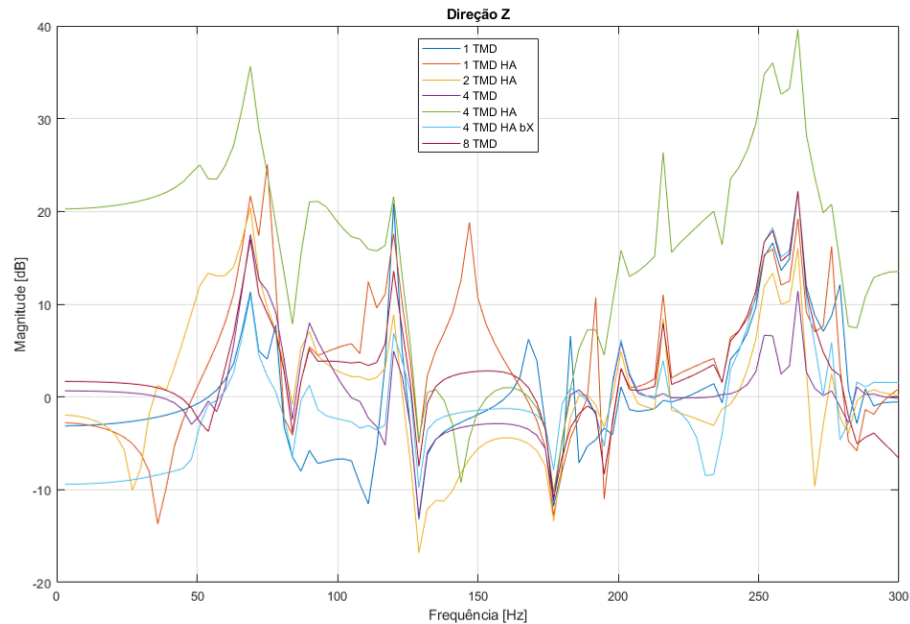
Fonte: O Autor (2021).

Figura 45 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção Z.



Fonte: O Autor (2021).

Figura 46 – Comparativo de amplitude de movimento para uma entrada unitária na direção Z.



Fonte: O Autor (2021).

4.2.2.4 Resumo dos resultados das avaliações harmônicas e seleção do conceito

A Tabela 8 apresenta um resumo das principais características dos melhores resultados discutidos anteriormente.

Tabela 8 – Resumo dos resultados.

Direção	X	Y	Z
Melhor caso	4 TMD	2 TMD HA	1 TMD
Atenuação em 90 Hz [dB]	-19,013	-2,17	-5,77
Atenuação em 90 Hz [%]	98,74	39,32	73,50
Máxima atenuação [dB]	-19,79	-5,2	-13,21
Frequência de máxima atenuação [Hz]	39	177	129
Máxima amplificação [dB]	18,89	15,99	22,1
Frequência de máxima amplificação [Hz]	57	180	120
Atenuação média [dB]	-1,91	-0,122	0,24
Desvio padrão [dB]	4,89	2,045	6,61

Fonte: O Autor (2021).

Dentre todos os resultados, os que apresentam a maior atenuação média são resumidos na Tabela 9. Interessante destacar que não necessariamente o caso com a maior atenuação na frequência de interesse é o caso que apresenta a menor média de atenuação.

Diante dos resultados apresentados e levando em consideração que as direções translacionais mais sensíveis para espelhos o tipo KB, direção Y e X, a melhor opção dentre as proposta é o caso 2 TMD HA. Além deste caso apresentar uma ótima atenuação na frequência

de interesse em X e a melhor na direção Y. Este caso apresenta uma média do ganho próxima de zero e um baixo desvio padrão para Y, indicando que em pelo menos 34% do espectro avaliado existe uma atenuação de até 2 dB. A Tabela 10 resume as principais características do caso. Na Figura 47 é possível observar as funções resposta em frequência nas três direções.

Tabela 9 – Resumo dos resultados que apresentaram melhor média de atenuação.

Direção	X	Y	Z
Caso	4 TMD	1 TMD	4 TMD HA bx
Atenuação média [dB]	-1,91	-0,65	-0,66
Desvio padrão [dB]	4,89	4,18	6,42

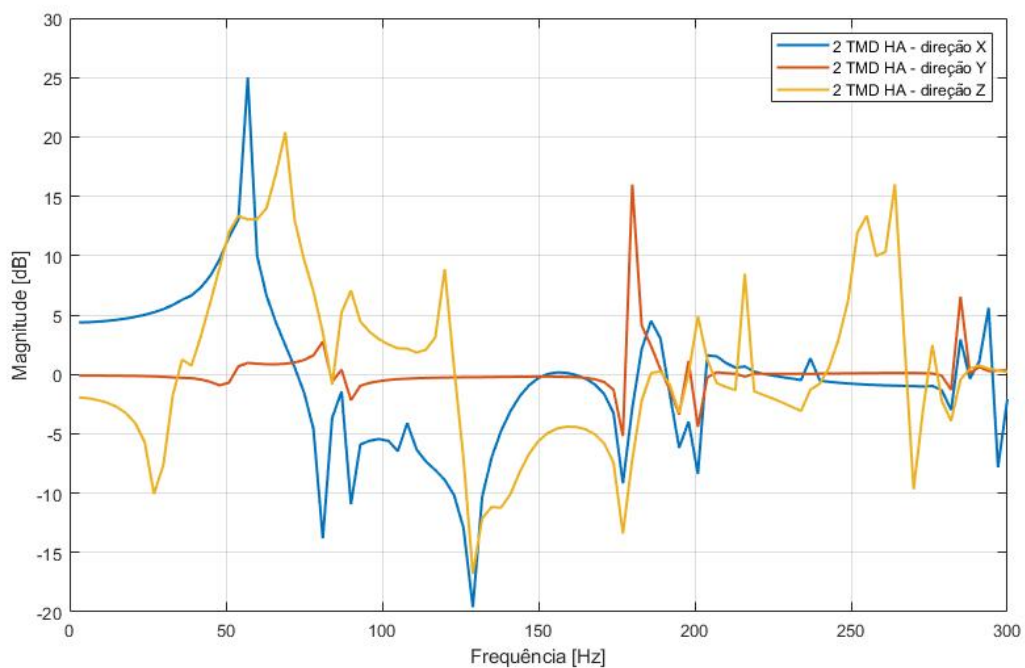
Fonte: O Autor (2021).

Tabela 10 – Resumo do caso selecionado, 2TMD.

Direção	X	Y	Z
Atenuação em 90 Hz [dB]	-10,93	-2,17	7,06
Máxima atenuação [dB]	-19,60	-5,2	-16,8
Frequência de máxima atenuação [Hz]	129	177	129
Máxima amplificação [dB]	25,02	15,99	20,4
Frequência de máxima amplificação [Hz]	57	180	69
Média [dB]	-0,58	-0,122	0,57
Desvio padrão [dB]	6,08	2,045	7,11

Fonte: O Autor (2021).

Figura 47 – Funções respostas em frequências em X, Y e Z do caso 2 TMD HA.



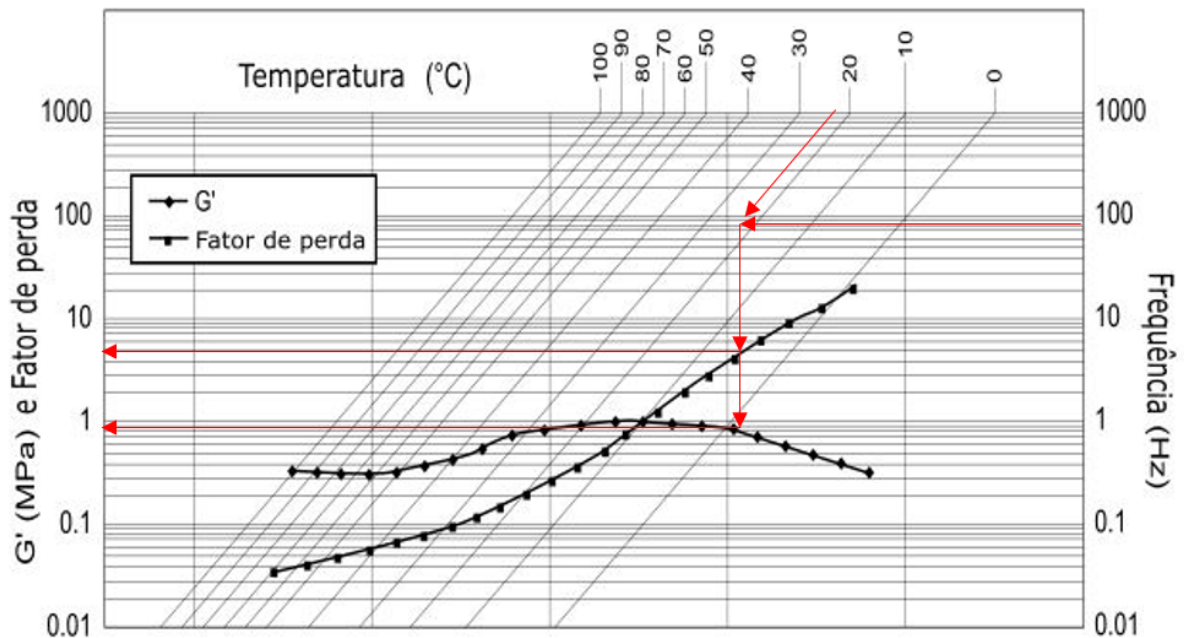
Fonte: O Autor (2021).

4.3 RESULTADOS DOS TESTES DAS FITAS DE AMORTECIMENTO 3M

Os altos valores de amortecimento que a modelagem dos casos de TMDs ótimos sugerem, de até 22007 Ns/m. Isso levanta o questionamento: é possível atingir esses níveis de amortecimento utilizando fitas de materiais viscoelásticos comerciais?

Para confrontar essa possível limitação, segue o caso analítico para verificar as capacidades de amortecimento de um polímero viscoelástico. As condições de operação para o caso teste são temperatura de 23°C e frequência de 90 Hz. A partir do nomograma apresentado na Figura 48, é possível extrair o módulo de elasticidade transversal G , e o fator de perda, η . Lembrando que o amortecimento viscoelástico equivalente pode ser dado pela Equação 37.

Figura 48 – Nomograma do polímero da fita 242NR02 da fabricante 3M™.



Fonte: Adaptado de 3M™ (2020)

$$c_{eqv} = \frac{k\eta}{\omega} \quad (37)$$

$$k = \frac{GA}{l}$$

Considerando uma tira de polímero de 50 mm de comprimento, 40 mm de largura e 0,2 mil¹ de espessura², tem-se que:

$$k = \frac{(4,5 \cdot 10^6)(0,005 \cdot 0,004)}{(0,02/39,72)} = 178740 N/m$$

¹ 1 mil = 0,0254 milímetro

² A espessura é dado do fabricante, largura e comprimento são hipóteses para o cálculo

$$c_{eqv} = \frac{(178740)(0,95)}{571,77} = 296,97 N s/m$$

Foram realizados testes experimentais em quatro amostras desses materiais. O procedimento consistiu na aplicação destes materiais na superfície de molas de chapas dobradas. A massa suspensa utilizada foi de 10 kg. O experimento foi fixado em bancadas de granito com furação padrão. As vibrações externas são isoladas da bancada por meio *air bearings*. Os testes foram conduzidos na sala de montagem opto-mecânica do laboratório de metrologia do Laboratório Nacional de Luz Síncrotron. A temperatura da sala é controlada em $23 \pm 1,2^{\circ}C$. Duas configurações foram montadas e suas características estão resumidas na Tabela 11

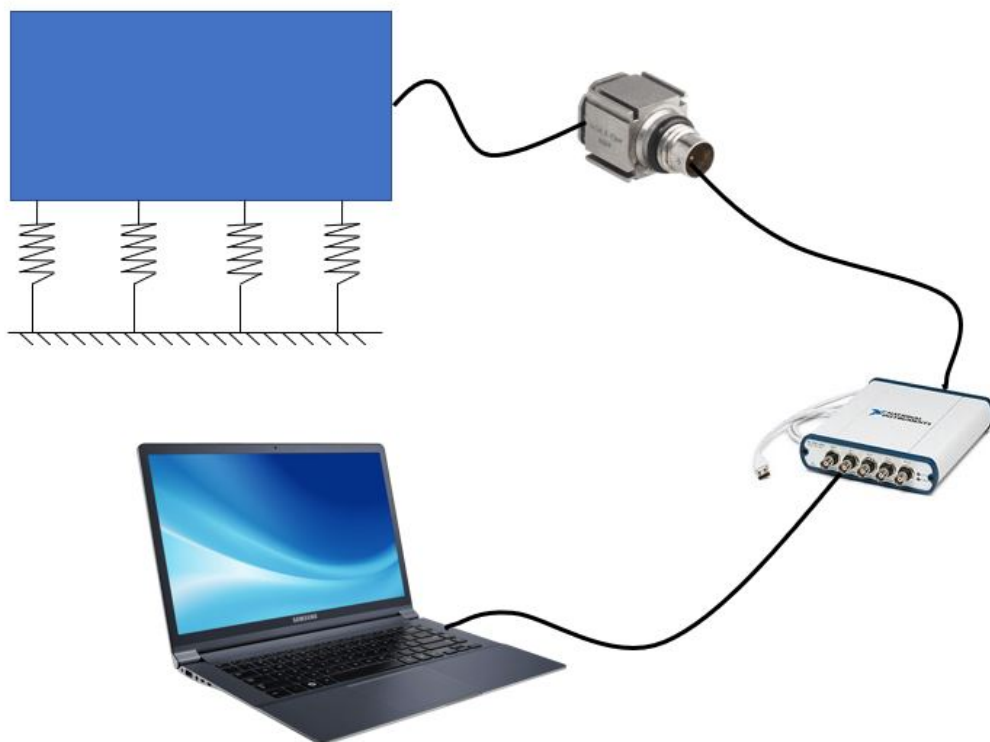
Tabela 11 – Resumo dos resultados.

Denominação	Massa Suspensa [kg]	Frequência natural [Hz]
Configuração 1	10	2,75
Configuração 2	10	80

Fonte: O Autor (2021)

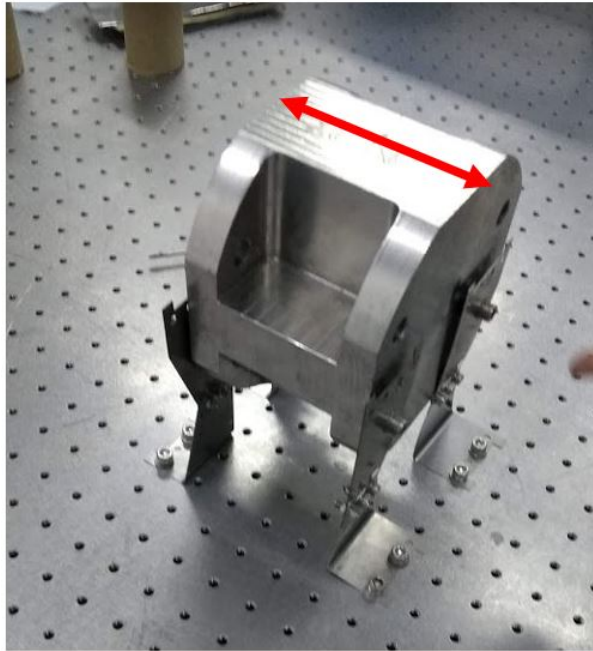
A instrumentação utilizada foi um acelerômetro Kristler, que mede acelerações em até 5 kHz, um conversor analógico digital e um computador com um programaS de aquisição de dados instalado.

Figura 49 – Esquemático do teste realizado para conferir o amortecimento das amostras de fitas.



Fonte: O Autor (2021)

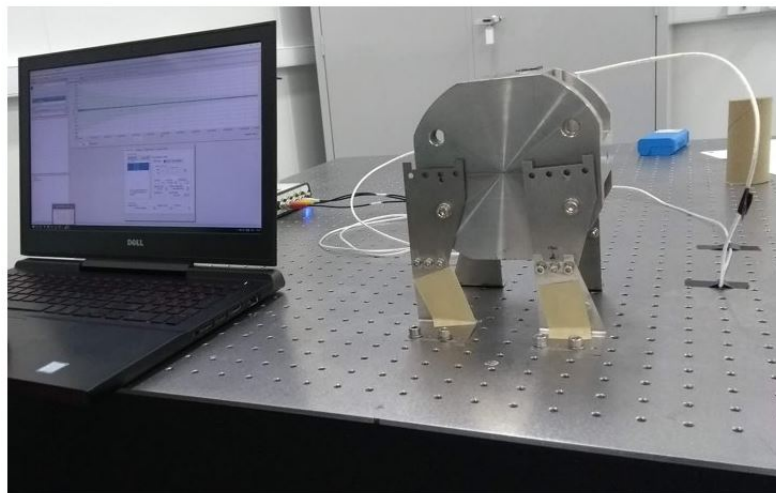
Figura 50 – Experimento montado, o sentido de movimentação do sistema é indicado.



Fonte: O Autor (2021)

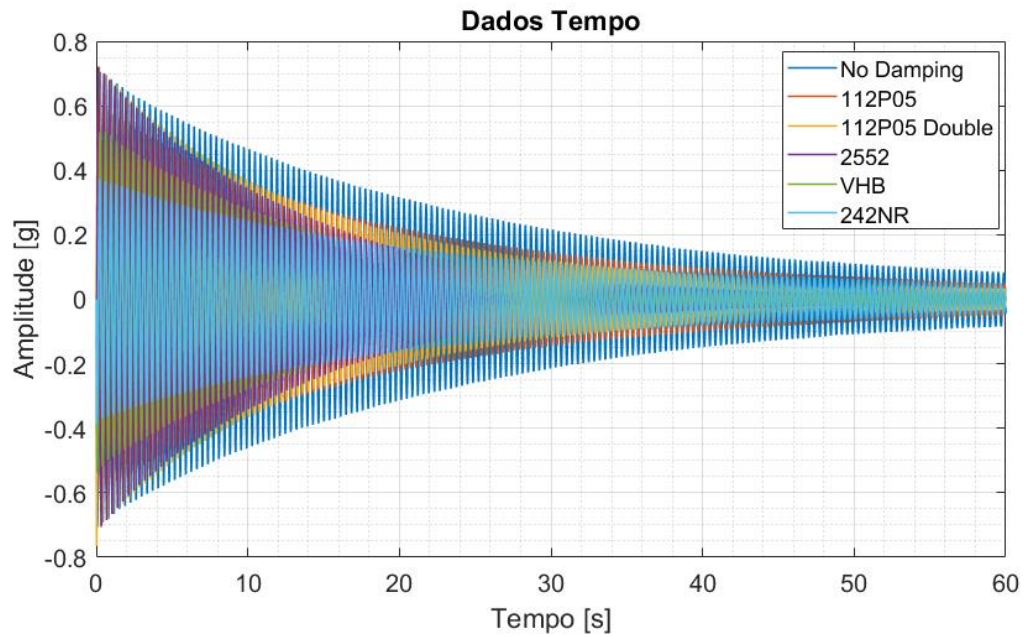
Os resultados foram obtidos pelo programa Signal Express e tratados em MATLAB. A Figura 52 demonstra os resultados da configuração 1. Utilizando um algoritmo de FFT (do inglês *Fast Fourier Transform*) é possível extrair a função resposta em frequência observada, representada na Figura 53.

Figura 51 – Experimento montado com amostras da fita 2552 aplicada sobre a face da mola de chapa.



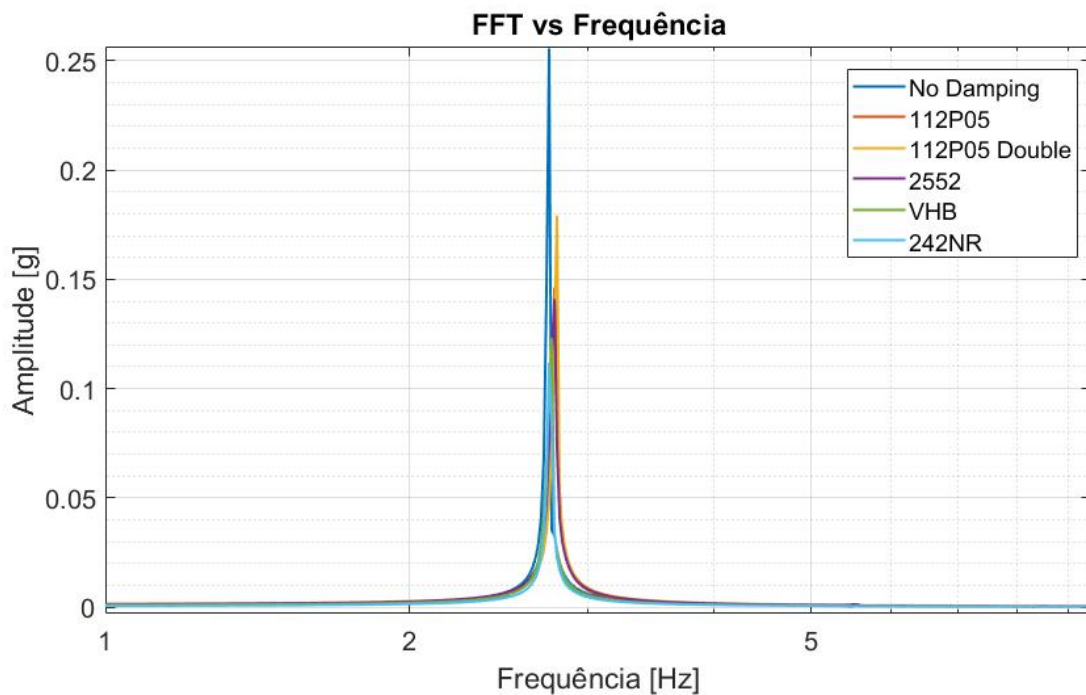
Fonte: O Autor (2021)

Figura 52 – Dados no tempo dos testes com as várias fitas de amortecimento, configuração 1.



Fonte: O Autor (2021)

Figura 53 – Função resposta em frequência dos testes com as várias fitas, configuração 1.



Fonte: O Autor (2021)

É possível extrair informações de amortecimento relativo e assim caracterizar qual porção de amortecimento foi adicionado ao sistema. Os resultados são resumidos nas Tabelas 12 e 13.

Tabela 12 – Resumo dos resultados, configuração 1.

	Amortecimento relativo	Frequência [Hz]
Sem amortecimento	0,09%	2,77
112P05	0,1%	2,81
112P05 2x	0,13%	2,82
2552	0,19%	2,84
VHB	0,13%	2,78
242NR02	0,08%	2,78

Fonte: O Autor (2021)

Tabela 13 – Resumo dos resultados, configuração 2.

	Amortecimento relativo	Frequência [Hz]
Sem amortecimento	0,24%	82,21
112P05 2x	0,23%	82,27
2552 2x	0,25%	79,03

Fonte: O Autor (2021)

Interessante destacar que os resultados da configuração 1 demonstram uma mudança significativa no amortecimento relativo do sistema, enquanto a configuração 2 não. Isso se dá pois, quanto maior a movimentação que o material está submetido, maior a dissipação de energia. O caso onde a frequência é mais alta a amplitude de movimentação é relativamente pequena para que a adição desses materiais surta qualquer efeito.

Outro ponto é a forma construtiva do experimento. Esses materiais funcionam muito bem, no quesito dissipação de energia, quando submetidos à cargas cisalhantes. Contudo, o experimento não permite que esse tipo de carregamento seja o atuante no material.

5 CONCLUSÃO

Com o intuito de determinar a viabilidade ou não do uso de um amortecedor de massa sintonizado para atenuação de movimentações provenientes de perturbações externas em sistemas de bases de sistemas óticos, com foco específico para a base de granito do espelho M3 e KB da linha Mogno, foi realizada uma modelagem desses dispositivos especificamente para esse sistema.

Toda a análise ocorreu por meio de métodos numéricos e baseada em uma geometria previamente otimizada mas onde não foi possível atingir o nível de estabilidade requerida. O desenvolvimento da geometria de partida pode ser verificado em Claudiano (2020a) e Claudiano (2020b). Essa conclusão foi alcançada graças à utilização de ferramentas para análise de vibrações randômicas, como a CAS. Foi observado que o sistema ultrapassa o requisito de movimentação relativa em centenas de nanômetros para uma movimentação fora de fase entre sistemas óticos e amostra.

Observou-se que a adição de dispositivos TMD alterou o comportamento modal e os ganhos de amplitudes alcançadas pelo sistema de interesse. A adição de quatro dispositivos, seguindo a configuração 4 TMD, obteve os melhores resultados de redução dos ganhos de amplitude, avaliando a direção X. Para a direção Y houve pouca mudança no comportamento modal do sistema. Isso se justifica devido às condições de contorno, onde as rigidezes de contato normais são muito maiores que as tangenciais, conforme verificado experimentalmente laboratório de metrologia do Laboratório Nacional de Luz Síncrotron. A direção Z apresentou, em quase todos os casos propostos, uma amplificação dos ganhos de amplitude. Isso pode estar ligado ao fato de, em todos os casos, a adição de massa foi desbalanceada e longe da posição do centro de gravidade em Z. Vale destacar que os sentidos mais sensíveis dos espelhos KB são a translação em X e a rotação em Y.

Diante dos resultados observados, concluiu-se que a configuração 2 TMD HA é a melhor proposta para seguir com um projeto preliminar ou refinamento desta análise conceitual. O conceito apresenta uma ótima atenuação na frequência de interesse em X e a melhor na direção Y. Este caso apresenta uma média do ganho próxima de zero e um baixo desvio padrão para Y considerando os dados de todo o espectro simulado, indicando que em pelo menos 34% das frequências existe uma atenuação de até 2 dB.

Outro ponto para destacar é que a dissipação da energia pode ocorrer de algumas formas diferentes. Nesta proposta de projeto, o amortecimento viscoelástico foi escolhido dada a disponibilidade de dados desse tipo de material por fabricantes e revendedores. Foi observado que é possível se atingir níveis consideráveis de amortecimento. Contudo, testes mostraram que a tentativa de se dissipar energia através de deformação normal desses materiais é pouco efetiva.

No geral, o uso destes dispositivos se mostrou promissor e a metodologia de projeto pode ser replicada em outros subsistemas do projeto Sirius. A solução mostrou potencial de incrementar a estabilidade mecânica de outros sistemas de engenharia de precisão voltados para aceleradores síncrotron, como os monocromadores, estações experimentais, além de outros sistemas de espelhos de outras linhas.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como recomendações para trabalhos futuros tem-se:

- Realizar o estudo de outras formas de obtenção de amortecimento;
- Criação de uma geometria preliminar para simulações e experimentos;
- Realizar o estudo do uso de múltiplos amortecedores de massa sintonizados com frequências naturais dispersas por uma banda;
- Refinar o modelo numérico, incluindo mecanismos internos e externos que o sistema apresentará;
- Utilização da série *Prony* para modelagem de materiais viscoelásticos para simulações.

REFERÊNCIAS

3M. 2020. Disponível em: <<https://www.digikey.dk/product-detail/en/3m/242NR01-4-X10YD/3M163101-ND/10321661>>.

ALEJANDRO, T.-R. M.; MARIAMNE, D.-G.; EDMUNDO, L.-U. L. Prony series calculation for viscoelastic behavior modeling of structural adhesives from dma data cálculo de series de prony a partir de datos de dma para modelado de comportamiento viscoelástico de adhesivos estructurales. **Ingeniería Investigación y tecnología**, v. 21, n. 2, p. 1–10, 2020.

BALACHANDRAN, B.; MAGRAB, E. B. **Vibrations**. [S.l.]: Cengage Learning, 2008.

DR. FREDERICO BARBIERI KYB, D. M. **Amortecedores mono e bi-tubular: entenda suas diferenças!** 2020. Disponível em: <https://www.canaldapeca.com.br/blog/diferencas-amortecedores-mono-bi-tubular/>.

BATOU, A.; ADHIKARI, S. Optimal parameters of viscoelastic tuned-mass dampers. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 445, p. 17–28, 2019.

BRIGUIET, G. **Força elástica**. 2018. Disponível em: <https://querobolsa.com.br/enem/fisica/forca-elastica>.

GABRIEL CLAUDIANO, V. B. Z. **Conceito do Granito da Nano Estação da Mogno. Análise de Viabilidade, Estabilidade e Interfaces**. 2020. Disponível em: https://cnpemcamp.sharepoint.com/:p:/r/sites/lnls/projects/mirrors/_layouts/15/Doc.aspx?sourcedoc=%7B438D836E-C2DD-4FB9-9DE6-BDB28E511153%7D&file=08_2020_Granitos_Nano_Esta%C3%A7%C3%A3o.pptx&action=edit&mobileredirect=true.

GABRIEL CLAUDIANO, V. B. Z. **Conceito do Granito do KB da Mogno. Análise de Viabilidade, Estabilidade e Interfaces**. 2020. Disponível em: https://cnpemcamp.sharepoint.com/:p:/r/sites/lnls/projects/mirrors/_layouts/15/Doc.aspx?sourcedoc=%7B43C731AC-4404-4839-AFFD-888301AD36E0%7D&file=06_2020_Granitos_KB_Mogno.pptx&action=edit&mobileredirect=true&cid=a9ba8ba7-04f9-4a0a-a777-84a4874f6ddd.

CONNOR, J. J. **Structural Motion Control**. [S.l.]: Pearson Education, Inc, 2003.

EDEN, J.; OETOMO, D. On the use of tuned mass dampers for reducing the nonlinear vibrations of planar parallel cable robots. **International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research**, v. 8, n. 3, 2019.

FERRY, J. D. **Viscoelastic properties of polymers**. [S.l.]: John Wiley & Sons, 1980.

INEP. **ENADE - engenharia de controle e automação**. 2017. Disponível em: <https://www.aprovaconcursos.com.br/questoes-de-concurso/questao/634077>.

INMAN, D. J.; SINGH, R. C. **Engineering vibration**. [S.l.]: Prentice Hall Englewood Cliffs, NJ, 1994. v. 3.

LNLS. **SIRIUS LINHAS DE LUZ**. 201–. Disponível em: <https://www.lnls.cnpem.br/sirius/linhas-de-luz/>.

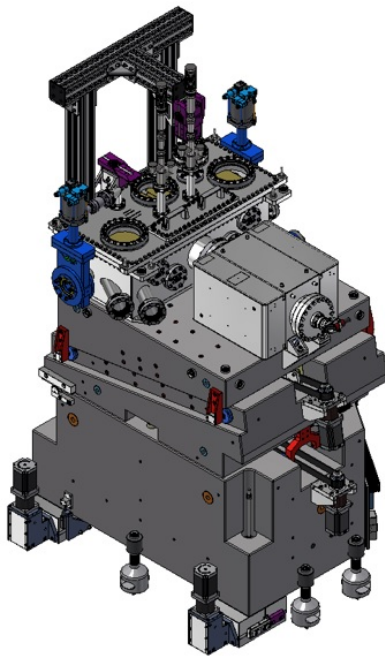
- LNLS. **SIRIUS LINHAS DE LUZ**. 2021. Disponível em: <https://www.lnls.cnpem.br/facilities/mogno/>.
- MANSFIELD, N. J. **Human response to vibration**. [S.l.]: CRC press, 2004.
- NISE, N. S. **Control systems engineering**. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2020.
- NIZAMOGLU, A. Development of a quick performance assessment method for active vibration isolation systems: Focusing on photo-lithography applications. 2015.
- PURASYS, K. Technical information about the product and about vibration isolation. In: . [S.l.: s.n.], 2020. p. 1–23.
- RAO, S. S. Mechanical vibrations laboratory manual. **Edition Addison-Wesley Publishing Company, New York**, 1995.
- SHARP, R.; GRUBER, P.; FINA, E. Circuit racing, track texture, temperature and rubber friction. **Vehicle System Dynamics**, Taylor & Francis, v. 54, n. 4, p. 510–525, 2016.
- TSAI, H.-C.; LIN, G.-C. Explicit formulae for optimum absorber parameters for force-excited and viscously damped systems. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 176, n. 5, p. 585–596, 1994.
- YANG, Y.; MUNOA, J.; ALTINTAS, Y. Optimization of multiple tuned mass dampers to suppress machine tool chatter. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, Elsevier, v. 50, n. 9, p. 834–842, 2010.
- ZHOU, D.; HANSEN, C.; LI, J. Suppression of maglev vehicle–girder self-excited vibration using a virtual tuned mass damper. **Journal of sound and Vibration**, Elsevier, v. 330, n. 5, p. 883–901, 2011.

APÊNDICE A - COMPARAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO SISTEMA CARNAÚBA M1

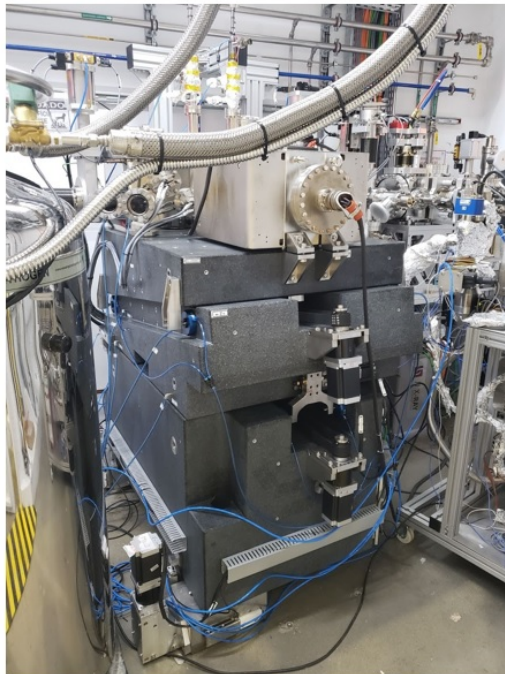
Nos últimos meses a linha de luz do sistema Carnaúba tem sido montada e, findada as montagens dos sistemas de espelhos, foi possível obter alguma comprovação experimental dos níveis de estabilidade do sistema. O sistema Carnaúba foi projetado muito antes do sistema Mogno, seguindo a mesma filosofia de projeto voltado a rigidez. Vale destacar que até então, todo projeto de vibração realizado pela equipe tem sido voltado à rigidez, com avaliação de melhora de estabilidade pela simples avaliação modal dos sistemas. Verificações de estabilidade utilizando-se de ferramentas como PSD e CAS eram restritas à validação experimental de mecanismos internos e componentes pequenos até o desenvolvimento do presente trabalho.

A seguir serão apresentados alguns desses resultados, juntamente com uma comparação dos resultados numéricos que foram obtidos na fase de projeto para o sistema Carnaúba M1. Essa discussão é necessária pois a mesma metodologia de avaliação de estabilidade foi apresentada no presente trabalho. O sistema CAR M1 é mostrado na Figura 54. A Tabela 14 demonstra os valores de rigidez utilizados nas avaliações deste projeto.

Figura 54 – Sistema Carnaúba M1. a) Modelagem CAD do sistema, b) Sistema instalado



a)



b)

Fonte: O Autor (2021)

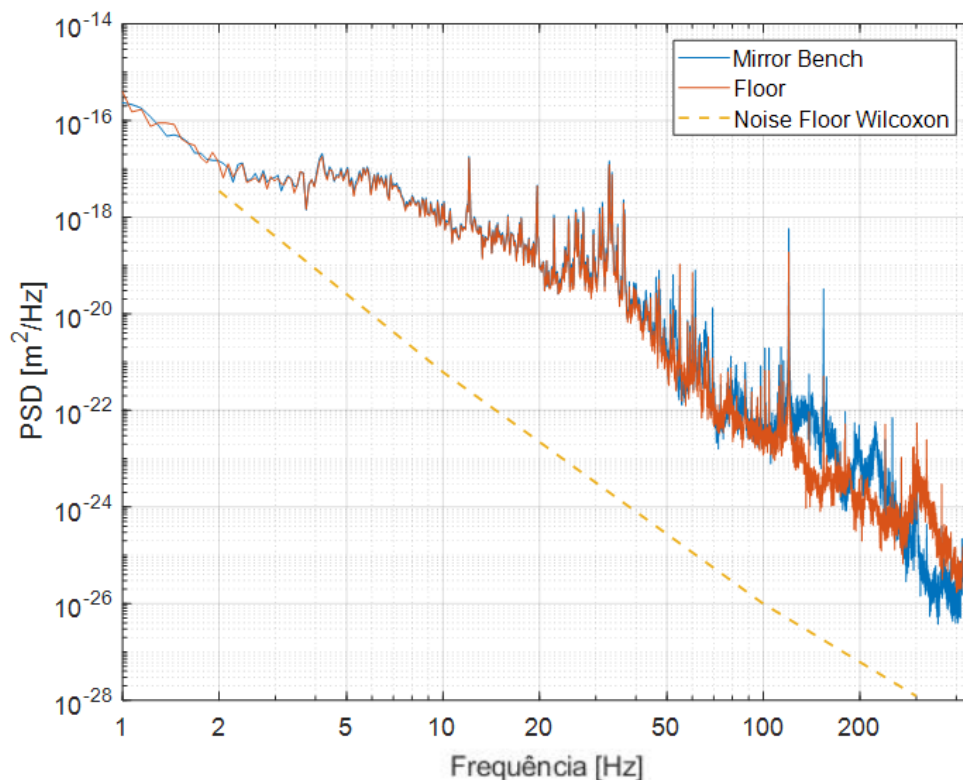
Tabela 14 – Resumo de rigidezes de contato utilizadas nesta análise

Contato	Normal [N/m]	Tangencial [N/m]
Granito - Granito	3×10^9	$1,5 \times 10^9$
Granito - Nivelador	7×10^9	3×10^8
Granito - Graute	3×10^9	$1,5 \times 10^9$

Fonte: O Autor (2021)

Os níveis de vibração medidos no piso onde o sistema M1 da linha carnaúba é mostrado na Figura 55. É possível traçar um grande paralelo entre esse sinal de movimentação e o sinal incluído como perturbação externa no sistema KB da Mogno. Isso se dá pois o piso deste acelerador foi projetado e construído para ser o mais estável possível, contudo, distúrbios locais podem existir, como bombas e equipamentos em funcionamento próximos.

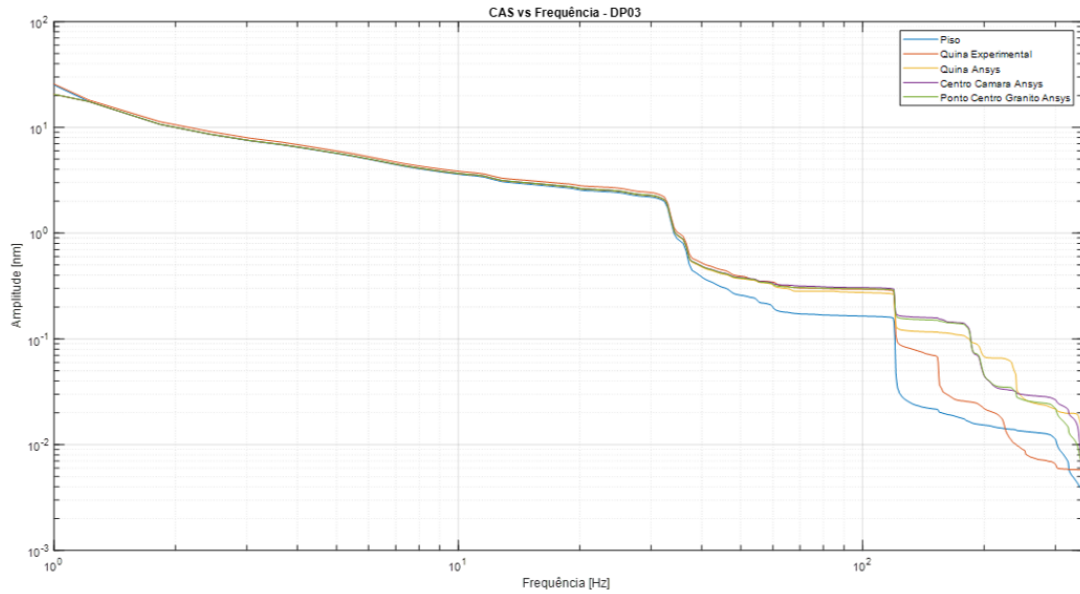
Figura 55 – PSD da movimentação em Y do piso e do espelho CAR M1.



Fonte: O Autor (2021)

Utilizando esse sinal como distúrbio externo, é possível se obter a CAS do sistema CAR M1. A Figura 56 mostra um comparativo entre os níveis de vibração medidos *in loco* e os obtidos utilizando a mesma metodologia utilizada no presente trabalho. É possível notar que o valor não é igual em todo o espectro mostrado. Existe alguma limitação sobre o quanto é possível recriar do real em simulações.

Figura 56 – Comparativo da CAS do sistema CAR M1 medido e simulado na direção Y.



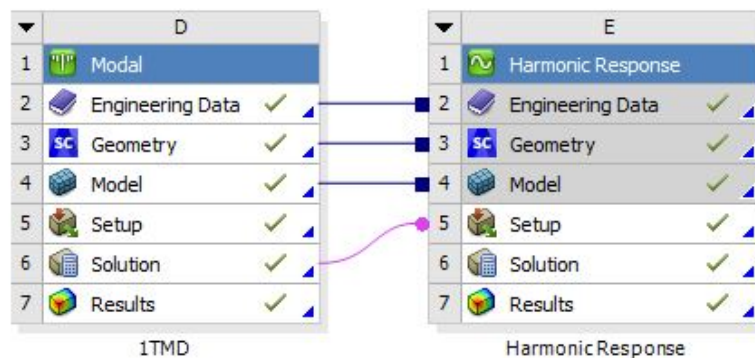
Fonte: O Autor (2021)

A exemplo do comentado anteriormente, foi verificado experimentalmente que o acoplamento entre bomba iônica e bases de granito não é tão rígido quanto o esperado, gerando um desacoplamento por volta de 46 Hz. Isso filtra parte dos distúrbios, já que a bomba passa a trabalhar como uma massa em balanço acoplada ao sistema. Tal desacoplamento não foi verificado na etapa de projeto pelas simulações. Essa verificação experimental tem servido como fonte de informações para retroalimentar a metodologia de projeto e finar as análises numéricas.

APÊNDICE B - AVALIAÇÃO DE MALHA

Considerando que a avaliação modal é a primeira análise que deve ser efetuada ao se simular comportamentos dinâmicos, todo o teste de convergência numérica da malha foi efetuado neste tipo de análise. As simulações harmônicas e de resposta PSD do sistema foram realizadas utilizando o modelo e os resultados como entrada, como apresentado pela Figura 57. Isso faz com que tais simulações utilizem-se da malha, condições de contorno, materiais e resultados da simulação em que estão conectadas.

Figura 57 – Interação entre os tipos de simulação.



Fonte: O Autor (2021)

Como caso para avaliação de malha, têm-se o sistema em sua geometria inicial, representado na Figura 21. A malha foi sendo refinada utilizando-se da opção de resolução de malha. Pontos específicos de refinamento foram realizados na geometria da câmara. A Tabela 15 resume os resultados obtidos.

Tabela 15 – Avaliação de convergência de malha

Resolução de malha	3	4	5	6
1º frequência de ressonância	95,298	93,298	92,323	91,852
Numero de elementos	59454	110202	183192	569196
Refinamentos	Câmara	Câmara	Câmara	Câmara
Tempo de simulação	0,52 min	1,2 min	2,66 min	15 min

Fonte: O Autor (2021)

Destes resultados apresentados fica evidente a convergência do valor da primeira frequência de ressonância. Levando em consideração o tempo de simulação e os valores dos resultados, foi escolhida a malha com resolução 5 e refinamentos na câmara para o restante das simulações efetuadas nesse trabalho.