



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA A DETERMINAÇÃO DO FATOR
DE AMORTECIMENTO PARA AMORTECEDORES VISCOSOS**

ÉLISSON MUNIZ FERREIRA

Tucuruí – PA
2022



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA A DETERMINAÇÃO DO FATOR
DE AMORTECIMENTO PARA AMORTECEDORES VISCOSOS**

ÉLISSON MUNIZ FERREIRA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus de
Tucuruí, como parte dos requisitos para obtenção do
título de bacharel em Engenheiro Mecânico.

Orientador:
Prof. Me. Walter dos Santos Sousa

Tucuruí – PA
2022

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

F383p Ferreira, Élisson.
 PROJETO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA A
 DETERMINAÇÃO DO FATOR DE AMORTECIMENTO PARA
 AMORTECEDORES VISCOSOS / Élisson Ferreira. —2022.

84 f. : il. color.

Orientador(a): Prof. Me. Walter dos Santos
Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade
Federal do Pará, Campus Universitário de Tucuruí, Faculdade de
Engenharia Mecânica, Tucuruí, 2022.

1. Amortecedores. 2. Fator de amortecimento. 3. Bancada
didática. 4. Vibrações. 5. Método dos elementos finitos. I.
Título.

CDD 620.3



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUI

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO/TCC Nº 62 / 2022 - CTUCU (11.16)

Nº do Protocolo: 23073.039599/2022-37

Tucuruí-PA, 18 de julho de 2022.

**PROJETO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA A DETERMINAÇÃO DO
FATOR DE AMORTECIMENTO PARA AMORTECEDORES VISCOSOS**

ÉLISSON MUNIZ FERREIRA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus
de Tucuruí, como parte dos requisitos para
obtenção do título de Bacharel em Engenharia
Mecânica.

Data da Aprovação: 13/07/2022

Conceito: Excelente

BANCA EXAMINADORA

Prof. Me. Walter dos Santos Sousa - Orientador
FEM/CAMTUC/UFPA

Prof. Dr. Francisco Jarmeson Silva Bandeira - Membro Interno
FEM/CAMTUC/UFPA

Prof. Me. Maciel da Costa Furtado - Membro Interno
FEM/CAMTUC/UFPA

(Assinado digitalmente em 19/07/2022 10:30)
FRANCISCO JARMESON SILVA BANDEIRA
PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR
CTUCU (11.16)
Matrícula: 1170289

(Assinado digitalmente em 18/07/2022 16:05)
MACIEL DA COSTA FURTADO
PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR
CTUCU (11.16)
Matrícula: 1103308

(Assinado digitalmente em 18/07/2022 16:02)
WALTER DOS SANTOS SOUSA
PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR
CTUCU (11.16)
Matrícula: 2611288

Para verificar a autenticidade deste documento entre em
<https://sipac.ufpa.br/public/documentos/index.jsp> informando seu número: **62**, ano: **2022**,
tipo: **TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO/TCC**, data de emissão: **18/07/2022** e o código
de verificação: **83ed2c7f51**

AGRADECIMENTOS

Agradeço acima de tudo, primeiramente ao meu Deus, que meu deu a vida e tudo que tenho até hoje, agradeço por sua fidelidade e por seu amor, agradeço por nunca ter me desamparado e por ter me dado a graça de nascer na família ao qual pertenço.

A minha mãe, Marizete Sampaio, a qual é tudo na minha vida e sempre se dedicou de forma integral para que eu pudesse viver um pouco melhor. Serei eternamente grato por ser seu filho e por tudo que fez e faz por mim.

Ao meu pai, Edson Gomes, o qual é o meu exemplo de garra e dedicação, que sempre esteve presente e nunca me deixou faltar nada, sempre sendo um excelente pai e excelente amigo. Sempre batalhou para me proporcionar as oportunidades que lhe faltaram. Muito obrigado.

A minha querida irmã, Ana Tais, que sempre me apoia em tudo, é minha amiga mais antiga, e que me deu os melhores presentes que já recebi, meus dois sobrinhos, Moisés e Heloísa,

A minha amada namorada Laura, obrigado por todo o amor compartilhado, por toda a admiração e apoio, os quais foram e são fundamentais para minha vida.

Aos meus amigos do grupo de estudo Lagoinha, sendo eles, Thaíres Ferreira, Thais Cristina, Joicy Milena, Fernando Neves, agradeço por todos os momentos de alegria e tristeza vividos ao longo dos anos, foram essenciais para que o período de faculdade se tornasse mais leve e inesquecível. Torço muito por cada um de vocês! Obrigado pelo companheirismo.

Agradeço em especial a minha amiga Thaíres Ferreira, que é como uma irmã mais nova, sempre esteve comigo e nunca mediu esforços para me ajudar, e no desenvolvimento deste trabalho esteve constantemente empenhada a me auxiliar. Sempre serei grato por sua existência e espero ser útil ante tudo quanto você precisar.

Aos colegas de graduação, os quais tenho muito orgulho de falar que pude estudar com eles. Desejo todo sucesso do mundo.

Ao FLUIDPAR, o qual cedeu a licença do software Ansys® para execução das análises em Elementos Finitos.

Por fim, mas não menos importante, ao meu orientador, professor Walter, uma das melhores pessoas que a universidade me apresentou, um professor com uma didática excelente e que se tornou um verdadeiro amigo. Foi um enorme prazer conviver e aprender com você. Muito obrigado.

- *Quem estará nas trincheiras ao teu lado?*
- *E isso importa?*
- *Mais do que a própria guerra.*
(Ernest Hemingway)

PROJETO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA A DETERMINAÇÃO DO FATOR DE AMORTECIMENTO PARA AMORTECEDORES VISCOSOS

RESUMO

Sendo o amortecedor veicular um dispositivo desenvolvido para auxiliar no contato entre pneu e o solo, controlar o movimento das molas contidas no sistema de suspensão e propiciar conforto aos ocupantes do veículo por meio da dissipação das vibrações, saber os seus parâmetros de funcionamento e operação é algo importante. Os fabricantes do mesmo, na maioria das vezes, não fornecem dados como o coeficiente de rigidez das molas e a constante de amortecimento. Com base nisso, este trabalho consiste no desenvolvimento de uma bancada didática para a medição do coeficiente de amortecimento de amortecedores viscosos. O dispositivo foi projetado baseando-se em um modelo massa-mola-amortecedor, com um grau de liberdade, que funciona com as oscilações resultantes da ressonância de uma viga bi-apoiada com carga concentrada no meio, onde o amortecedor absorve as vibrações e o analisador de sinais fornece os dados necessários para a definição do fator de amortecimento por meio do método matemático. O dimensionamento dos componentes foi feito considerando não apenas o aspecto matemático, mas também a versatilidade que o equipamento deveria possuir para permitir o uso de diversos amortecedores. O comportamento do dispositivo foi analisado por meio do método dos elementos finitos, em relação às frequências naturais de vibração (análise modal) e à amplitude da viga e do comportamento do amortecedor (análise harmônica) podendo assim validar o seu funcionamento, apesar da dificuldade de obtenção de dados sobre amortecedores, para comparações, o resultado obtido é confiável, uma vez que os dados utilizados possuem incertezas relativamente pequenas.

Palavras-chave: Amortecedores, Coeficiente de amortecimento, Bancada didática, Vibrações, Método dos elementos finitos.

PROJECT OF A TEACHING BENCH FOR THE DETERMINATION OF THE DAMPING FACTOR FOR VISCOUS DAMPERS

ABSTRACT

Since the vehicle shock absorber is a device developed to assist in the contact between the tire and the ground., control the movement of the springs contained in the suspension system and provide comfort to the occupants of the vehicle through the dissipation of vibrations, knowing its operating and operating parameters is something important. The manufacturers of the same, in most cases, do not provide data such as the stiffness coefficient of the springs and the damping constant. Based on that, this work consists in the development of an equipment for measuring the damping coefficient of viscous dampers. The device was designed based on a mass-spring-damper model, with one degree of freedom, which works with the oscillations resulting from the resonance of a bi-supported beam with a load concentrated in the middle, where the damper absorbs the vibrations and the signal analyzer provides the necessary data for the definition of the damping factor through the mathematical method. The dimensioning of the components was made considering not only the mathematical aspect, but also the versatility that the equipment should have to allow the use of different dampers. The behavior of the device was analyzed using the finite element method, in relation to the natural frequencies of vibration (modal analysis) and the amplitude of the beam and the behavior of the damper (harmonic analysis), thus being able to validate its operation, despite the difficulty of Obtaining data on dampers, for comparisons, the result obtained is reliable, since the data used have relatively small uncertainties.

Key words: Shock absorbers, Damping coefficient, Teaching bench, Vibrations, Finite element method.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. As fases de projeto, identificando as diversas realimentações e iterações.....	22
Figura 2. Molas em paralelo.....	25
Figura 3. Molas em série.	26
Figura 4. Curva de resposta harmônica mostrando pontos de meia potência.....	29
Figura 5. Prédio de três andares.....	31
Figura 6. Furadeira radial.	31
Figura 7. Amortecedor de braço de alavanca.	32
Figura 8. Amortecedor de tubo simples e de tubo duplo.....	33
Figura 9. Amortecedor de tubo simples com pistão flutuante.....	34
Figura 10. Amortecedor de tubo duplo.....	34
Figura 11. Exemplo da discretização de uma peça por elementos quadriculado.	35
Figura 12. Alguns elementos finitos comuns.	36
Figura 13. Elemento de viga com 3 graus de liberdade por nó (deslocamentos nodais).....	37
Figura 14. Discretização de um corpo para a análise de elementos finitos.	38
Figura 15. Estudo de convergência de malha.	39
Figura 16. Gráfico do parâmetro “Element quality”.	40
Figura 17. Bancada proposta.	42
Figura 18. Bancada de vibração desativada.....	43
Figura 19. Componentes reaproveitados.	43
Figura 20. Bancada de ensaio e conjunto de analisador de sinais.	44
Figura 21. Base do motor.	45
Figura 22. Disco desbalanceador.....	45
Figura 23. Viga em AISI 1020.	46
Figura 24. Acelerômetro.....	46
Figura 25. Motor elétrico de 1/3 de CV.....	47
Figura 26. Inversor de frequência.....	47
Figura 27. Analisador de sinais.	48
Figura 28. Estrutura proposta, vista isométrica (a) e vista frontal (b).	49
Figura 29. Apoio simples, vista isométrica (a) e vista superior (b).....	50
Figura 30. Apoio pista, vista isométrica (a) e vista superior (b).	50
Figura 31. Suporte 1 (a) e Suporte 2 (b).....	51
Figura 32. Suporte do amortecedor.	51

Figura 33. Modelo geométrico.	58
Figura 34. Malha de elementos finitos.	59
Figura 35. Análise da malha referente à métrica Element quality.....	60
Figura 36. Modos de vibrar, modo 1 (a), modo 2 (b).....	61
Figura 37. Modos de vibrar, modo 3 (a), modo 4 (b).....	61
Figura 38. Modos de vibrar, modo 5 (a), modo 6 (b).....	62
Figura 39. Modelos para a análise Harmônica.	63
Figura 40. Máquina com amortecimento de 0.1.....	65
Figura 41. Máquina com amortecimento de 0.3.....	66
Figura 42. Variação da amplitude com a razão de frequência para vários amortecimentos.	67

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1. Força x Frequência.	55
Gráfico 2. Resposta analítica – Amortecimento da viga (0.0024).....	56
Gráfico 3. Comparação da resposta com alguns amortecimentos - Resposta analítica.....	57
Gráfico 4. Frequência x N° do modo.	62
Gráfico 5. Resposta numérica – Amortecimento da viga (0.0024).	64
Gráfico 6. Resposta numérica - Amortecimento de 0,1.	64
Gráfico 7. Resposta numérica - Amortecimento de 0,3.	66
Gráfico 8. Comparação da resposta com alguns amortecimentos - Resposta Numérica.	67
Gráfico 9. Comparação das respostas analíticas e numéricas.	68

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Dados dos componentes	53
Tabela 2. Dados da força desbalanceada	55

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AISI - American Iron and Steel Institute

CAD - Computer Aided Design

CAE - Computer Aided Engineering

CG - Centro de gravidade

CAMTUC - Campus de Tucuruí

GDL - Grau de liberdade

LABMEC - Laboratório de Engenharia Mecânica

MEF - Método dos Elementos Finitos

RPM – Rotações por minuto

SAE - Society of Automotive Engineers

UFPA – Universidade Federal do Pará

LISTA DE SÍMBOLOS

A_e	– Amplitude de vibração
b	– Base da viga
C	– Constante
ζ	– Coeficiente de amortecimento
δ_{st}	– Deflexão estática
δ_1	- Deflexão estática mola 1
δ_2	- Deflexão estática mola 2
δ	– Decremento logarítmico
e	– Excentricidade
E	– Modulo de elasticidade
F_0	– Força desbalanceada
k_{eq}	- Constante elástica equivalente
k_1	- Constante elástica mola 1
k_2	- Constante elástica mola 2
k_n	- Constante elástica mola “n”
L	– Comprimento
ln	– Logarítmico natural
m_{eq}	– Massa equivalente
$m_{eq.viga}$	– Massa equivalente da viga
m	– Massa desbalanceada
M	– Momento fletor
M_m	– Massa do motor
n	– Enésima
P	– Força axial
Q	- Coeficiente de amplitude em ressonância
$\sin$	– Seno
t	- Tempo
T_d	– Período amortecido
V	– Força cortante
$x(t)$	– Posição em função do tempo
$\dot{x}(t)$	– Velocidade em função do tempo

$\ddot{x}(t)$ – Aceleração em função do tempo

X_r – Amplitude máxima na ressonância

W - Carga aplicada

ω – Frequência de rotação

ω_n – Frequência natural

ω_d – Frequência natural amortecida

$\Delta\omega$ – Variação de frequência

ϕ_d – Fase de vibração

SUMÁRIO

1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS	18
1.1 JUSTIFICATIVA	19
1.2 OBJETIVO	19
1.2.1 Objetivo geral.....	19
1.2.2 Objetivos específicos.....	19
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO	20
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	21
2.1 PROJETO MECÂNICO.....	21
2.1.1 Fases do projeto mecânico	21
2.1.2 CAD (COMPUTER AIDED DESIGN)	22
2.2 TEORIA DAS VIBRAÇÕES MECÂNICAS	23
2.2.1 Vibrações mecânicas.....	23
2.2.2 Grau de liberdade.....	23
2.2.3 Classificação das vibrações	23
2.2.3.1 <i>Vibração livre e forçada.....</i>	23
2.2.3.2 <i>Vibrações amortecidas e não amortecidas.....</i>	24
2.2.3.3 <i>Vibração linear e não linear</i>	24
2.2.3.4 <i>Vibração determinística e aleatória</i>	24
2.2.4 Associação de molas.....	25
2.2.4.1 <i>Molas em paralelo</i>	25
2.2.4.2 <i>Molas em série.....</i>	26
2.2.5 Sistemas discretos e contínuos	26
2.2.6 Sistemas com um grau de liberdade	27
2.2.7 Técnicas de determinação do amortecimento viscoso	27
2.2.7.1 <i>Decremento logarítmico</i>	27
2.2.7.2 <i>Método da banda de meia potência.....</i>	28
2.2.8 Sistemas com vários graus de liberdade	29
2.2.8.1 <i>Sistemas contínuos como sistemas com vários GDL'S</i>	30
2.3 AMORTECEDORES	31
2.3.1 Amortecedor de alavanca	32
2.3.2 Amortecedor telescópico	32
2.3.2.1 <i>Amortecedor telescópico de tubo simples</i>	33

2.3.2.2 Amortecedor telescópico de tubo duplo	34
2.4 TEORIA DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF).....	35
2.4.1 Método dos elementos finitos.....	35
2.4.2 Tipos de elementos.....	36
2.4.3 Malha em elementos finitos	37
2.4.4 Refino da malha	38
2.4.5 Convergência.....	38
2.4.6 Qualidade da malha – Element Quality	39
3 PROJETO DA BANCADA	41
3.1 FUNCIONAMENTO DA BANCADA.....	41
3.2 COMPONENTES REAPROVEITADOS	42
3.3 COMPONENTES COMPARTILHADOS.....	44
3.3.1 Base do motor.....	44
3.3.2 Disco desbalanceador	45
3.3.3 Viga.....	46
3.3.4 Acelerômetro.....	46
3.3.5 Motor elétrico.....	47
3.3.6 Inversor de frequência	47
3.3.7 Analisador de sinais.....	48
3.4 BANCADA PROPOSTA	48
3.4.1 Estrutura	48
3.4.2 Apoios.....	49
3.4.2.1 Apoio simples.....	49
3.4.2.2 Apoio pista.....	50
3.4.3 Suporte da viga	51
3.4.4 Suporte do amortecedor.....	51
4 PROCEDIMENTO ANALÍTICO.....	52
4.1 EQUAÇÕES DO MOVIMENTO HARMÔNICO.....	52
4.2 DADOS DOS COMPONENTES	53
4.3 FORÇA DESBALANCEADORA	54
4.4 REPOSTA ANALÍTICA.....	55
5 SIMULAÇÃO NUMÉRICA DOS EXPERIMENTOS.	58
5.1 PREPARAÇÃO DO MODELO.....	58
5.2 MALHA.....	59

5.3 QUALIDADE DA MALHA	59
5.4 ANÁLISE MODAL	60
5.5 ANÁLISE HARMÔNICA	62
5.5.1 Simulação com fator de amortecimento próprio da viga.....	63
5.5.2 Simulação com fator de amortecimento de 0,1	64
5.5.3 Simulação com fator de amortecimento de 0,3	65
5.5.4 Comparação das respostas amortecidas.....	66
5.5.5 Validação da amplitude por meio do amortecimento.	69
6 CONCLUSÕES.....	70
REFERÊNCIAS	71
APENDICE A – ROTEIRO DE PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	74
APENDICE B – DESENHOS TÉCNICOS DE FABRICAÇÃO	75

1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Sistemas dinâmicos, como veículos em movimento, são estudados para minimizar ou evitar acidentes e melhorar os diversos componentes, como os sistemas de suspensão, que permitem ter resultados tão significativos como aquelas obtidas em projetos de estruturas (RUTHES, 2016). Os fenômenos vibratórios estão fortemente presentes em sistemas veiculares, como ônibus, automóveis, motos e máquinas agrícolas, por esse motivo, tornam-se imprescindíveis análises teóricas e numéricas aprofundadas acerca do assunto (DREHMER, 2012).

Segundo Dixon (2007), o carro constitui um sistema de vibração que precisa de amortecedores para aperfeiçoar o seu controle, impedindo respostas imprevistas e minimizando a influência de algumas ressonâncias indesejáveis. Assim, o amortecedor se torna um objeto de estudos de suma importância para proporcionar ao veículo um bom equilíbrio e manobrabilidade.

Os amortecedores têm três funções básicas distintas, sendo elas, manter o contato dos pneus com o solo; controlar os movimentos de abertura e fechamento das molas; e proporcionar conforto, estabilidade e segurança ao veículo. Portanto, há mais de um século, têm sido alvo de estudo da indústria automobilística, resultando em diversos tipos de amortecedores para aplicações variadas, como: veículos de passeio, fora-de-estrada, de competições de velocidade. Porém, a grande maioria dos tipos funciona sobre o mesmo princípio: a força de amortecimento é gerada pela resistência à passagem do fluido por orifícios presentes em um pistão que se move no interior de uma câmara repleta desse mesmo fluido (DIXON, 2007).

Com o aumento do estudo de amortecedores e dada a sua relevância, busca-se conhecer uma importante propriedade para a qualidade de amortecedores e para o entendimento de conceitos de vibrações mecânicas: o fator de amortecimento.

O presente trabalho tem por objetivo projetar uma bancada didática que auxilie na determinação do amortecimento em amortecedores viscosos, através da medição dos deslocamentos de uma viga bi apoiada, trabalhando na ressonância acoplada a amortecedores comerciais. A medição será feita com acelerômetro e os dados coletados serão tratados analiticamente e comparados com resultados numéricos, a fim de usar como bancada didática no laboratório de engenharia mecânica nas dependências da UFPA (Universidade Federal do Pará) no CAMTUC (Campus de Tucuruí), para exemplificar fenômenos da teoria de vibrações, tais como o comportamento de um sistema com um grau de liberdade, ressonância, conceitos de amortecimento, e também, para obter dados técnicos sobre amortecedores.

A validação do método matemático e a relevância do projeto serão feitas através de métodos numéricos, com simulações modais da máquina, seguidas de simulações harmônicas, com e sem amortecimento, e com a aplicação de uma força desbalanceada, objetivando compará-las posteriormente com os resultados experimentais.

1.1 JUSTIFICATIVA

Tendo em vista que experimentos práticos contribuem significativamente para o aprendizado e interesse dos alunos nas atividades de ensino, uma bancada didática de amortecimento permitirá que o aluno conheça e se familiarize com os componentes de um sistema de vibração amortecido e suas interações com o meio, e possa, assim, absorver com maior facilidade a teoria vista em sala de aula.

Além do mais, como os fabricantes de amortecedores geralmente não disponibilizam seus coeficientes de amortecimento e essas informações podem vir a somar no desenvolvimento de trabalhos didáticos e trabalhos práticos, como as construções de protótipos de equipes Baja e Fórmula SAE, este trabalho surge como uma opção para essa questão.

1.2 OBJETIVO

1.2.1 Objetivo geral

Este trabalho tem por objetivo principal projetar uma bancada didática que auxilie na obtenção do coeficiente de amortecimento de amortecedores de automóveis e motocicletas.

1.2.2 Objetivos específicos

- Projetar um dispositivo que, através da ressonância de uma viga bi apoiada, auxilie na obtenção do coeficiente de amortecimento de amortecedores;
- Projetar um dispositivo que possa ser usado como bancada didática dentro dos laboratórios da universidade;
- Elaboração de um roteiro para o ensaio experimental dos amortecedores;
- Elaboração de um método de cálculo do coeficiente de amortecimento a partir dos dados obtidos com o equipamento;
- Produzir material técnico que auxilie na construção do equipamento.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Além da seção de considerações iniciais, este trabalho está organizado em cinco outras seções, cujos respectivos conteúdos são apresentados a seguir.

A segunda seção apresentará a revisão bibliográfica necessária para a compreensão dos temas que serão alvo nos procedimentos analíticos, numéricos e experimentais. Primeiramente, serão apresentados os conceitos sobre Projetos mecânicos, logo após os conceitos fundamentais sobre Vibrações mecânicas, posteriormente os conceitos relacionados aos Amortecedores, e por fim, é apresentado uma base sobre o Método dos elementos finitos, que será o método numérico usado nas análises.

A terceira seção descreve o funcionamento da bancada proposta, tal como os meios usados para sua concepção, que passam por tópicos como, componentes compartilhados, componentes reaproveitados e componentes desenvolvidos exclusivamente para a bancada.

Já a quarta seção apresentará as equações e o roteiro matemático adequado para a definição do fator de amortecimento, o que dá base para a criação de um roteiro experimental e também dá material para a criação de gráficos que entregam a resposta da amplitude em razão da frequência para diferentes fatores de amortecimento.

Na quinta seção serão apresentados os modelos numéricos, suas configurações de geometria e condições de contorno e malha, para que sejam realizados os procedimentos de análise modal e análise harmônica, onde será possível encontrar os modos de vibração da estrutura e os deslocamentos da viga em ressonância para diferentes fatores de amortecimento, onde irá se comparar com o valores obtidos na seção anterior e validar os dados com base na literatura, para se possa ter material de comparação quando se for realizar os procedimentos experimentais.

Por fim, a sexta e última seção apresenta as conclusões do presente trabalho, assim como as sugestões para trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 PROJETO MECÂNICO

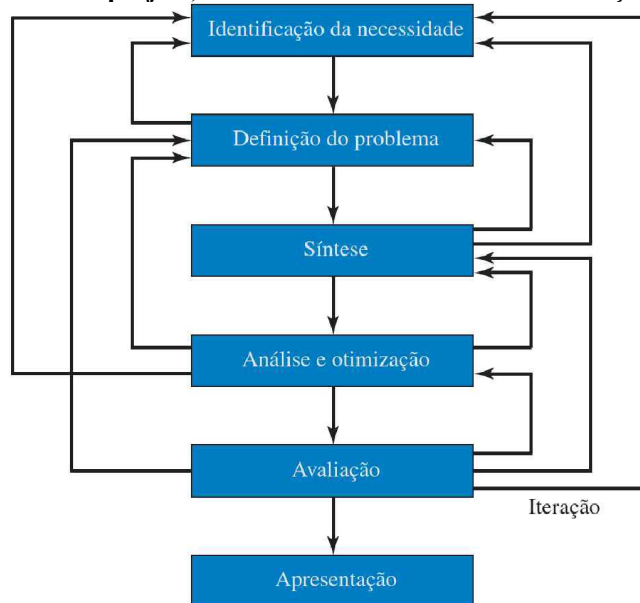
Conforme Collins (2010), projeto mecânico pode ser definido como um processo interativo de tomada de decisão que tem como objetivo a criação e a otimização de um novo ou aprimorado sistema de engenharia ou equipamento para atender a uma necessidade ou um desejo humano, com o compromisso da conservação das fontes de recursos e do impacto ambiental.

E segundo Nisbett (2016), projetar é formular um plano para atender a uma necessidade específica ou resolver um problema. Projeto é um processo repetitivo com muitas fases interativas. O projeto mecânico é uma esfera na área de projetos que se caracteriza como um empreendimento complexo que exige várias habilidades e nesse cenário, relações abrangentes precisam ser subdivididas em uma série de tarefas mais simples. A complexidade do assunto requer uma sequência em que os conceitos são introduzidos e reiterados, sequência essa apresentada no tópico seguinte.

2.1.1 Fases do projeto mecânico

O processo de projeto completo, do início ao fim, muitas vezes é descrito como na Figura 1. Ele começa com a identificação de uma necessidade e a decisão de fazer algo a respeito. Após muitas repetições, o processo termina com a apresentação dos planos para atender à necessidade. Dependendo da natureza da tarefa de projeto, várias de suas fases talvez tenham de ser repetidas ao longo da vida do produto, desde seu princípio até seu término (NISBETT, 2016).

Figura 1. As fases de projeto, identificando as diversas realimentações e iterações.



Fonte: Nisbett (2016).

2.1.2 CAD (COMPUTER AIDED DESIGN)

A tecnologia CAD é usada em diversas áreas, desde a concepção de sistemas eletrônicos, em projetos mecânicos, indústria, arquitetura, engenharia, topografia e outros. Um software CAD é utilizado para auxiliar o trabalho de um projetista ou desenhista com a criação de projetos; organização de documentos; criação de bancos de dados e outras atividades relacionadas. Existem diferentes softwares CAD, cada um direcionado para uma necessidade específica. Basicamente, podemos pensá-los como uma ferramenta de criação de desenho 3D com uma documentação técnica. Substituindo inclusive, os antigos desenhos manuais. Diferentemente do que um simples desenho pode transmitir de informação, ao projetar em CAD a peça de uma máquina, automaticamente o programa dispõe de dados como: o local de seu centro de gravidade (CG), sua massa, seu momento de inércia da massa e as propriedades geométricas da seção transversal em vários locais, facilitando e agilizando o desenvolvimento de projetos (3DLAB, 2022).

Programas CAD geralmente oferecem uma interface para um ou mais programas de análise de elementos finitos e permitem transferência direta da geometria do modelo para o programa de CAE (*Computer Aided Engineering*) que por sua vez usa MEF (Método dos Elementos Finitos) para análise de tensões, vibrações e transferência de calor. Alguns sistemas de CAD incluem a capacidade de geração de malhas que cria uma malha de elementos finitos automaticamente antes de enviar os dados para o software de MEF. Essa combinação de

ferramentas proporciona um meio extremamente poderoso para se obter projetos superiores cujas tensões são mais precisamente conhecidas do que seria possível utilizando as técnicas de análise convencionais quando a geometria é complexa (NORTON, 2013).

2.2 TEORIA DAS VIBRAÇÕES MECÂNICAS

2.2.1 Vibrações mecânicas

Compreende-se o fenômeno da vibração, conforme Rao (2008), como qualquer movimento que se repita após um intervalo de tempo com a transferência alternada de sua energia potencial para energia cinética, e de energia cinética para energia potencial em torno de um ponto de referência, como o balançar de um pêndulo e o movimento de uma corda dedilhada.

Para sistemas amortecidos, uma certa quantidade de energia será dissipada em cada ciclo de vibração e se for preciso manter um regime permanente de vibração, deve se adicionar uma fonte externa que mantenha o sistema ativo. A teoria de vibração trata do estudo de movimentos oscilatórios de corpos e as forças associadas a eles, portanto, todo sistema mecânico que apresente variações de força e/ou posição ao longo do tempo e, que apresente força de inércia, poderá ser estudado em vibrações (SOEIRO, 2008).

2.2.2 Grau de liberdade

Segundo Rao (2008), grau de liberdade (GDL) ou mobilidade é o número mínimo de coordenadas capazes de representar completamente o movimento de um sistema (estas coordenadas são chamadas coordenadas generalizadas), ou seja, é a quantidade de possíveis movimentos de um sistema, seja estes de rotação ou translação.

2.2.3 Classificação das vibrações

Segundo Rao (2008), vibrações são classificadas de várias formas como, livre e forçada, amortecida e não amortecida, vibração linear e não linear, e vibração determinística e aleatória. Nos subtópicos seguintes serão vistas as definições de cada uma das classificações citadas.

2.2.3.1 *Vibração livre e forçada*

Vibrações livres ocorrem quando um sistema, após uma perturbação inicial, continua a vibrar por conta própria, ou seja, não está submetido à aplicação de forças após o início da sua movimentação.

Vibrações forçadas acontecem em sistemas onde há forças externas atuando mesmo após o início das oscilações. Um exemplo são as oscilações presentes em máquinas, tal como em um rotor desbalanceado (KELLY, 2012).

2.2.3.2 Vibrações amortecidas e não amortecidas

Vibrações amortecidas são aquelas em que a energia vibratória se dissipa com o transcorrer do tempo, pois apresentam meios que fazem os níveis vibratórios diminuírem progressivamente.

Quando o sistema não apresenta meios de dissipar a energia das oscilações, a vibração é considerada não amortecida. É válido citar que vibração não amortecida só ocorre em sistemas ideais, uma vez que sistemas reais sempre apresentam amortecimento, por menor que seja o mesmo (KELLY, 2012).

2.2.3.3 Vibração linear e não linear

Vibração linear é aquela em que os componentes do sistema se comportam linearmente (a força de mola é proporcional ao deslocamento, a força de amortecimento é proporcional à velocidade e a força de inércia é proporcional à aceleração), e nesse caso as técnicas matemáticas são bem desenvolvidas e o princípio de superposição é válido.

A vibração caracterizada como não linear, é aquela em que um ou mais componentes do sistema não se comportam linearmente, ou seja, a força produzida não apresenta uma relação linear com a variável cinemática a que se associa (RAO, 2008).

2.2.3.4 Vibração determinística e aleatória

Um movimento vibratório é dado como determinístico se a magnitude da excitação (força ou movimento) sobre um sistema oscilatório for conhecida em qualquer instante de tempo, podendo-se obter equações de resposta para um dado sistema em movimento harmônico.

A vibração é conhecida como aleatória quando não é possível prever o que irá acontecer no movimento vibratório. Tem-se como exemplos de excitações aleatórias, a velocidade do

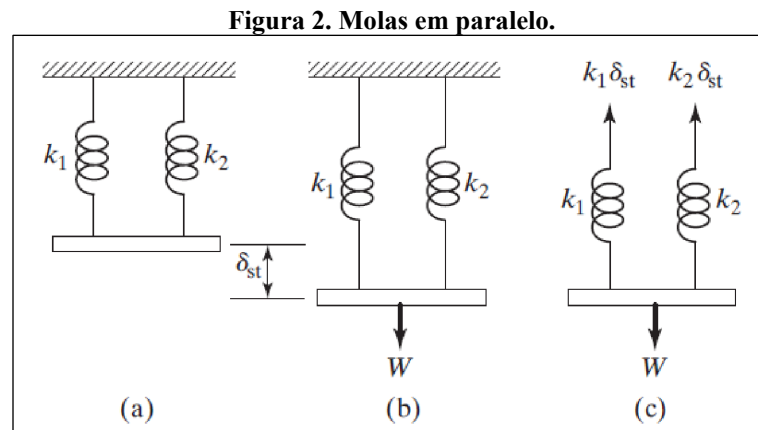
vento, a aspereza de uma estrada e o movimento do solo durante terremotos. Para determinação das respostas algumas vezes são utilizados métodos experimentais e estatísticos. (KELLY, 2012).

2.2.4 Associação de molas

Para muitas aplicações práticas, várias molas lineares são usadas em associação. Essas molas podem ser associadas em uma única mola equivalente (RAO, 2008).

2.2.4.1 Molas em paralelo

Em Rao (2008), a fim de encontrar uma expressão para a constante elástica equivalente de molas ligadas em paralelo, é considerado duas molas constituindo um sistema que quando uma carga W é aplicada, o sistema sofre uma deflexão δ_{st} , como pode ser visto na Figura 2:



Fonte: Rao (2008).

O diagrama de corpo livre, presente na Figura 2 (c), fornece a equação de equilíbrio apresentada na eq.(1):

$$W = k_1 \delta_1 + k_2 \delta_2 \quad (1)$$

Considerando que k_{eq} é a constante elástica equivalente para a associação das duas molas, e manipulando a eq.(1), podemos chegar a eq.(2):

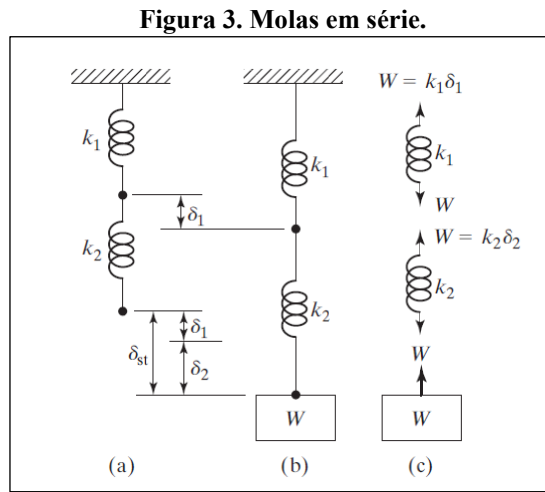
$$k_{eq} = k_1 + k_2 \quad (2)$$

Após algumas manipulações, e considerando n molas em paralelo, é possível obter a constante elástica equivalente k_{eq} , com a soma dos termos presentes, conforme a eq.(3):

$$k_{eq} = k_1 + k_2 + \dots + k_n \quad (3)$$

2.2.4.2 Molas em série

Considerando duas molas e tendo sobre elas a ação de uma carga W , as molas sofrem alongamentos (deflexão estática) δ_1 e δ_2 , respectivamente, como pode ser visto na Figura 3 (RAO, 2008).



Fonte: Rao (2008).

Para definir o k_{eq} de molas associadas em série é usada a eq.(4), que é uma equação generalizada que se aplica nesse caso particular a n molas contidas no sistema.

$$\frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n} \quad (4)$$

Quando amortecedores aparecem em associação, eles podem ser substituídos por um amortecedor equivalente adotando-se um procedimento semelhante ao descrito nas seções 2.8.2.1 e 2.8.2.2.

2.2.5 Sistemas discretos e contínuos

De acordo com RAO (2008), uma grande quantidade de sistemas práticos pode ser descrita usando um número finito de graus de liberdade, como alguns sistemas, por exemplo: pêndulo simples, sistemas massa-mola, entre outros. Alguns sistemas, em especial os que envolvem elementos elásticos contínuos, têm um número infinito de graus de liberdade. Como

exemplo, uma viga em balanço, isso se dá porque a viga que tem um número infinito de pontos de massa, logo, é necessária de um número infinito de coordenadas para especificar sua configuração defletida. Assim, a viga em balanço tem um número infinito de graus de liberdade.

Conforme o exposto, chega-se à definição de que, sistemas discretos ou sistemas com parâmetros concentrados, são aqueles que podem ser separados em partes, de forma que, cada uma delas possua um determinado número de graus de liberdade e o sistema global tenha um número finito de graus de liberdade. Por outro lado, um sistema contínuo não pode ser dividido, possuindo um número infinito de graus de liberdade sendo também conhecidos como sistemas com parâmetros distribuídos.

2.2.6 Sistemas com um grau de liberdade

Um sistema massa-mola é denominado um sistema com um grau de liberdade quando a coordenada (x) é suficiente para especificar a posição da massa a qualquer tempo (RAO, 2008). Soeiro (2008) apresenta que sistemas de um grau de liberdade são sistemas ideais, que com grande simplificação são capazes de representar uma reduzida parte dos sistemas reais presentes no mundo físico. Por outro lado, estes mesmos sistemas apresentam características que fundamentam o entendimento da maioria dos aspectos básicos que estão presentes em sistemas mais complexos, tais como ressonância, transmissibilidade, balanceamento e isolamento.

Consta também na literatura citada anteriormente que estimativas de comportamento podem ser estabelecidas com relativa facilidade e simplicidade matemática quando se cria um modelo simples a partir de um sistema complexo. Razões como estas justificam a introdução do estudo de sistemas de um grau de liberdade em cursos de vibrações em engenharia.

2.2.7 Técnicas de determinação do amortecimento viscoso

2.2.7.1 Decremento logarítmico

O decremento logarítmico, é definido para vibrações livres subamortecidas como o logaritmo natural da razão das amplitudes de vibração em ciclos sucessivos, ou seja, representa a taxa que a amplitude de um sistema amortecido decai, e se fundamenta na comparação entre duas amplitudes (KELLY, 2012).

Kelly (2012) define o decremento logarítmico como apresentado na eq.(5).

$$\delta = \ln \left(\frac{A_e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t + \phi_d)}{A_e^{-\zeta \omega_n (t+T_d)} \sin[\omega_d (t+T_d) + \phi_d]} \right) = \ln \left(\frac{x(t)}{x(t+T_d)} \right) \quad (5)$$

Na eq.(6) para fatores de amortecimento pequenos tem-se que:

$$\delta = 2\pi\zeta \quad (6)$$

Pode-se mostrar que a eq.(7) também pode ser usada para calcular o decremento logarítmico (KELLY 2012):

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \left(\frac{x(t)}{x(t+nT_d)} \right) \quad (7)$$

A eq.(7) implica que o decremento logarítmico pode ser determinado a partir de amplitudes medidas em ciclos não sucessivos, enquanto que pelas eq.(8) e eq.(9) os dados de velocidade e aceleração também podem ser usados para determinar o decréscimo logarítmico (KELLY, 2012).

Para determinação através da velocidade, é utilizada a eq.(8) e para a determinar através da aceleração, usa-se a eq.(9).

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \left(\frac{\dot{x}(t)}{\dot{x}(t+nT_d)} \right) \quad (8)$$

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \left(\frac{\ddot{x}(t)}{\ddot{x}(t+nT_d)} \right) \quad (9)$$

Em geral, o decremento logarítmico é medido de forma experimental, e o fator de amortecimento é determinado a partir da eq.(10):

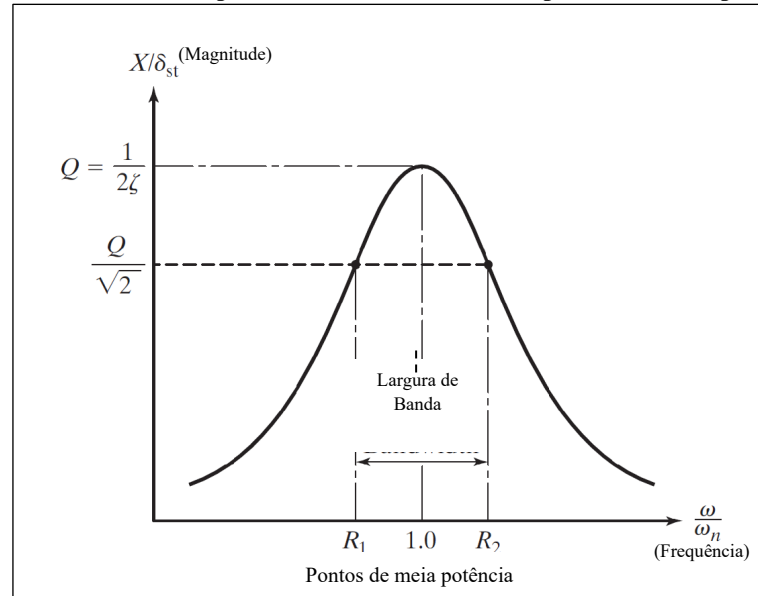
$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (10)$$

2.2.7.2 Método da banda de meia potência

Para valores pequenos de amortecimento ($\zeta < 0,05$), podemos tomar a largura da banda (a meia potência) que é definida como a largura da curva da resposta de frequência quando a

magnitude (Q) é $\left(\sqrt{\frac{1}{2}}\right)$ vezes o valor do pico. Este valor é denotado por $\Delta\omega$, como pode ser visto pela Figura 4 (RAO, 2008).

Figura 4. Curva de resposta harmônica mostrando pontos de meia potência.



Fonte: Adaptado de Rao (2008).

Neste método a medida do amortecimento é baseada na resposta da frequência, tendo Q como coeficiente de amplitude em ressonância. O valor de $\Delta\omega$ pode ser relacionado com o amortecimento como apresentado na eq.(11).

$$\Delta\omega = 2\zeta\omega_n \quad (11)$$

Portanto, o amortecimento pode ser estimado através da largura de banda, usando a relação apresentada na eq. (12):

$$\zeta = \frac{\Delta\omega}{2\omega_n} \quad (12)$$

2.2.8 Sistemas com vários graus de liberdade

Segundo Rao (2008), os sistemas de engenharia, em sua maioria, são contínuos e têm um número infinito de graus de liberdade. Para esses sistemas, a solução se dá por equações diferenciais parciais, o que é bastante difícil, pois para muitas das equações diferenciais

parciais, não existe solução, por outro lado, a análise de um sistema com muitos graus de liberdade usa um conjunto de equações diferenciais ordinárias, para se obter a solução, o que é relativamente simples, por isso, para praticidade da análise, sistemas contínuos são frequentemente aproximados como sistemas com vários graus de liberdade. Todos os conceitos apresentados nas seções anteriores podem ser aplicados diretamente a casos de sistemas com vários graus de liberdade.

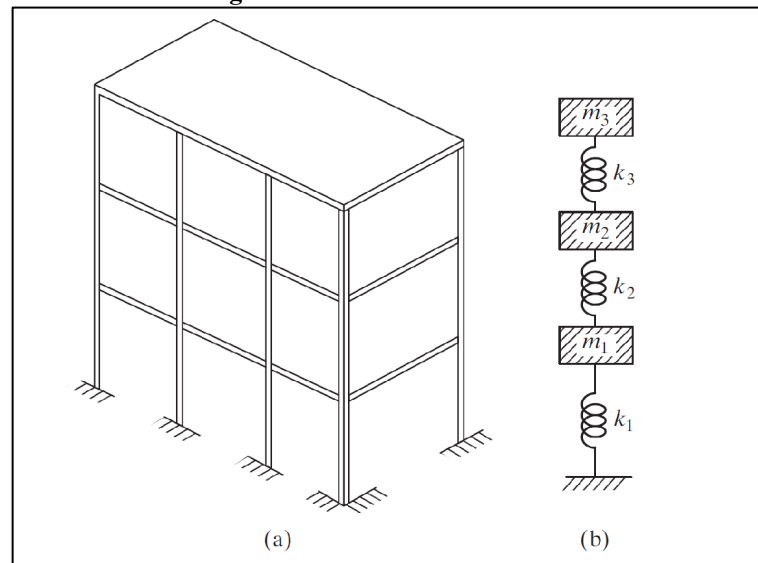
As equações de movimento para solucionar esses sistemas, podem ser obtidas da segunda lei do movimento de Newton, contudo, costuma ser mais conveniente deduzir as equações de um sistema com muitos graus de liberdade utilizando equações de Lagrange. Quando um sistema tem n graus de liberdade, há n frequências naturais, cada uma associada à sua própria forma modal. O método para determinar as frequências naturais pela equação característica obtida igualando o determinante a zero também se aplica a esses sistemas. Contudo, à medida que o número de graus de liberdade aumenta, a solução da equação característica torna-se mais complexa (RAO, 2008).

2.2.8.1 Sistemas contínuos como sistemas com vários GDL'S

Há alguns métodos diferentes que podem ser usados para aproximar um sistema contínuo para um sistema com vários graus de liberdade. Os sistemas de parâmetros concentrados ou sistemas de massas discretas é um dos métodos usados para isso, que consiste em substituir a massa ou a inércia distribuída do sistema por um número finito de massas concentradas ou corpos rígidos. Entende-se que as massas concentradas estejam ligadas por elementos elásticos e amortecedores desprovidos de massa, e coordenadas lineares (ou angulares) são usadas para descrever o movimento desses elementos. O número mínimo de coordenadas necessárias para descrever o movimento, define o número de graus de liberdade do sistema. Naturalmente, quanto maior o número de massas concentradas usadas no modelo, maior será a precisão da análise resultante (MINGARDO, 2012).

O edifício de três andares que pode ser visto na Figura 5(a) é um exemplo que sugere que a inércia do sistema esteja concentrada como três massas pontuais no nível dos pisos e que as elasticidades das colunas sejam substituídas pelas molas, como indicado na Figura 5(b).

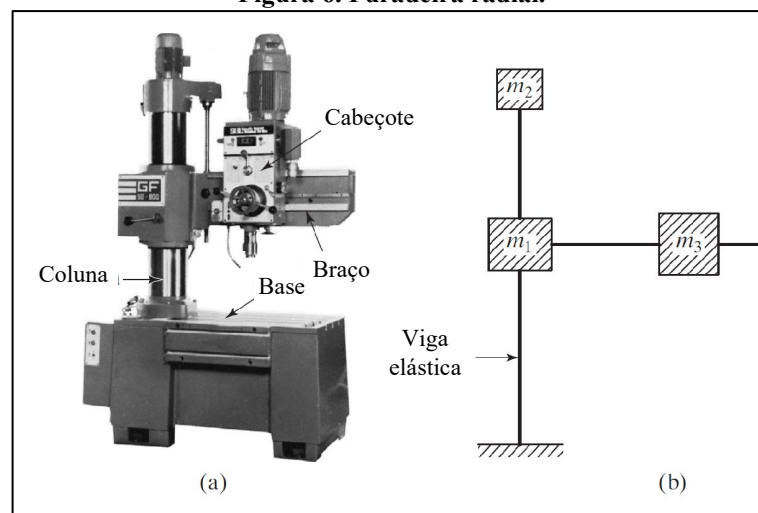
Figura 5. Prédio de três andares.



Fonte: Adaptado de Rao (2008).

A furadeira radial vista na Figura 6(a) pode ser modelada por quatro massas concentradas e quatro elementos de mola (vigas elásticas), como mostra a Figura 6(b). Outro método muito conhecido de aproximação envolve substituir a geometria do sistema por um grande número de pequenos elementos, considerando uma solução simples dentro de cada elemento, os princípios de compatibilidade e equilíbrio são usados para determinar uma solução aproximada para o sistema original. Esse método, conhecido como o método dos elementos finitos (RAO, 2008).

Figura 6. Furadeira radial.



Fonte: Adaptado Rao (2008).

2.3 AMORTECEDORES

Os amortecedores são componentes responsáveis por dissipar a energia mecânica do sistema. Existem dois tipos de amortecedores, os de atrito seco com elementos sólidos e os hidráulicos com elementos fluidos (DIXON, 2007). O objeto de estudo neste trabalho, serão os amortecedores hidráulicos com elementos fluidos, sendo mais especificamente o do tipo hidráulico telescópico.

O tipo de amortecedor em estudo é geralmente o mais utilizado e tem como característica funcional específica, a presença de significativas forças radiais (normais ao seu eixo axial). As forças radiais são bem maiores do que as incidentes em amortecedores utilizados em outros tipos de suspensão (FREITAS, 2006).

2.3.1 Amortecedor de alavanca

Os amortecedores hidráulicos de alavanca, como apresentado pela Figura 7, são constituídos por um corpo cilíndrico cheio de óleo, dentro do qual desliza um êmbolo acionado por um balancim; sobre o eixo de rotação do balancim está montado o braço de comando ligado ao feixe. Nos veículos, Austin A-40 e nos Morris Marina, carros históricos, esse amortecedor fez parte integrante da suspensão dianteira (DIXON, 2007).

Figura 7. Amortecedor de braço de alavanca.



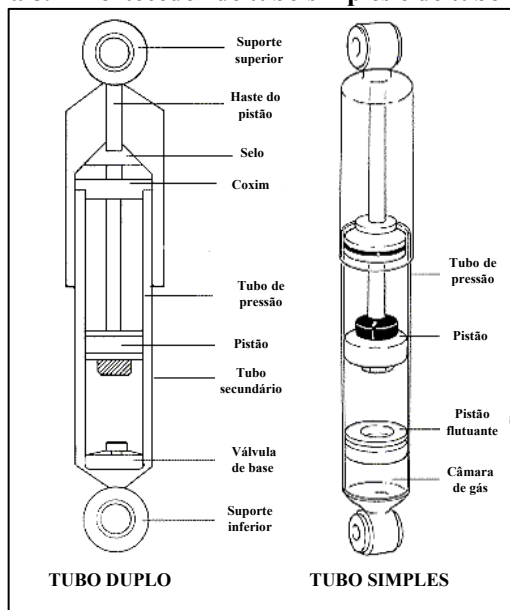
Fonte: Bros (2022).

2.3.2 Amortecedor telescópico

Os amortecedores telescópicos presentes na Figura 8, produzem força de amortecimento pela ação de um fluido, usualmente óleo, sendo forçado através de orifícios ou válvulas e podem ser de tubo simples ou tubo duplo (IEZZO, 2010).

Segundo Junqueira (2018), o funcionamento de ambos é bem similar. Durante a compressão e a expansão, o pistão se move transferindo fluido através de um canal interno ao mesmo. Este canal funciona como uma válvula, que regula a passagem de fluido. Esta restrição causa a força de amortecimento do amortecedor. Quanto mais estreito for este canal, maior será o amortecimento do sistema. Os amortecedores mais comuns são os progressivos, em que quanto maior a quantidade de fluido é movimentada pelo pistão, maior é a dificuldade de este escoar internamente, aumentando o amortecimento.

Figura 8. Amortecedor de tubo simples e de tubo duplo.



Fonte: Adaptado de AutoInfome (2022).

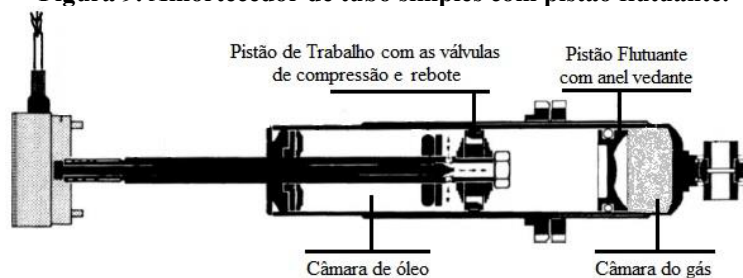
2.3.2.1 Amortecedor telescópico de tubo simples

No amortecedor de tubo simples, o amortecimento é realizado por uma válvula única (pistão) que atua tanto no sentido da tração quanto no da compressão e, por este motivo, é chamado de pistão duplo-efeito (IEZZO, 2010).

Neste modelo, o óleo que é posto dentro do cilindro recebe uma quantidade de gás, tornando-o uma emulsão de gás e óleo como fluido de trabalho (ADAMI, 2015).

No entanto, o projeto mais usual de amortecedor de tubo simples utiliza um pistão flutuante (Figura 9) como forma de separar as câmaras de óleo e gás, a qual se torna mais comprimido com o fechamento do amortecedor. Este tipo de amortecedor possui alta força estática devido à alta pressão na câmara de gás. O objetivo deste mecanismo é impedir a formação de espuma no fluido, já que qualquer quantidade de ar na câmara de trabalho passaria através das válvulas facilmente, reduzindo drasticamente o amortecimento (IEZZO, 2010).

Figura 9. Amortecedor de tubo simples com pistão flutuante.

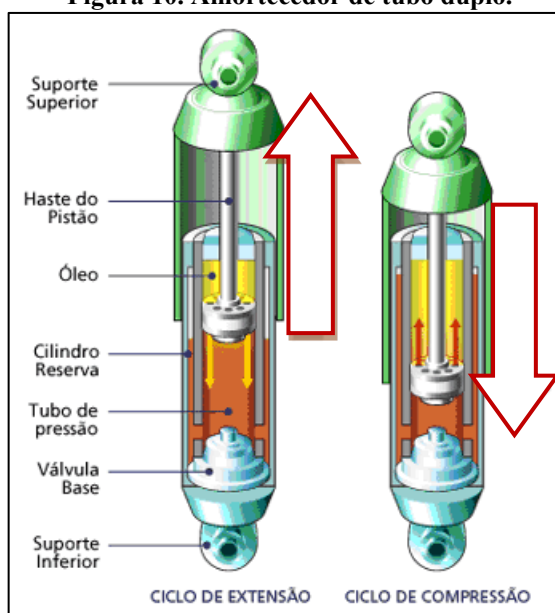


Fonte: Dixon (2007).

2.3.2.2 Amortecedor telescópico de tubo duplo

Os amortecedores de tubo duplo (Figura 10) são os mais usados em veículos de passageiros ao redor do mundo. Embora sejam mais pesados e tendam a operar com temperaturas mais elevadas do que os de tubo simples, seu preço e sua facilidade de fabricação sobrepõem esses efeitos. Esses amortecedores possuem um tubo externo em volta de um tubo interno, e o espaço entre eles forma um reservatório de óleo. Um pistão solidário a uma haste move-se para cima e para baixo, uma válvula no fundo do tubo interno permite ao óleo (correspondente ao volume deslocado pela haste) fluir entre os tubos. Uma outra característica desses amortecedores, é que possuem duas válvulas, uma destinada a compressão e outra para o rebote. Isto gera maior possibilidade de variação, aumentando o nível de customização dos amortecedores (IEZZO, 2010).

Figura 10. Amortecedor de tubo duplo.



Fonte: Pinheiro (2020).

2.4 TEORIA DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF)

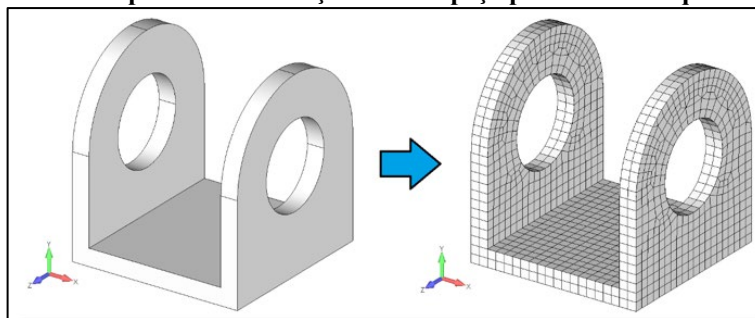
2.4.1 Método dos elementos finitos

Conforme Norton (2013), o método dos elementos finitos (MEF) é um método numérico para a solução de forma aproximada de fenômenos físicos que são descritos através de equações diferenciais parciais. A ideia principal do MEF é fazer a discretização do contínuo, tendo assim elementos finitos, conectados por nós, e obter uma solução aproximada para o problema analisado. Ao se dividir o corpo em elementos, estes são estudados um a um na intersecção dos nós, tornando a análise mais precisa e específica para pontos críticos ou com formatos e características diferentes do corpo em estudo. A aproximação pode ser melhorada pelo uso de mais elementos de tamanho menor, ao custo do aumento do tempo de processamento. Com as atuais velocidades de processamento (que continuarão aumentando no futuro) o problema será menor do que nos primeiros dias de uso do MEF.

Este tipo de cálculo tem a designação genérica de análise de estruturas e surge, por exemplo, no estudo de edifícios, pontes, barragens e em diferentes elementos, tais como treliças planas e espaciais, vigas, grelhas e pórticos planos e espaciais; porém, além disso, ele pode ser usado para se formular tanto problemas de análise de estruturas reticuladas, como também de estruturas contínuas bi e tridimensionais. Sua generalidade não parou por aí, sua aplicação, que se iniciou em análise estática de estruturas de comportamento linear elástico, foi estendida à análise estática de estruturas com não linearidade física e geométrica e à análise dinâmica de estruturas. Ele também saiu da esfera da análise de estruturas e penetrou em outras áreas, como a engenharia geotécnica, a interação fluido-mecânica e as análises de fluxo térmico e hidráulico (VAZ, 2011).

Na Figura 11 mostra-se um exemplo de discretização do contínuo para a análise de elementos finitos.

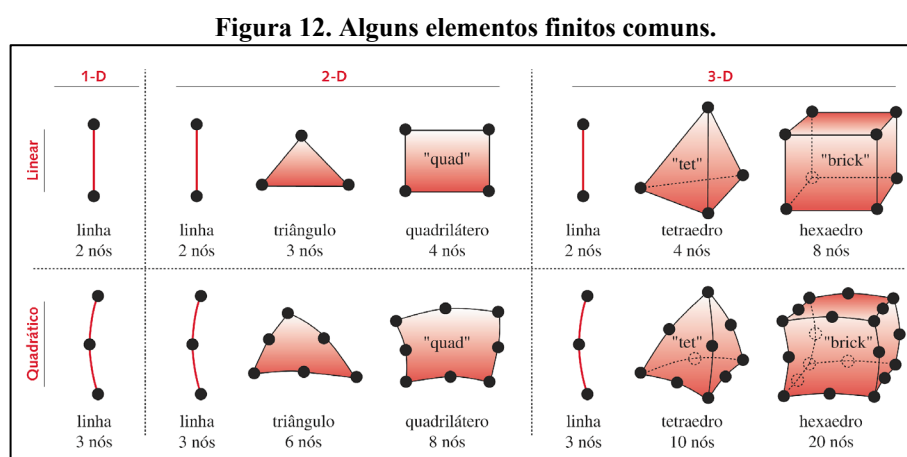
Figura 11. Exemplo da discretização de uma peça por elementos quadriculado.



Fonte: Kot (2022).

2.4.2 Tipos de elementos

É apresentado por Norton (2013) que os elementos podem ser de uma, duas ou três dimensões, chamados de 1-D, 2-D e 3-D; existem também disponíveis elementos 0-D para modelar molas, elementos de corpo-rígido, massas concentradas e outros tipos especiais de restrições; ainda, elementos de linha, área e volume. Eles também podem ser de diferentes “ordens”, termo que se refere à ordem da função (normalmente um polinômio) utilizada para interpolar o deslocamento no interior do elemento. Na Figura 12 são vistos alguns dos elementos mais comuns, agrupados por dimensionalidade e ordem. De um modo geral, pode-se usar o mais simples dos elementos que, ainda assim, se obterá a informação desejada, uma vez que elementos e ordens superiores implicam em um tempo computacional muito alto.



Fonte: Norton (2013).

Na Figura 12, nota-se que o elemento de linha existe em todos os três grupos, esses elementos são adequados para modelar estruturas como membros de treliças e vigas com área de seção transversal constante, e podem ter 1, 2, 3 e 6 GDL em cada nó. Um elemento de linha 1-D tem dois GDL no total, um em cada nó. Fisicamente, isso representa um elemento de barra, conectado por pinos nas uniões com seus vizinhos e apresenta bons resultados para um membro carregado axialmente sob tração, mas não será capaz de prever com precisão a flambagem se a carga axial for compressiva, uma vez que o elemento de linha pode apenas transmitir força ao longo do seu comprimento (unidimensional) e não pode suportar momento nos nós (NORTON, 2013).

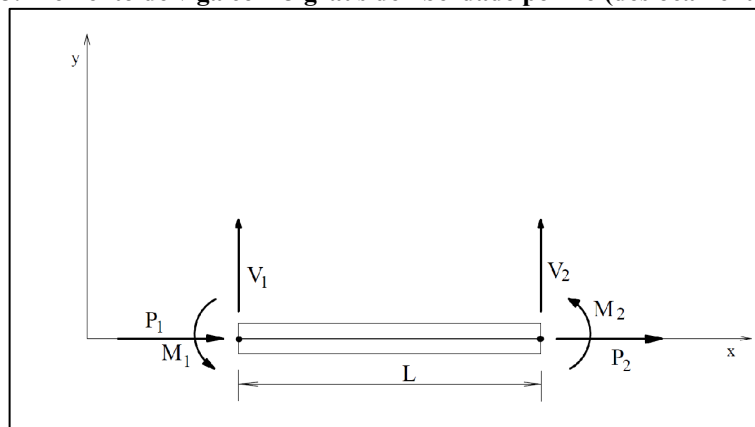
Já um elemento de linha 2-D tem 3 GDL por nó e pode representar uma viga 2-D, com momento e força em duas direções, como pode ser visto na Figura 13. Uma viga longa com cargas simétricas de flexão ou axial, em relação à sua largura, também pode ser analisada com

elementos 2-D, porém, se o carregamento é excêntrico, será necessário utilizar elementos 3-D (FONSECA, 2002).

É relevante citar que para uma análise 2-D de uma viga seja válida, todos os planos longitudinais devem permanecer em seus planos originais quando a viga deflete. Um elemento de linha 3-D tem 6 GDL por nó e pode representar um eixo-viga 3-D com momentos e torques em adição às forças lineares nas três direções. Elementos de geometria mais complexa, como triângulos, quadriláteros, tetraedros e hexaedros (cubo), terão mais GDL. Se um componente é axissimétrico e de parede fina, e o carregamento é simetricamente distribuído, como em um tubo ou vaso de pressão sujeitos a uma pressão interna, pode-se usar elementos de superfície 2-D (casca), neste caso assume-se que o gradiente de tensão através da fina parede é pequeno o suficiente para ser ignorado (NORTON, 2013).

Estruturas não axissimétricas podem ser analisadas com elementos de casca, desde que a espessura da sua parede seja pequena em comparação com a área da superfície. Muitos componentes de máquinas têm a geometria e o carregamento de tal forma que requerem o uso de elementos 3-D. Caso a geometria seja simples, pode-se, então, resolver com os métodos clássicos (NORTON, 2013).

Figura 13. Elemento de viga com 3 graus de liberdade por nó (deslocamentos nodais).



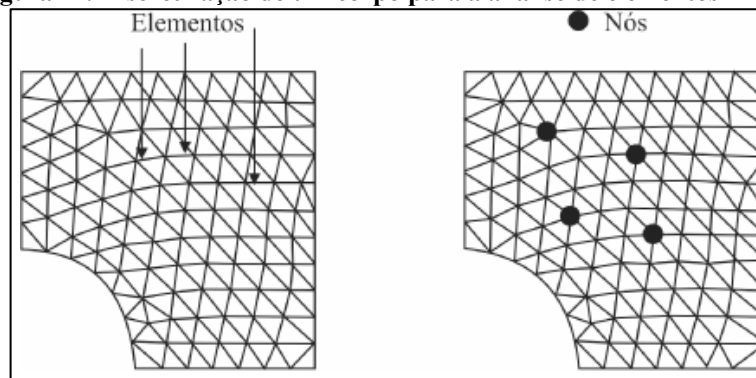
Fonte: Fonseca (2002).

2.4.3 Malha em elementos finitos

Ao dividir um componente contínuo em um número finito de elementos discretos e conectar os seus pontos nodais, tem-se o que usualmente é chamado de malha de elementos finitos (SOUZA, 2003). Um exemplo de discretização apresentando os componentes de uma malha pode ser visto na Figura 14.

Como a malha representa a união das subdivisões dos elementos, logo a eficiência da malha dependerá da adaptação do refinamento feito. Esse refinamento depende de operações aritméticas, que são proporcionais ao elemento finito. A malha apresenta vários tipos de modelamento, em especial o triangular, o quadrilátero, hexaedros, entre outros (GIL, 2015).

Figura 14. Discretização de um corpo para a análise de elementos finitos.



Fonte: Akiyoshi, Silva e Pereira (2022).

2.4.4 Refino da malha

Uma malha com elementos grosseiros (maiores) é desejada quando se quer minimizar o tempo de processamento e pode ser aplicada inicialmente em um componente, mas nas regiões onde o gradiente de tensão é alto, como em locais com concentrações de tensão, uma malha mais refinada com elementos h-adaptativos (maior número de elementos e tamanho reduzido) é necessária para capturar a variação da tensão (NORTON, 2013).

A geração manual e o refino de malhas requerem mais esforço e habilidade do analista do que a geração automática, mas pode ser necessária para atingir melhores resultados na análise. O refino da malha se dá pela variação da densidade da mesma no modelo, e como exposto acima, é necessário principalmente nas regiões de alta concentração de tensões, como furos, rasgos e contornos (GIL, 2015).

2.4.5 Convergência

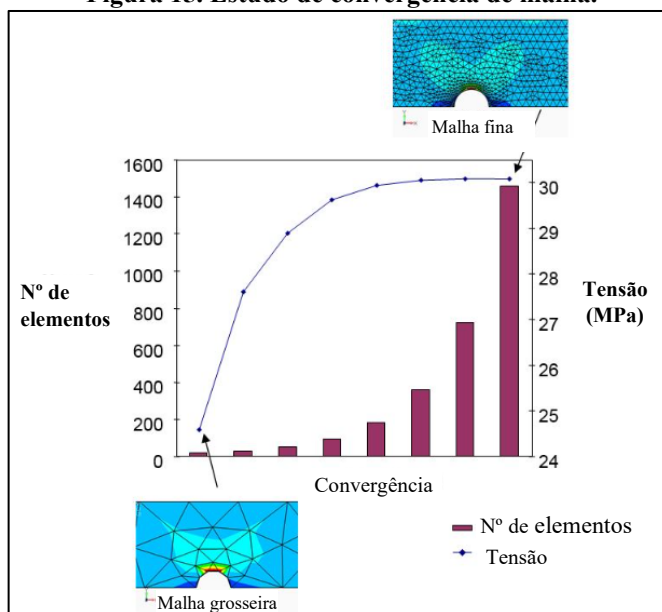
Em Norton (2013) é apresentado que um dos aspectos mais importantes do MEF diz respeito a sua convergência. Embora trate-se de um método aproximado, pode-se demonstrar que em uma malha consistente, à medida que o tamanho dos elementos finitos tende a zero, e consequentemente, a quantidade de nós tende a infinito, a solução obtida converge para a solução exata do problema. Ou seja, quanto menor for o tamanho e maior for o número de

elementos em uma determinada malha, mais precisos serão os resultados da análise, porém, maior será o custo computacional para isso.

Nas regiões onde as tensões são maiores, aplica-se um fator de redução e gera-se uma nova malha, mais refinada, calculando-se novamente as tensões. Os valores de tensão nessas regiões são comparados para as diferentes densidades de malhas, se ocorrer uma diferença significativa entre uma solução e outra, isso indica que a malha anterior é ainda não está adequada e deve ser refinada. Eventualmente, a mudança nos valores calculados para a tensão em malhas sucessivamente mais refinadas se tornará menor, sendo um dos indicadores que a solução converge para o valor real (NORTON, 2013).

É exposto na Figura 15, um gráfico de convergência onde foi feito o procedimento descrito acima. A curva tem crescimento exponencial e aproxima-se assintoticamente do valor real da tensão.

Figura 15. Estudo de convergência de malha.



Fonte: Adaptado de Design (2022).

2.4.6 Qualidade da malha – Element Quality

Júnior (2011), apresenta um parâmetro de qualidade de malha denominado “*Element Quality*”, presente no software de elementos finitos Ansys®, tal método fornece uma faixa de qualidade métrica que varia entre 0 e 1. As eq.(13) e eq.(14) mostram que a qualidade do elemento depende de um parâmetro C (que varia de acordo com o tipo de elemento) e da razão entre a área da malha 2D dividida pelo comprimento total da aresta da estrutura da malha, e para os elementos 3d depende de C e da razão entre o volume e a raiz do comprimento da aresta,

respectivamente. Um valor de 1 indica um cubo perfeito ou quadrado, enquanto um valor de 0 indica que o elemento tem um volume zero ou negativo.

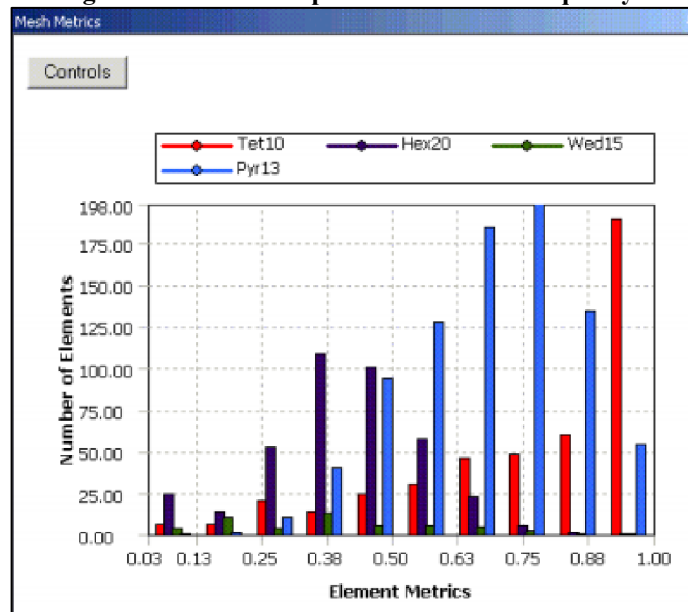
Para os elementos 2D é usada a eq.(13) e para elementos 3D, a eq.(14):

$$Quality = C \left(\frac{\text{área}}{\sum (\text{comprimento da aresta})^2} \right) \quad (13)$$

$$Quality = C \left[\frac{\text{volume}}{\sqrt{[\sum (\text{comprimento da aresta})^2]^3}} \right] \quad (14)$$

Na Figura 16, representa-se o gráfico do parâmetro de qualidade que segundo Gil (2015), refere o eixo horizontal ao parâmetro de qualidade escolhido, com uma variação entre 0 e 1, e o eixo vertical poderá representar o número de elementos em um determinado intervalo, ou a percentagem do volume total.

Figura 16. Gráfico do parâmetro “Element quality”.



Fonte: Gil (2015).

Ainda sobre o gráfico, as opções do parâmetro permitem também analisar a média matemática do tamanho dos elementos, com isso pode-se estudar diferentes configurações de malha e tamanho de elemento com o intuito de melhorar a qualidade dos resultados (GIL, 2015).

3 PROJETO DA BANCADA

Para o desenvolvimento do projeto da bancada, é feito o uso dos objetivos principais apresentados por Guerra (2012), que projetou e construiu uma bancada didática de vibrações para o LABMEC (Laboratório de Engenharia Mecânica) do CAMTUC.

Tais objetivos apresentados abaixo, caracterizam o produto final como apto para ser usado como uma bancada didática.

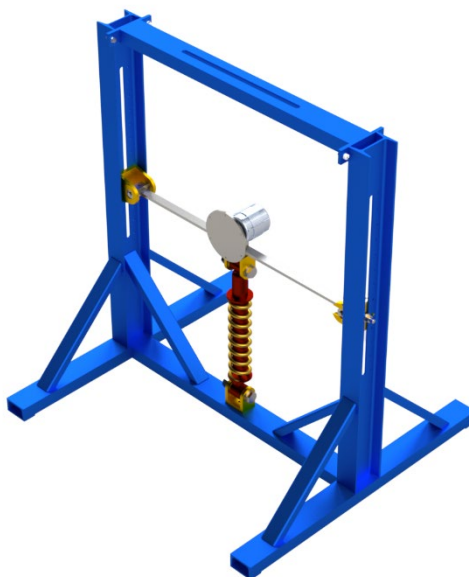
- **Robustez e confiabilidade:** devido os experimentos que serão realizados na bancada envolverem sistemas em ressonância, torna-se importante que a estrutura de apoio seja rígida o bastante para que não seja alcançada nenhuma frequência natural da mesma;
- **Simplicidade de operação:** para facilitar o manuseio do equipamento e evitar transtornos como atrasos ou operação forma equivocada no momento da apresentação nas aulas ou em qualquer outro evento que a bancada for requerida;
- **Baixos custos de confecção e manutenção:** deve-se adequar o projeto da bancada para utilização mínima de material e de componentes;
- **Controle do corpo de prova:** possibilidade de alteração da massa do sistema, da força desbalanceadora que causa a vibração e a possibilidade de ajuste para comportar variados modelos de amortecedores.

Neste capítulo será apresentado o projeto da bancada, o seu funcionamento e os seus componentes, os reaproveitados, os compartilhados de outras bancadas e os elaborados para a mesma, sendo que as cotas das peças elaboradas serão apresentadas no Apêndice deste trabalho.

3.1 FUNCIONAMENTO DA BANCADA

A bancada, presente na Figura 17, pode ser modelada como um sistema massa-mola-amortecedor, e seu funcionamento se dá por meio da ressonância de uma viga bi-apoiada com massa concentrada no meio e com força desbalanceadora, que contará com o amortecedor que se quer saber o fator de amortecimento fixo na máquina de modo a suportar as vibrações da viga.

Figura 17. Bancada proposta.



Fonte: Autoria própria.

As oscilações geradas na ressonância são capturadas pelo acelerômetro e os dados coletados são extraídos na forma de deslocamentos em função da frequência com auxílio do coletor de dados de vibração. Dados como frequência de ressonância, rigidez do sistema, massa concentrada e força desbalanceadora são usados na equação da resposta do movimento vibratório harmônico para encontrar o fator de amortecimento e, posteriormente, o coeficiente de amortecimento do amortecedor em estudo.

Os resultados numéricos apresentados neste trabalho têm por função a validação dos cálculos analíticos e servirão de comparação para os resultados experimentais.

3.2 COMPONENTES REAPROVEITADOS

Visando diminuir os custos na construção da bancada, será utilizada a estrutura de uma bancada antiga, como base do projeto, que se encontrava fora de operação e nas dependências de UFPA (Figura 18).

As medidas e as informações dos materiais usados foram coletadas e passados para um programa CAD, onde foram feitas alterações na estrutura, que serão apresentadas na próxima seção.

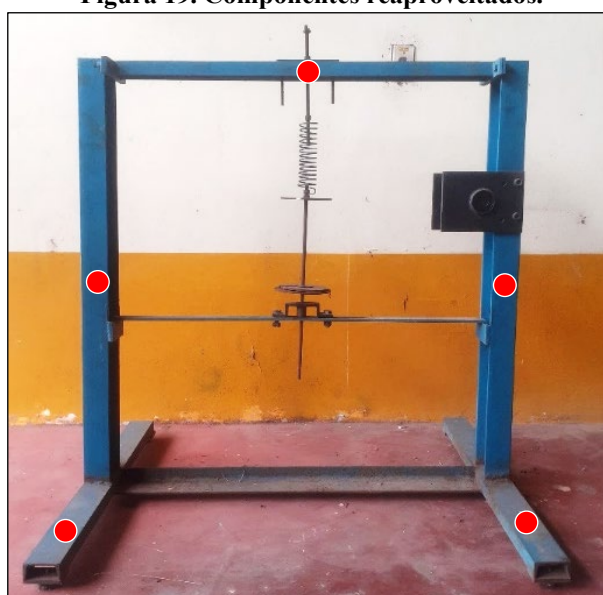
Figura 18. Bancada de vibração desativada.



Fonte: Autoria própria.

As peças que foram mantidas para a confecção da nova bancada foram: as colunas, o perfil U superior e as bases. Esses componentes encontram-se bem conservados e estão destacados, na Figura 19, com círculos. Todos os outros elementos foram retirados e descartados.

Figura 19. Componentes reaproveitados.



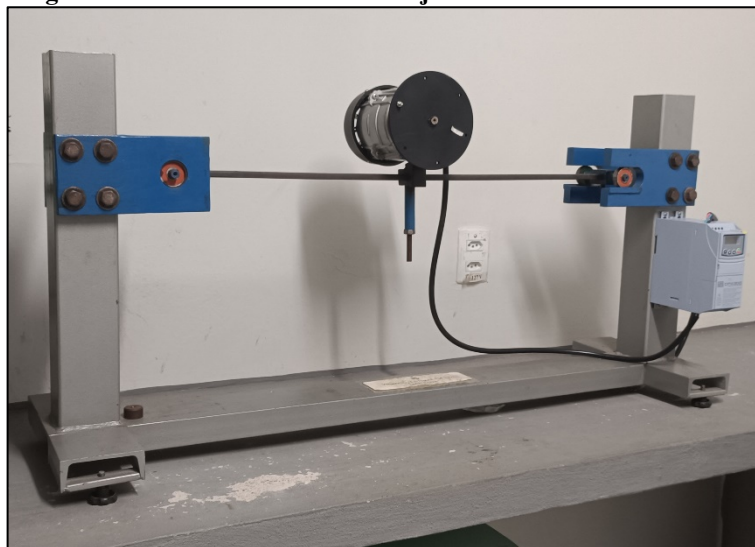
Fonte: Autoria própria.

As duas colunas foram adaptadas para que possam ser usados diferentes tipos de amortecedores, como será visto no tópico 3.4.1, e o perfil U superior foi reduzido de 957 mm para 837 mm, para que a distância entre as colunas, após a fixação dos apoios, pudesse comportar a viga que tem o comprimento de 820 mm.

3.3 COMPONENTES COMPARTILHADOS

A bancada didática para a análise de vibrações transversais em uma viga bi-apoiada, desenvolvida por Guerra (2012), citada no início do tópico 3, pode ser vista na Figura 20, dela foram usados alguns componentes, apresentados nos tópicos seguintes. Tal ação foi adotada visando diminuir os custos de construção.

Figura 20. Bancada de ensaio e conjunto de analisador de sinais.



Fonte: Autoria própria.

3.3.1 Base do motor

A base do motor (Figura 21) tem a finalidade de suportar o motor, além de acoplá-lo à viga graças ao seu perfil retangular vazado. O motor é parafusado à flange dessa base por dois parafusos, sendo que o eixo passa através do furo central da mesma. É importante citar também que há um furo rosqueado na parte inferior da peça, no qual passará um parafuso que permitirá a fixação da peça na viga e servirá de suporte para o componente que fixará o amortecedor.

Figura 21. Base do motor.

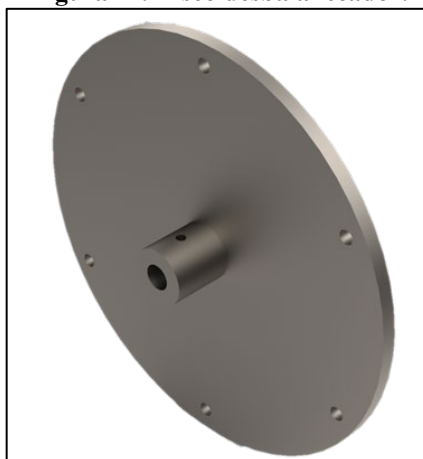


Fonte: Adaptado de Guerra (2012).

3.3.2 Disco desbalanceador

O disco desbalanceador tem a finalidade de promover a força desbalanceadora com a adição de massas excêntricas que causará a oscilação na viga. Ele possui seis furos com distribuição radial idêntica, como pode ser observado na Figura 22.

Figura 22. Disco desbalanceador.



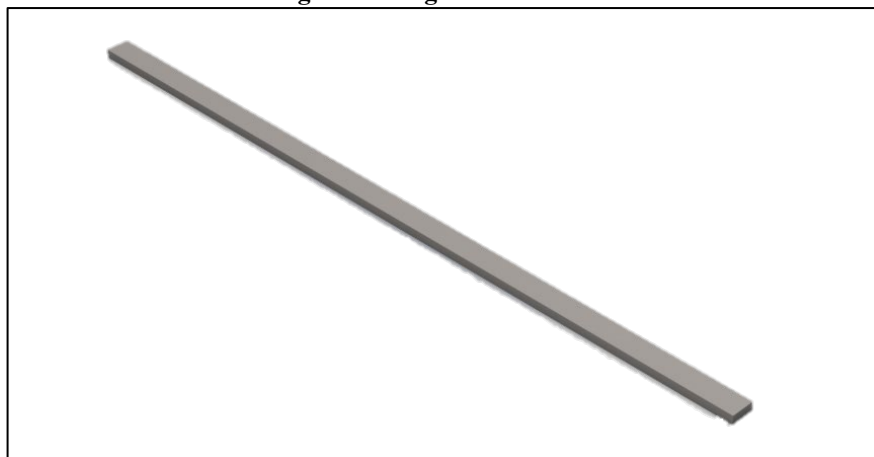
Fonte: Adaptado de Guerra (2012).

A fixação do disco no eixo do motor se dá por meio de um furo no guia, onde é inserido um pino que faz com que a rotação do motor seja a mesma do disco sem a possibilidade de deslizamento. O rotor foi usinado em Torno Mecânico e seus furos realizados em uma Furadeira de Bancada.

3.3.3 Viga

Trata-se de uma viga de aço, como mostra a Figura 23, que tem suas propriedades apresentadas na Tabela 1, e é um dos principais elementos desse projeto, uma vez que por meio da ressonância dela que é possível adequar o uso dos amortecedores.

Figura 23. Viga em AISI 1020.



Fonte: Adaptado de Guerra (2012).

3.3.4 Acelerômetro

Segundo Ômega (2022), o acelerômetro é um transdutor desenvolvido para medir a vibração e a movimentação de um determinado dispositivo e/ou estrutura. Na Figura 24 mostra-se o acelerômetro que é usado nas bancadas de vibração, o qual captura a resposta de aceleração, em m/s^2 ou g (sendo $g = 9,81 \text{ m/s}^2$). O mesmo é da marca TEKNIKAO®, modelo NK30, com sensibilidade de 101 mV/g e faixa de operação de $0,8$ a 10 kHz .

Figura 24. Acelerômetro.



Fonte: Autoria própria.

3.3.5 Motor elétrico

O motor, ilustrado na Figura 25, é da marca Varivelox®, possui 2 polos, potência de 1/3 CV e opera em rotações de até 3500 rpm. Ressalta-se que este pode ter sua rotação variável por ser acionado por um inversor de frequência.

Figura 25. Motor elétrico de 1/3 de CV.



Fonte: Autoria própria.

3.3.6 Inversor de frequência

Na Figura 26 é apresentado o inversor de frequência usado para o ajuste de velocidade de rotação do motor. O equipamento existente no laboratório é da marca WEG®, modelo CFW300, tem potência nominal de 1/2 de CV e opera na faixa de frequência de 0 a 400 Hz.

Figura 26. Inversor de frequência.



Fonte: Autoria própria.

3.3.7 Analisador de sinais

Para a leitura e análise dos dados coletados pelo o acelerômetro é usado o sistema de aquisição de sinais ADS2002, da marca Lynx Tecnologia®, como mostra a Figura 27.

Figura 27. Analisador de sinais.



Fonte: Autoria própria.

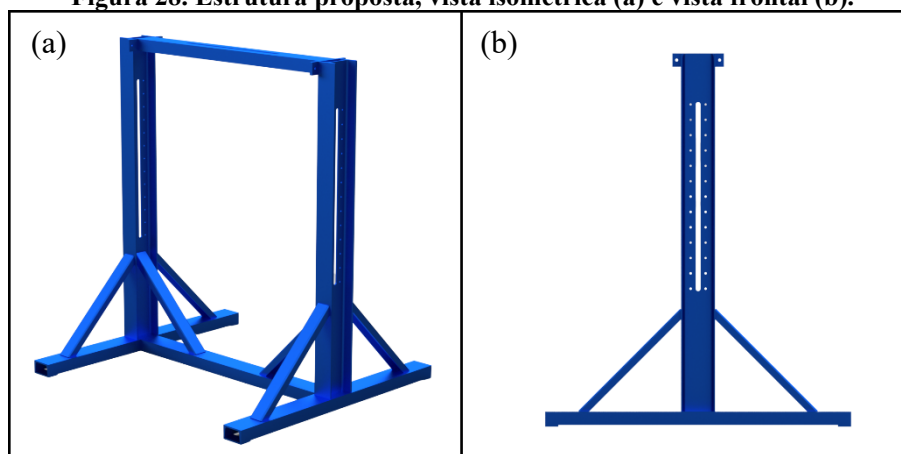
3.4 BANCADA PROPOSTA

Os modelos geométricos a serem exibidos a seguir se tratam dos principais componentes da bancada a serem modificados ou criados, para que os demais componentes da Bancada de Vibrações em Viga Bi-apoiada, já existentes, sejam adaptados nessa nova estrutura. Vale destacar os componentes a serem aproveitados: viga, conjunto de fixação sobre a viga, motor elétrico, disco desbalanceador e inversor de frequência. Ressalta-se os detalhes das dimensões e especificações de componentes serão apresentados o Apêndice deste trabalho.

3.4.1 Estrutura

Na Figura 28, parte (a), pode ser vista a estrutura adaptada, que conta com 6 perfis U, soldados a 45° com a coluna vertical, com o objetivo de adicionar rigidez à estrutura. Uma das mudanças também foi a adição de um perfil U conformado na parte inferior da estrutura, também com o objetivo de aumentar a rigidez da mesma. As colunas principais foram furadas, com 12 pares de furos, e também foi feita uma ranhura para o encaixe de parafuso M8, como apresentado na parte (b) da Figura 28, isso foi feito para que a máquina pudesse ser usada para diversos comprimentos de amortecedores.

Figura 28. Estrutura proposta, vista isométrica (a) e vista frontal (b).



Fonte: Autoria própria.

3.4.2 Apoios

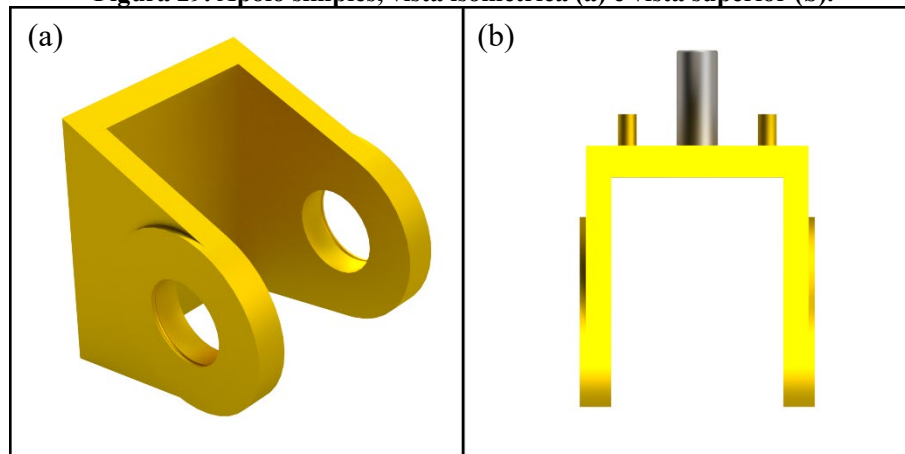
Para a condição de bi-apoio da viga, foi necessária a confecção de dois componentes que serão fixados às colunas verticais. Um destes permitindo apenas a rotação, enquanto o outro permite rotação e translação em relação a direção longitudinal da viga. Ambos podem ser construídos a partir de um cubo de aço 1020, por meio de fresamento, ou pela união de chapas por soldagem.

3.4.2.1 Apoio simples

Na Figura 29 é apresentado o primeiro apoio, com furos para a fixação de rolamentos, possibilitando apenas o movimento de rotação dos rolamentos e, por consequência, da viga nesse ponto. Na parte de trás, há um parafuso M12 e dois pinos, que permitirão que os apoios sejam posicionados nas colunas conforme o tamanho dos amortecedores.

Na sede do rolamento há um corte por varredura (ranhura) onde será fixado um anel de retenção interno para que não haja possibilidade de o rolamento deslizar para fora do apoio.

Figura 29. Apoio simples, vista isométrica (a) e vista superior (b).

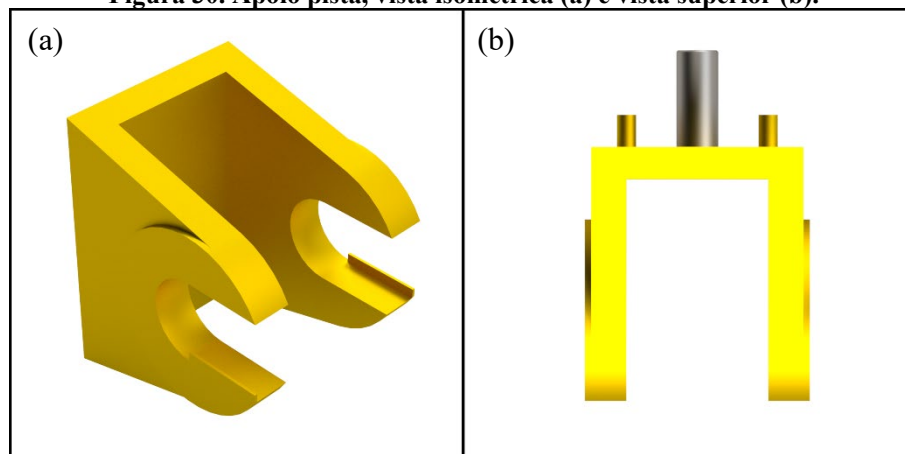


Fonte: Autoria própria.

3.4.2.2 Apoio pista

O apoio tipo pista, apresentado na Figura 30, é semelhante ao primeiro, possuindo o mesmo modelo de fixação, no entanto, enquanto no apoio simples há furos para a fixação dos rolamentos, neste há rasgos com a finalidade de possibilitar, além da rotação, a translação na direção longitudinal da viga.

Figura 30. Apoio pista, vista isométrica (a) e vista superior (b).



Fonte: Autoria própria.

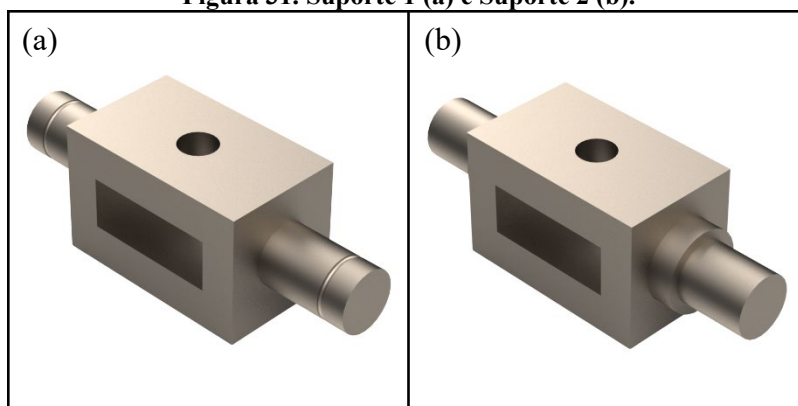
Como visto na figura acima, nessa peça há guias laterais. Elas se encontram no lado externo das pistas, tendo o objetivo de evitar a saída do rolamento que atua nesse apoio devido os prováveis níveis elevados de vibração, principalmente quando o sistema estiver em ressonância.

3.4.3 Suporte da viga

O Suporte 1, presente na Figura 31 (a), acopla uma extremidade da viga aos rolamentos do apoio que irá apenas rotacionar. Possui uma ranhura, para a inserção de um anel elástico externo para bloquear o movimento do eixo no furo do rolamento, travando todo o sistema.

O Suporte 2, presente na Figura 31 (b), que acopla a outra extremidade da viga no apoio pista, não tendo necessidade de uma ranhura, sendo aplicado um ressalto no eixo para limitar a entrada do rolamento no sentido da viga, sendo que as guias laterais limitam o descarrilamento para fora dos rolamentos. Ambos suportes, contam com um furo na parte superior, de tamanho M6, para uma melhor fixação da viga.

Figura 31. Suporte 1 (a) e Suporte 2 (b).

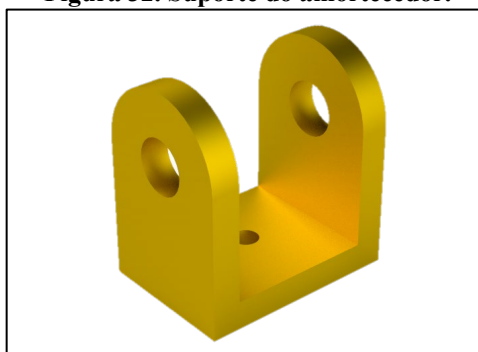


Fonte: Autoria própria.

3.4.4 Suporte do amortecedor

A bancada contará com duas peças como a que pode ser vista na Figura 32, com o objetivo de fixar as extremidades dos amortecedores. Uma ficará fixa por parafuso na parte inferior da base do motor, e a outra na parte inferior da estrutura, soldada no perfil u que faz ligação entre as colunas.

Figura 32. Suporte do amortecedor.



Fonte: Autoria própria.

4 PROCEDIMENTO ANALÍTICO

Nesta etapa e no procedimento numérico, entra-se com os dados da frequência natural, as variáveis da força desbalanceadora e com valores de amortecimento, para que seja gerada a curva de amplitude, sendo assim, estes procedimentos são inversos ao experimental, onde o analisador de sinais coleta os dados de amplitude e por meio das equações que serão apresentadas nesta seção, é obtido o fator de amortecimento. Nos três casos, tem-se uma curva de amplitude que muda conforme o valor do amortecimento presente no sistema, em posse desses gráficos é possível fazer a comparação e validação dos experimentos, com isso é estabelecida a relevância dos procedimentos analíticos e numéricos.

4.1 EQUAÇÕES DO MOVIMENTO HARMÔNICO

Para a execução do método analítico é necessário fazer uso das equações do movimento vibratório forçado de forma harmônica, apresentadas por Rao (2008). A eq.(15) caracteriza a resposta de um sistema amortecido à força rotativa desbalanceada.

$$\frac{XM}{me} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (15)$$

Usando $r = \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)$, que é a razão de frequências e isolando X, que é a deflexão, se obtém a eq.(16), apresentada abaixo.

$$X = \frac{(me) \cdot r^2}{M \cdot \left(\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}\right)} \quad (16)$$

Na eq.(17a) é apresentada a deflexão na ressonância, que ocorre quando a frequência de operação é igual a frequência natural do sistema $\left(r = \frac{\omega}{\omega_n} = 1\right)$. Para amortecimentos de 0 a 0,707, pode-se utilizar a amplitude máxima medida na frequência onde essa amplitude ocorre, aplicando-se a eq.(17b).

$$X_r = \frac{me}{M(2\xi)} \quad (17a)$$

$$X_{max} = \frac{me}{M(2\xi\sqrt{1-\xi^2})} \quad (17b)$$

Segundo Rao (2008), se a amplitude máxima da resposta, for medida durante um teste de vibração, o fator de amortecimento do sistema pode ser determinado usando-se a eq.(17). Ao contrário, se a quantidade de amortecimento for conhecida, pode-se fazer uma estimativa da máxima amplitude de vibração. Assim, conhecendo-se o fator de amortecimento e as propriedades de rigidez equivalente e massa equivalente, pode-se obter o coeficiente de amortecimento.

4.2 DADOS DOS COMPONENTES

Soeiro (2008) apresenta que a rigidez de uma viga depende de suas condições de contorno. Para o caso deste trabalho, a rigidez de uma viga bi-apoiada com carga concentrada no centro é dada pela eq.(18). O mesmo autor apresenta que a massa equivalente de uma viga bi-apoiada com massa concentrada no meio é dada pela eq.(18).

$$k_{eq} = 48 \frac{EI}{L^3} \quad (18)$$

$$m_{eq} = M_m + m_{eq_viga} \quad (19)$$

Sendo M_m a massa do motor.

Com base nisso e com os dados da viga e da massa dos componentes do sistema, (levantados de forma experimental no LABMEC), é possível montar a Tabela 1, onde são apresentados os dados necessários para que o procedimento analítico e as simulações numéricas sejam executados.

Tabela 1. Dados dos componentes

Comprimento da viga entre apoios (L)	0,8 m
Base da viga (b)	0,0254 m
Altura da viga (h)	0,00942 m
Densidade da viga (aço 1020) (ρ)	7800 kg/m ³
Massa equivalente da viga (m_{eq_viga})	0,728 kg
Massa equivalente de todo o conjunto (m_{eq})	5,982 kg

Fator de amortecimento da viga (ξ)	0,0024
Momento de Inércia de Área da viga (I)	$1,776 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$
Módulo de Elasticidade da viga (E)	200 GPa
Rigidez da viga (k_{eq})	$3,330 \cdot 10^4 \text{ N/m}$

Fonte: Autoria própria.

Com a eq.(20), apresentada por Rao (2008), e com posse dos valores da Tabela 1, pode-se calcular a frequência natural do sistema, que segundo o mesmo autor, é a frequência em que a viga precisa ser excitada para que esteja em ressonância.

$$\omega_n = \sqrt{\left(\frac{k_{eq}}{m_{eq}}\right)} = \sqrt{\left(\frac{3,330 \cdot 10^4}{5,9827}\right)} = 74,60 \text{ Rad/s} \quad (20)$$

Em Hertz:

$$\omega_n = 11,87 \text{ Hz} \quad (21)$$

A frequência natural do sistema será útil para saber em que faixa de rotação a bancada deve operar. Essa informação também servirá de parâmetro para a análise numérica modal, realizada na próxima seção.

4.3 FORÇA DESBALANCEADORA

Em muitos casos, o desbalanceamento é algo indesejado, assim como a ressonância, contudo, não é o caso deste trabalho, pois essas duas condições são necessárias para que os objetivos da bancada sejam alcançados. Com base nisso, será adicionado ao motor um disco com furos na extremidade para a adição de uma massa desbalanceada, gerando uma força que tem sua magnitude descrita pela eq.(22), apresentada por Soeiro (2008).

$$F_0 = m \cdot e \cdot \omega^2 \quad (22)$$

Onde:

m (kg) é a massa desbalanceada.

e (m) é a excentricidade.

ω (rad/s), é a frequência de rotação.

Foi escolhida uma massa de desbalanceamento de 15g, para que a magnitude da força não seja demasiada pequena e nem grande ao ponto de se tornar um risco para o operador da bancada, uma vez que suas componentes vetoriais podem causar efeitos indesejados em altas rotações. A excentricidade é a distância do centro do disco de desbalanceamento até o centro do furo para o encaixe da massa desbalanceada. Na Tabela 2, são apresentados os valores para as variáveis da equação.

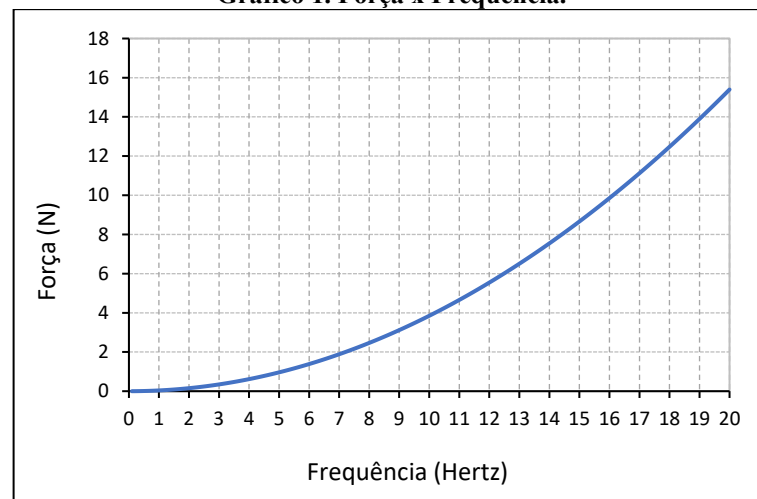
Tabela 2. Dados da força desbalanceada

Massa desbalanceada (m)	0,015 kg
Excentricidade (e)	0,065 m
Frequência natural (ω)	74,58 rad/s

Fonte: Autoria própria.

Assumindo às variáveis com os valores apresentados na Tabela 2, e com uma faixa de frequência de 0 a 20 Hertz, que será a faixa de operação da bancada, tem-se o Gráfico 1, onde é apresentado o comportamento crescente da força em relação à frequência. A força resultante tem uma máxima de 15,39 N na frequência de 20 Hz e 5,42 N na frequência de ressonância (11,87 Hz). O resultado do gráfico será usado tanto para o procedimento analítico quanto para as análises harmônicas numéricas.

Gráfico 1. Força x Frequência.

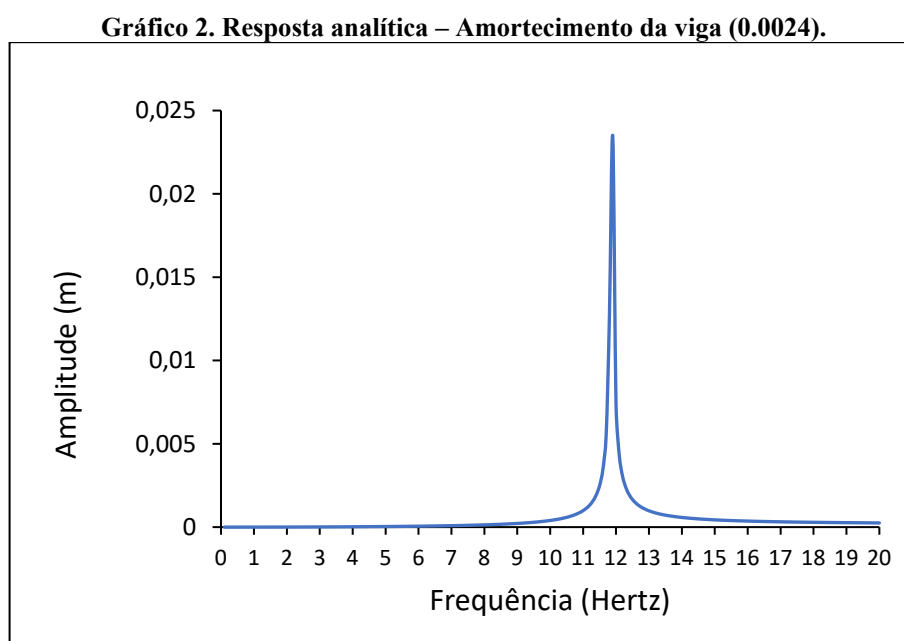


Fonte: Autoria própria.

4.4 REPOSTA ANALÍTICA

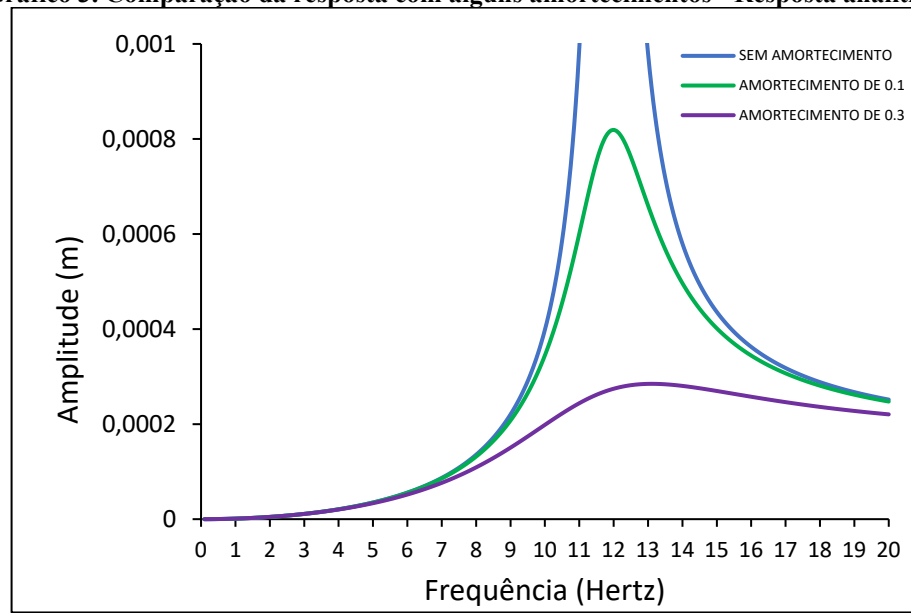
Na eq.(15) é apresentada uma resposta que descreve o comportamento da amplitude de oscilação para um sistema forçado harmonicamente e amortecido. Para sistemas sem

amortecimento, na ressonância ($\omega = \omega_n$) a amplitude tende ao infinito. Entretanto, isto é fisicamente impossível, pois por mais rígida que seja uma estrutura ela possui um pequeno amortecimento, como o caso da viga de aço em questão. A partir de experimentos realizados na bancada desenvolvida por Guerra (2012), vista na Figura 20, utilizando a técnica do decremento logarítmico, foi encontrado um fator de amortecimento de 0,0024, que juntamente com os dados apresentados anteriormente no Gráfico 1 e na Tabela 1, em uma faixa de frequência de 0 a 20 Hz, possibilitou gerar o Gráfico 2, em que é demonstrado o comportamento do sistema quando este, trabalha teoricamente sem amortecimento.



Fonte: Autoria própria.

Segundo Freitas (2006), para um bom resultado dos critérios conforto e contato pneu-solo, o fator de amortecimento (ξ) geralmente fica entre 0,2 e 0,4 para veículos comerciais. Com base nisso, foi gerado o Gráfico 3, em que é apresentada a curva vista anteriormente e mais duas curvas com fatores de amortecimento de 0,1 e 0,3, sendo que o primeiro se encontra abaixo do nível ótimo de amortecimento e outra que se encontra na média. Tal ação foi tomada para que se pudesse observar o comportamento da amplitude com diferentes amortecimentos e, posteriormente, fazer a comparação com os resultados numéricos e experimentais.

Gráfico 3. Comparação da resposta com alguns amortecimentos - Resposta analítica.

Fonte: Autoria própria.

5 SIMULAÇÃO NUMÉRICA DOS EXPERIMENTOS.

Neste capítulo são feitas simulações, modais e harmônicas, afim de comprovar o modelo em CAD, visando encontrar os 6 primeiros modos de vibração e verificar se o funcionamento da bancada atende as necessidades de projeto.

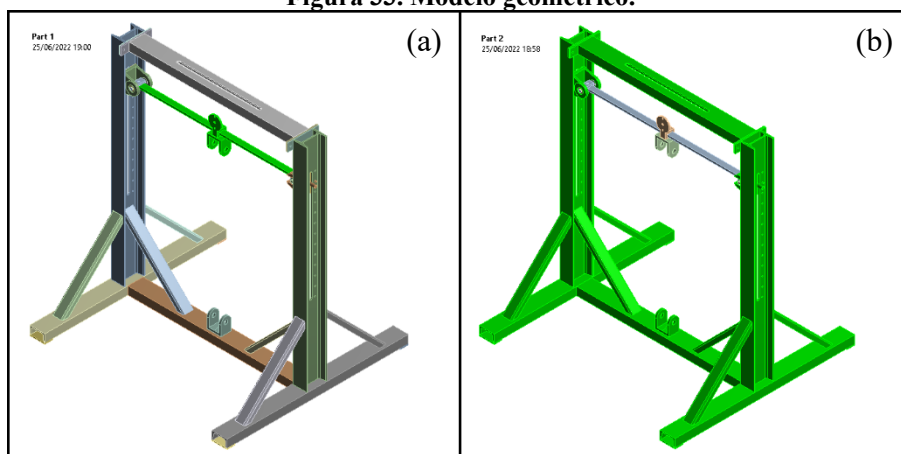
Primeiro, é feito a preparação do modelo, onde se busca a simplificação do mesmo sem perder aspectos importantes de geometria. Isso é feito visando diminuir custo computacional e, consequentemente, o tempo de processamento. Após isso, é possível prosseguir para a análise modal, que após concluída, permite que as análises harmônicas sejam feitas. Com os resultados das simulações é possível comparar com os resultados analíticos, e verificar o comportamento da estrutura em diferentes faixas de frequências e com valores de variados de amortecimento.

5.1 PREPARAÇÃO DO MODELO.

Na preparação do modelo geométrico, os componentes foram divididos em duas partes principais, presentes na Figura 33. Uma contendo a base do motor, o suporte do amortecedor e a viga, e a outra contendo a estrutura e os mancais. Os suportes da viga foram adicionados de forma separada pois as principais condições de contorno e contato serão aplicadas neles. Por último, os rolamentos foram simplificados e considerados como juntas no modelo numérico. Novamente, ressalta-se que essas decisões foram tomadas com o objetivo de diminuir o custo computacional.

Os componentes de fixação foram simplificados por contatos fixos dentro do *software*. O motor e o acelerômetro foram simplificados por uma massa pontual equivalente, afim de diminuir o número de geometrias.

Figura 33. Modelo geométrico.

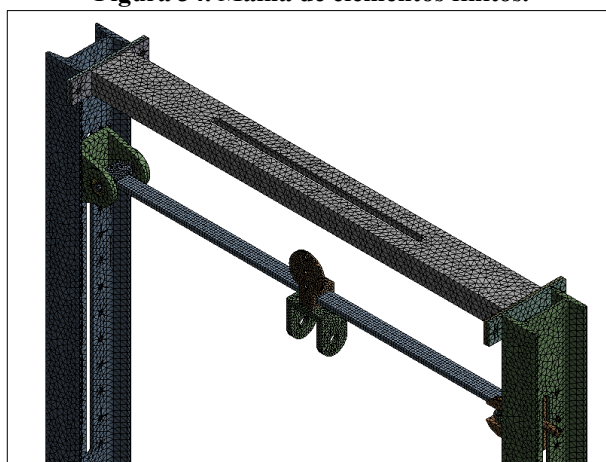


Fonte: Autoria própria.

5.2 MALHA

A malha de elementos finitos apresentada na Figura 34, gerada para o modelo, conta 108.223 mil elementos, 234.339 mil nós, com tamanho de 5mm, e com quatro tipos de elementos, sendo eles: Tet10 (tetraédricos de 10 nós), Hex20 (hexaédricos de 20 nós), Wed15 (prismáticos de 15 nós) e Pry13 (piramidais de 13 nós). A malha conta com variados tipos de elementos pois foi gerada de forma a se adaptar para as diferentes geometrias, buscando uma maior qualidade da mesma.

Figura 34. Malha de elementos finitos.



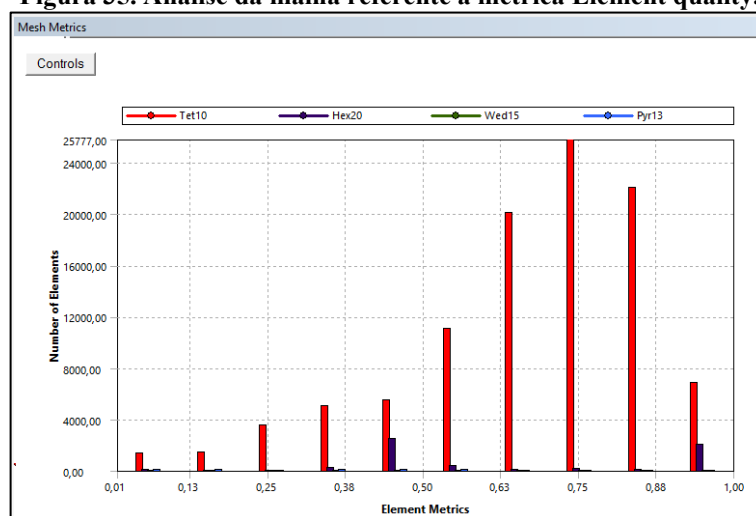
Fonte: Autoria própria.

5.3 QUALIDADE DA MALHA

Na Figura 35 pode ser vista a qualidade dos elementos da malha gerada no *software* Ansys® por meio da métrica *Element Quality*, que foi apresentada na revisão bibliográfica. A maior parte dos elementos são os tetraédricos de 10 nós, que apresentam uma boa métrica, com a qualidade igual ou maior que 0,65.

A malha apresentou uma média geral de qualidade de elemento de 0,67, sendo os Hexaédricos os elementos com a melhor métrica, com uma qualidade de 0,99. É importante citar que esses elementos com maior qualidade são os presentes na malha da viga, proporcionando assim um maior refinamento na geometria mais importante do estudo.

Figura 35. Análise da malha referente à métrica Element quality.



Fonte: Autoria própria

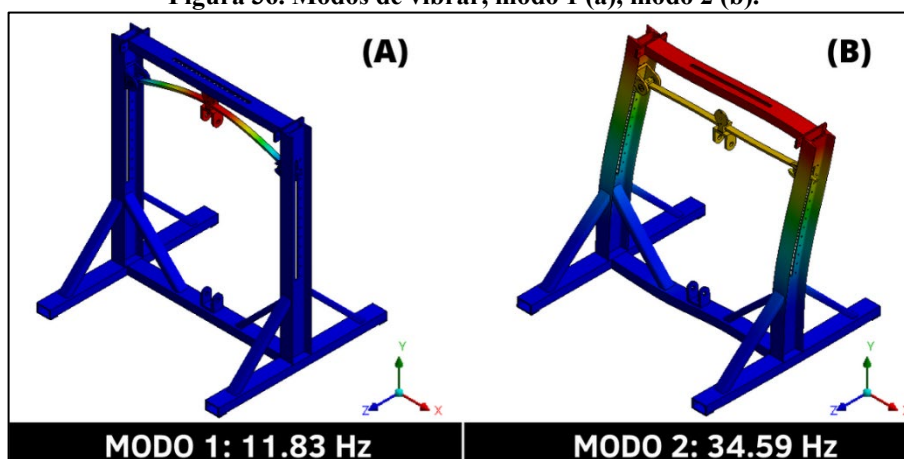
5.4 ANÁLISE MODAL

Conforme Santos (2009), a análise modal consiste no cálculo dos possíveis modos naturais de vibração de um sólido, antes deste ser submetido a um carregamento dinâmico. A obtenção desses modos varia em função do número de graus de liberdade do sistema. Em sistemas contínuos esses graus de liberdades tornam-se infinitos, sendo apenas necessário o cálculo de alguns destes modos, geralmente os primeiros, dependendo da complexidade do sistema a ser modelado. Os principais modos naturais de vibração analisados para uma estrutura são: longitudinal, torcional e lateral.

Na Figura 36(a) é apresentado o primeiro modo de vibração da estrutura, que ocorre na frequência de 11.83 Hz (709,8 rpm), que é a frequência de ressonância da viga. É notável que as oscilações ocorrem de forma longitudinal no eixo Y e apenas na viga, validando assim o modelo, uma vez que esse é o comportamento necessário para que o experimento para qual a bancada é projetada seja realizado.

Na Figura 36(b) é visto o segundo modo de vibrar, sendo este um modo flexional da estrutura em relação ao eixo X, com frequência de 34,59Hz (2075,4 rpm).

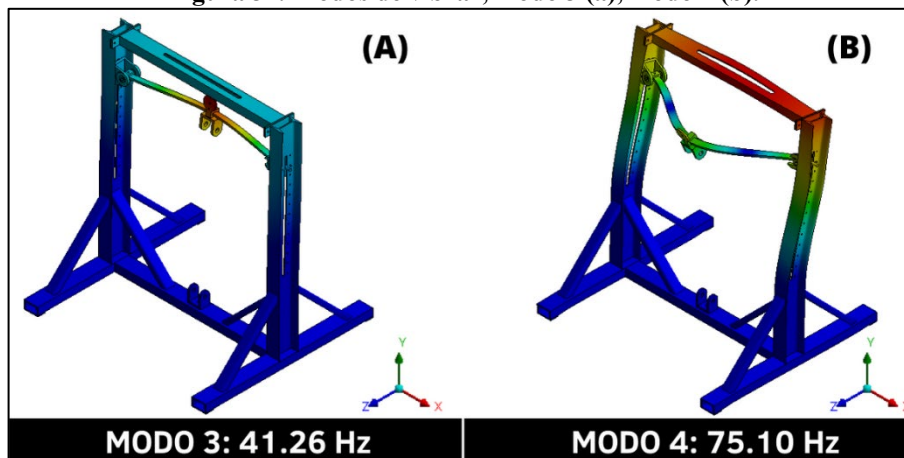
Figura 36. Modos de vibrar, modo 1 (a), modo 2 (b).



Fonte: Autoria própria

No modo 3, conforme Figura 37(a), a viga e a estrutura oscilam na mesma direção, sendo no eixo Z e na frequência de 41,26 Hz (2475,6 rpm). No modo 4, conforme Figura 37(b), a bancada entra em ressonância na frequência de 75,10 Hz (4506 rpm) e as oscilações se apresentam também de forma transacional na direção do eixo Z, entretanto, a viga e a estrutura oscilam em sentidos opostos.

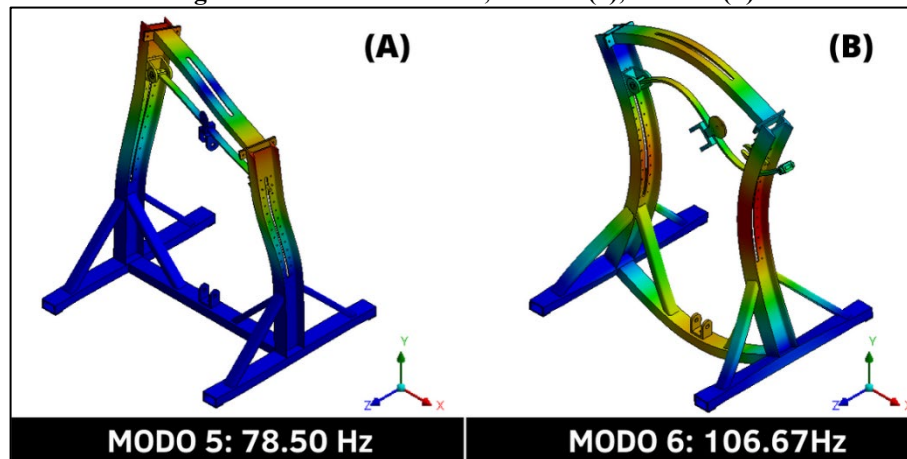
Figura 37. Modos de vibrar, modo 3 (a), modo 4 (b).



Fonte: Autoria própria

O modo 5 se apresenta de forma torcional, como pode ser visto na Figura 38(a), ocorrendo na frequência de 78,50 Hz (4710 rpm) e em relação ao eixo Y. O modo 6, ilustrado na Figura 38(b), apresenta uma frequência de 106,67 Hz (6400,2 rpm) e de forma flexional no plano XY.

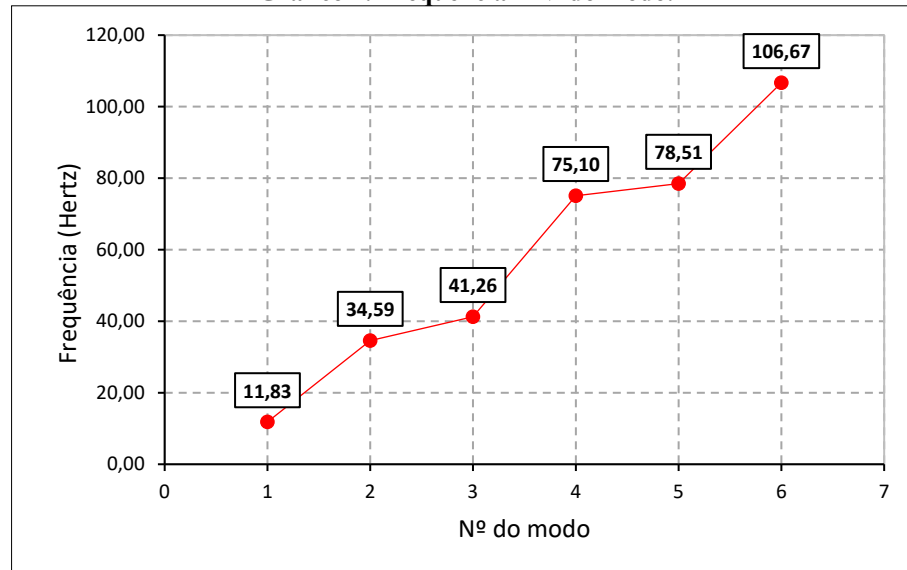
Figura 38. Modos de vibrar, modo 5 (a), modo 6 (b).



Fonte: Autoria própria.

O Gráfico 4 abaixo, apresenta a relação da frequência com os modos de vibração. Apenas o primeiro modo será útil, pois é o modo de ressonância da viga, onde ela oscila verticalmente, já todos os outros apresentam deformação na estrutura e estão em uma faixa de frequência acima da qual será trabalhado. Dessa forma, a bancada está segura para os experimentos, sem que haja o risco de ressonância em um modo não desejado.

Gráfico 4. Frequência x N° do modo.



Fonte: Autoria própria

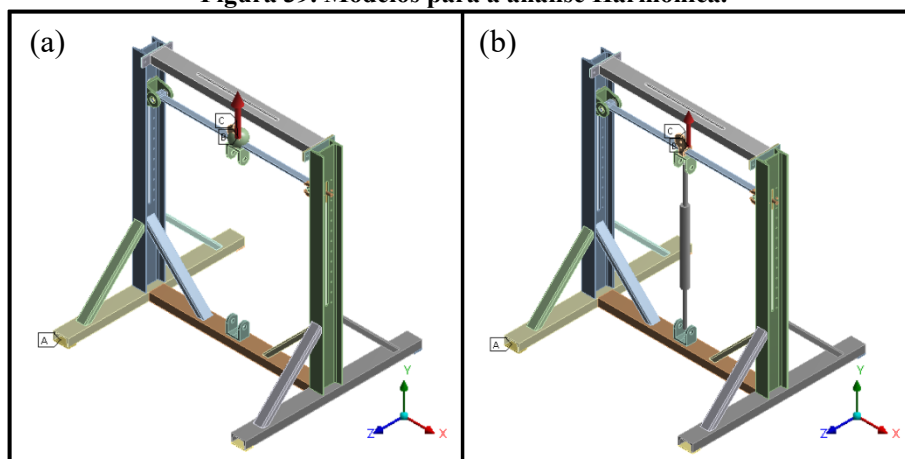
5.5 ANÁLISE HARMÔNICA

A análise harmônica permite determinar o fator de amplificação do sistema, por meio da análise dos deslocamentos, e validar as frequências naturais obtidas na análise modal.

Os procedimentos de cálculos usados no Ansys® para formulação da análise harmônica seguem a mesma linha de raciocínio usada na análise modal, com o mesmo modelo em CAD e a mesma malha.

É apresentado na Figura 39 o modelo usado na simulação harmônica. Na Figura 39(a) é apresentado o modelo para uma simulação sem amortecimento e na Figura 39(b) com amortecimento. Ambos apresentam os mesmos carregamentos e condições de contorno, representados pelos balões A, B e C na figura, que são respectivamente a condição de fixação, a massa concentrada e a força desbalanceada apresentada anteriormente. Os modelos contam também com condições de revolução e de translação nos rolamentos, para que se possa replicar o cenário de uma viga bi-apoiada.

Figura 39. Modelos para a análise Harmônica.

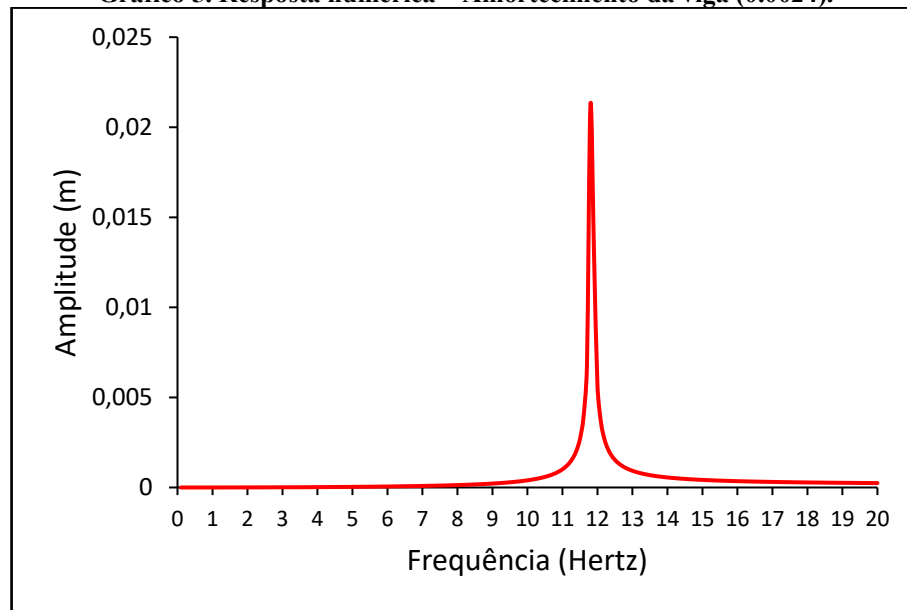


Fonte: Autoria própria.

5.5.1 Simulação com fator de amortecimento próprio da viga

Para a primeira simulação harmônica, foi usado o modelo geométrico presente na Figura 39(a), com o fator de amortecimento próprio da viga (0,0024). Também foi adicionada a força desbalanceada calculada anteriormente na faixa de frequência de 0 a 20 Hz, sendo que o intervalo de frequência foi dividido em 200 interações com a resolução de 0,1 Hz. Após a fase da solução, foi gerado o Gráfico 5 que apresenta a amplitude de oscilação em função da frequência, obtendo-se uma amplitude muito grande devido ao baixo amortecimento. Nessas condições, na frequência de ressonância a amplitude foi de 0,0212 m.

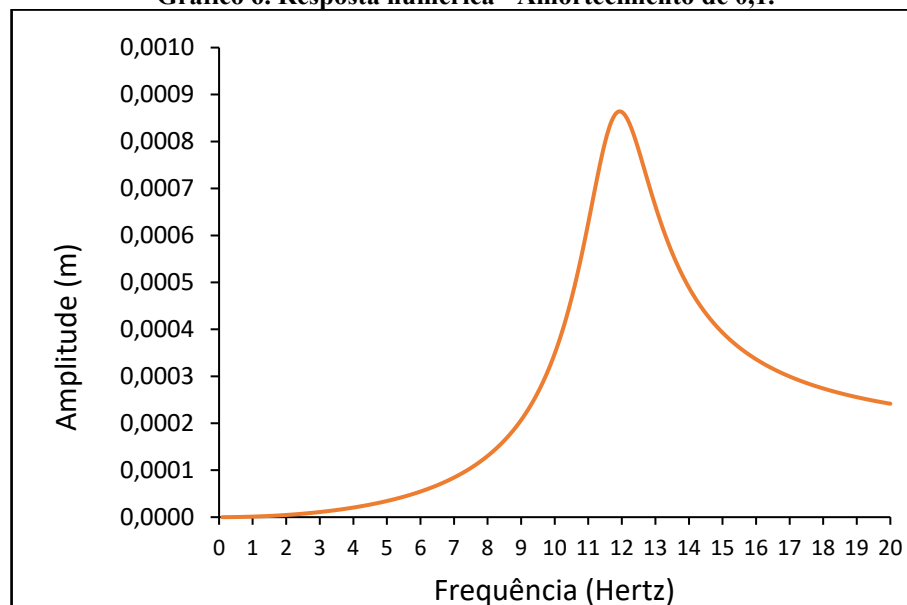
Com base na resposta da análise harmônica, confirma-se a análise modal, tendo a sua amplitude máxima na frequência de 11,83 Hz.

Gráfico 5. Resposta numérica – Amortecimento da viga (0.0024).

Fonte: Autoria própria.

5.5.2 Simulação com fator de amortecimento de 0,1

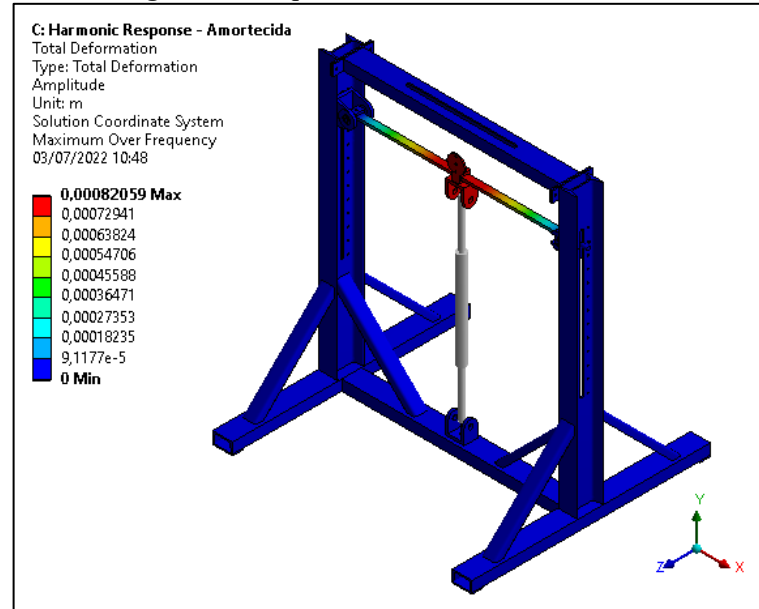
Nesta análise foi adicionado um elemento de mola, com rigidez nula e fator de amortecimento de 0,1 ($c = 88,71 \text{ N.s/m}$) e as demais configurações foram mantidas. Com isso, foi feita uma nova simulação e gerado o Gráfico 6, sendo nitidamente alterada a resposta da amplitude. Nesta análise, o pico de amplitude ocorreu na frequência de 12 Hz. Ressalta-se que esse aumento da frequência onde a amplitude é máxima era esperado, pois com a adição de amortecimento a amplitude máxima tende à direita da ressonância.

Gráfico 6. Resposta numérica - Amortecimento de 0,1.

Fonte: Autoria própria.

Na Figura 40 é visto o resultado de deslocamento da viga, sendo a deflexão máxima de 0,00082 m, devido com a adição de um fator de amortecimento de 0,1.

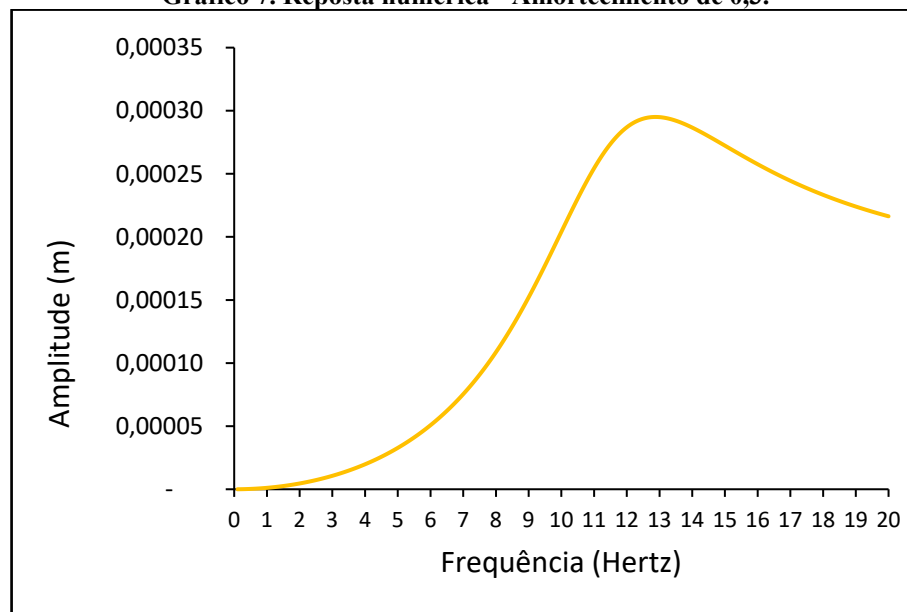
Figura 40. Máquina com amortecimento de 0.1.



Fonte: Autoria própria.

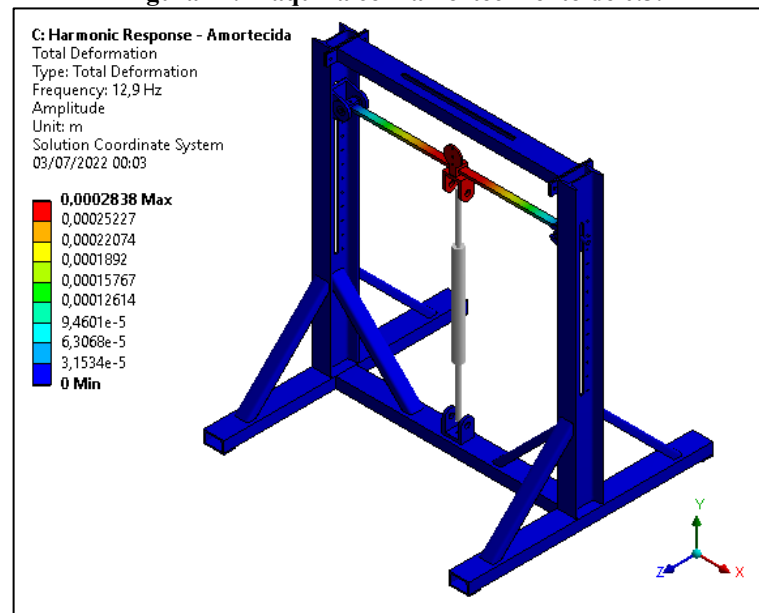
5.5.3 Simulação com fator de amortecimento de 0,3

A terceira análise harmônica tem as mesmas características da anterior. Contudo, o fator de amortecimento passa a ser de 0,3 ($c = 266,13 \text{ N.s/m}$). A título de informação, este fator é o que melhor se adequa para veículos comerciais, por isso o Gráfico 7 apresenta uma menor amplitude de oscilação, o que em um veículo pode ser traduzido como um aumento no conforto.

Gráfico 7. Reposta numérica - Amortecimento de 0,3.

Fonte: Autoria própria.

É apresentado na Figura 41 a deflexão máxima de 0,00028 m, na frequência de 12,9 Hz, que, como esperado, se encontra a direita da frequência de ressonância. Vale destacar que novamente houve uma redução na amplitude máxima em relação a simulação anterior.

Figura 41. Máquina com amortecimento de 0.3.

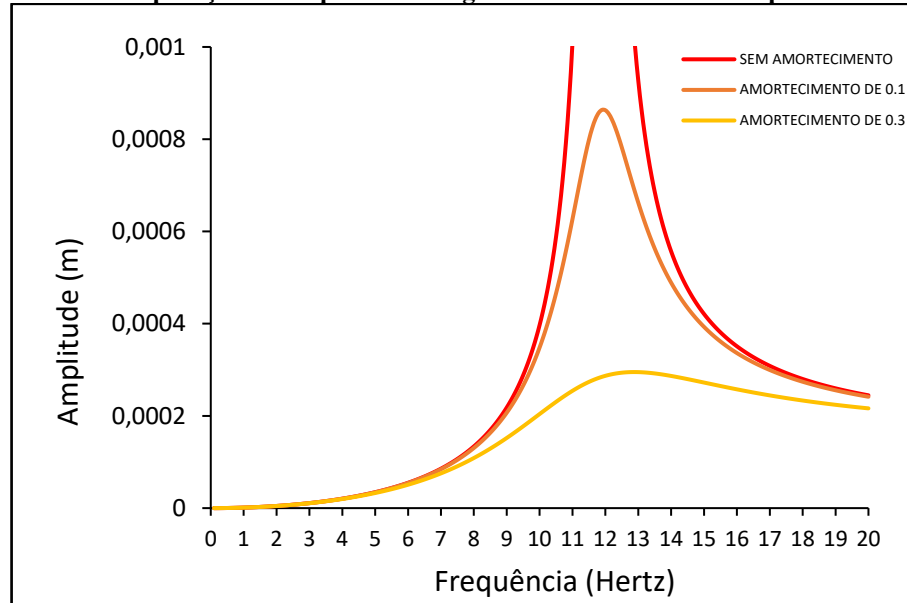
Fonte: Autoria própria.

5.5.4 Comparação das respostas amortecidas

Após realizar estudos numéricos para três cenários diferentes, é possível apresentar o Gráfico 8, que contém a junção das curvas não amortecida e amortecidas. Para fins de validação do modelo, comparando com a Figura 42, retirada de Rao (2008), observa-se que o

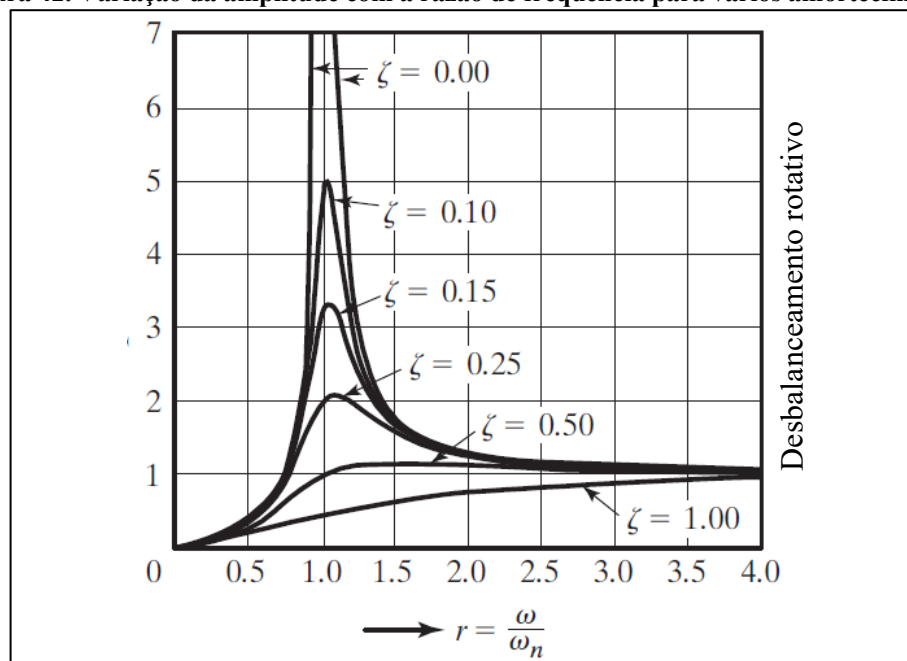
comportamento da amplitude para diferentes valores de amortecimento é coerente com o apresentado na literatura.

Gráfico 8. Comparação da resposta com alguns amortecimentos - Resposta Numérica.



Fonte: Autoria própria.

Figura 42. Variação da amplitude com a razão de frequência para vários amortecimentos.

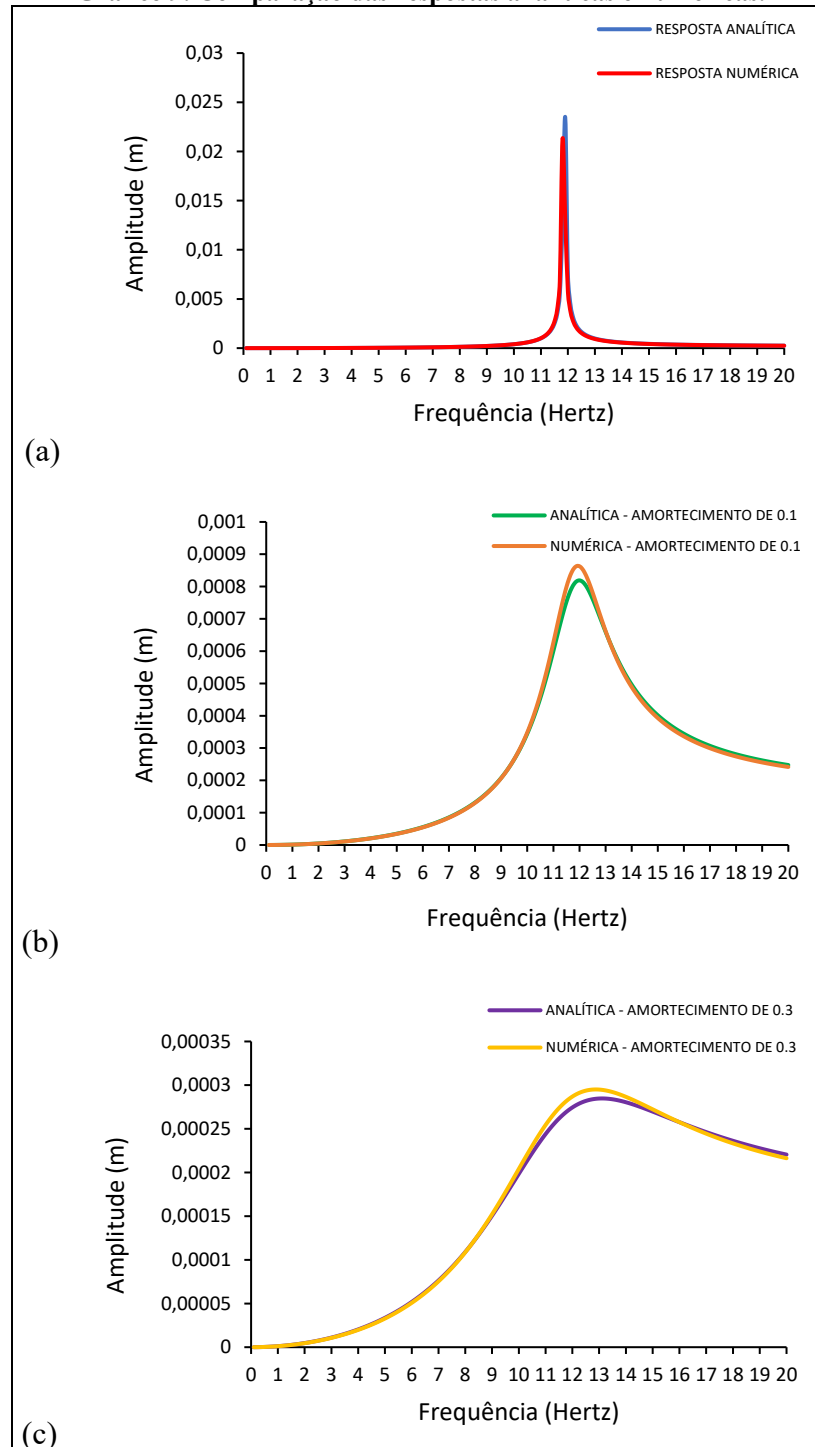


Fonte: Adaptado de Rao (2008).

No gráfico 9 são apresentados os valores analíticos e numéricos para a resposta de vibração considerando: (a) o sistema sem amortecimento, (b) com amortecimento de 0,1 e (c) com amortecimento de 0,3. O ajuste permite corroborar que a metodologia é adequada para a

aplicação prática e serve de base para o procedimento experimental para a determinação de amortecimento.

Gráfico 9. Comparação das respostas analíticas e numéricas.



Fonte: Autoria própria.

5.5.5 Validação da amplitude por meio do amortecimento.

O procedimento numérico usou valores de amortecimento para encontrar a resposta de amplitude. Neste tópico, afim de validar o método do trabalho, usou-se a amplitude de 0,00238 m do Gráfico 7, e aplicou-se a eq.(17b), junto com os outros dados conhecidos apresentados anteriormente, para se encontrar o amortecimento. O desenvolvimento se dá conforme a eq.(E1).

$$0,000238 = \frac{(0.015 \cdot 0,065)}{5,982 \cdot (2\xi\sqrt{1 - \xi^2})} \quad (E1)$$

Resolvendo a equação acima, obtém-se o fator de amortecimento de 0,3, como esperado, e corroborando a metodologia adotada no trabalho.

6 CONCLUSÕES

Foi realizado o projeto do equipamento que permite obter a aceleração e a deflexão de uma viga bi-apoiada amortecida, que fornece elementos para o cálculo do coeficiente de amortecimento de amortecedores viscosos. Foram feitas validações numéricas por meio do método dos elementos finitos, onde se pode constatar a frequência natural do sistema e o seu comportamento amortecido.

Os componentes do equipamento foram posicionados de forma a elevar a rigidez da estrutura, diminuir os custos de fabricação e facilitar a troca de amortecedores, alcançando assim os objetivos apresentados no capítulo referente ao projeto.

Para o desenvolvimento do método de analítico foram utilizadas as equações fundamentais da Mecânica das Vibrações, que permitem obter o coeficiente de amortecimento do amortecedor a partir da deflexão máxima (extraída do analisador de sinais, obtida pelo acelerômetro) aliado aos posicionamentos e dimensionamentos dos componentes do sistema.

Após as análises numéricas, foi apresentado fundamentação literária que valida os resultados encontrados no método analítico e numérico e ao se fazer o caminho inverso para as simulações, foi encontrado os valores de amortecimento, podendo assim chegar-se à conclusão deste trabalho com base suficiente tanto para a construção da bancada quanto para a comparação dos futuros resultados experimentais.

Por fim, um roteiro para o procedimento experimental e desenhos técnicos de fabricação com uma lista de materiais foram elaborados para a eventual construção e operação da bancada e se encontram como apêndice nesse trabalho.

Para trabalhos futuros é sugerido que seja feito:

- A adequação do equipamento à norma NR12, que se trata da segurança em máquinas e equipamentos;
- A comparação dos resultados experimentais com os resultados obtidos analiticamente e numericamente e fazer os ajustes, caso necessários;
- A utilização da bancada para comparação de diversos tipos de amortecedores e para amortecedores em vários estágios de sua vida útil.

REFERÊNCIAS

3DLAB. **O QUE É CAD? ENTENDA COMO FUNCIONA E QUAL O MELHOR PARA O SEU PROJETO.** 2022. Disponível em: <https://3dlab.com.br/cad-o-que-e/>. Acesso em: 18 maio 2022.

ADAMI, Leonardo Grandini da Silveira. **ANÁLISE DE AMORTECEDORES COMERCIAIS PARA O VEÍCULO BAJA UCS.** 2015. 74 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul.

AKIYOSHI, M. M.; SILVA, A. P. da; PEREIRA, R.. **IMPORTÂNCIA DA UTILIZAÇÃO DE PROPRIEDADES AVALIADAS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA PARA A SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE CERÂMICAS REFRATÁRIAS.** Disponível em: <https://doi.org/10.1590/S0366-69132002000200005>. Acesso em: 13 maio 2022.

AUTOINFOME. **SHOCK ABSORBERS.** Disponível em: <https://autoinfome.blogspot.com/p/shock-absorbers.html>. Acesso em: 05 maio 2022.

BROS, Rimmer. **LEVER ARM SHOCK ABSORBER - REAR - LH - STANDARD - RECONDITIONED (EXCHANGE) - GSA169R.** Disponível em: <https://rimmerbros.com/Item--i-GSA169R>. Acesso em: 05 maio 2022.

COLLINS, Jack. **PROJETO MECÂNICO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS: UMA PERSPECTIVA DE PREVENÇÃO DA FALHA.** 2. ed. Rio de Janeiro: LTC — Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda., 2010. 1589 p.

DESIGN, Value. **INVESTIGATING FEA RESULTS (MESH CONVERGENCE).** Disponível em: <https://www.valuedes.co.uk/investigating-fea-results.html>. Acesso em: 13 maio 2022.

DIXON, John C. **THE SHOCK ABSORBER HANDBOOK.** 2ª ed. England. West Sussex: Professional Engineering Publishing Ltd and John Wiley & Sons, Ltd, 2007. 445p.

DREHMER, Luis Roberto Centeno. **OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS CONCENTRADOS DE SUSPENSÃO PARA CONFORTO E SEGURANÇA VEICULAR.** 2012. 98 f. Dissertação (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

FONSECA, Jun. **FERRAMENTAS DE SIMULAÇÃO EM MECÂNICA: ELEMENTOS FINITOS.** 2002. 90 f. Notas de aula (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Santa Catarina.

FREITAS, Luís Mauro Pereira. **ESTUDO DA DINÂMICA VERTICAL DE UMA SUSPENSÃO VEICULAR DO TIPO MACPHERSON.** 2006. 139 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos.

GIL, Felipe de Souza Lourenço. **ANÁLISE DA QUALIDADE DE MALHA DE ELEMENTOS FINITOS E VALIDAÇÃO DE SITUAÇÃO DE CASO REAL DE VIGA**

BIAPOIADA. 2015. 76 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa.

GUERRA, Mayron Lóss. **PROJETO E FABRICAÇÃO DE UMA BANCADA EXPERIMENTAL PARA A ANÁLISE DE VIBRAÇÕES TRANSVERSAIS EM UMA VIGA BI-APOIADA**. 2012. 98 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Pará, Tucuruí.

IEZZO, Robson. **DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE SUSPENSÃO COM AMORTECIMENTO SEMI-ATIVO “SLOW-ACTIVE” COM CUSTO COMPETITIVO**. 2010. 317 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

JUNQUEIRA, Caio Souza. **PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM DISPOSITIVO PARA MEDIÇÃO DOS COEFICIENTES DE AMORTECEDORES AUTOMOTIVOS**. 2018. 72 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Juiz de Fora, Juiz de Fora.

KELLY, S. Graham. **MECHANICAL VIBRATIONS: THEORY AND APPLICATIONS**, SI. United States: Cengage Learning, 2012. 898 p.

KOT Engenharia. **ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS**. Disponível em: <https://kotengenharia.com.br/analise-por-elementos-finitos>. Acesso em: 04 de outubro de 2020.

MINGARDO, Carlos Alexandre Rejane. **ESTUDO TEORICO DA EFICIÊNCIA DE UM ABSORVEDOR DE VIBRAÇÃO**. 2012. 64 f. Monografia (Especialização) - Curso de Engenharia Mecânica - Automação e Sistemas, Universidade São Francisco, Campinas.

NISBETT, J. Keith. **ELEMENTOS DE MÁQUINAS DE SHIGLEY**. 10. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda, 2016. 1096 p.

NORTON, Robert L.. **PROJETO DE MÁQUINAS: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman Editora Ltda., 2013. 1055 p.

ÔMEGA. **ACELERÔMETROS**. 2022. Disponível em: <https://br.omega.com/prodinfo/acelerometros.html>. Acesso em: 17 jun. 2022.

PINHEIRO, Mário João Soares. **O DOMADOR: controle absoluto não há, mas o amortecedor ajuda muito na harmonia do conjunto. CONTROLE ABSOLUTO NÃO HÁ, MAS O AMORTECEDOR AJUDA MUITO NA HARMONIA DO CONJUNTO**. 2020. Disponível em: <https://autoentusiastas.com.br/2020/09/o-domador/>. Acesso em: 05 maio 2022.

RAO, Singiresu. **VIBRAÇÕES MECÂNICAS**. 4. ed. São Paulo: Pearson, 2008. 448 p.

RUTHES, João Pedro. **ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DE SUSPENSÃO VEICULAR**. 2016. 56 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Automotiva, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville.

SANTOS, Francisco Sinderlan dos. **MODELAGEM POR ELEMENTOS FINITOS DO SISTEMA DE AMPLIFICAÇÃO DE UM EQUIPAMENTO DE USINAGEM POR ABRASÃO ULTRASSONORA**. 2009. 89 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco, Recife.

SOEIRO, Prof. Dr. Newton Sure. **CURSO DE FUNDAMENTOS DE VIBRAÇÃO E BALANCEAMENTO DE ROTORES**. 2008. 125 f. Monografia (Especialização) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Pará – UFPA, Belém.

SOUZA JÚNIOR, Marcelo Alexandre de. **ESTUDO HIDRODINÂMICO DA ESTACA TORPEDO ATRAVÉS DO SOFTWARE ANSYS CFX®**. 2011. 77 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2011.

SOUZA, Remo Magalhães de. **O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS APLICADO AO PROBLEMA DE CONDUÇÃO DE CALOR**. 2003. 40 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Pará – UFPA, Belém.

VAZ, Luiz Eloy. **MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS EM ANÁLISE DE ESTRUTURAS**. Rio de Janeiro: Elsevier, 2011. 284 p.

APENDICE A – ROTEIRO DE PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Material utilizado

- 1 viga com comprimento de 0.82 m, largura de 0.0254 m e espessura de 0.009525 m;
- Base para o motor;
- Disco desbalanceado;
- Bancada;
- Analisador de sinais;
- Amortecedor para estudo;
- Elementos de máquinas (parafusos, porcas, etc).

Procedimento

Primeiramente, deve-se verificar se o motor está devidamente fixado e se o acelerômetro está conectado corretamente. Após o primeiro passo, é necessário verificar se a viga está fixada de forma correta e se o motor está posicionado no centro da mesma.

Com as verificações de fixação concluídas, parte-se para o acoplamento do amortecedor de estudo. A parte inferior do amortecedor é fixada primeiro e depois a parte superior. Com isso a bancada está pronta para operação.

Liga-se o motor e varia-se a frequência de operação até a faixa de ressonância (11,87), que foi encontrada analiticamente. É importante dizer que ao adicionar amortecedores, a amplitude máxima ocorrerá acima da frequência de ressonância.

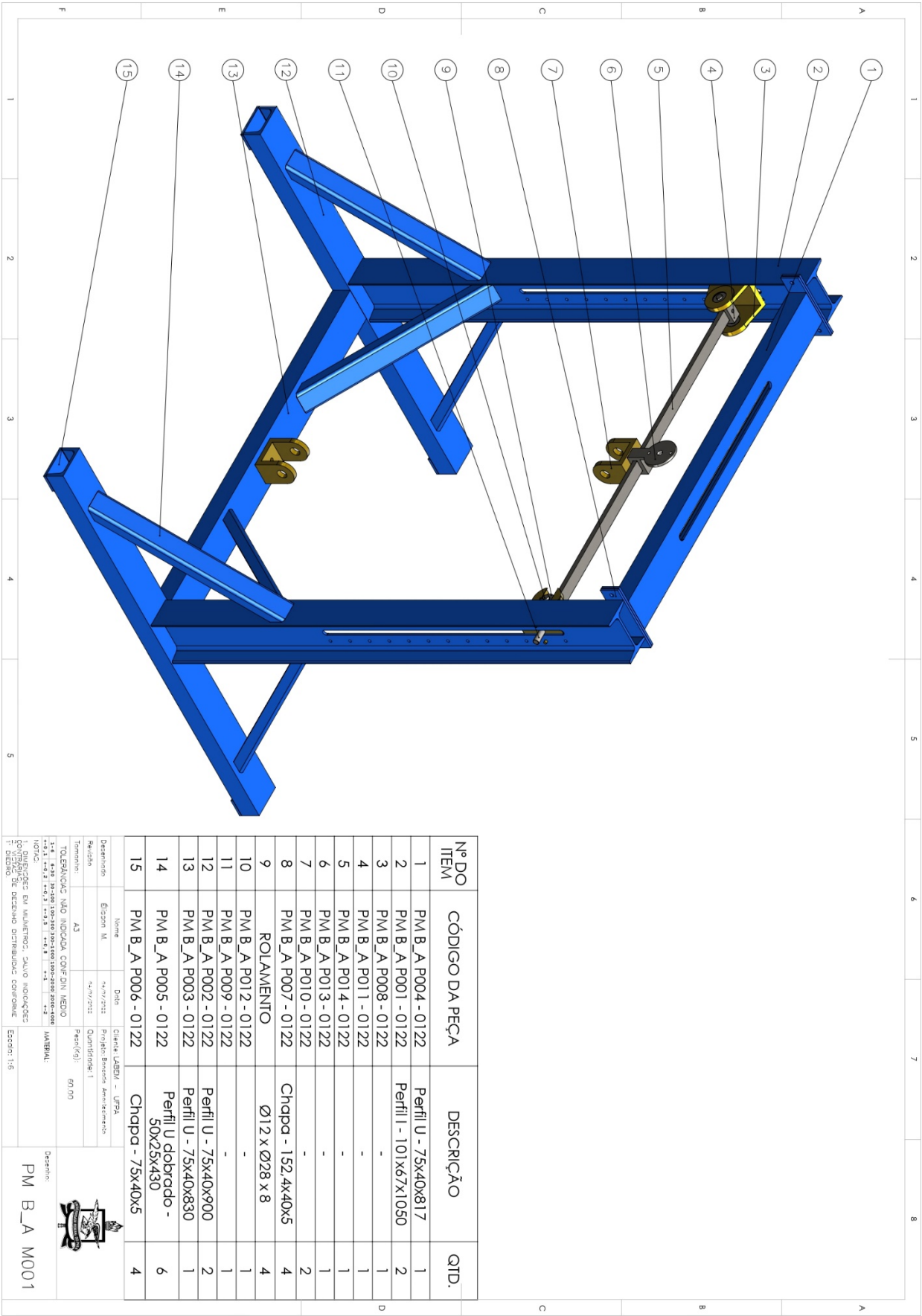
Recomenda-se fazer a mesma operação no mínimo três vezes, afim de reduzir os erros de medição.

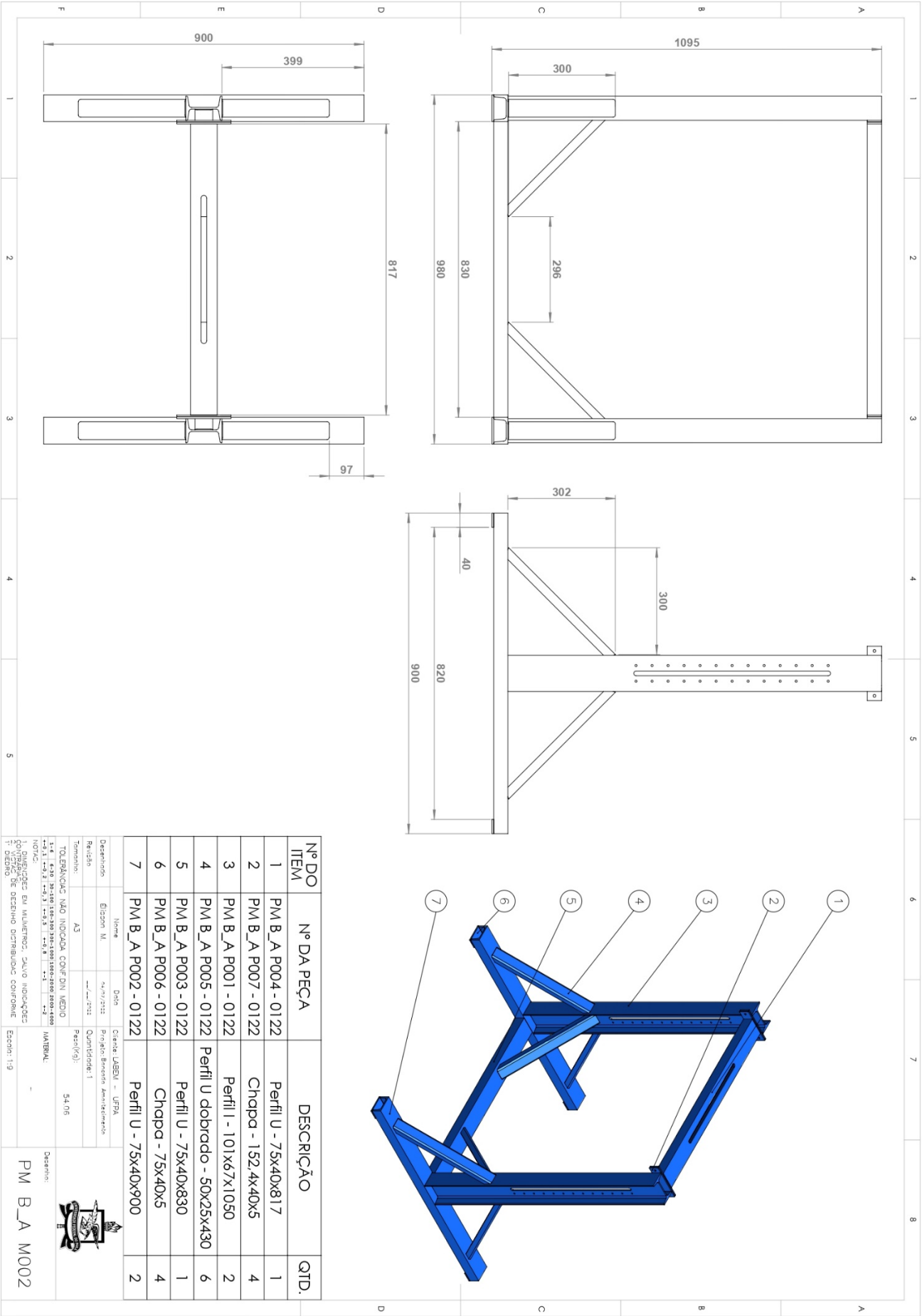
Se todos os componentes estiverem devidamente fixos e calibrados, após todas as operações mencionadas anteriormente, parte-se para a observação da amplitude capturada pelo analisador de sinais. Ressalta-se que a resposta deve ser obtida na forma de deslocamento. Com isso, obtidos os valores médios dos experimentos, aplica-se estes encontrados junto as demais variáveis já conhecidas na equação abaixo.

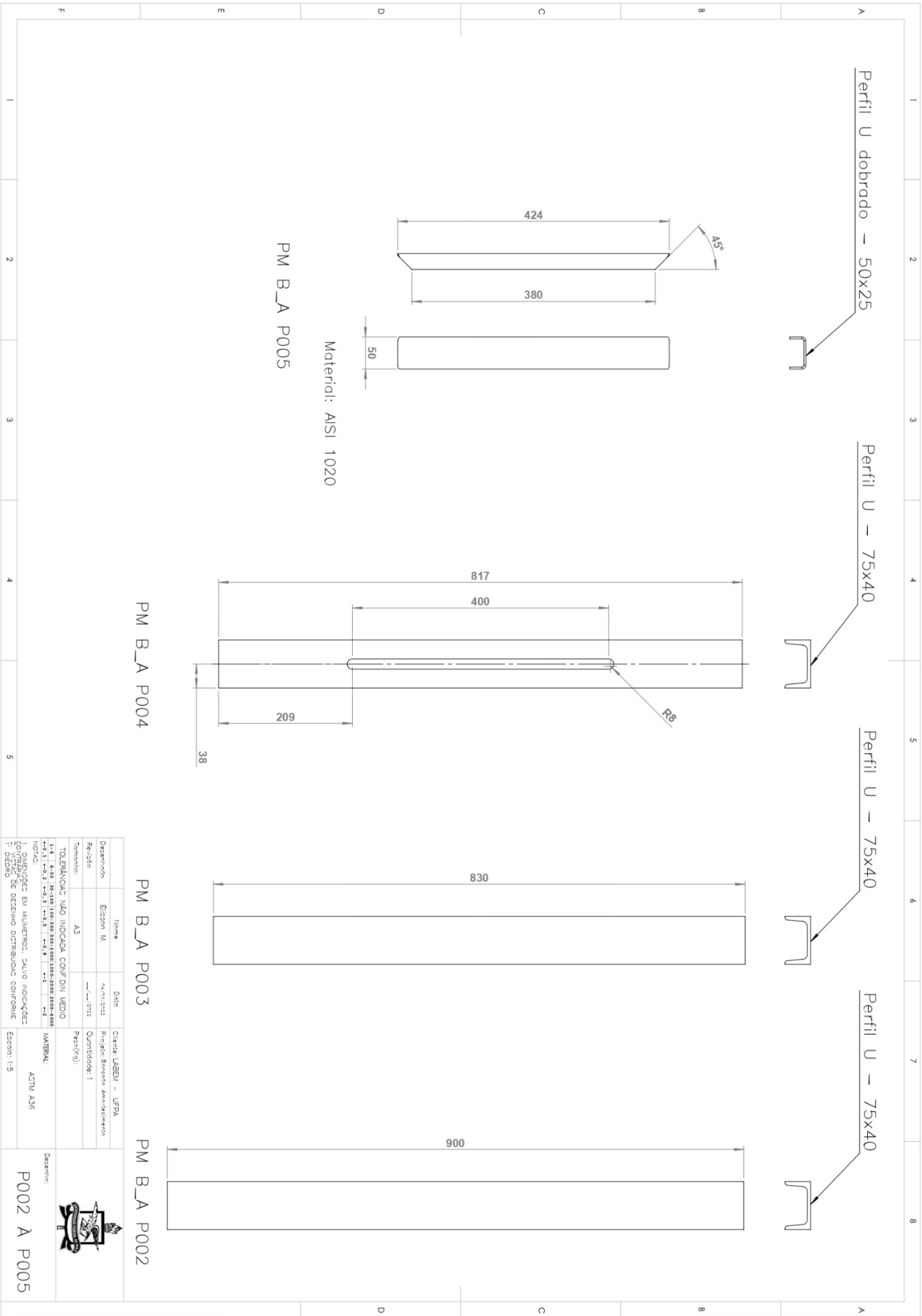
$$X_{max} = \frac{me}{M(2\xi\sqrt{1-\xi^2})}$$

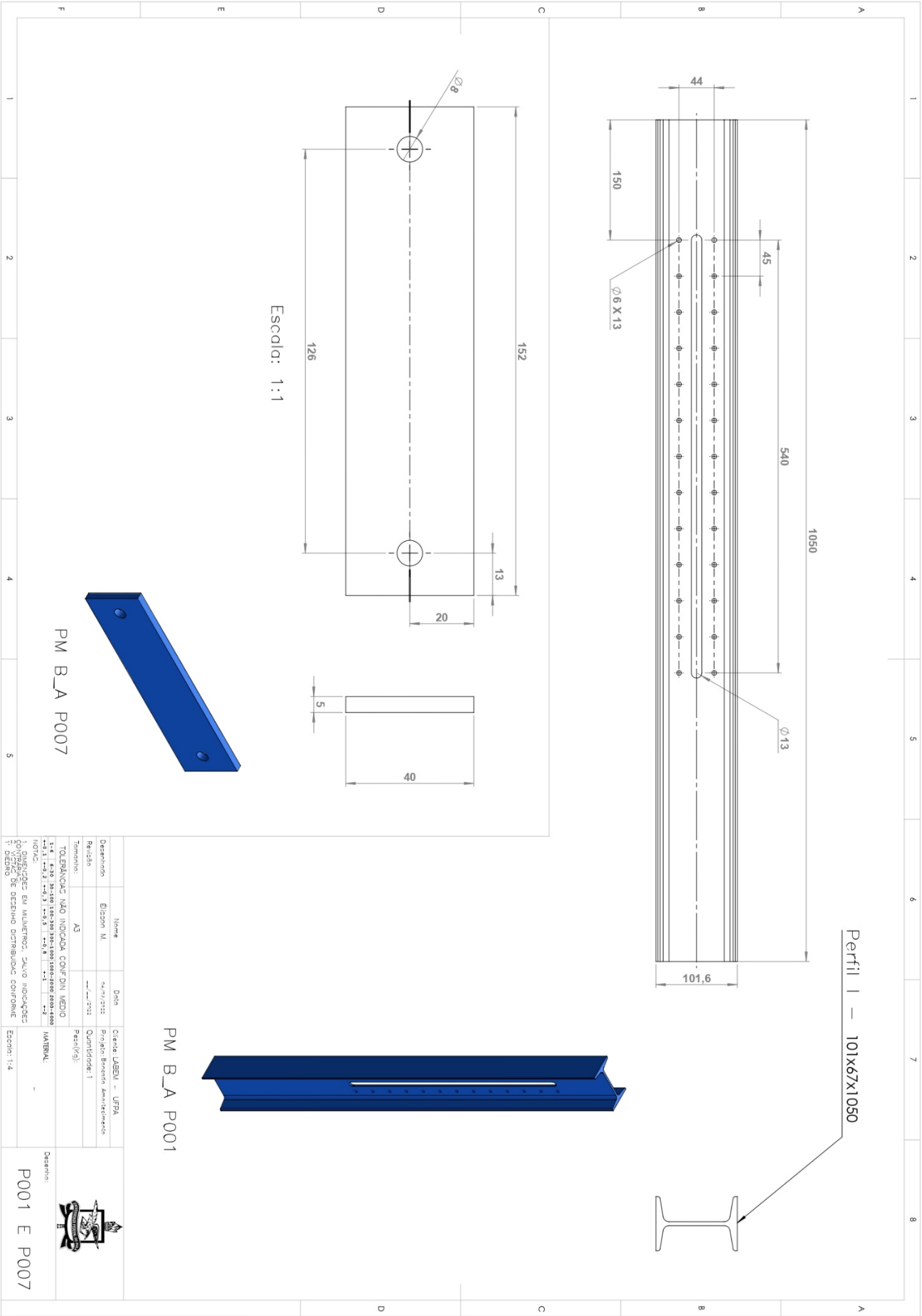
Após a aplicação de todos os valores, pode-se obter o fator de amortecimento.

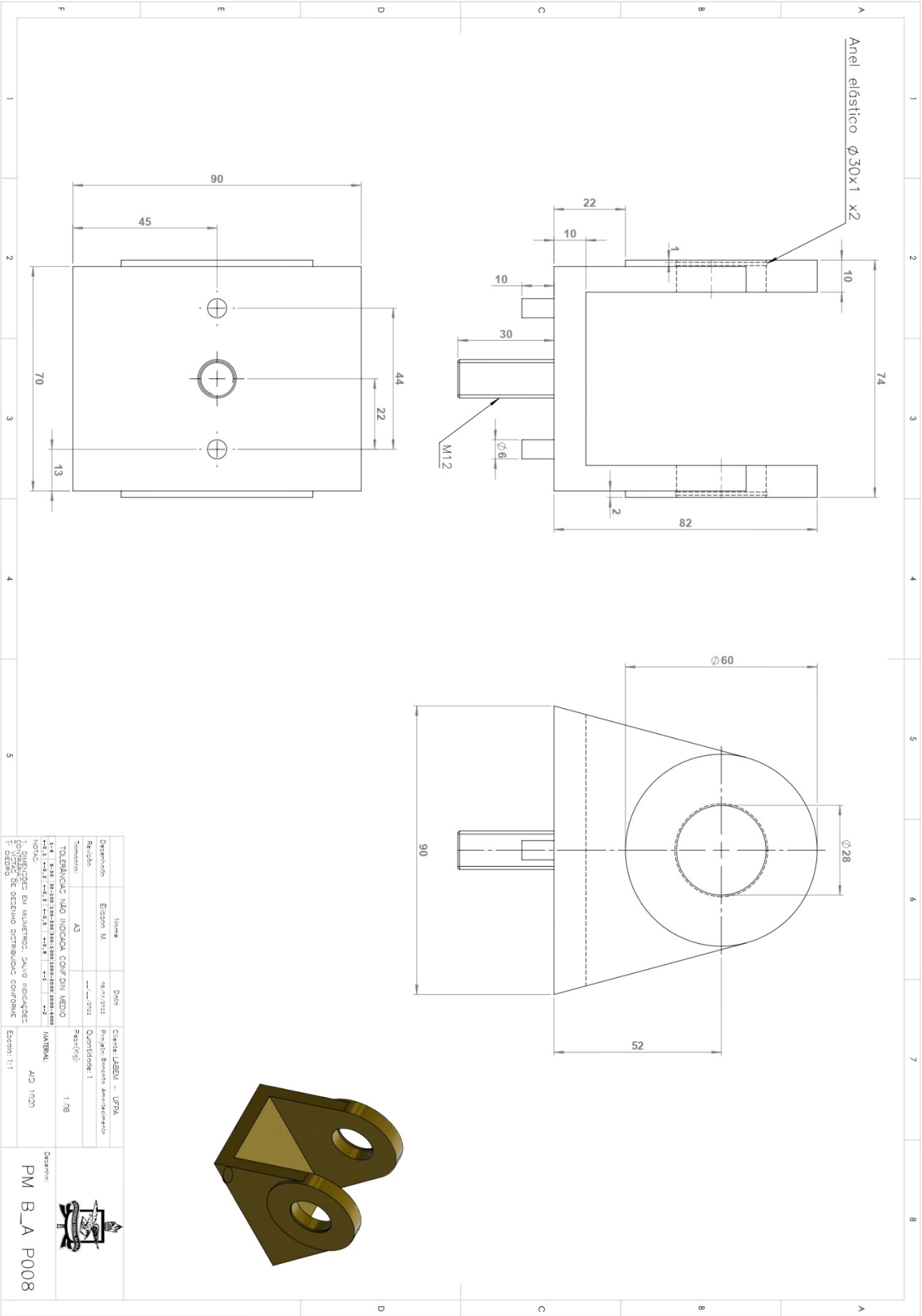
APENDICE B – DESENHOS TÉCNICOS DE FABRICAÇÃO



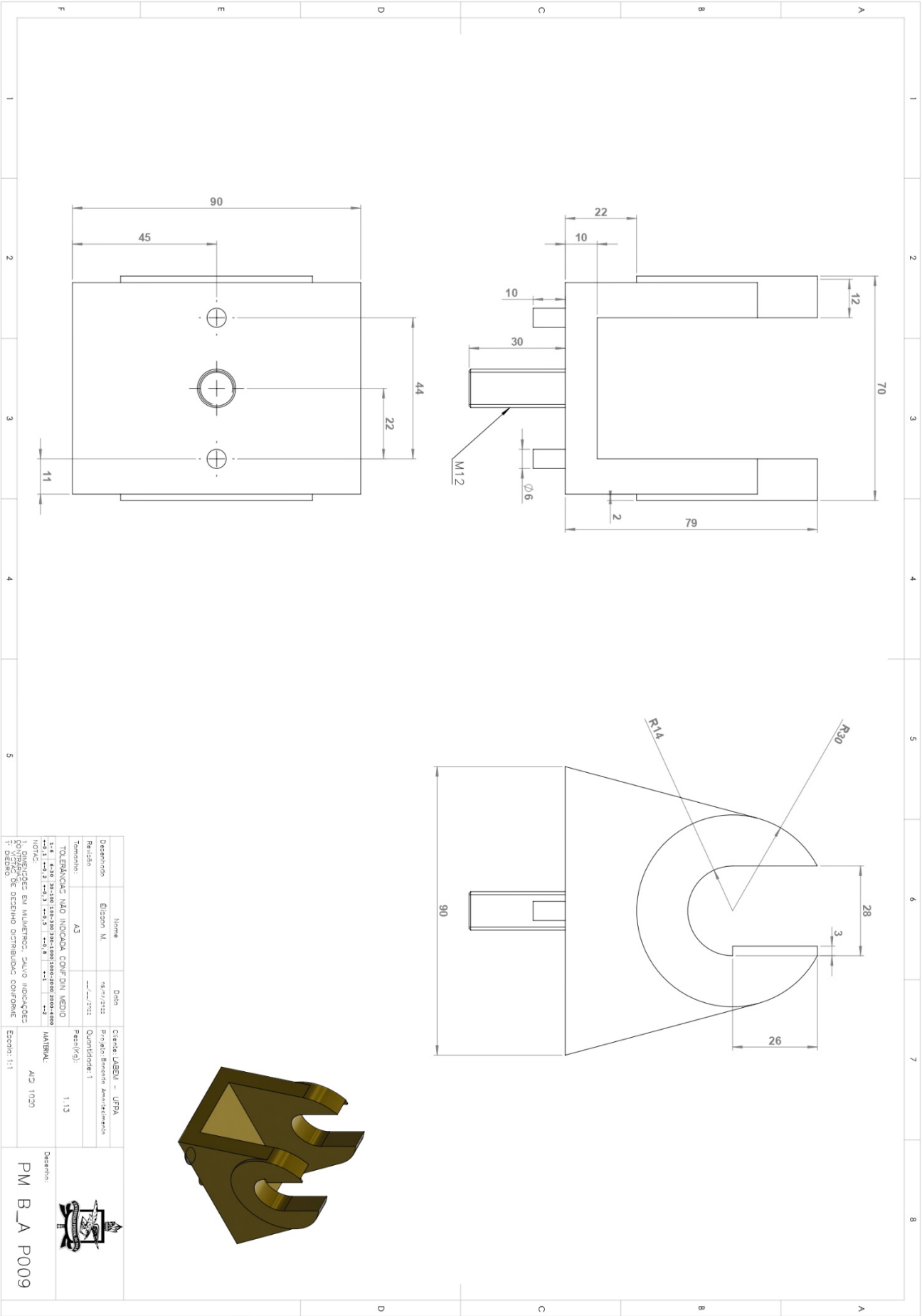




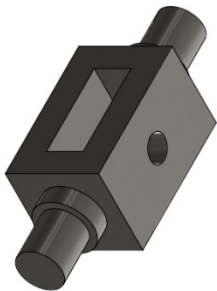
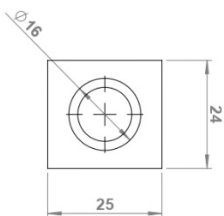
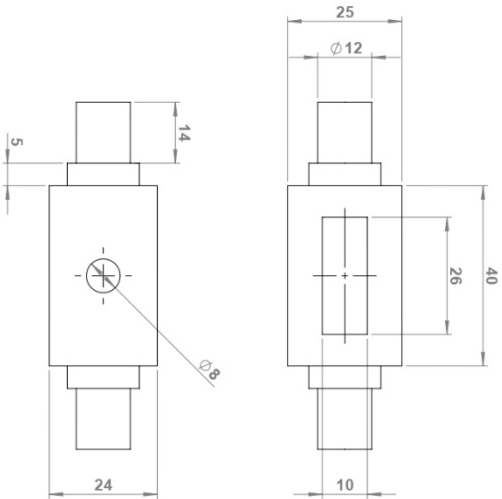




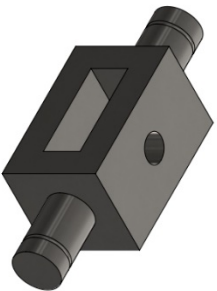
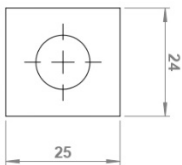
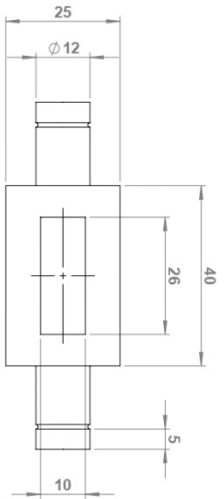
Designação	Elipson M.	Data	18/07/2012	Cliente	UBEN - UFPA		Desenho: PM_B_A P008
Revisão		Projeto	Seção Amostragem	Quantidade	1		
Tamanho	A3	Papel	(g)				
TOLERÂNCIAS NÃO INDICADAS CONFORME NBR 6134							
NOTAS: DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÕES CONTRÁRIAS							
TOLERÂNCIAS DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE FORMA: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ORIENTAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE CONCENTRICIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PERPENDICULARIDADE: 0.1							
TOLERÂNCIA DE PARALELISMO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE INCLINAÇÃO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE SÍMBOLO: 0.1							
TOLERÂNCIA DE ACABAMENTO: 12.5							
TOLERÂNCIA DE POSIÇÃO: 0.1							



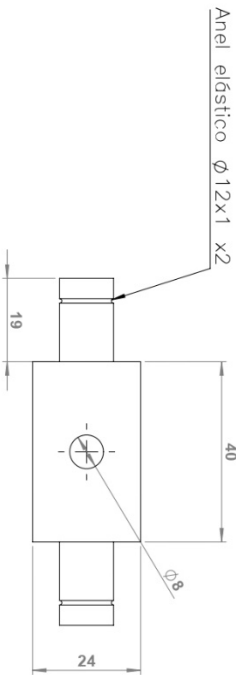
Desenho	Elaborado	Data	Criado	UFPA
Revisão	01	15/07/2021	Projeto	Seção
Tomada	A3		Quantidade	1
TOLERÂNCIAS NÃO INDICADAS CONFORME NBR 6134				
NOTAS: DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÕES CONTRARIAS				
TOLERÂNCIAS DE ACABAMENTO: 12.5, 6.3, 3.15, 1.6, 0.8, 0.4, 0.2, 0.1				
MATERIAL: Aço 1020				
Escala: 1:1				
Desenho: PM_B_A P009				



PM_B_A P011



PM_B_A P012



Designação	Elipson M	Data	7/7/2012	Cliente	UBEX - UFPA
Revisão		Projeto	7/7/2012	Projeto	Seção Amostragem
Tamanho	A3	Quantidade	1	Partes	(6)
TOLERÂNCIAS NÃO INDICADAS CONFORME NBR 6134					
NOTAS: 1-4 5-6 7-8 9-10 11-12 13-14 15-16 17-18 19-20 21-22 23-24 25-26 27-28 29-30 31-32 33-34 35-36 37-38 39-40 41-42 43-44 45-46 47-48 49-50 51-52 53-54 55-56 57-58 59-60 61-62 63-64 65-66 67-68 69-70 71-72 73-74 75-76 77-78 79-80 81-82 83-84 85-86 87-88 89-90 91-92 93-94 95-96 97-98 99-100 101-102 103-104 105-106 107-108 109-110 111-112 113-114 115-116 117-118 119-120 121-122 123-124 125-126 127-128 129-130 131-132 133-134 135-136 137-138 139-140 141-142 143-144 145-146 147-148 149-150 151-152 153-154 155-156 157-158 159-160 161-162 163-164 165-166 167-168 169-170 171-172 173-174 175-176 177-178 179-180 181-182 183-184 185-186 187-188 189-190 191-192 193-194 195-196 197-198 199-200 201-202 203-204 205-206 207-208 209-210 211-212 213-214 215-216 217-218 219-220 221-222 223-224 225-226 227-228 229-230 231-232 233-234 235-236 237-238 239-240 241-242 243-244 245-246 247-248 249-250 251-252 253-254 255-256 257-258 259-260 261-262 263-264 265-266 267-268 269-270 271-272 273-274 275-276 277-278 279-280 281-282 283-284 285-286 287-288 289-290 291-292 293-294 295-296 297-298 299-300 301-302 303-304 305-306 307-308 309-310 311-312 313-314 315-316 317-318 319-320 321-322 323-324 325-326 327-328 329-330 331-332 333-334 335-336 337-338 339-340 341-342 343-344 345-346 347-348 349-350 351-352 353-354 355-356 357-358 359-360 361-362 363-364 365-366 367-368 369-370 371-372 373-374 375-376 377-378 379-380 381-382 383-384 385-386 387-388 389-390 391-392 393-394 395-396 397-398 399-400 401-402 403-404 405-406 407-408 409-410 411-412 413-414 415-416 417-418 419-420 421-422 423-424 425-426 427-428 429-430 431-432 433-434 435-436 437-438 439-440 441-442 443-444 445-446 447-448 449-450 451-452 453-454 455-456 457-458 459-460 461-462 463-464 465-466 467-468 469-470 471-472 473-474 475-476 477-478 479-480 481-482 483-484 485-486 487-488 489-490 491-492 493-494 495-496 497-498 499-500 501-502 503-504 505-506 507-508 509-510 511-512 513-514 515-516 517-518 519-520 521-522 523-524 525-526 527-528 529-530 531-532 533-534 535-536 537-538 539-540 541-542 543-544 545-546 547-548 549-550 551-552 553-554 555-556 557-558 559-560 561-562 563-564 565-566 567-568 569-570 571-572 573-574 575-576 577-578 579-580 581-582 583-584 585-586 587-588 589-590 591-592 593-594 595-596 597-598 599-600 601-602 603-604 605-606 607-608 609-610 611-612 613-614 615-616 617-618 619-620 621-622 623-624 625-626 627-628 629-630 631-632 633-634 635-636 637-638 639-640 641-642 643-644 645-646 647-648 649-650 651-652 653-654 655-656 657-658 659-660 661-662 663-664 665-666 667-668 669-670 671-672 673-674 675-676 677-678 679-680 681-682 683-684 685-686 687-688 689-690 691-692 693-694 695-696 697-698 699-700 701-702 703-704 705-706 707-708 709-710 711-712 713-714 715-716 717-718 719-720 721-722 723-724 725-726 727-728 729-730 731-732 733-734 735-736 737-738 739-740 741-742 743-744 745-746 747-748 749-750 751-752 753-754 755-756 757-758 759-760 761-762 763-764 765-766 767-768 769-770 771-772 773-774 775-776 777-778 779-780 781-782 783-784 785-786 787-788 789-790 791-792 793-794 795-796 797-798 799-800 801-802 803-804 805-806 807-808 809-810 811-812 813-814 815-816 817-818 819-820 821-822 823-824 825-826 827-828 829-830 831-832 833-834 835-836 837-838 839-840 841-842 843-844 845-846 847-848 849-850 851-852 853-854 855-856 857-858 859-860 861-862 863-864 865-866 867-868 869-870 871-872 873-874 875-876 877-878 879-880 881-882 883-884 885-886 887-888 889-890 891-892 893-894 895-896 897-898 899-900 901-902 903-904 905-906 907-908 909-910 911-912 913-914 915-916 917-918 919-920 921-922 923-924 925-926 927-928 929-930 931-932 933-934 935-936 937-938 939-940 941-942 943-944 945-946 947-948 949-950 951-952 953-954 955-956 957-958 959-960 961-962 963-964 965-966 967-968 969-970 971-972 973-974 975-976 977-978 979-980 981-982 983-984 985-986 987-988 989-990 991-992 993-994 995-996 997-998 999-1000					



P011 E P012

