



**INSTITUTO FEDERAL DE MATO GROSSO DO SUL
CAMPUS CAMPO GRANDE**

JANAINA LUIZ RAMIRES

**DESENVOLVIMENTO E DIMENSIONAMENTO DE UMA
BANCADA DIDÁTICA PARA ESTUDO DE VIBRAÇÕES
MECÂNICAS**

**CAMPO GRANDE
2026**

JANAINA LUIZ RAMIRES

**DESENVOLVIMENTO E DIMENSIONAMENTO DE UMA
BANCADA DIDÁTICA PARA ESTUDO DE VIBRAÇÕES
MECÂNICAS**

Trabalho de Conclusão de Curso, na modalidade Monografia apresentado ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Mato Grosso do Sul (IFMS) — *Campus* Campo Grande, como requisito para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador(a): Dr. Daniel José Laporte

**CAMPO GRANDE
2026**

Ficha Catalográfica

Deve ser solicitada na biblioteca do campus
ver (seção 6.1.4)

Elaborada por: (Nome do(a) Bibliotecário(a) e Registro no CRB)

FOLHA DE APROVAÇÃO

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a(o) Trabalho de Conclusão de Curso intitulada(o) Desenvolvimento e Dimensionamento de uma Bancada Didática para Estudo de Vibrações Mecânicas. Defendida(o) por Janaína Luiz Ramires, acadêmico(a) do curso de Engenharia Mecânica, do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Mato Grosso do Sul, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Profº. Dr. Daniel José Laporte

Orientador

Nome do(a) coorientador(a) e titulação

Aprovado em: 30/03/2026

BANCA EXAMINADORA

Profº. Péricles dos Santos Bispo. IFMS: _____

Profº. Me. Roberti André da Silva Filho. IFMS: _____

Dedico este trabalho à minha mãe, por todo o apoio e por ter sido essencial em cada etapa desta conquista.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela oportunidade de realizar o sonho de cursar Engenharia Mecânica e por colocar em meu caminho pessoas que contribuíram para essa jornada. Em especial, à minha mãe, pelo carinho, paciência e amor, sendo fundamental em todos os momentos dessa caminhada.

Agradeço também aos meus professores, que, mesmo não tornando o caminho mais fácil, proporcionaram os desafios necessários para o meu crescimento pessoal e profissional.

A todos que contribuíram, direta ou indiretamente, para a minha formação, deixo meu sincero agradecimento.

“Até aqui nos ajudou o Senhor.”
(1 Samuel 7:12)

“Grandes coisas fez o Senhor por nós, por isso estamos alegres.”
(Salmos 126:3)

RESUMO

A análise de vibrações constitui uma das principais técnicas empregadas na manutenção preditiva de máquinas rotativas, permitindo identificar anomalias e falhas antes que provoquem danos mais severos aos equipamentos. Nesse contexto, o presente trabalho tem como objetivo desenvolver e dimensionar uma bancada didática destinada ao estudo de vibrações mecânicas em sistemas rotativos, com aplicação em atividades experimentais de ensino. A proposta busca proporcionar uma ferramenta prática para a compreensão dos fenômenos vibratórios associados ao funcionamento de elementos de transmissão mecânica. Para o desenvolvimento do projeto, foi realizada inicialmente a modelagem conceitual da bancada, seguida do dimensionamento dos principais componentes mecânicos do sistema, incluindo eixos, sistema de transmissão por correia, chavetas e mancais. Foram considerados os esforços atuantes no conjunto, como forças provenientes da transmissão por correia, momentos fletores nos eixos e tensões resultantes da combinação entre flexão e torção, avaliadas por meio do critério de resistência de Von Mises. Também foram verificadas as condições de deflexão dos eixos e selecionados componentes compatíveis com as cargas previstas de operação. Os resultados indicaram que os elementos dimensionados apresentam capacidade adequada para suportar os esforços atuantes, garantindo condições satisfatórias de resistência e funcionamento do sistema proposto. Dessa forma, o projeto estabelece as bases para a futura construção de uma bancada didática voltada ao estudo do comportamento vibratório de sistemas rotativos, permitindo a realização de experimentos relacionados à identificação de anomalias como desbalanceamento, desalinhamento e variações no funcionamento de elementos de transmissão. Assim, o trabalho contribui para o aprimoramento do processo de ensino-aprendizagem na área de vibrações mecânicas, possibilitando a integração entre fundamentos teóricos e aplicações práticas em ambiente de laboratório.

Palavras-chave: vibrações mecânicas; bancada didática; dimensionamento mecânico.

ABSTRACT

Vibration analysis is one of the main techniques used in predictive maintenance of rotating machinery, allowing the identification of anomalies and faults before they cause severe damage to equipment. In this context, the present work aims to develop and dimension a didactic test bench intended for the study of mechanical vibrations in rotating systems, with application in experimental teaching activities. The proposed system seeks to provide a practical tool to support the understanding of vibrational phenomena associated with mechanical transmission components. Initially, a conceptual modeling of the test bench was performed, followed by the mechanical dimensioning of the main system components, including shafts, belt transmission system, keys, and bearings. The acting loads were considered in the design process, such as forces resulting from belt transmission, bending moments in the shafts, and stresses resulting from the combination of bending and torsion, evaluated using the Von Mises failure criterion. Shaft deflection conditions were also verified, and compatible components were selected according to the expected operating loads. The results indicated that the designed elements present adequate capacity to withstand the applied loads, ensuring satisfactory structural strength and operational conditions for the proposed system. Therefore, the developed project establishes the basis for the future construction of a didactic test bench aimed at studying the vibrational behavior of rotating systems, enabling experimental activities related to the identification of anomalies such as unbalance, misalignment, and variations in the operation of transmission elements. Thus, the work contributes to improving the teaching-learning process in mechanical vibrations by integrating theoretical concepts with practical laboratory applications.

Keywords: mechanical vibrations; didactic test bench; mechanical design

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Onda senoidal Amplitude (mm) x Tempo (s).....	18
Figura 2 - Medição da vibração	19
Figura 3 -Tipos de acelerômetros.....	21
Figura 4 - Métodos de fixação de sensores.....	21
Figura 5 - Impacto na frequência do sensor para as técnicas de montagem	22
Figura 6 - Exemplo de eixo mecânico	24
Figura 7 - Mancal de rolamento (esquerda) e rolamento rígido de esferas (direita) .	25
Figura 8 - Mancal de deslizamento	26
Figura 9 - Acoplamento flexível do tipo cruzeta (esquerda) e acoplamento rígido (direita)	27
Figura 10 - Sistema de transmissão por polias e correia	27
Figura 11 - Polias: plana (esquerda), trapezoidal (centro) e dentada (direita)	28
Figura 12 - Correias: plana (esquerda), trapezoidal (centro) e dentada (direita).....	29
Figura 13 – Tipos de chavetas e características	31
Figura 14 - Desalinhamento paralelo (A), angular (B) e combinado(C).....	32
Figura 15 – Espectro de frequência em forma gráfica - Falhas angulares e paralelas.	34
Figura 16 - Desbalanceamento estático.....	35
Figura 17 - Desbalanceamento acoplado.....	35
Figura 18 - Deslocamento dinâmico.....	36
Figura 19 - Espectro de folga tipo A	38
Figura 20 – Espectro de folga tipo B	38
Figura 21 - Espectro de folga tipo C	39
Figura 22 - Estágio 1 de deterioração do rolamento	40
Figura 23 - Estágio 2 de deterioração do rolamento	41
Figura 24 - Estágio 3 de deterioração do rolamento	41
Figura 25 - Estágio 4 de deterioração do rolamento	42
Figura 26 - Bancadas didáticas comerciais	44
Figura 27 - Bancadas didáticas projetadas por acadêmicos	45
Figura 28 - Modelo tridimensional da bancada didática projetada	48
Figura 29 - Aços mais utilizados em projetos de eixos.....	52
Figura 30 - Diâmetro externos mínimo recomendado para polia.....	56
Figura 31 - Fator de Serviço.....	58
Figura 32 - Seleção do perfil da correia	60
Figura 33 – Correias Hi Power II	62
Figura 34 - Fator de correção da distância entre centros (h)	64
Figura 35 - Capacidade em cv por correia	65
Figura 36 -Fator R	67
Figura 37 – Aplicação.....	68
Figura 38 - Dimensões do acoplamento.....	68
Figura 39 - Representação das dimensões do acoplamento	68
Figura 40 - Esforços na transmissão.....	69

Figura 41 – Modelo estrutural da bancada.....	73
Figura 42 - Diagrama de corpo livre	74
Figura 43 – Representação das forças atuantes no eixo 1	75
Figura 44 - Representação das forças atuantes no eixo 2	76
Figura 45 - Diagrama de esforço cortante do eixo 1	77
Figura 46 - Diagrama de esforço cortante do eixo 2	77
Figura 47 - Diagrama de momento fletor no eixo 1	78
Figura 48 - Diagrama de momento fletor no eixo 2	79
Figura 49 - Dimensões em mm de chavetas DIN 6885/1.....	92

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Fatores de Segurança.....	53
Tabela 2 –Componentes comerciais da bancada didática	101

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1 - Velocidade Angular do Motor	51
Equação 2 - Torque Transmitido	51
Equação 3 - Tensão de Cisalhamento por Torsão	54
Equação 4 - Diâmetro Mínimo do Eixo	54
Equação 5 - Relação de Transmissão	57
Equação 6 - Potência de Projeto	59
Equação 7 - Distância Mínima entre Centros	60
Equação 8 - Distância Mínima entre Centros Recomendado	61
Equação 9 - Comprimento Aproximado da Correia	61
Equação 10 - Comprimento de Ajuste da Correia	63
Equação 11 - Ajuste da Distância entre Centros	64
Equação 12 - Número de Correias	65
Equação 13 - Parâmetro de Seleção do Acoplamento	66
Equação 14 - Relação entre Tensões da Correia	69
Equação 15 - Força Tangencial na Polia	70
Equação 16 - Tração no Lado Tensionado	70
Equação 17 - Ângulo de Contato da Polia	70
Equação 18 - Força Motriz da Correia	71
Equação 19 - Força Resultante na Polia	71
Equação 20 - Ângulo de Contato da Polia Menor	72
Equação 21 - Tensão Normal de Flexão	80
Equação 22 - Tensão de Cisalhamento por Torsão	81
Equação 23 - Tensão Real de Flexão	82
Equação 24 - Tensão Real de Cisalhamento	82
Equação 25 - Tensão Equivalente de Von Mises	83
Equação 26 - Tensão Admissível	85
Equação 27 - Flecha Máxima	86
Equação 28 - Momento de Inércia da Seção	87
Equação 29 - Momento Polar da Seção	87
Equação 30 - Ângulo de Torsão do Eixo	88
Equação 31 - Momento Polar de Inércia	88
Equação 32 - Capacidade de Carga Dinâmica	90
Equação 33 - Vida Nominal do Rolamento	90
Equação 34 - Vida Útil do Rolamento	91
Equação 35 - Tensão de Escoamento ao Cisalhamento	93
Equação 36 - Verificação ao Cisalhamento da Chaveta	93
Equação 37 - Verificação ao Esmagamento da Chaveta	94
Equação 38 - Força Peso da Bancada	96
Equação 39 - Tensão Aplicada na Base	96
Equação 40 - Tensão Admissível da Base	97
Equação 41 - Momento de Inércia da seção da Base	97

Equação 42 - Verificação Final da Base	97
Equação 43 - Momento Fletor máximo	97

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas;

FFT – Fast Fourier Transform (Transformada Rápida de Fourier);

Hz – Hertz;

IFMS – Instituto Federal de Mato Grosso do Sul;

MEMS – Micro Electro Mechanical Systems (Sistemas Microeletromecânicos);

RMS – Root Mean Square (Valor Quadrático Médio);

RPM – Rotações por minuto.

LISTA DE SÍMBOLOS

A - área da bancada (m^2);
 a - expoente da equação de vida (adimensional);
 C - distância mínima entre centros (mm);
 C_a - distância ajustada entre centros (mm);
 C_d - capacidade de carga dinâmica (kN);
 d_e - diâmetro do eixo (mm);
 D - diâmetro da polia motora (mm);
 d - diâmetro da polia movida (mm);
 E - módulo de elasticidade do material (MPa);
 F_1 - força motriz (N);
 F_2 - força resistiva (N);
 F_T - força tangencial na polia (N);
 F_r - força resultante no eixo (N);
 F_x - força atuante em x (N);
 F_p - força peso normal (N);
 f_l - fator de esforços dinâmicos (adimensional);
 f_n - fator de rotação (adimensional);
 f_s - fator de serviço (adimensional);
 h - fator de correção da distância entre centros (adimensional);
 i - relação de transmissão;
 I - momento de inércia da seção transversal (mm^4);
 J - momento polar (mm^4);
 K_t - fator de concentração de tensão para flexão (adimensional);
 K_{ts} - fator de concentração de tensão para torção (adimensional);
 L - comprimento aproximado da correia (mm);
 l - comprimento da chaveta (mm);
 ℓ_A - comprimento de ajuste (mm);
 ℓ_c - comprimento da correia escolhida (mm);
 L_{10} - vida nominal (em milhões de rotações);
 L_{10h} - vida útil (horas);
 L_B - comprimento da bancada (mm);
 M - momento fletor máximo ($\text{N}\cdot\text{m}$);

$M_{m\acute{a}x_1}$ – momento fletor máximo no eixo 1 (N·m);
 $M_{m\acute{a}x_2}$ – momento fletor máximo no eixo 2 (N·m);
 M_{T_1} – momento torsor (N·m);
 n - rotação (RPM);
 n = fator de segurança (adimensional);
 n_{co} - número de correias (adimensional);
 n_{motora} - rotação da polia motora (RPM);
 n_{movida} - rotação da polia movida (RPM);
 P - força normal (N);
 P_d - carga dinâmica equivalente (kN);
 P_p - potência de projeto (cv);
 P_m - potência do motor (cv);
 R - fator R (fator de serviço);
 R_1, R_2 – reações nos mancais do eixo 1 (N);
 R_3, R_4 – reações nos mancais do eixo 2 (N);
 r_1 - raio da polia (m);
 S_{sy} - tensão de escoamento ao cisalhamento (MPa);
 S_y - limite de escoamento  trao (MPa);
 t – largura da chaveta (mm);
 T = torque transmitido (N·m);
 $V_{m\acute{a}x_1}$ - esforço cortante máximo no eixo 1 (N);
 $V_{m\acute{a}x_2}$ - esforço cortante máximo no eixo 2 (N);
 α - arco de contato da polia maior (rad);
 α_{rad} - arco de contato polia/correia (rad);
 μ - coeficiente de atrito (correia-polia) (adimensional);
 e - base dos logaritmos neperianos $e = 2,71$ (adimensional);
 θ_D - arco de contato da polia maior (rad);
 $\theta_{m\acute{a}x}$ - inclinação máxima (rad);
 $v_{m\acute{a}x}$ - flecha máxima (mm);
 ω - velocidade angular do motor (rad/s);
 σ - tensão normal (N/m²);
 σ_{adm} - tensão admissível (MPa);

σ_{nom} - tensão máxima nominal de flexão (MPa);

$\sigma_{m\acute{a}x}$ - tensão máxima real de flexão (MPa);

σ' - tensão equivalente de Von Mises (MPa);

σ_x - tensão máxima nominal de flexão (MPa);

σ_y - tensão normal na direção perpendicular (MPa);

τ_{zx} - tensão máxima nominal de cisalhamento por torção (MPa);

τ_{nom} - tensão máxima nominal de cisalhamento (MPa);

$\tau_{m\acute{a}x}$ - tensão máxima real de cisalhamento (MPa);

Σ - somatório.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	16
1.1. OBJETIVOS	17
1.2. OBJETIVO GERAL	17
1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	17
2. REVISÃO TEÓRICA.....	18
2.1. Análise de Vibrações Mecânicas	18
2.1.1. Aquisição de Sinais de Vibração	20
2.2. Componentes Mecânicos em Sistemas Rotativos	23
2.2.1. Eixos.....	23
2.2.2. Mancais	24
2.2.3. Acoplamentos.....	26
2.2.4. Polias.....	27
2.2.5. Correias	29
2.2.6. Elementos de Fixação em Eixos.....	30
2.3. Diagnóstico de Falhas por Vibração.....	32
2.4. Conceito de Falha em Componentes Mecânicos	42
2.5. Bancada Didática para Estudo de Vibrações	43
3. METODOLOGIA	46
3.1. Modelagem Tridimensional da Bancada Didática	46
3.2. Dimensionamento dos Componentes Mecânicos	49
3.3. Seleção dos Materiais e Componentes Comerciais.....	49
4. DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	50
4.1. Dimensionamento do Motor Elétrico	50
4.2. Pré-dimensionamento do Eixo	50
4.2.1. Cálculo da Velocidade Angular e Torque Transmitido.....	50
4.2.2. Material do Eixo	51
4.2.3. Fator de Segurança.....	52
4.2.4. Pré-Dimensionamento	54
4.3. Dimensionamento do Sistema de Transmissão por Correias	55
4.3.1. Polia.....	56
4.3.2. Transmissão por Correia	57
4.3.3. Distância entre Centros	60
4.3.4. Dimensionamento da Correia	61

4.3.5.	Ajuste da Distância entre Centros	63
4.3.6.	Número de Correias	65
4.4.	Dimensionamento do Acoplamento	66
4.5.	Determinação das Forças na Transmissão por Correia	69
4.5.1.	Diagrama de Corpo livre	72
4.6.	Análise dos Esforços Internos	76
4.6.1.	Diagrama de Esforço Cortante	76
4.6.2.	Diagrama de Momento Fletor	78
4.7.	Análise das Tensões no Eixo	79
4.7.1.	Tensão Normal de Flexão	80
4.7.2.	Tensão de Cisalhamento por Torção	80
4.7.3.	Influência do Rasgo de Chaveta	81
4.8.	Combinação das Tensões - Critério de Von Mises	83
4.9.	CONSIDERAÇÕES SOBRE FADIGA	84
4.10.	Verificação do Fator de Segurança	85
4.11.	Verificação de Rigidez dos Eixos	86
4.12.	Dimensionamento dos Rolamentos	89
4.13.	Fixação da Polia e do Acoplamento	92
4.14.	Base Estrutural da Bancada	95
4.15.	Definição dos Materiais e Componentes Comerciais	98
5.	RESULTADOS E DISCUSSÃO	102
5.1.	Procedimento Proposto para Análise de Vibração na Bancada Didática ...	103
5.2.	Considerações Finais do Dimensionamento	103
6.	CONCLUSÃO	104
7.	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	105
	REFERÊNCIAS	106
	APÊNDICE A – BANCADA DIDÁTICA DESENVOLVIDA	113

1. INTRODUÇÃO

Ao longo dos anos, a manutenção preditiva tem contribuído significativamente para a melhoria da produtividade, da qualidade dos produtos, da rentabilidade e da eficiência geral dos processos industriais. Nesse contexto, empresas que buscam maior competitividade adotam, cada vez mais, técnicas de monitoramento e diagnóstico associadas à engenharia de manutenção.

Entre as principais técnicas utilizadas na manutenção preditiva destacam-se a análise de óleo, a análise de vibração, o ultrassom e a análise termográfica, entre outras metodologias empregadas para monitoramento do estado de máquinas e equipamentos (SILVA, 2022).

Dentre essas técnicas, a análise de vibração se destaca como uma das ferramentas mais utilizadas para o diagnóstico de falhas em máquinas rotativas (SILVA, 2022). Essa técnica tem como objetivo identificar possíveis anomalias antes que estas evoluam para falhas mais severas, evitando danos aos equipamentos e reduzindo paradas inesperadas na produção. O diagnóstico é realizado por meio da interpretação de sinais vibratórios coletados por sensores ou instrumentos específicos, nos quais são analisadas características como amplitude e frequência, parâmetros que auxiliam na identificação do comportamento dinâmico da máquina e na detecção de irregularidades no funcionamento (FERRO, 2021).

Para a aplicação adequada dessa técnica, é necessário que o profissional possua conhecimentos em diferentes áreas, como mecânica, vibrações, instrumentação e análise de sinais, além do domínio de softwares especializados. Dessa forma, a interpretação correta dos dados obtidos depende tanto da compreensão dos fundamentos teóricos quanto da experiência prática na análise dos fenômenos vibratórios (FERRO, 2021).

Nesse contexto, o desenvolvimento de equipamentos didáticos voltados ao ensino dessas técnicas torna-se uma alternativa importante para o processo de formação acadêmica. Segundo Amorim (2006 apud FERRO, 2021, p. 2), o desenvolvimento de equipamentos didáticos de baixo custo, aliado à qualidade didática, representa uma estratégia viável para potencializar o processo de ensino-aprendizagem em cursos de engenharia.

Diante desse cenário, torna-se relevante o desenvolvimento de ferramentas experimentais que auxiliem no ensino e na compreensão dos fenômenos associados às vibrações mecânicas em sistemas rotativos. Nesse sentido, este trabalho propõe o projeto de uma bancada didático-experimental destinada à realização de testes e simulações relacionadas à análise de vibrações. A bancada tem como finalidade possibilitar a observação e o estudo de anomalias comuns em máquinas rotativas, como desalinhamentos e folgas mecânicas, por meio da utilização de sensores de vibração e da análise dos sinais obtidos. Dessa forma, busca-se contribuir para o aprimoramento do processo de ensino-aprendizagem na área de vibrações mecânicas, proporcionando aos estudantes uma ferramenta prática de apoio às atividades laboratoriais.

1.1. OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é projetar uma bancada didático-experimental para a realização de testes e simulações práticas na disciplina de Vibrações. A bancada permitirá a verificação de desalinhamentos de acoplamento, folgas mecânicas e outras anomalias, por meio da utilização de sensores de vibração para medição. Dessa forma, o projeto visa oferecer uma ferramenta prática para a análise e compreensão de problemas relacionados às vibrações mecânicas em ambiente de laboratório.

1.2. OBJETIVO GERAL

O objetivo geral deste trabalho é projetar conceitualmente e dimensionar os principais componentes mecânicos de uma bancada didática voltada ao ensino de vibrações mecânicas.

1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Com base nos objetivos propostos neste trabalho, pretende-se:

- Modelar em 3D a bancada utilizando o software SolidEdge;
- Realizar cálculos de dimensionamento dos componentes mecânicos;
- Avaliar e selecionar materiais e componentes comerciais.

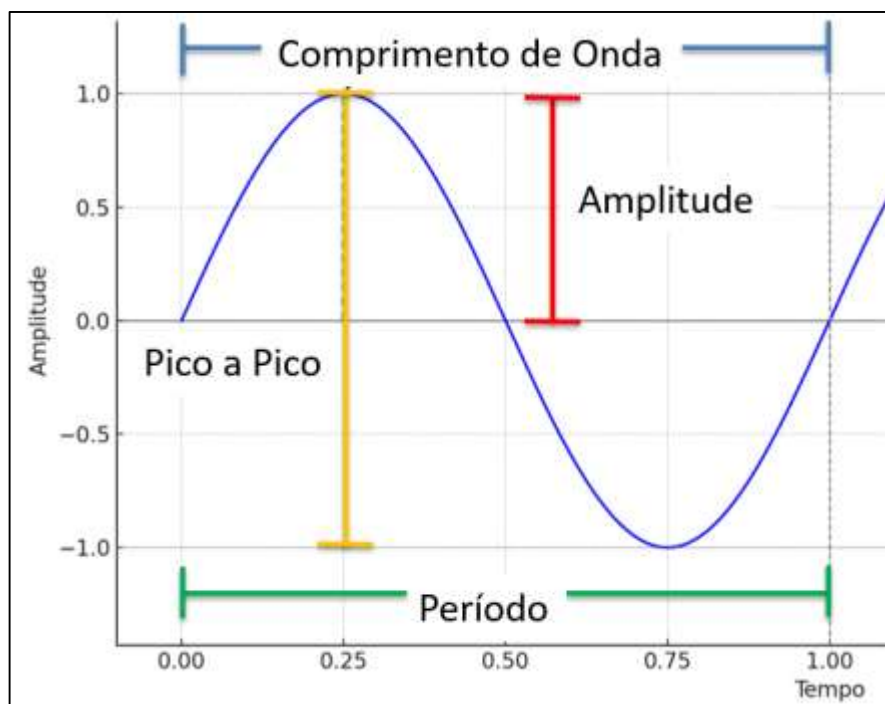
2. REVISÃO TEÓRICA

2.1. ANÁLISE DE VIBRAÇÕES MECÂNICAS

Segundo Rocha (2014 apud SCHRAN, 2019, p. 19) “vibração pode ser definida como um movimento oscilatório em torno de um ponto de referência que ocorre repetidamente de forma regular ou irregular em certo intervalo de tempo”. As principais unidades de medida utilizadas na análise de vibração são o Hertz (Hz) e as rotações por minuto (RPM) (2014 apud SCHRAN, 2019, p. 19). O Hertz representa a frequência, ou seja, o número de ciclos completos de um movimento por segundo. Já as rotações por minuto indicam quantos ciclos completos ocorrem em um minuto (ROCHA, 2014 apud SCHRAN, 2019, p. 19).

O movimento oscilatório das vibrações, assim como sua trajetória, pode ser analisado por meio do comprimento de onda em um gráfico de amplitude versus tempo Figura 1. Nesse contexto, a amplitude da vibração representa a intensidade do fenômeno, sendo definida como a medida escalar da oscilação positiva ou negativa de uma onda ao longo do tempo, já o período ou comprimento da onda pode ser quantificada de um pico positivo a outro (ROCHA, 2014 apud SCHRAN, 2019, p. 19).

Figura 1 - Onda senoidal Amplitude (mm) x Tempo (s)



Fonte: Elaborado pela autora (2026)

Na análise vibracional, o valor pico a pico está relacionado ao deslocamento máximo da vibração da máquina, sendo especialmente relevante em situações críticas, como em turbo máquinas com mancais de deslizamento. O valor de pico, por sua vez, é mais sensível a falhas de alta frequência, comuns em componentes como rolamentos e engrenagens. Já o valor RMS (raiz média quadrática) representa a média global da vibração, indicando a quantidade total de energia presente no sinal vibratório (ROCHA, 2014 apud SCHRAN, 2019).

A análise de vibração constitui uma das principais técnicas empregadas na manutenção preditiva, sendo utilizada para detectar falhas em componentes mecânicos móveis por meio da avaliação das alterações nas forças dinâmicas produzidas durante a operação do equipamento (GATEC, 2018 apud SCHRAN, 2019). Essas forças influenciam os níveis de vibração, que podem ser monitorados em pontos específicos da máquina, sem a necessidade de interromper sua operação (GATEC, 2018 apud SCHRAN, 2019).

A medição da vibração é realizada por um equipamento denominado analisador de vibrações, capaz de registrar diversos parâmetros, como velocidade, aceleração e espectro de frequência. As informações são captadas por sensores instalados na máquina, que detectam as oscilações geradas durante o funcionamento. Esses dados são processados e apresentados graficamente pelo analisador, possibilitando a comparação com os níveis de vibração considerados normais (Figura 2). Essa análise permite identificar anomalias e diagnosticar possíveis falhas internas no equipamento.

Figura 2 - Medição da vibração



Fonte: Adaptado de CNC Gestão Ocupacional (2025)

O uso de instrumentos de medição, monitoramento e softwares especializados permite a detecção de diversos tipos de falhas. Entre as principais, destacam-se: desbalanceamento, desalinhamento, desgastes de engrenagens mancais, folgas estruturais ou funcionais, empenamento de eixos entre outros (ALMEIDA, 2019).

2.1.1. AQUISIÇÃO DE SINAIS DE VIBRAÇÃO

A aquisição de sinais de vibração se dão por intermédio de sensores ou transdutores conectados em um microcontrolador que realiza a modulação do sinal. Sensor é o termo utilizado para designar dispositivos capazes de detectar diferentes formas de energia presentes no ambiente, como luminosa ou cinética, fornecendo informações relacionadas a uma grandeza física que se deseja medir, como temperatura, pressão, velocidade, corrente elétrica, aceleração, posição, entre outras (WENDLING, 2010).

Transdutores são dispositivos completos que incorporam sensores e têm a função de converter formas de energia mecânica, como deslocamento, velocidade, aceleração ou força, em sinais elétricos como tensão ou corrente. Esses sinais podem então ser interpretados por instrumentos de medição e apresentados ao usuário na forma desejada (SILVA, 2022).

O transdutor do tipo acelerômetro “[...] é um dispositivo do tipo eletromecânico com a capacidade de medir aceleração, ou seja, a taxa de variação da velocidade de um objeto sendo monitorado” (BOEING, 2022, p.27).

Os acelerômetros disponíveis no mercado utilizam, em sua construção, diferentes tipos de componentes sensíveis, sendo os mais comuns os piezelétricos, piezoresistivos ou capacitivos (GONZÁLEZ, 2014).

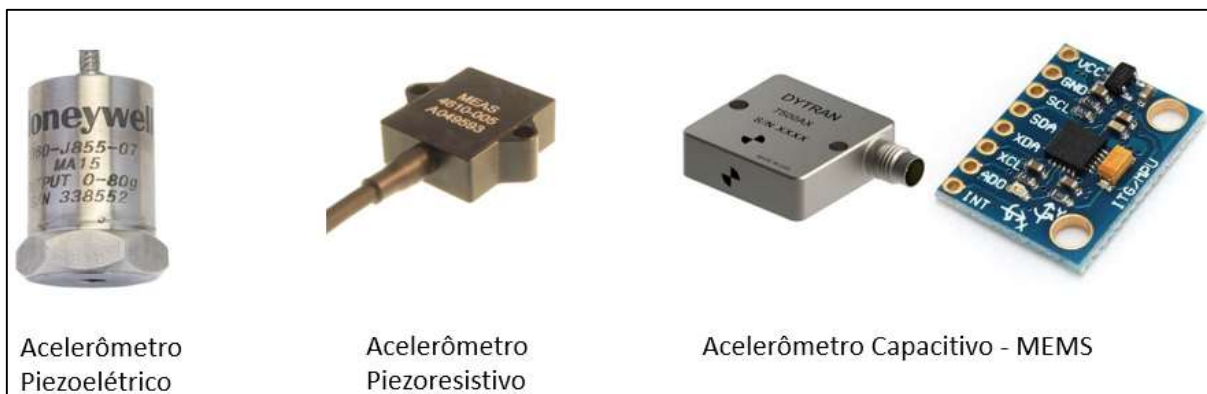
Acelerômetros piezelétricos são fabricados com materiais piezo cerâmicos ou cristais naturais, destacando-se por sua ampla faixa de frequência, baixo peso e resistência a variações de temperatura. Já os piezoresistivos são mais indicados para aplicações que envolvem impactos. Por sua vez, os acelerômetros capacitivos, geralmente construídos com elementos micro eletromecânicos em silício (MEMS – Micro Electro Mechanical Systems), se destacam por serem os mais acessíveis economicamente no mercado (GONZÁLEZ, 2014).

Segundo Júnior (2005, p.43) “sensores MEMS se tornaram atrativos se comparados a outros tipos devido ao pequeno tamanho e peso, encapsulado num

único chip juntamente com componentes eletrônicos, com alta confiabilidade, durabilidade e baixo consumo.

Na Figura 3 são apresentados modelos de acelerômetros comerciais dos acelerômetros piezelétrico, piezoresistivos e capacitivo.

Figura 3 -Tipos de acelerômetros

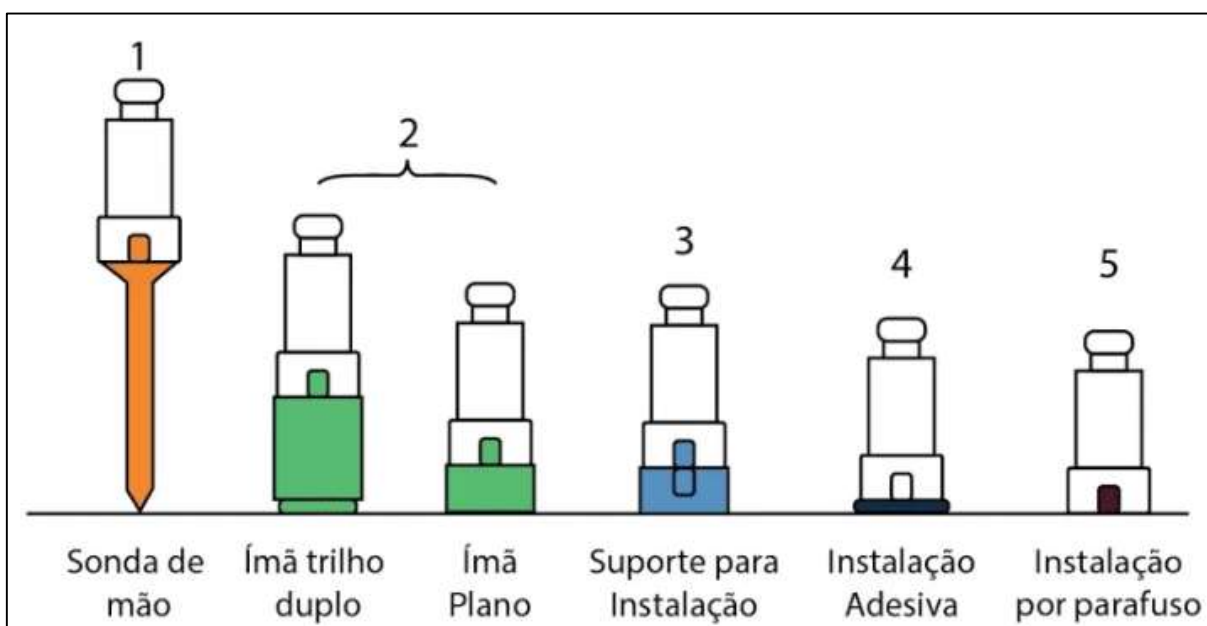


Fonte: Adaptado de RS Robótica (2025), Technosupply (2025) e Sensores de Medida (2025).

Os acelerômetros são fixados na estrutura da máquina e influenciam significativamente a resposta do sensor. Fixações mais rígidas proporcionam melhor desempenho em altas frequências (MARÇAL; SANTOS, 2013).

As instalações de sensores podem ser realizadas por meio de cinco métodos principais como a Figura 4.

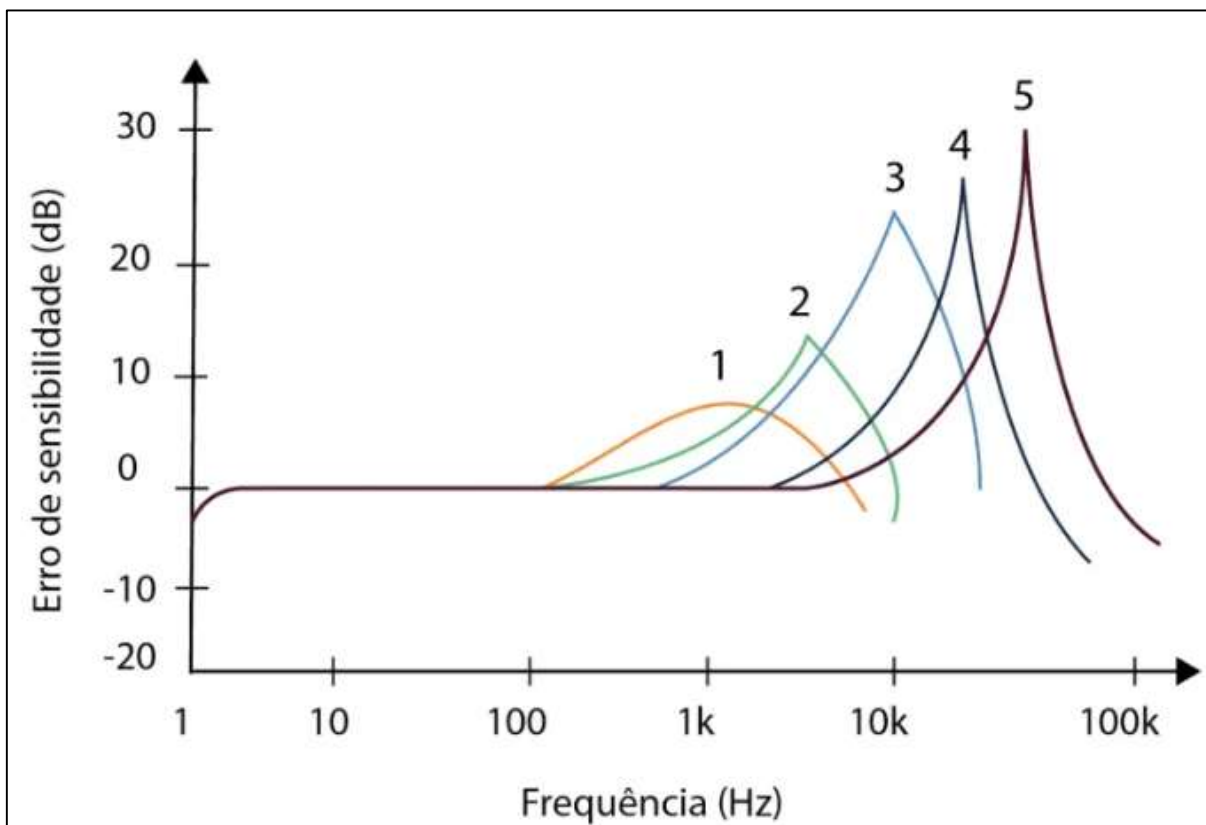
Figura 4 - Métodos de fixação de sensores



Fonte: Dynamox (2023)

A Figura 5 ilustra como os diferentes métodos de instalação do sensor podem influenciar a resposta em frequência e, conseqüentemente, comprometer a qualidade dos dados obtidos.

Figura 5 - Impacto na frequência do sensor para as técnicas de montagem



Fonte: Dynamox, (2023)

A fixação por parafuso se apresenta mais eficiente e preferencial para sensores de vibração, por basicamente unir as duas partes em uma só. “Algumas vezes, é possível usar a cola adesiva em combinação com a fixação por parafuso para prevenir perdas na fixação sobre condições de vibrações laterais ou torcionais” (DYNAMOX, 2023).

“A fixação por adesivo deve ser uma alternativa à montagem padrão com parafuso, isto é, nos casos em que a fixação em uma superfície plana não é possível ou quando não se pode perfurar a superfície para fixação do sensor” (DYNAMOX, 2023).

A fixação por base magnética é comumente utilizada em aplicações que exigem fácil remoção do sensor. Existem bases de apoio, conhecidas como pads, desenvolvidas para sensores magnéticos e disponíveis em diferentes dimensões e configurações geométricas, incluindo versões projetadas para adaptação em superfícies curvas. (DYNAMOX, 2023).

Esses pads contribuem para melhorar a repetibilidade das medições. Entretanto, esse método de fixação ainda apresenta possibilidade de movimentação do sensor durante a medição, o que pode afetar a confiabilidade e a precisão dos dados obtidos nos eixos vertical, horizontal e axial. (DYNAMOX, 2023).

A escolha do local de fixação do sensor é fundamental, pois regiões flexíveis ou em balanço na estrutura da máquina podem interferir nas medições. Não é recomendada a instalação de sensores de vibração em estruturas leves ou pouco robustas, já que o próprio peso do sensor pode alterar o comportamento vibracional do sistema (DYNAMOX, 2023).

Para garantir maior precisão na aquisição dos sinais vibratórios, recomenda-se que o sensor seja instalado o mais próximo possível das regiões estruturalmente rígidas da máquina, como mancais e carcaças. (DYNAMOX, 2023).

Com níveis de vibração mais baixos e menos ruídos, evita-se tanto a sobrecarga (overload) do sinal coletado quanto o mascaramento de componentes importantes da vibração. Isso permite que todos os esforços dinâmicos da máquina sejam transmitidos diretamente aos pontos de apoio, facilitando a detecção de todas as fontes de vibração (DYNAMOX, 2023).

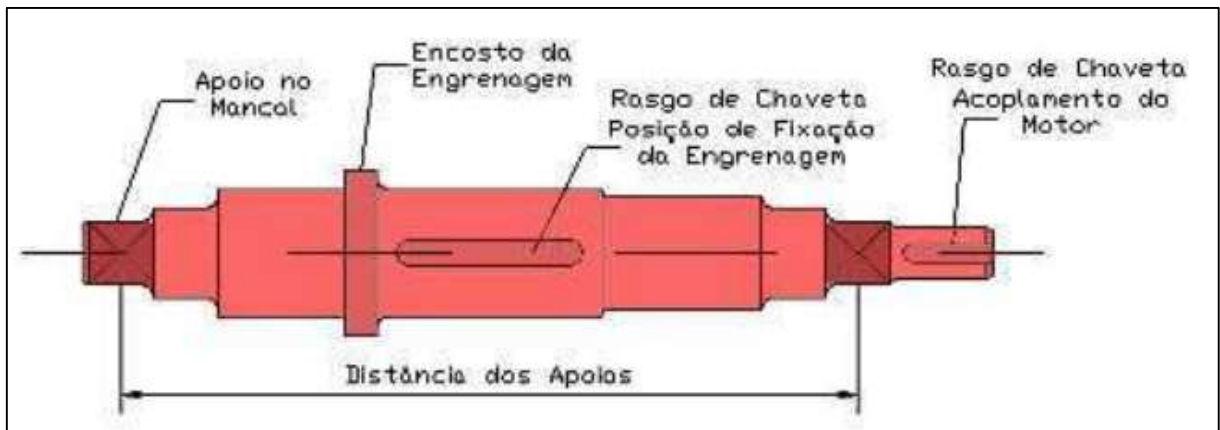
Para uma medição mais precisa, o sensor deve ser fixado o mais próximo possível da fonte de vibração de interesse, evitando a captação de sinais distorcidos provenientes de outras origens que não as desejadas (DYNAMOX, 2023).

2.2. COMPONENTES MECÂNICOS EM SISTEMAS ROTATIVOS

2.2.1. EIXOS

O eixo é um elemento mecânico que pode operar em condição rotativa ou estática, geralmente com seção circular, cuja função é suportar e transmitir movimento e potência entre componentes de um sistema mecânico. Sobre esse elemento são montados dispositivos como engrenagens, polias ventiladores e rodas centradas. Os eixos são normalmente apoiados em mancais de deslizamento ou rolamento e apresentam seção maciça, podendo possuir variações de diâmetro e rasgos de chaveta destinados à fixação dos elementos montados (SMITH, 2005). A Figura 6 mostra o exemplo de um eixo mecânico.

Figura 6 - Exemplo de eixo mecânico



Fonte: Smith (2005)

2.2.2. MANCAIS

Os mancais são elementos mecânicos responsáveis por servir de apoio aos eixos e rolamentos em máquinas e equipamentos, permitindo o movimento de rotação e garantindo o suporte das cargas atuantes no sistema. De acordo com Martins (2018), esses componentes podem ser classificados em duas categorias principais: mancais de deslizamento e mancais de rolamento, conforme o tipo de contato entre as superfícies em movimento (MELCONIAN, 2019).

a) Mancais de rolamento

Os mancais de rolamento são elementos mecânicos constituídos por corpos rolantes, como esferas ou rolos, cuja função é reduzir o atrito entre o eixo e o suporte durante o movimento de rotação. Nesse tipo de mancal, quando o eixo gira, os corpos rolantes também se movimentam, permitindo que o contato entre as superfícies ocorra por rolamento, o que reduz significativamente as perdas por atrito (FRANCESCHI; ANTONELLO, 2014 apud MARTINS, 2018). A Figura 7 apresenta um exemplo de mancal de rolamento e um rolamento rígido de esferas.

Figura 7 - Mancal de rolamento (esquerda) e rolamento rígido de esferas (direita)



Fonte: Adaptado de Axial rolamentos (2020) e Aluga ferramentas

Os rolamentos de esferas são geralmente utilizados em aplicações que exigem maiores velocidades de rotação, enquanto os rolamentos de rolos apresentam maior capacidade de suporte de carga, sendo mais indicados para situações que envolvem esforços mais elevados e menores velocidades (FRANCESCHI; ANTONELLO, 2014 apud MARTINS, 2018).

Em comparação com os mancais de deslizamento, os mancais de rolamento apresentam menor atrito e menor torque no momento da partida, reduzindo a influência da inércia no sistema. Além disso, possuem lubrificação relativamente simples e baixo consumo de lubrificante, exigindo pouca manutenção ao longo da vida útil (MELCONIAN, 2012 apud MARTINS, 2018).

Outro aspecto relevante é o fato de os rolamentos serem componentes padronizados, com dimensões normalizadas e informações tabeladas fornecidas pelos fabricantes, incluindo capacidade de carga e estimativas de vida útil, o que facilita sua seleção em projetos mecânicos (MELCONIAN, 2012 apud MARTINS, 2018).

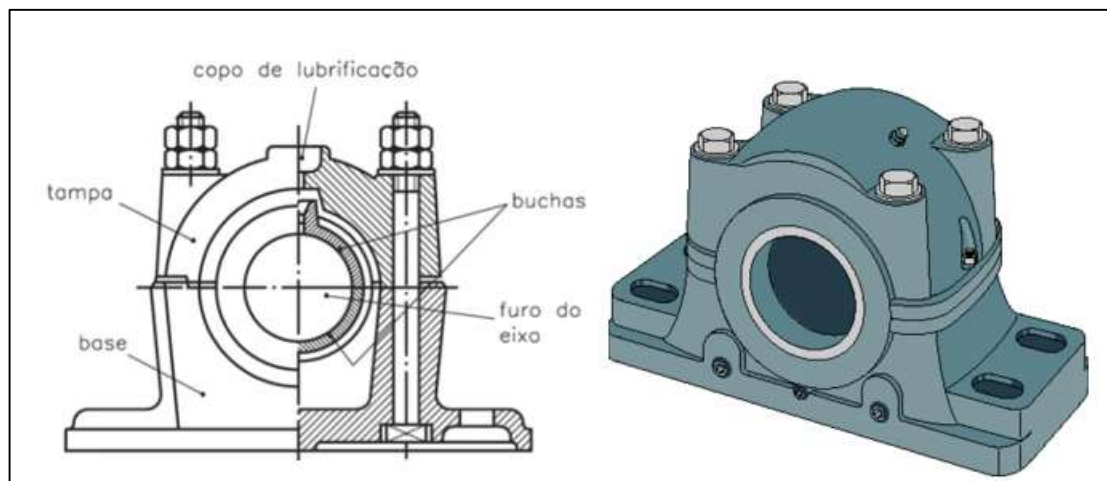
De modo geral, os rolamentos são compostos por anel interno, anel externo, corpos rolantes e gaiola, elemento responsável por manter o espaçamento entre os corpos rolantes. Entre os diversos tipos existentes, os rolamentos rígidos de esferas são amplamente utilizados devido à sua versatilidade e à grande variedade de aplicações que atendem (NSK, 2013 apud MARTINS, 2018).

b) Mancais de deslizamento

Os mancais de deslizamento desempenham a função de apoiar e sustentar eixos rotativos em máquinas e equipamentos, possibilitando seu movimento de rotação de forma controlada. Nesse tipo de mancal, o movimento ocorre por meio do deslizamento direto entre as superfícies do eixo e do mancal, o que resulta em níveis

mais elevados de atrito quando comparados aos mancais de rolamento (FRANCESCHI; ANTONELLO, 2014 apud MARTINS, 2018). A Figura 8 ilustra um exemplo de mancal de deslizamento utilizado para o apoio de eixos rotativos em sistemas mecânicos.

Figura 8 - Mancal de deslizamento



Fonte: Adaptado de Axial rolamentos (2020), e Rolamentos Dinamarca.

Devido a essa característica, é fundamental a escolha adequada dos materiais utilizados na fabricação do mancal e a utilização de sistemas de lubrificação eficientes. A presença de um filme lubrificante entre as superfícies em contato reduz o atrito, evita o contato direto entre os materiais e contribui para minimizar o desgaste e o aquecimento excessivo durante o funcionamento do sistema (TELECURSO 2000, 1996 apud MARTINS, 2018).

2.2.3. ACOPLAMENTOS

O acoplamento é um componente mecânico responsável por transmitir movimento rotacional e torque entre dois eixos, possibilitando a transferência de potência dentro do sistema. Dependendo do tipo construtivo, os acoplamentos também podem compensar pequenos desalinhamentos entre os eixos e contribuir para a suavização do funcionamento do sistema mecânico (LUCIANO, 2024).

Quanto à sua configuração e funcionamento, os acoplamentos podem ser agrupados em dois tipos básicos: rígidos e flexíveis. Os acoplamentos rígidos são indicados para situações em que existe alinhamento preciso entre os eixos, não permitindo movimentação relativa entre eles. Já os acoplamentos flexíveis, também denominados elásticos, possuem um elemento intermediário constituído por material deformável, como borracha ou poliuretano, possibilitando a compensação de

desalinhamentos axiais, radiais e angulares, além de contribuir para a atenuação de vibrações no sistema (LUCIANO, 2024).

A Figura 9 apresenta exemplos de acoplamentos elástico e rígido, responsáveis pela transmissão de torque entre eixos e pela compensação de pequenos desalinhamentos.

Figura 9 - Acoplamento flexível do tipo cruzeta (esquerda) e acoplamento rígido (direita)

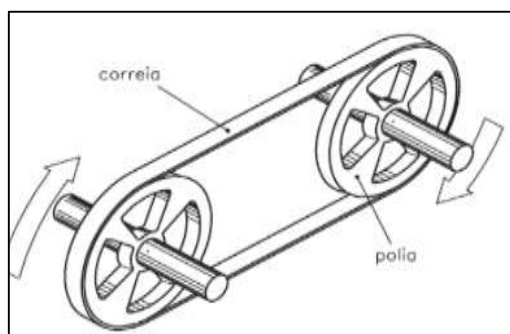


Fonte: Adaptado de Acoplast Brasil e Santec Online.

2.2.4. POLIAS

As polias são componentes mecânicos empregados em sistemas de transmissão por correias, sendo responsáveis pela transferência de movimento e potência entre eixos. O movimento das polias pode ser transmitido diretamente pelo eixo do motor ou pela ação da correia, possibilitando a transferência de potência e rotação entre eixos. Em sua configuração básica, são compostas por uma superfície de contato, denominada coroa ou face, responsável pela interação com a correia, conectada ao cubo por meio de discos ou braços estruturais. (TELECURSO 2000, 1996 apud MARTINS, 2018). A Figura 10 apresenta um exemplo de sistema de transmissão por polias e correias.

Figura 10 - Sistema de transmissão por polias e correia



Fonte: Sulforp (2020)

A classificação das polias está diretamente relacionada à geometria da superfície utilizada para o apoio e o contato com a correia. Assim, podem ser classificadas em polias planas ou trapezoidais ou em V. As polias trapezoidais recebem esse nome devido ao formato do canal onde a correia se encaixa, cuja geometria apresenta forma semelhante a um trapézio. Essas polias apresentam canais projetados de acordo com as dimensões e características dos perfis padronizados das correias empregadas no sistema de transmissão. (TELECURSO 2000, 1996 apud MARTINS, 2018).

Além das polias planas e trapezoidais, existem outras configurações utilizadas em sistemas de transmissão mecânica, como as polias dentadas, empregadas em transmissões sincronizadas com correias dentadas, nas quais o movimento é transmitido por engrenamento entre os dentes da correia e da polia, evitando o deslizamento entre os componentes (MELCONIAN, 2019). A Figura 11 apresenta alguns tipos de polias utilizadas em sistemas de transmissão por correias.

Figura 11 - Polias: plana (esquerda), trapezoidal (centro) e dentada (direita)



Fonte: Roller Chain, STech Produtos e Mercado Livre (2026)

No sistema de transmissão por correias, a polia responsável por fornecer movimento e potência ao sistema é denominada polia motora ou condutora, enquanto a polia que recebe o movimento transmitido pela correia é chamada de polia movida ou conduzida. As polias podem ser fabricadas a partir de diferentes materiais, como ferro fundido, ligas leves, aço ou materiais sintéticos, dependendo das condições de operação e da aplicação do sistema mecânico (LINO, 2013).

De modo geral, a seleção das polias em sistemas de transmissão por correia está relacionada a fatores como a potência transmitida, o diâmetro do eixo, a velocidade de rotação e o tipo de correia utilizado. Esses parâmetros influenciam

diretamente o dimensionamento das polias e o desempenho do sistema de transmissão (MELCONIAN, 2019).

2.2.5. CORREIAS

As correias são componentes mecânicos empregados em sistemas de transmissão para transferir movimento rotacional e potência entre eixos por meio da interação com polias. Esse tipo de transmissão é amplamente empregado quando se deseja transferir movimento entre eixos separados por uma determinada distância, situação em que o uso de engrenagens se torna inviável ou pouco econômico (LINO, 2013).

As transmissões por correias apresentam construção relativamente simples e oferecem diversas vantagens operacionais. Entre essas vantagens destacam-se o funcionamento silencioso, a capacidade de absorver choques e vibrações de forma elástica e o bom rendimento mecânico. De acordo com Niemann (1971, apud MARTINS, 2018), o rendimento dessas transmissões pode atingir valores entre 95% e 98%. Além disso, quando comparadas às transmissões por engrenagens cilíndricas, apresentam custo significativamente menor, o que contribui para sua ampla utilização em sistemas mecânicos (NIEMANN, 1971 apud MARTINS, 2018).

Existem diversos tipos de correias utilizadas em sistemas de transmissão, entre os quais se destacam as correias planas, redondas, dentadas e trapezoidais, também conhecidas como correias em V, que podem ser simples ou múltiplas. Entre esses tipos, as correias planas e trapezoidais são as mais utilizadas em aplicações industriais (LINO, 2013).

Figura 12 - Correias: plana (esquerda), trapezoidal (centro) e dentada (direita)



Fonte: Adaptado de Correias Americana, ABECOM e Nadel CNC (2026)

As correias planas possuem superfície lisa e trabalham sobre polias planas, transmitindo movimento principalmente por atrito entre as superfícies de contato. Já

as correias trapezoidais, também conhecidas como correias em V, trabalham em polias com canal trapezoidal, o que aumenta a capacidade de transmissão de potência devido ao efeito de cunha entre a correia e a polia. Dependendo da aplicação, essas correias podem apresentar superfície externa lisa ou ranhuras internas, que aumentam sua flexibilidade durante a operação (LINO, 2013).

Outro tipo de correia amplamente utilizado é a correia dentada, empregada em aplicações nas quais não se admite deslizamento entre os elementos da transmissão. Nesse tipo de sistema, o movimento é transmitido por meio do engrenamento entre os dentes da correia e da polia, sendo comum em mecanismos que exigem sincronismo preciso, como no acionamento do comando de válvulas de motores automotivos (LINO, 2013).

No dimensionamento de transmissões por correias, diversos fatores devem ser considerados, como a potência a ser transmitida, o tipo de máquina motora e da máquina acionada, as velocidades angulares das polias, a distância entre os eixos e o tipo de carregamento aplicado ao sistema, que pode variar entre cargas uniformes, choques moderados ou choques intensos. A partir desses parâmetros é possível selecionar adequadamente o tipo de correia, sua seção e o comprimento primitivo adequado para a aplicação (LINO, 2013).

2.2.6. ELEMENTOS DE FIXAÇÃO EM EIXOS

Em sistemas de transmissão mecânica, é comum a utilização de chavetas como elementos de fixação entre o eixo e o componente montado sobre ele.

As chavetas são elementos mecânicos utilizados para realizar a fixação entre eixos e componentes montados sobre eles, como polias, engrenagens, acoplamentos ou rodas. Sua principal função é transmitir torque entre o eixo e o elemento acoplado, impedindo o movimento relativo entre essas peças durante a operação do sistema mecânico (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

De modo geral, a chaveta é instalada em um rasgo usinado tanto no eixo quanto no cubo do componente que será fixado. Dessa forma, quando o eixo transmite torque, as forças são transferidas através da chaveta, permitindo que o componente acoplado gire solidariamente com o eixo (MELCONIAN, 2019).

Existem diferentes tipos de chavetas utilizadas em sistemas mecânicos, como chavetas paralelas, semicirculares e de cunha. Entre essas, a chaveta paralela é uma

das mais utilizadas em transmissões de potência, devido à sua simplicidade construtiva e facilidade de montagem e desmontagem (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Durante o funcionamento do sistema, as chavetas estão sujeitas principalmente a esforços de cisalhamento e compressão (esmagamento) entre as superfícies de contato com o eixo e o cubo. Por essa razão, no dimensionamento desses elementos devem ser verificados os critérios de resistência associados a esses tipos de carregamento (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

As dimensões das chavetas são padronizadas por normas técnicas, variando de acordo com o seu formato. Entre os diferentes tipos existentes, as chavetas planas estão entre as mais utilizadas, sendo especialmente apropriadas para transmissões de torque em um único sentido (MELCONIAN, 2012 apud MARTINS, 2018). A Figura 13 apresenta o desenho esquemático de chavetas padronizadas, bem como as respectivas normas e características associadas a esses elementos de fixação.

Figura 13 – Tipos de chavetas e características

Características:	
 Figura 16.1 - Chaveta plana DIN6885.	É mais comum, sendo indicada para torque de sentido único.
 Figura 16.2 - Chaveta inclinada DIN6886.	O cubo é montado à força. O torque transmissível é maior que nas chavetas planas.
 Figura 16.3 - Chaveta meia-lua DIN6888.	Ajusta-se automaticamente, tornando-se mais econômica. Utiliza-se esse tipo de chaveta em máquinas operatrizes, automóveis e em transmissões em geral com o torque médio.
 Figura 16.4 - Chaveta tangencial DIN271.	Admite aplicações de torque nos dois sentidos.
 Figura 16.5 - Chaveta inclinada com cabeça DIN6887.	

Fonte: Melconin (2019)

2.3. DIAGNÓSTICO DE FALHAS POR VIBRAÇÃO

Na diagnose de falhas em máquinas, é fundamental conhecer as frequências de vibração características de possíveis defeitos. A análise consiste em identificar quais dessas frequências coincidem com aquelas que apresentaram aumento de amplitude nos componentes do espectro de vibração (GONZÁLEZ, 2014).

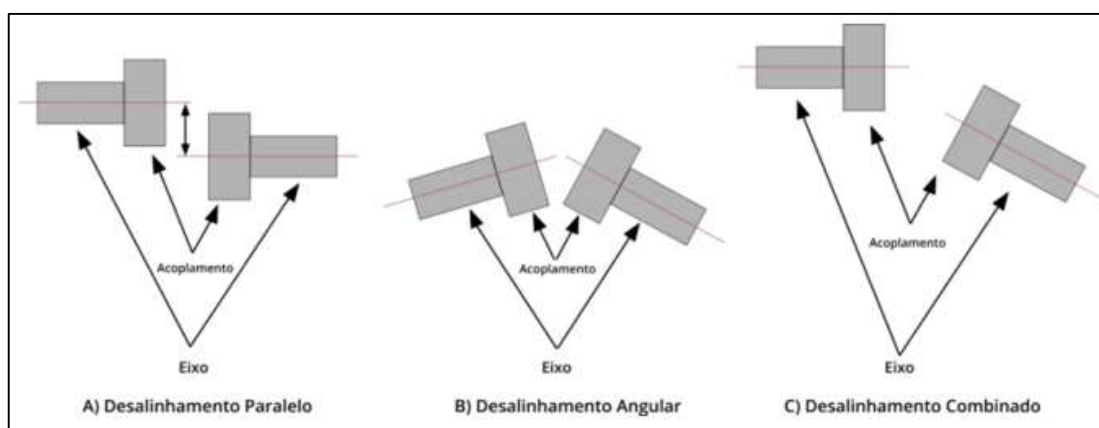
Dentre as diversas fontes de vibrações, destacam-se as mais comuns, que são frequentemente responsáveis pela maior parte das vibrações mecânicas indesejadas: falhas por desalinhamento, falhas por desbalanceamento, falhas por folgas mecânicas e falhas em mancais de rolamento (GALLI, 2017):

I. Falhas por desalinhamento:

O desalinhamento é caracterizado pela falta de coincidência entre os eixos de simetria de dois eixos que deveriam ser colineares. Essa condição é observada quando eixos, acoplamentos ou rolamentos apresentam desalinhamento em relação às suas respectivas linhas de centro geométricas. Os principais tipos de desalinhamento são: angular, paralelo ou uma combinação de ambos (MAIS, 2002 apud GALLI, 2017).

- a) O desalinhamento paralelo ocorre quando os eixos mantêm suas linhas de centro geométricas paralelas, porém apresentam deslocamento lateral entre si. Já o desalinhamento angular caracteriza-se pela formação de um ângulo entre os eixos acoplados, condição que pode gerar esforços de flexão durante a operação do sistema. Na prática, é comum a ocorrência simultânea de ambos os tipos de desalinhamento (MAIS, 2002 apud GALLI, 2017). A Figura 14 apresenta os três tipos de desalinhamentos.

Figura 14 - Desalinhamento paralelo (A), angular (B) e combinado(C)



Fonte: Cyrino (2021)

As causas mais comuns de desalinhamentos são: expansão térmica ignorada, instalação incorreta, alinhamento impreciso, fundação e base irregular (SKF Reliability Systems, 2000 apud GALLI, 2017).

O desalinhamento pode provocar diversos efeitos no funcionamento de sistemas rotativos, entre os quais se destacam o aumento das vibrações radiais e axiais, o afrouxamento dos parafusos de fixação da fundação, a ocorrência de trincas ou danos em mancais, o aumento das cargas aplicadas aos rolamentos e o aquecimento excessivo em acoplamentos. Esses efeitos podem comprometer o desempenho e a confiabilidade do sistema mecânico, reduzindo a vida útil dos componentes envolvidos (GALLI, 2017).

Na análise de vibrações, o diagnóstico de falhas por desalinhamento apresenta características específicas que variam conforme o tipo angular ou paralelo presente no equipamento. Trata-se de uma falha mecânica que gera vibrações em baixas frequências, geralmente próximas à frequência de rotação da máquina. Essas vibrações são identificadas nos espectros de velocidade obtidos por meio da análise espectral (SKF SERVICE, [200-?] apud GALLI, 2017, p.46).

- b) Os desalinhamentos angulares, quando analisados por meio da FFT do parâmetro velocidade, geram vibrações significativas na direção axial, com defasagem de 180° ao longo do acoplamento. Os maiores níveis de amplitude são normalmente observados na frequência fundamental de rotação (1X RPM) e no segundo harmônico (2X RPM), podendo ainda ocorrer a presença do terceiro harmônico (3X RPM), geralmente com amplitude inferior. Já os desalinhamentos paralelos produzem espectros semelhantes, porém com predominância das vibrações na direção radial (SKF SERVICE, [200-?] apud GALLI, 2017, p. 46).

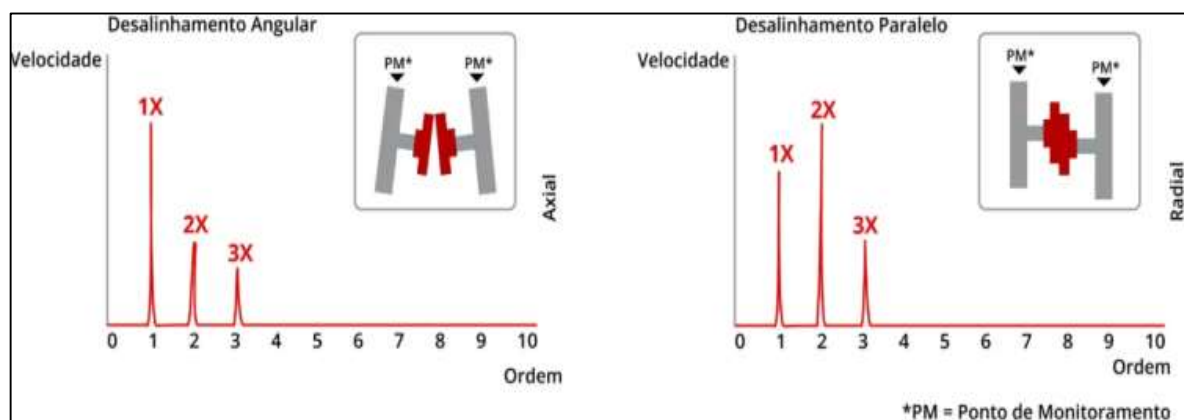
Os valores de amplitudes admissíveis de acordo com o espectro de frequência podem ser por:

- Medições de amplitude na frequência 2X RPM inferiores a 50% da amplitude observada em 1X RPM são geralmente consideradas aceitáveis. Esse padrão de vibração não indica, por si só, a presença de desalinhamento significativo, permitindo que o acoplamento opere com segurança por longos períodos, desde que não haja evolução nos níveis de vibração (GALLI, 2017);

- Quando a amplitude observada em 2X RPM estiver compreendida entre 50% e 150% da amplitude registrada em 1X RPM, existe uma forte indicação da ocorrência de problemas no acoplamento, frequentemente associados a desalinhamentos ou processos de desgaste em evolução. (GALLI, 2017);
- Se a amplitude de vibração na frequência 2X RPM exceder 150% da amplitude em 1X RPM, isso indica um desalinhamento severo, exigindo intervenção corretiva imediata para evitar danos ao equipamento (GALLI, 2017);
- Em situações de desalinhamento severo e composto envolvendo componentes angulares e paralelos, é comum a presença de amplitudes elevadas em harmônicos superiores, variando de 4X até 10X a frequência de rotação (RPM). Além disso, podem surgir diversos harmônicos simultaneamente, muitas vezes associados a características típicas de folgas mecânicas (MAIS, 2002 apud GALLI, 2017).

A Figura 15 expõe o gráfico da FFT com seus respectivos desalinhamentos.

Figura 15 – Espectro de frequência em forma gráfica - Falhas angulares e paralelas.



Fonte: Dynamox (2023)

II. Falhas por desbalanceamento:

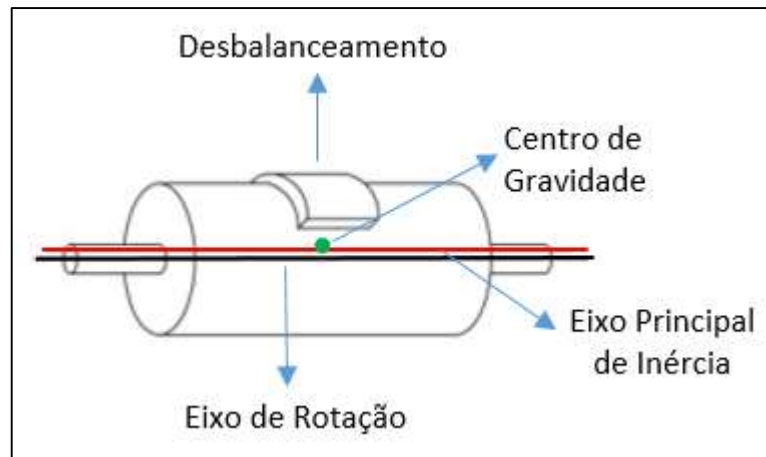
O desbalanceamento é uma condição associada à distribuição não uniforme de massa em um elemento rotativo. Como consequência, ocorre o deslocamento do centro de gravidade, fazendo com que o eixo principal de inércia deixe de coincidir com o eixo de rotação (SILVA, 2023 apud GALLI, 2017). Em essência, trata-se da condição em que o centro de massa está desalinhado em relação ao centro de rotação (SILVA, 2023 apud GALLI, 2017).

Os desbalanceamentos mais comuns são o estático, acoplado e dinâmico (GALLI, 2017).

- Deslocamento estático: “surge quando o eixo principal de inércia de um rotor encontra-se deslocado e paralelo em relação ao seu eixo de rotação” (GALLI, 2017).

A Figura 16 mostra o desbalanceamento estático.

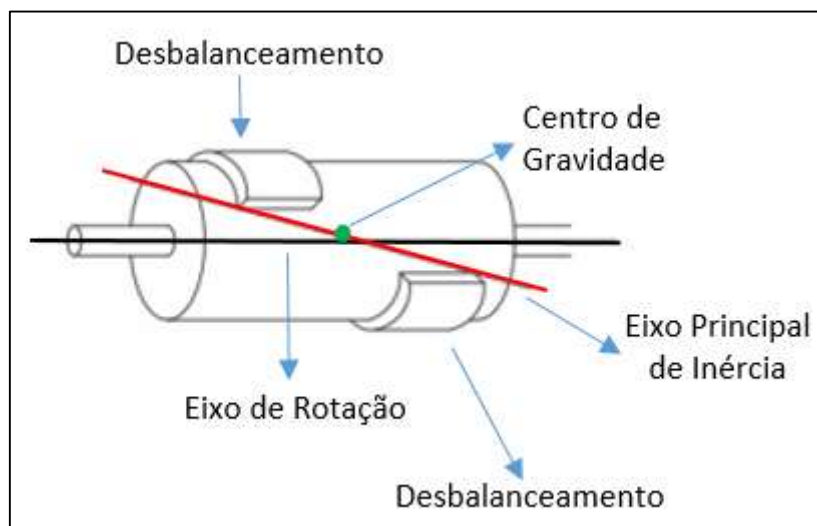
Figura 16 - Desbalanceamento estático



Fonte: Adaptado de Krey (2015)

- Deslocamento acoplado: Essa condição é observada quando o eixo principal de inércia do rotor intercepta o eixo de rotação na região correspondente ao centro de gravidade do sistema. Nessa situação, embora o centro de gravidade permaneça alinhado ao eixo de rotação, o eixo principal de inércia apresenta uma determinada inclinação em relação a ele (GALLI, 2017). Essa condição é causada pela distribuição simétrica de massas iguais nas extremidades e em lados opostos do rotor em relação à sua linha central (GALLI, 2017). A Figura 17 mostra o desbalanceamento acoplado.

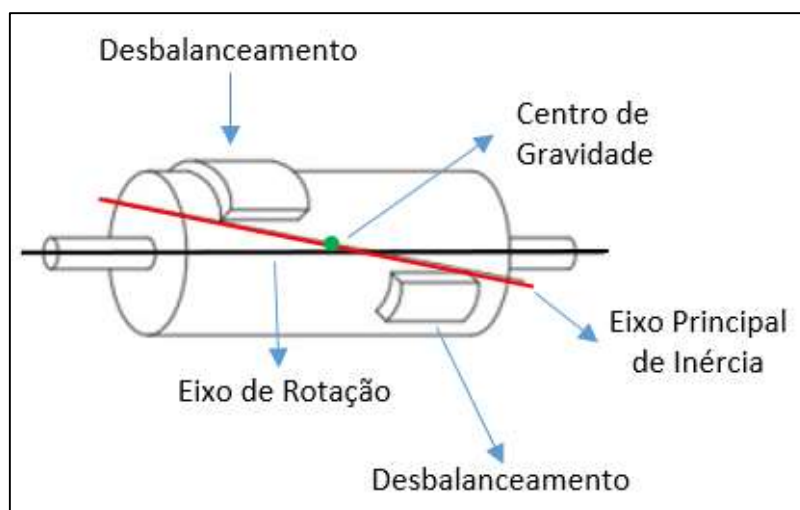
Figura 17 - Desbalanceamento acoplado



Fonte: Adaptado de Krey (2015)

Deslocamento dinâmico: ocorre quando o eixo principal de inércia do rotor não está alinhado com o eixo de rotação, resultando em forças dinâmicas que podem provocar vibrações durante o funcionamento do sistema (GALLI, 2017). Essa condição resulta da combinação das características associadas aos desbalanceamentos estático e acoplado (GALLI, 2017). Em geral, em máquinas de construção mais simples, predominam os desbalanceamentos estáticos. Por outro lado, em sistemas mais complexos com múltiplos acoplamentos ou diversas regiões suscetíveis à concentração de massa no rotor os desbalanceamentos acoplados tendem a ser mais frequentes (GALLI, 2017). A Figura 18 mostra o desbalanceamento dinâmico.

Figura 18 - Deslocamento dinâmico



Fonte: Adaptado de Krey (2015)

As causas mais comuns de desbalanceamentos são: não uniformidade dos materiais, desgaste desigual de peças das máquinas, desalinhamento de mancais entre outras causas (GALLI, 2017).

O desbalanceamento gera vibrações de natureza radial, elevando a carga dinâmica sobre mancais, rolamentos e fundações das máquinas (MAIS, 2022 apud GALLI, 2017). Como resultado, esses componentes são submetidos a esforços superiores aos previstos em projeto, o que acelera o desgaste, reduz sua vida útil e pode levar à falha por fadiga (MAIS, 2022 apud GALLI, 2017).

Desbalanceamentos geram vibrações de baixa frequência, geralmente próximas à frequência de rotação do equipamento. O desbalanceamento estático provoca vibrações significativas na direção radial, com componentes em fase ao longo do eixo e amplitudes elevadas na frequência de rotação da máquina (1X RPM) (SKF

SERVICE, [200-?] apud GALLI, 2017, p.53).. Já o desbalanceamento acoplado produz vibrações semelhantes, porém com componentes presentes tanto na direção radial quanto na axial, apresentando defasagem de 180° ao longo do eixo fadiga (SKF SERVICE, [200-?] apud GALLI, 2017, p.53).

III. Falhas por folgas mecânicas

Folgas mecânicas indesejadas, encaixes inadequados e a falta de rigidez entre os componentes de uma máquina podem resultar de falhas na fabricação, montagem deficiente, desgastes ao longo do tempo, deformações ou das forças atuantes durante a operação. Essa condição compromete a integridade estrutural do sistema e gera vibrações características, que podem ser identificadas por meio da análise de vibração mecânica (MAIS, 2002 apud GALLI, 2017, p.56).

Segundo Mais (2002 apud GALLI, 2017, p.56), as folgas e desgastes mecânicos podem ter diversas causas, sendo as mais comuns:

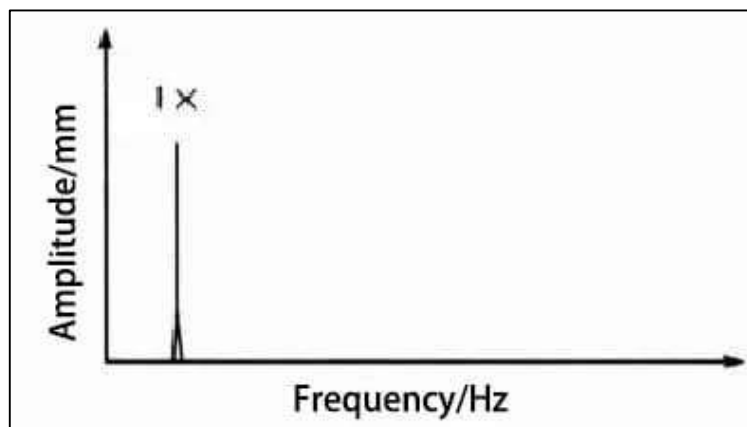
- Folgas originadas durante a montagem dos componentes da máquina; Ajustes inadequados entre peças, comprometendo o acoplamento;
- Desgastes mecânicos decorrentes de esforços excessivos ou de condições operacionais desfavoráveis, como desalinhamentos, desbalanceamentos e lubrificação deficiente;
- Falhas em rolamentos, seja pelo desgaste de seus elementos internos ou por folgas provenientes do mancal.
- Na análise de vibrações, as folgas mecânicas apresentam características específicas, variando conforme o tipo de espectro (A, B ou C). São consideradas falhas de baixa frequência pois, geralmente geram vibrações próximas à rotação da máquina.

As folgas podem se apresentar nas seguintes formas:

- Tipo A: caracteriza-se pela falta de rigidez devido a folgas estruturais, resultantes de fragilidades nos pés, na base ou na fundação da máquina. Pode ser causada também pela deterioração do apoio ao solo, afrouxamento dos parafusos de fixação da base ou deformações na estrutura da máquina, como no caso de pés soltos (SKF SERVICE, [200-?] apud GALLI, 2017, p.57).

As folgas do tipo A geram vibrações intensas na direção radial, com altas amplitudes próximas à frequência de rotação (1X RPM) soltos (SKF SERVICE, [200-?] apud GALLI, 2017, p.57), como pode ser observado na Figura 19.

Figura 19 - Espectro de folga tipo A

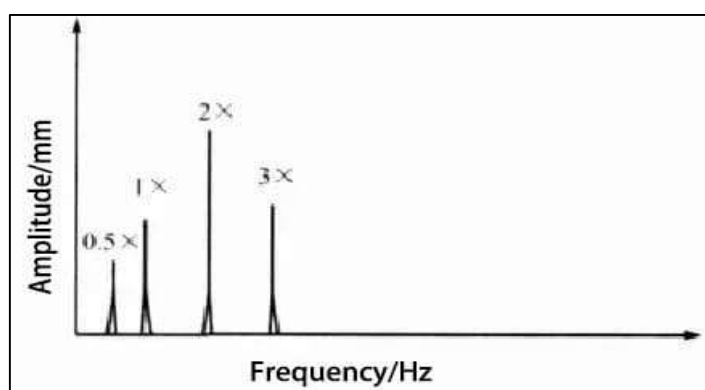


Fonte: Magalhães (2024)

- Tipo B: caracteriza-se por falhas na fixação da máquina, geralmente provocadas por parafusos soltos, folgas em chumbadores ou trincas no pé, mancal ou em uma das bases (SKF SERVICE, [200-?] apud GALLI, 2017, p.57). Essa condição é comumente conhecida como "pé manco" (SKF SERVICE, [200-?] apud GALLI, 2017, p.57).

As folgas do tipo B estão associadas ao surgimento de vibrações de elevada amplitude na direção radial, predominando na frequência de rotação (1X RPM). Além disso, é comum a ocorrência de componentes harmônicas em 2X RPM e 3X RPM, bem como de sub-harmônicos, como 0,5X RPM e 1,5X RPM. (SKF SERVICE, [200-?] apud GALLI, 2017, p.57). A maior amplitude geralmente ocorre no segundo harmônico (SKF SERVICE, [200-?] apud GALLI, 2017, p.57), como pode ser observado na Figura 20.

Figura 20 – Espectro de folga tipo B

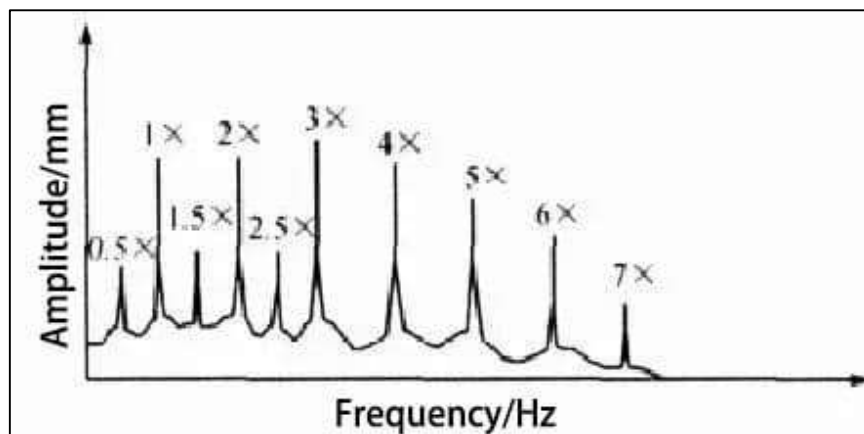


Fonte: Magalhães (2024)

- Tipo C: decorre de ajustes inadequados entre componentes frente às forças dinâmicas do rotor, resultando no truncamento da forma de onda no domínio do tempo. Essa condição é frequentemente observada em situações de folga entre o anel externo do rolamento e o alojamento do mancal, entre o anel interno e o eixo, bem como em casos de buchas ou rotores com fixação inadequada. (SKF SERVICE, [200-?] apud GALLI, 2017, p.57).

As folgas do tipo C são caracterizadas por vibrações intensas na direção radial, com altas amplitudes na frequência de rotação (1X RPM) e em múltiplos harmônicos, como 2X, 3X, 4X até 8X RPM (SKF SERVICE, [200-?] apud GALLI, 2017, p.58). Também podem gerar sub-harmônicos, como 0,5X, 1,5X e 2,5X RPM (SKF SERVICE, [200-?] apud GALLI, 2017, p.58). Normalmente, a maior amplitude ocorre em 2X RPM, com tendência de diminuição à medida que se elevam os harmônicos, ou seja, frequências mais altas apresentam amplitudes menores (SKF SERVICE, [200-?] apud GALLI, 2017, p.58). A Figura 21 apresenta a folga do tipo C.

Figura 21 - Espectro de folga tipo C



Fonte: Magalhães (2024)

IV. Falhas em rolamentos

As falhas em mancais de rolamento, na maioria das vezes, não se originam diretamente no próprio componente, mas são decorrentes de problemas em outros elementos da máquina ou de deficiências no sistema de lubrificação, fatores que contribuem para a degradação dos rolamentos (MAIS, 2002 apud GALLI, 2017). Por isso, ao identificar danos nos rolamentos, é fundamental investigar imediatamente possíveis causas secundárias, como desalinhamento ou desbalanceamento, que podem ter sido os fatores desencadeadores da falha (MAIS, 2002 apud GALLI, 2017).

De acordo com Mais (2002 apud GALLI, 2017), as falhas em rolamentos podem ser causadas por lubrificação inadequada ou contaminada, sobrecargas, montagem

ou operação incorreta, fadiga subsuperficial devido ao tempo de uso, passagem indevida de corrente elétrica, falso brinelamento por vibrações de máquinas próximas ou por transporte inadequado.

Na análise de vibração, a detecção precoce de falhas em rolamentos é feita por meio do envelope de aceleração, permitindo correções antecipadas e maior vida útil ou planejamento da substituição. Já os parâmetros de velocidade e aceleração identificam falhas em estágios avançados, geralmente com menos de 10% da vida útil remanescente (MAIS, 2002 apud GALLI, 2017).

Devido à sua natureza, as frequências associadas a defeitos em rolamentos costumam ocorrer em faixas significativamente mais altas e com amplitudes muito menores do que aquelas observadas em outras falhas mecânicas, como desbalanceamento ou folgas (MAIS, 2002 apud GALLI, 2017).

No estágio 1 de deterioração na Figura 22, o rolamento encontra-se em condições ideais, sendo possível observar no espectro apenas a frequência de rotação e, eventualmente, alguns de seus harmônicos (FERNÁNDEZ, [20--]).

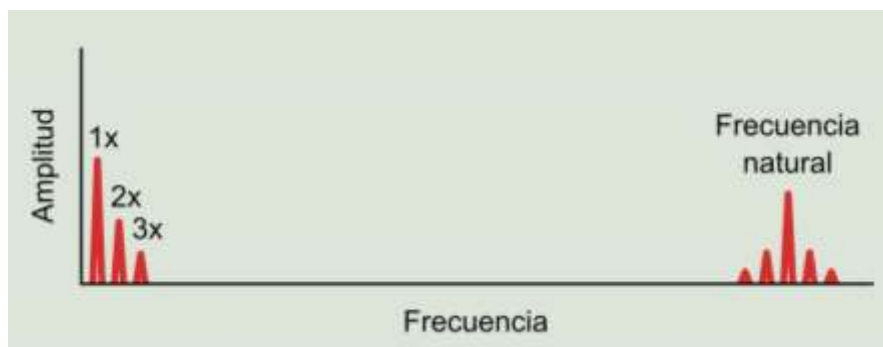
Figura 22 - Estágio 1 de deterioração do rolamento



Fonte: Fernández [20--]

No estágio 2 de deterioração Figura 23, surgem leituras de vibração em alta frequência, que representam os primeiros sinais do início da deterioração do rolamento. Essas vibrações resultam de impactos provocados por pequenos defeitos, os quais geralmente excitam as frequências naturais das pistas em faixas elevadas. As medições são realizadas no espectro de aceleração, geralmente entre 1 kHz e 20 kHz (FERNÁNDEZ, [20--]).

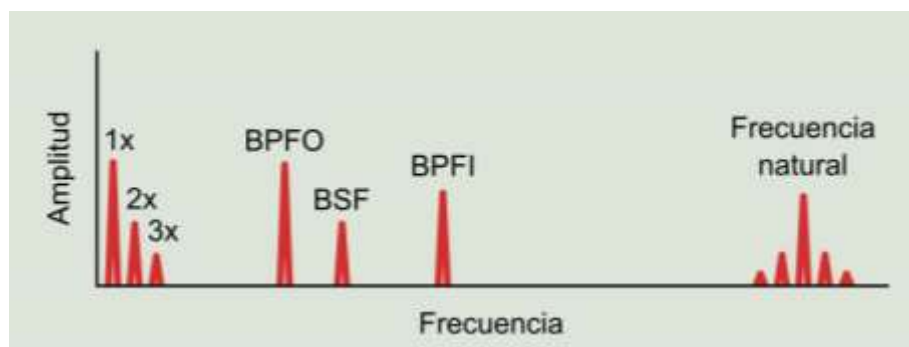
Figura 23 - Estágio 2 de deterioração do rolamento



Fonte: Fernández [20--]

No estágio 3, as frequências características do defeito e seus harmônicos tornam-se visíveis, com aumento progressivo de sua amplitude e das vibrações de alta frequência no espectro de aceleração. Conforme apresentado na Figura 24, a sigla BPFO está associada a defeitos no anel externo do rolamento, BPFI refere-se a falhas no anel interno e BSF corresponde a defeitos nos elementos rolantes. A identificação dessas frequências características possibilita a realização de diagnósticos mais precisos por meio da comparação com os sinais de vibração medidos. (FERNÁNDEZ, [20--]).

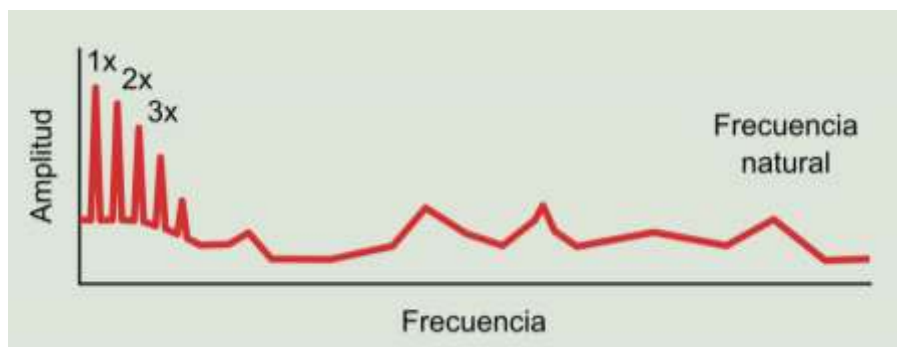
Figura 24 - Estágio 3 de deterioração do rolamento



Fonte: Fernández, [20--]

Esta fase representa o final da vida útil do rolamento na Figura 25, caracterizada por danos severos. Nessa condição, surgem sintomas semelhantes a folgas e atritos, acompanhados por um ruído de fundo perceptível nas medições de aceleração em alta frequência. Observa-se um aumento na amplitude da 1x RPM e de seus harmônicos, enquanto as frequências de falha anteriormente detectáveis tendem a ser mascaradas pelo ruído de fundo, reduzindo sua visibilidade ou até desaparecendo (FERNÁNDEZ, [20--]).

Figura 25 - Estágio 4 de deterioração do rolamento



Fonte: Fernández [20--]

2.4. CONCEITO DE FALHA EM COMPONENTES MECÂNICOS

No contexto do projeto mecânico, o conceito de falha não se limita apenas à ruptura de um componente, mas também inclui situações em que ocorrem deformações permanentes, alterações geométricas relevantes ou comprometimento da confiabilidade e da função estrutural. Dessa forma, considera-se falha qualquer condição que impeça um elemento mecânico de desempenhar adequadamente a função para a qual foi projetado (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Na prática, as falhas em componentes, equipamentos e estruturas podem resultar da combinação de diferentes mecanismos. Entretanto, de forma geral, esses fenômenos podem ser classificados em quatro categorias principais: distorção, fratura, corrosão e desgaste (BARBOSA, 2018).

A distorção está associada à deformação permanente do material quando as tensões atuantes ultrapassam o limite de escoamento. A fratura refere-se à separação do componente em duas ou mais partes, podendo ocorrer de forma dúctil, com significativa deformação plástica, ou de forma frágil, caracterizada por pequena ou nenhuma deformação plástica. Além disso, a fratura pode ocorrer por fadiga, fenômeno associado à atuação de cargas cíclicas repetitivas ao longo do tempo (MONTEIRO, 2004).

A corrosão consiste na degradação do material causada por reações químicas ou eletroquímicas com o meio ambiente, enquanto o desgaste está relacionado à perda progressiva de material devido ao contato e movimento relativo entre superfícies durante o funcionamento do sistema mecânico (MONTEIRO, 2004).

No caso específico de eixos de transmissão, é fundamental identificar regiões potencialmente críticas durante o processo de dimensionamento. De acordo com

Budynas e Nisbett (2016), essas regiões geralmente estão associadas a seções onde o momento fletor é elevado, onde ocorre transmissão de torque ou onde existem concentrações de tensão, como rasgos de chaveta, mudanças de diâmetro ou regiões próximas aos mancais.

Em eixos submetidos à transmissão de potência, é comum a ocorrência simultânea de tensões normais decorrentes da flexão e tensões de cisalhamento resultantes da torção. As tensões axiais, quando presentes, geralmente apresentam menor magnitude em comparação às tensões de flexão, especialmente em sistemas que não utilizam engrenagens helicoidais ou mancais de rolos cônicos (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Além das tensões atuantes, outro aspecto importante no projeto de eixos é a verificação da deflexão, também denominada flecha. Mesmo quando as tensões estão dentro dos limites admissíveis, deformações excessivas podem comprometer o funcionamento do sistema, afetando o alinhamento de componentes como mancais, polias e acoplamentos. Dessa forma, a análise da deflexão do eixo é frequentemente considerada como critério adicional no projeto de sistemas de transmissão mecânica (HIBBELER, 2010).

Para a determinação dos esforços atuantes no eixo, é possível utilizar o diagrama de corpo livre, no qual são representadas as forças transmitidas pela correia, as reações nos mancais e os carregamentos responsáveis pela geração do momento fletor e da torção. A partir dessa análise, torna-se possível identificar a seção crítica do eixo e determinar as tensões atuantes no componente, permitindo a verificação dos critérios de resistência necessários ao seu dimensionamento.

2.5. BANCADA DIDÁTICA PARA ESTUDO DE VIBRAÇÕES

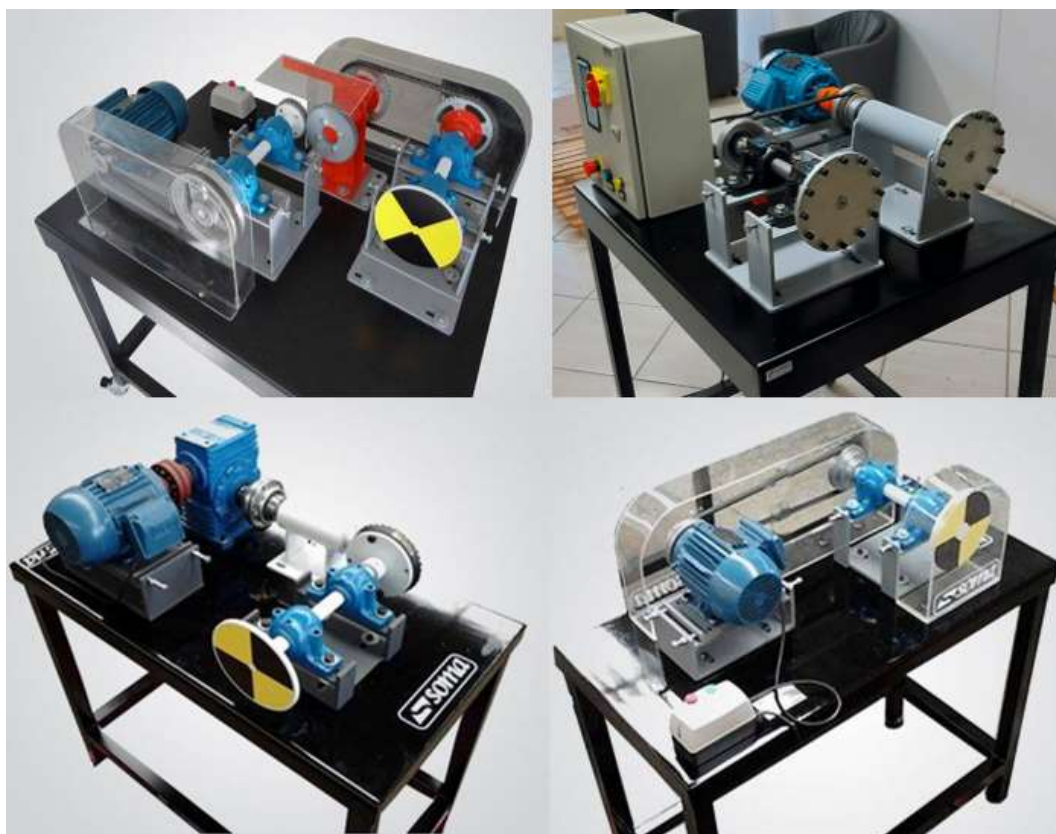
As bancadas didáticas destinadas ao estudo da análise de vibrações são ferramentas fundamentais no ensino e na pesquisa de manutenção preditiva, dinâmica de máquinas e diagnóstico de falhas. Elas simulam, de forma controlada, diferentes condições operacionais de componentes rotativos, permitindo aos alunos e pesquisadores observar, medir e interpretar fenômenos vibracionais reais.

Essas bancadas são, em geral, compostas por motores elétricos, inversor acoplamentos, eixos, mancais, rolamentos, polias, correias e outros componentes mecânicos. Muitas delas incorporam sistemas de análise de vibrações, incluindo

sensores como acelerômetros, dispositivos de controle de carga e módulos de aquisição de dados integrados a softwares de análise espectral. Esses recursos permitem simular e diagnosticar diversas falhas, como desbalanceamento, desalinhamento, folgas, defeitos em rolamentos e engrenagens, entre outras (LEITE, 2012).

Existem no mercado empresas que desenvolvem bancadas comerciais voltadas ao meio acadêmico e ao setor industrial. No entanto, muitos desses equipamentos possuem custo elevado e aplicação restrita (LEITE, 2012). Na Figura 26 apresenta algumas bancadas didáticas comerciais com diferentes finalidades para análise de vibrações.

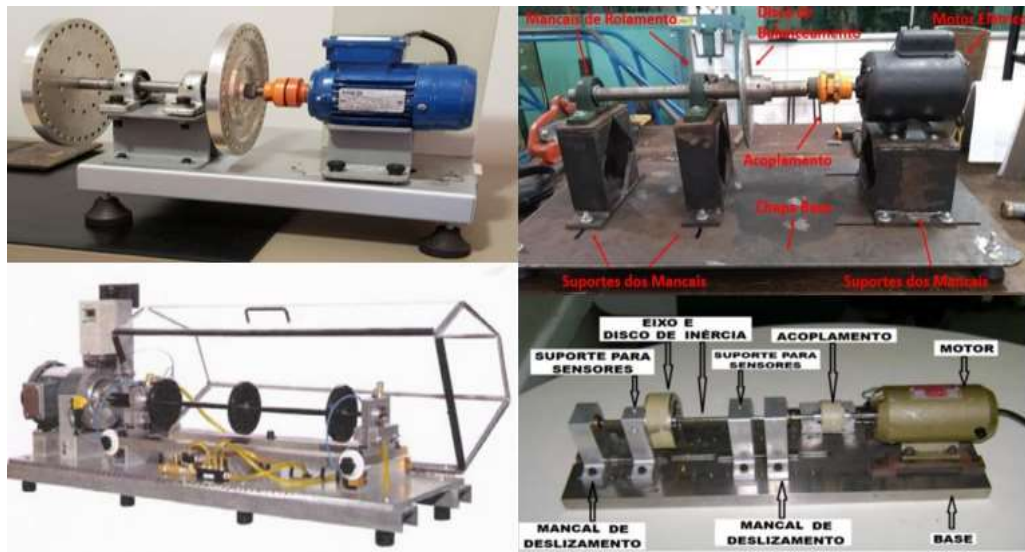
Figura 26 - Bancadas didáticas comerciais



Fonte: Adaptado de Soma (2022)

Já a Figura 27 Refere-se a bancadas projetadas por acadêmicos com a finalidade de reproduzir, de forma controlada, falhas e defeitos mecânicos provocados por vibrações.

Figura 27 - Bancadas didáticas projetadas por acadêmicos



Fonte: Adaptado de Junior et al (2018)

3. METODOLOGIA

Inicialmente, foi realizada uma pesquisa bibliográfica com o objetivo de reunir informações técnicas e científicas relacionadas à análise de vibrações em sistemas rotativos, ao desenvolvimento de bancadas didáticas aplicadas a esse contexto, aos métodos de transmissão de potência e aos critérios de dimensionamento de elementos de máquinas. Essa etapa teve como finalidade fornecer o embasamento teórico necessário para o desenvolvimento conceitual do projeto, bem como para a definição dos procedimentos de cálculo empregados no dimensionamento da bancada.

A metodologia do trabalho foi estruturada em três etapas principais, conforme descrito a seguir:

1. Modelagem tridimensional da bancada didática, realizada em software CAD para definição da configuração e posicionamento dos componentes;
2. Dimensionamento dos principais componentes mecânicos, considerando os esforços atuantes no sistema e os critérios de resistência dos materiais;
3. Avaliação e seleção de materiais e componentes comerciais, com base nas condições de operação e nas especificações técnicas disponíveis.

3.1. MODELAGEM TRIDIMENSIONAL DA BANCADA DIDÁTICA

A partir da revisão bibliográfica, foi realizada a idealização e a modelagem tridimensional da bancada didática por meio do software SolidEdge, versão estudante, permitindo a visualização espacial do conjunto e a análise preliminar da disposição dos componentes.

A bancada será composta por uma base metálica de geometria retangular, destinada à fixação e ao suporte de todos os componentes do sistema. O conjunto mecânico será formado por um motor elétrico, acoplado a um eixo principal, sustentado por mancais de rolamento. A transmissão de movimento e torque será realizada por meio de um sistema de polias e correia, responsável por acionar um segundo eixo, possibilitando a variação das condições operacionais do sistema para fins didáticos e de análise de vibração.

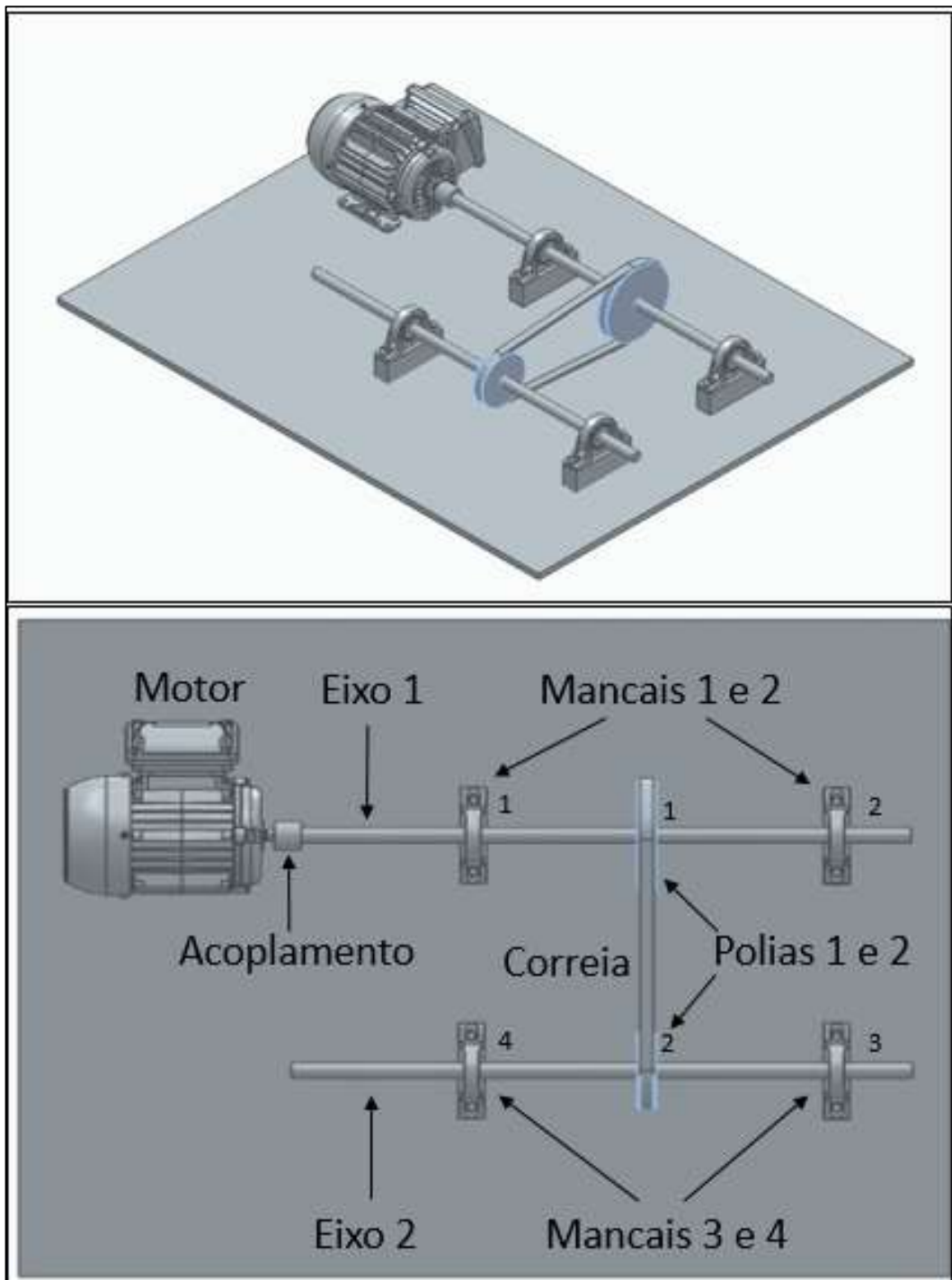
A bancada didática proposta é constituída pelos seguintes componentes principais:

- Motor elétrico: tem a função de transformar energia elétrica em energia mecânica, fornecendo o movimento rotacional necessário para o funcionamento do sistema;
- Acoplamento flexível: elemento utilizado na transmissão de torque entre o motor e o eixo, capaz de absorver pequenos desalinhamentos e reduzir vibrações durante a operação (LUCIANO, 2021);
- Eixos: componentes responsáveis por suportar elementos rotativos e transmitir torque e potência ao longo do sistema mecânico (SILVA, 2011);
- Mancais: elementos de apoio dos eixos, responsáveis por manter o alinhamento do sistema e reduzir o atrito durante a rotação (ABECOM, 2020);
- Polias: componentes cilíndricos acoplados aos eixos responsáveis pela transmissão de movimento por meio das correias (LINO, 2013);
- Correia: elemento utilizado para transmitir movimento e potência entre eixos afastados por meio do contato com as polias (LINO, 2013).

A configuração geral da bancada didática proposta foi desenvolvida no software SolidWorks, permitindo a visualização tridimensional do conjunto e a definição da disposição dos principais componentes mecânicos.

A Figura 28 apresenta o modelo tridimensional com vista isométrica e superior da bancada projetada (Apêndice A).

Figura 28 - Modelo tridimensional da bancada didática projetada



Fonte: Elaborado pela autora (2026)

Na Figura 28 é possível observar a disposição dos principais elementos que compõem o sistema, incluindo o motor elétrico, os eixos, os mancais de apoio, o acoplamento e o sistema de transmissão por polias e correia.

3.2.DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES MECÂNICOS

Esta etapa da metodologia descreve os procedimentos e critérios de cálculo adotados para o dimensionamento dos principais componentes mecânicos da bancada didática, com base na literatura técnica e em normas aplicáveis.

3.3.AVALIAÇÃO E SELEÇÃO DOS MATERIAIS E COMPONENTES COMERCIAIS

A avaliação e seleção dos materiais e componentes comerciais foram realizadas com base nos resultados obtidos na etapa de dimensionamento, considerando critérios como resistência mecânica, disponibilidade comercial, custo e compatibilidade com os requisitos do projeto. A seleção foi realizada por meio da análise das propriedades dos materiais e da consulta a catálogos técnicos de fabricantes. As especificações dos materiais e componentes adotados são apresentadas na Seção 4.15.

4. DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Este capítulo apresenta os cálculos de dimensionamento e a análise dos resultados obtidos para os principais componentes mecânicos da bancada didática de estudo de vibrações. O dimensionamento foi realizado com base nos parâmetros definidos na metodologia, considerando o motor elétrico como elemento de entrada do sistema e os esforços atuantes nos componentes da transmissão mecânica.

4.1. DIMENSIONAMENTO DO MOTOR ELÉTRICO

O sistema de transmissão da bancada tem como elemento motriz um motor elétrico da WEG, modelo W56 B3D, monofásico (127V/220V) para aplicação em betoneiras, compressores, furadeiras de coluna e outros usos gerais, cujas características nominais são potência de 1 cv (750 W) e rotação de 1720 rpm. Esses valores foram adotados como parâmetros iniciais para o dimensionamento dos eixos e dos elementos de transmissão.

4.2. PRÉ-DIMENSIONAMENTO DO EIXO

O pré-dimensionamento do eixo-árvore foi realizado com o objetivo de obter uma estimativa inicial do diâmetro necessário para suportar o torque transmitido pelo motor elétrico. Nessa etapa preliminar, o cálculo foi baseado principalmente no esforço de torção atuante no eixo, considerando a potência e a rotação nominal do motor. Posteriormente, no dimensionamento final, também foram considerados os esforços de flexão decorrentes das forças aplicadas pelas polias e pela transmissão por correia. Para a verificação da resistência mecânica do eixo foram adotados critérios de escoamento do material, bem como a aplicação de um fator de segurança compatível com as condições de operação da bancada didática.

4.2.1. CÁLCULO DA VELOCIDADE ANGULAR E TORQUE TRANSMITIDO

Com o intuito de garantir que os eixos apresentassem resistência adequada ao torque transmitido pelo sistema, realizou-se o dimensionamento da bancada a partir do motor.

A velocidade angular do motor foi determinada a partir da rotação nominal, conforme a Equação 1, apresentada por Budynas e Nisbett (2016):

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} \quad \text{Equação 1}$$

Onde:

ω - velocidade angular do motor (rad/s);

n - rotação (RPM);

Substituindo-se a rotação do motor, resultando em:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot (1.720)}{60} \rightarrow \omega = 180,12 \text{ rad/s}$$

O torque transmitido pelo motor ao eixo foi obtido a partir da relação entre potência e velocidade angular, conforme a Equação 2 de Budynas e Nisbett (2016).

$$P = T \cdot \omega \quad \text{Equação 2}$$

Onde:

P - potência do motor em Watts (W);

T_1 - torque transmitido no eixo ($N \cdot m$).

Substituindo-se os valores da potência e da velocidade angular, obtendo-se:

$$T = \frac{P}{\omega} \rightarrow T_1 = \frac{750}{180,12} \rightarrow T = 4,16 \text{ N} \cdot m$$

4.2.2. MATERIAL DO EIXO

Segundo Silva (2011), os eixos são, em geral, fabricados em ligas de aço, uma vez que os materiais metálicos apresentam propriedades mecânicas superiores quando comparados a outros materiais, sendo mais adequados para a fabricação de elementos de transmissão.

Os aços empregados na fabricação de eixos devem atender a elevados padrões de resistência mecânica, apresentar baixa sensibilidade à concentração de tensões e boa usinabilidade, características fundamentais para componentes submetidos a esforços combinados de flexão e torção (SILVA, 2011).

A relação dos aços-carbono e aços-liga mais utilizados em projetos de eixos-árvore encontra-se apresentada na Figura 29.

Figura 29 - Aços mais utilizados em projetos de eixos

Aço ABNT/SAE	Solicitação	Observações
1020	Baixa	Peças secundárias
1030	Baixa	Peças secundárias
1045	Média	Mais utilizado em eixos-árvore
4140	Média	Aço cromo – molibdênio
4320	Média	Aço níquel - cromo – molibdênio
4340	Alta	Aço níquel - cromo – molibdênio
8640	Alta	Aço níquel - cromo – molibdênio

Fonte: Lopes, (2005) apud Silva, (2011, p.15)

Dentre os materiais indicados, adotou-se para o eixo-árvore o aço ABNT 1045 trefilado a frio, em virtude de sua ampla aplicação em componentes mecânicos submetidos a esforços moderados, boa resistência mecânica e adequada relação custo-benefício. As propriedades mecânicas consideradas foram resistência última à tração ($S_u = 630$ MPa), e limite de escoamento ($S_y = 530$ MPa), conforme dados apresentados na Tabela A-20 do apêndice A de Budynas e Nisbett (2016, p.1.038).

4.2.3. FATOR DE SEGURANÇA

No contexto de projeto mecânico, é fundamental considerar um fator de segurança n , o qual representa uma margem destinada a compensar incertezas associadas às propriedades do material, às condições de carregamento e às variações operacionais. De modo geral, o fator de segurança pode ser expresso como a razão entre a resistência ao escoamento do material e a tensão efetivamente solicitante (JUVINALL; MARSHEK, 2008).

Valores recomendados de fator de segurança variam conforme o grau de conhecimento das propriedades do material, as condições ambientais e a natureza do carregamento. A Tabela 1 apresenta sugestões de intervalos de fatores de segurança baseados na resistência ao escoamento.

Tabela 1 - Fatores de Segurança

Item	<i>n</i>	Aplicações
1	1,25 a 1,5	para materiais excepcionalmente confiáveis a serem utilizados sob condições controladas e sujeitos a cargas e tensões que possam ser determinadas com alto grau de precisão - utilizados quase que invariavelmente onde o baixo peso é uma consideração particularmente importante.
2	1,5 a 2	para materiais bem conhecidos, sob condições ambientais razoavelmente constantes, sujeitos a cargas e tensões que podem ser determinadas facilmente.
3	2 a 2,5	para materiais cujas propriedades sejam conhecidas em termos de médias, operados em ambientes comuns e sujeitos a cargas e tensões que possam ser determinadas.
4	2,5 a 3	para materiais pouco testados ou materiais frágeis sujeitos a condições ambientais, cargas e tensões médias.
5	3 a 4	para materiais não testados utilizados sob condições médias de ambiente, de cargas e de tensões.
6	3 a 4	também podem ser utilizados para materiais cujas propriedades sejam bem conhecidas e que devam ser utilizados em ambientes incertos ou sujeitos a tensões incertas.
7	-	Cargas repetidas: os fatores estabelecidos nos itens 1 a 6 são aceitáveis, porém, devem ser aplicados ao limite de resistência à fadiga, em vez de à resistência ao escoamento do material.
8	-	Forças de impacto: os fatores fornecidos nos itens 3 a 6 são aceitáveis, porém um fator de impacto deve ser incluído no projeto.
9	-	Materiais frágeis: nos casos em que o limite de resistência é utilizado como valor máximo teórico, os fatores apresentados nos itens 1 a 6 devem ser aproximadamente dobrados.
10	-	Nos casos em que fatores mais altos possam parecer mais apropriados, uma análise mais detalhada do problema deve ser realizada antes da decisão sobre o valor desses fatores.

Fonte: Adaptado de Vidosic (1957) apud Juvinal e Marshek, (2008, p.142)

Considerando que o eixo-árvore será fabricado em aço carbono com propriedades mecânicas conhecidas, operando em ambiente laboratorial sob

carregamentos determináveis de torção e flexão, adotou-se o intervalo recomendado entre 2,0 e 2,5. Assim, definiu-se o fator de segurança igual a 2,0, conforme recomendações para materiais com propriedades conhecidas e submetidos a condições normais de operação.

4.2.4. PRÉ-DIMENSIONAMENTO

O eixo da bancada didática tem como principal função transmitir o torque proveniente do motor elétrico ao sistema de transmissão por correia. Dessa forma, o esforço predominante associado à sua função primária é a torção.

Em uma etapa inicial de projeto mecânico, é prática comum realizar um pré-dimensionamento considerando apenas o esforço torsional. Essa abordagem permite determinar um diâmetro mínimo teórico capaz de resistir ao torque transmitido, servindo como referência para as etapas posteriores de verificação estrutural.

Para materiais dúcteis submetidos à torção, como o aço adotado neste projeto, a tensão de cisalhamento pode ser avaliada com base na Teoria da Máxima Tensão de Cisalhamento (MSS), também conhecida como critério de Tresca, segundo a qual o escoamento tem início quando a tensão de cisalhamento máxima atinge metade da tensão de escoamento do material. O fator de segurança é incorporado à expressão 3 de dimensionamento conforme apresentado por Budynas e Nisbett (2016, p. 232).

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{S_y}{2n} \quad \text{Equação 3}$$

Onde:

$\tau_{m\acute{a}x}$ = máxima tensão de cisalhamento (MPa);

S_y = limite de escoamento do material (MPa);

n = fator de segurança.

Substituindo-se os valores:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{530.10^6}{2.(2)} \rightarrow \tau_{m\acute{a}x} = 132,5 \text{ MPa}$$

Com a tensão de cisalhamento determinada, aplica-se a equação da tensão máxima de cisalhamento para eixos circulares maciços submetidos à torsão, Equação 4 de Budynas e Nisbett (2016, p.242).

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16T}{\pi d_e^3} \quad \text{Equação 4}$$

Onde:

$\tau_{m\acute{a}x}$ = máxima tensão de cisalhamento (MPa);

T = torque transmitido (N·m);

d_e = diâmetro mínimo do eixo (mm).

Convertendo o torque para N·mm, obtém-se $T = 4,16 \times 10^3$ N·mm. Logo o valor do diâmetro será:

$$132,5 = \frac{16 \cdot (4,16 \cdot 10^3)}{\pi d^3} \rightarrow d_e = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot (4,16 \cdot 10^3)}{132,5 \cdot (\pi)}} = 5,43 \text{ mm}$$

O diâmetro mínimo teórico obtido por meio do pré-dimensionamento, considerando exclusivamente o esforço de torção decorrente do torque transmitido pelo motor, resultou em aproximadamente 5,43 mm. Esse valor representa uma condição idealizada, na qual o eixo estaria submetido apenas ao carregamento torsional.

Entretanto, na configuração real da bancada, o eixo também está sujeito a esforços de flexão provenientes das forças radiais exercidas pela correia sobre a polia, bem como das reações nos mancais de apoio. Dessa forma, o estado de tensões atuante é combinado (flexão e torção), exigindo uma seção resistente superior à obtida no cálculo preliminar para garantir segurança estrutural e rigidez adequada ao sistema.

Considerando ainda que o eixo do motor possui diâmetro de 15,88 mm (5/8”), esse valor foi adotado como referência inicial para o dimensionamento, assegurando compatibilidade com o acoplamento e coerência construtiva.

O dimensionamento definitivo será, portanto, realizado por meio da análise combinada de flexão e torção, a partir da construção dos diagramas de momento fletor e torque, aplicando-se critério de resistência apropriado e fator de segurança compatível com a aplicação. Ressalta-se que o diâmetro final adotado não poderá ser inferior ao diâmetro do eixo do motor, além de manter compatibilidade com os diâmetros internos padronizados dos mancais comerciais selecionados.

4.3. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR CORREIAS

Para transmitir o movimento do motor elétrico ao eixo acionado da bancada didática, adotou-se um sistema de transmissão por polias e correia em V. A partir dessa configuração, foram realizados os cálculos necessários para determinar a

relação de transmissão, as forças atuantes na correia e os esforços transmitidos aos eixos.

4.3.1. POLIA

Para a transmissão de potência entre o motor elétrico e o segundo eixo da bancada, foram utilizadas duas polias para correia em V, devido à sua boa capacidade de transmissão de potência, simplicidade construtiva e ampla disponibilidade comercial. A polia motora é fixada ao eixo do motor, enquanto a polia movida é instalada no segundo eixo da bancada.

A determinação do diâmetro mínimo da polia motora foi realizada com base na potência do motor (1 HP ou 1 cv) e na rotação nominal de 1720 RPM. De acordo com recomendações do fabricante Goodyear do Brasil (1994), o diâmetro externo mínimo recomendado para polias compatíveis com essa faixa de operação, são encontrados na Figura 30.

Figura 30 - Diâmetro externos mínimo recomendado para polia

POTÊNCIA DO MOTOR		RPM DO MOTOR											
		600/575		720/695		900/870		1200/1160		1800/1750		3600/3450	
HP	kW	pol.	mm	pol.	mm	pol.	mm	pol.	mm	pol.	mm	pol.	mm
0,50	0,38	2,50	64	2,50	64	2,50	64						
0,75	0,56	3,00	76	2,50	64	2,50	64	2,50	64				
1,00	0,75	3,00	76	3,00	76	2,50	64	2,50	64	2,25	57		
1,50	1,13	3,00	76	3,00	76	3,00	76	2,50	64	2,50	64	2,25	57
2,00	1,50	3,75	95	3,00	76	3,00	76	2,50	64	2,50	64	2,50	64
3,00	2,25	4,50	114	3,75	95	3,00	76	3,00	76	2,50	64	2,50	64
5,00	3,75	4,50	114	4,50	114	3,75	95	3,00	76	3,00	76	2,50	64
7,50	5,63	5,25	133	4,50	114	4,50	114	3,75	95	3,00	76	3,00	76
10,00	7,50	6,00	152	5,25	133	4,50	114	4,50	114	3,75	95	3,00	76
15,00	11,25	6,75	171	6,00	152	5,25	133	4,50	114	4,50	114	3,75	95
20,00	15,00	8,25	210	6,75	171	6,00	152	5,25	133	4,50	114	4,50	114
25,00	18,75	9,00	229	8,25	210	6,75	171	6,00	152	4,50	114	4,50	114
30,00	22,50	10,00	254	9,00	229	6,75	171	6,75	171	5,25	133		
40,00	30,00	10,00	254	10,00	254	8,25	210	6,75	171	6,00	152		
50,00	37,50	11,00	279	10,00	254	9,00	229	8,25	210	6,57	171		
60,00	45,00	12,00	305	11,00	279	10,00	254	9,00	229	7,50	191		
75,00	56,25	14,00	356	13,00	330	10,00	254	10,00	254	9,00	229		
100,00	75,00	18,00	457	15,00	381	13,00	330	13,00	330	10,00	254		
125,00	93,75	20,00	508	18,00	457	15,00	381	13,00	330	11,00	279		
150,00	112,50	22,00	559	20,00	508	18,00	457	13,00	330				
200,00	150,00	22,00	559	22,00	559	22,00	559						
250,00	187,50	22,00	559	22,00	559								
300,00	225,00	27,00	686	27,00	686								

Fonte: Goodyear do Brasil, 1994

Para o motor de 1 cv com rotação nominal de $n_{motora} = 1.720$ RPM, o diâmetro mínimo recomendado para a polia motora é $d = 57$ mm (2,25"), conforme indicado pela fabricante Goodyear do Brasil (1994).

A rotação desejada para o segundo eixo foi definida como $n_{movida} = 2.500$ RPM. A relação de transmissão é dada Equação 5 pela de Melconian (2019), que indica quanto a rotação será elevada ao passar de uma polia para a outra por meio da correia.

$$i = \frac{n_{motora}}{n_{movida}} = \frac{d}{D} \quad \text{Equação 5}$$

Onde:

i - relação de transmissão;

n_{motora} - rotação da polia motora;

n_{movida} - rotação da polia movida;

d - diâmetro da polia movida (mm);

D - diâmetro da polia motora (mm).

Substituindo-se os valores:

$$\frac{n_{motora}}{n_{movida}} = \frac{d}{D} \rightarrow \frac{1720}{2500} = \frac{d}{57}$$

$$d = 39,22 \text{ mm} \rightarrow d = 40 \text{ mm}$$

Embora o cálculo teórico da relação de transmissão indicasse a possibilidade de utilização de uma polia motora de 57 mm e uma polia movida com diâmetro aproximado de 40 mm, optou-se por não adotar tais dimensões mínimas. Além de resultarem em uma rotação do eixo movido de aproximadamente 2.290 RPM, inferior à rotação de projeto, diâmetros muito reduzidos podem comprometer o desempenho do sistema, pois aumentam a curvatura imposta à correia, elevando as tensões internas e favorecendo o desgaste prematuro do elemento de transmissão (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Dessa forma, buscando atender à rotação de projeto de aproximadamente 2.500 RPM e evitar a utilização de polias com diâmetros muito pequenos ou fora das dimensões comerciais usuais, adotaram-se polias comerciais com diâmetros de 110 mm para a polia motora e 75 mm para a polia movida. Com essa configuração, obtém-se uma rotação de aproximadamente 2.523 RPM no eixo movido, valor compatível com o requisito estabelecido para o sistema.

4.3.2. TRANSMISSÃO POR CORREIA

Como as polias selecionadas para o sistema são do tipo trapezoidal, adotou-se correia em V. O dimensionamento da correia foi realizado com base na potência do motor e no fator de serviço, resultando na potência de projeto, conforme apresentado por Melconian (2019, p. 50).

O fator de serviço é um coeficiente utilizado para ajustar a potência nominal do motor às condições reais de operação. Considerando que a bancada didática

apresenta funcionamento intermitente, sem cargas adicionais e com tempo de operação inferior a seis horas diárias, adotou-se fator de serviço igual a 1,0, caracterizando serviço intermitente (SPROCKET, [20--?]).

A Figura 31 apresenta os valores recomendados de fator de serviço em função do tipo de máquina e do regime de operação.

Figura 31 - Fator de Serviço

O FATOR DE SERVIÇO CORRETO É DETERMINADO POR: 1. O grau e a frequência dos picos de carga. 2. O número de horas de operação por ano, dividido em uma média de horas por dia de serviço contínuo. 3. A categoria de serviço apropriada (intermitente, normal ou contínuo). Seleccione aquele que mais se aproxima das condições de sua aplicação.	SERVIÇO INTERMITENTE — DE 1.0 A 1.5 a. Trabalho leve - não mais do que 6 horas por dia. b. Não deve exceder a carga média. SERVIÇO NORMAL — DE 1.1 A 1.6 a. Atendimento diário de 6 a 16 horas por dia. b. Onde as cargas iniciais ou de pico não excedem 200% da carga total. SERVIÇO CONTÍNUO — DE 1.2 A 1.8 a. Serviço contínuo de 16 a 24 horas. b. Onde a carga inicial ou de pico é 200% maior do que a carga total ou onde a carga inicial ou de pico e sobrecargas ocorrem com frequência.						
FATORES DE SERVIÇOS TÍPICOS							
TIPOS DE MÁQUINAS DE TRANSMISSÃO		TIPOS DE UNIDADES MOTRIZES					
Os tipos de máquinas movidas listados aqui são apenas uma amostra representativa. Seleccione o equipamento mais próximo de sua aplicação. SE FOR USADA RODA LOUCA, ADICIONE O SEGUINTE FATOR DE SERVIÇO: Roda Louca no lado solto (dentro) Nenhum Roda Louca no lado solto (fora) 0.1 Roda Louca no lado apertado (dentro) 0.1 Roda Louca no lado apertado (fora) 0.2		MOTORES ELÉTRICOS: AC Torque Normal Wing e Sincrónico AC Fase Dividida DC Devanado em Derivação Motores de Combustão Interna			MOTORES ELÉTRICOS: AC Alto Torque AC Hi-Fase Dividida AC Repulsão-Indução AC Monofásico Devanado em Série AC Anel de Deslizamento DC Devanado Composto		
		SERVIÇO INTERMITENTE	SERVIÇO NORMAL	SERVIÇO CONTÍNUO	SERVIÇO INTERMITENTE	SERVIÇO NORMAL	SERVIÇO CONTÍNUO
Agitadores para Líquidos Sopradores e aspiradores Bombas Centrífugas e Compressores Ventiladores de até 10 HP Transportadores de Trabalho Leve		1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Transportadores de correia para Areia, Grãos, etc. Amassador Ventiladores com mais de 10 HP Geradores Eixos de Linha Máquinas de Lavanderia Máquinas-Ferramentas Brocas, Pressas, Cortadores Máquinas de Impressão Bombas Giratórias de Deslocamento Positivo Peneiras Giratórias e Vibratórias		1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4

Fonte: Sprocket, [20--?]

O motor elétrico selecionado, fabricado pela WEG, é indicado para aplicações gerais, como betoneiras e outros equipamentos de serviço contínuo ou variável. No presente projeto, entretanto, o motor será empregado em uma bancada didática com finalidade exclusivamente acadêmica.

Considerando que a bancada não estará submetida a cargas adicionais significativas, impactos ou variações bruscas de torque, e que seu tempo de operação não deverá exceder aproximadamente seis horas diárias durante o período de aulas, caracteriza-se um regime de funcionamento leve e intermitente.

Dessa forma, adotou-se fator de serviço igual a 1, correspondente à condição de serviço intermitente, valor considerado adequado às condições reais de utilização do sistema, evitando o superdimensionamento desnecessário dos componentes da transmissão.

A potência de projeto é determinada pela Equação 6, apresentada por Melconian (2019):

$$P_p = P_m \cdot f_s \quad \text{Equação 6}$$

Onde:

P_p - potência de projeto (cv);

P_m - potência do motor (cv);

f_s - fator de serviço.

Substituindo-se os valores:

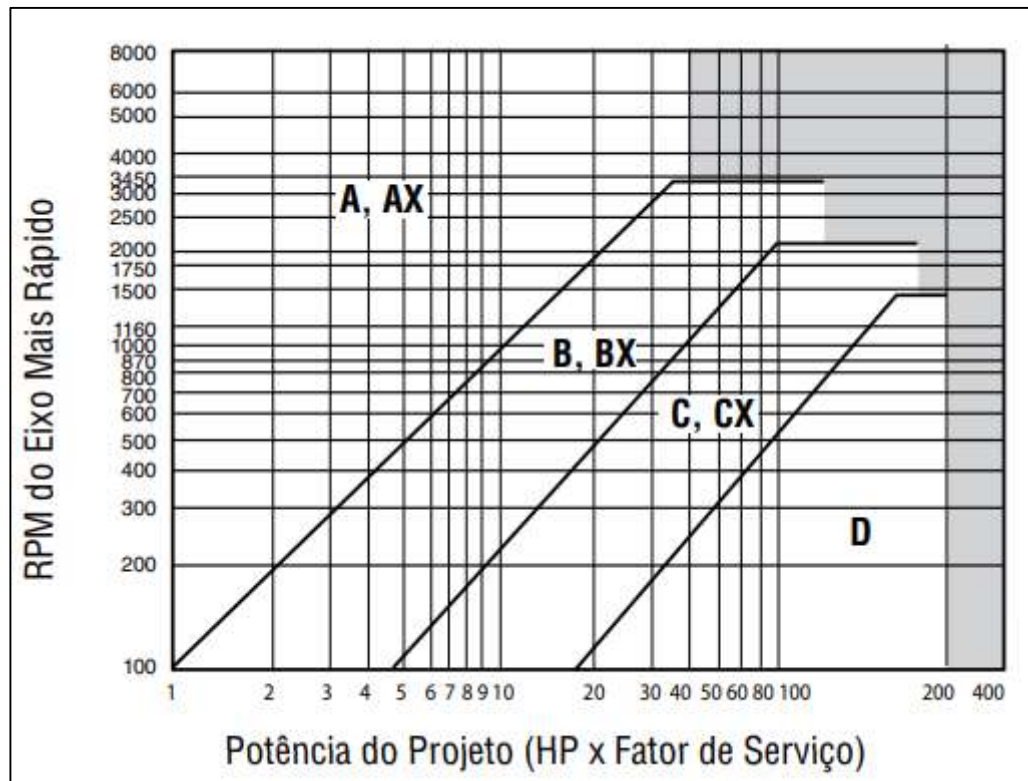
$$P_p = 1.1 \rightarrow P_p = 1 \text{ cv}$$

O ponto determinado na Figura 32, a partir da potência de projeto e da rotação do motor, permite identificar o perfil adequado da correia, que pode ser classificado como A, B, C ou D, conforme o gráfico de seleção. Cada perfil corresponde a uma faixa específica de capacidade de transmissão de potência, definida pela combinação entre potência transmitida e velocidade de operação.

As correias de perfil A apresentam menor seção transversal e são indicadas para aplicações de menor potência. À medida que a potência requerida pelo sistema aumenta, torna-se necessária a utilização de correias com maior seção e capacidade de transmissão, conduzindo à seleção de perfis superiores, como B, C ou D (SCHRAN, 2019).

Dessa forma, o perfil da correia não é determinado por uma variável isolada, mas pela interação entre potência e rotação, conforme estabelecido no gráfico de referência.

Figura 32 - Seleção do perfil da correia



Fonte: Sprocket, [20--?]

Com potência de projeto de 1 cv e rotação do motor de 1.720 RPM, o gráfico de seleção (Figura 32) indica a utilização de correia perfil A.

4.3.3. DISTÂNCIA ENTRE CENTROS

De acordo com Mott (2015), o comprimento da correia deve considerar os limites admissíveis para a distância entre centros das polias, conforme a Equação 7.

$$d < C < 3(D + d) \quad \text{Equação 7}$$

Onde:

D - diâmetro da polia motora (mm);

d - diâmetro da polia movida (mm);

C - distância mínima entre centros (mm).

Substituindo-se os valores adotados ($D = 110$ mm e $d = 75$ mm):

$$75 < C < 3(110 + 75)$$

$$75 < C < 555 \text{ mm}$$

Observa-se que a distância entre centros pode variar entre 75 mm e 555 mm.

Segundo Melconian (2019), a distância mínima recomendada entre centros pode ser estimada pela Equação 8:

$$C = \frac{3d + D}{2}$$

Equação 8

Onde:

D - diâmetro da polia motora (mm);

d - diâmetro da polia movida (mm);

C - distância mínima entre centros (mm).

Substituindo-se os valores:

$$C = \frac{3 \cdot (75) + 110}{2}$$

$$C = 167,50 \text{ mm}$$

Assim, a distância mínima entre centros calculada foi de aproximadamente 167,50 mm. Entretanto, esse valor não foi adotado no projeto, pois resultaria em dificuldades com os ajustes, montagem e a visualização didática do funcionamento do sistema.

Dessa forma, adotou-se uma distância entre centros de 220 mm (22 cm), valor considerado mais adequado para a configuração da bancada. Considerando os raios das polias de 5,50 cm e 3,75 cm, obteve-se um vão livre aproximado de 12,75 cm entre as extremidades das polias, garantindo espaço suficiente para montagem, inspeção e análise do comportamento dinâmico da correia.

4.3.4. DIMENSIONAMENTO DA CORREIA

O comprimento aproximado da correia é determinado pela Equação 9, conforme Melconian (2019).

$$L = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C}$$

Equação 9

Onde:

L - comprimento aproximado da correia (mm);

C - distância mínima entre centros (mm);

D - diâmetro da polia motora (mm);

d - diâmetro da polia movida (mm).

Substituindo-se os valores:

$$L = 2(220) + 1,57(110 + 75) + \frac{(110 - 75)^2}{4 \cdot (220)}$$

$$L = 731,84 \text{ mm}$$

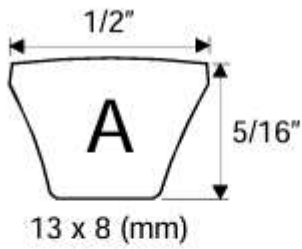
Portanto, o comprimento mínimo calculado para a correia é aproximadamente 732 mm, devendo-se selecionar o comprimento comercial superior disponível no mercado.

Para a realização do dimensionamento da transmissão por correia, foi necessário selecionar um modelo comercial de correia, considerando o perfil da polia adotada e as dimensões disponíveis em catálogo de fabricantes. Como as polias selecionadas possuem canal compatível com correias do perfil A e diâmetro mínimo de aproximadamente 75 mm, buscou-se um fabricante que disponibilizasse correias com essas características.

Para essa finalidade, foi consultado o catálogo do fabricante Gates, apresentado na Figura 33, sendo selecionada a correia Hi-Power II, de perfil A. Esse tipo de correia possui dimensões nominais de largura superior de 1/2" (13 mm), altura aproximada de 5/16" (8 mm) e ângulo do perfil em torno de 37°, características compatíveis com as polias adotadas no sistema.

O modelo selecionado foi o A-27, correspondente ao comprimento nominal de 735 mm (29"), valor muito próximo ao comprimento teórico de 732 mm obtido no dimensionamento da transmissão.

Figura 33 – Correias Hi Power II



Perfil A			Perfil A		
Ref. da Correia	Circunferência Externa (pol) (mm)		Ref. da Correia	Circunferência Externa (pol) (mm)	
A24	26	660	A74	76	1930
A25	27	685	A75	77	1955
A26	28	710	A76	78	1980
A27	29	735	A77	79	2005

Fonte: Gates (2022)

Após a determinação do comprimento teórico da correia, torna-se necessário recalcular a distância entre centros das polias, uma vez que as correias são fabricadas

apenas em comprimentos comerciais padronizados. Dessa forma, o valor inicialmente obtido serve apenas como referência para a seleção do comprimento comercial mais próximo disponível nos catálogos dos fabricantes.

Após a escolha da correia comercial, procede-se ao recálculo da distância entre centros, de modo a adequar a geometria da transmissão ao comprimento adotado. Esse procedimento permite garantir o correto tensionamento da correia, evitando esforços excessivos nos elementos do sistema e assegurando o funcionamento adequado da transmissão.

Assim, o comprimento de ajuste da correia é determinado pela Equação 10 conforme apresentado por Melconian (2019).

$$\ell_A = \ell_c - 1,57(D + d) \quad \text{Equação 10}$$

Onde:

ℓ_A - comprimento de ajuste (mm);

ℓ_c - comprimento da correia escolhida (mm);

D - diâmetro da polia motora (mm);

d - diâmetro da polia movida (mm).

Substituindo-se os valores:

$$\ell_A = 735 - 1,57(110 + 75)$$

$$\ell_A = 444,55 \text{ mm}$$

Com o valor do comprimento de ajuste igual a 444,55 mm, obtém-se a nova condição geométrica da transmissão, permitindo verificar se a distância entre centros atende aos critérios de montagem e tensionamento adequados para o funcionamento seguro da correia selecionada.

4.3.5. AJUSTE DA DISTÂNCIA ENTRE CENTROS

Embora a distância entre centros tenha sido previamente determinada de forma preliminar, a adoção de um comprimento comercial de correia exige a verificação e eventual ajuste desse valor. Como as correias são padronizadas, a geometria da transmissão deve ser recalculada para garantir compatibilidade com o comprimento escolhido. Dessa forma, realiza-se o ajuste da distância entre centros para assegurar o correto tensionamento e funcionamento da transmissão.

O ajuste da distância entre centros é determinado conforme a Equação 11 apresentada por Melconian (2019).

$$C_a = \frac{\ell_A - h(D - d)}{2} \quad \text{Equação 11}$$

Onde:

C_a - distância ajustada entre centros (mm);

ℓ_A - comprimento de ajuste (mm);

h - fator de correção da distância entre centros (adimensional);

D - diâmetro da polia motora (mm);

d - diâmetro da polia movida (mm).

O fator de correção h é obtido a partir da Figura 34, conforme Melconian (2019), sendo determinado em função da razão entre a diferença dos diâmetros das polias e o comprimento ajustado. Para o valor calculado de 0,08, adotou-se o valor tabelado 0,08, resultando em um fator $h = 0,04$.

Figura 34 - Fator de correção da distância entre centros (h)

$\frac{D-d}{\ell_A}$	Fator h	$\frac{D-d}{\ell_A}$	Fator h	$\frac{D-d}{\ell_A}$	Fator h	$\frac{D-d}{\ell_A}$	Fator h	$\frac{D-d}{\ell_A}$	Fator h	$\frac{D-d}{\ell_A}$	Fator h
0,00	0,00	0,12	0,06	0,23	0,12	0,34	0,18	0,43	0,24	0,51	0,30
0,02	0,01	0,14	0,07	0,25	0,13	0,35	0,19	0,44	0,25		
0,04	0,02	0,16	0,08	0,27	0,14	0,37	0,20	0,46	0,26		
0,06	0,03	0,18	0,09	0,29	0,15	0,39	0,21	0,47	0,27		
0,08	0,04	0,20	0,10	0,30	0,16	0,40	0,22	0,48	0,28		
0,10	0,05	0,21	0,11	0,32	0,17	0,41	0,23	0,50	0,29		

Fonte: Melconian (2019, p.59)

Substituindo-se os valores na equação 11:

$$C_a = \frac{444,55 - 0,04(110 - 75)}{2}$$

$$C_a = 221,57 \text{ mm}$$

Portanto, a distância entre centros das polias foi ajustada para aproximadamente 222 mm, valor muito próximo ao inicialmente adotado (220 mm), confirmando a viabilidade da correia selecionada. Com essa configuração, o vão livre da correia entre as polias é de aproximadamente 12,95 cm, indicando que a geometria da transmissão permanece adequada e não exige alterações significativas no projeto.

4.3.6. NÚMERO DE CORREIAS

A transmissão de potência pode ser realizada por uma ou mais correias, dependendo da potência a ser transmitida e da capacidade individual de cada correia. Dessa forma, determina-se o número necessário de correias por meio da Equação 12 de Melconian (2019):

$$n_{co} = \frac{P_p}{P_{pc}} \quad \text{Equação 12}$$

Onde:

n_{co} - número de correias (adimensional);

P_p - potência projetada (cv);

P_{pc} - potência por correia (cv).

Para o dimensionamento da correia, considerou-se a rotação de 2.523 RPM, correspondente ao eixo de maior velocidade do sistema. A determinação da potência transmissível por correia foi realizada a partir da tabela de classificação de potência apresentada na Figura 35 a qual relaciona a rotação do eixo mais rápido com o diâmetro da menor polia da transmissão.

Considerando a polia menor com diâmetro de 75 mm, e adotando o valor de rotação mais próximo disponível na tabela, uma vez que a rotação exata não está apresentada, obteve-se uma potência transmissível por correia de aproximadamente 1,66 cv.

Figura 35 - Capacidade em cv por correia

RPM do eixo mais rápido	CV básico por correia para diâmetro Pitch das polias menores, em milímetros													
	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	140
950	0.55	0.74	0.92	1.11	1.29	1.47	1.65	1.83	2.01	2.19	2.37	2.54	2.71	3.23
1160	0.61	0.84	1.06	1.28	1.50	1.71	1.93	2.14	2.35	2.56	2.77	2.98	3.19	3.79
1425	0.67	0.94	1.21	1.47	1.73	1.99	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.49	3.74	4.45
1750	0.73	1.05	1.37	1.68	1.99	2.30	2.60	2.90	3.20	3.49	3.78	4.07	4.35	5.19
2500	0.77	1.25	1.71	2.17	2.62	3.07	3.50	3.93	4.34	4.75	5.15	5.54	5.91	6.99
3450	0.70	1.25	1.79	2.31	2.82	3.31	3.80	4.26	4.72	5.16	5.58	5.99	6.38	7.46
200	0.19	0.24	0.29	0.33	0.38	0.42	0.47	0.51	0.55	0.60	0.64	0.68	0.73	0.86
400	0.32	0.41	0.49	0.58	0.66	0.74	0.83	0.91	0.99	1.08	1.16	1.24	1.32	1.56
600	0.42	0.54	0.67	0.79	0.91	1.00	1.15	1.27	1.39	1.51	1.63	1.74	1.86	2.20
800	0.50	0.66	0.82	0.98	1.14	1.29	1.45	1.60	1.75	1.91	2.06	2.21	2.36	2.80
1000	0.57	0.76	0.96	1.15	1.34	1.53	1.72	1.91	2.10	2.28	2.46	2.65	2.83	3.37
1200	0.62	0.85	1.08	1.31	1.53	1.76	1.98	2.20	2.42	2.63	2.85	3.06	3.27	3.90
1400	0.67	0.93	1.19	1.45	1.71	1.96	2.22	2.47	2.72	2.96	3.21	3.45	3.69	4.39
1600	0.71	1.00	1.30	1.59	1.87	2.16	2.44	2.72	3.00	3.27	3.54	3.81	4.08	4.86
1800	0.74	1.06	1.39	1.71	2.03	2.34	2.65	2.96	3.26	3.56	3.86	4.15	4.44	5.29
2000	0.76	1.12	1.47	1.82	2.16	2.51	2.84	3.18	3.51	3.83	4.15	4.47	4.78	5.69
2200	0.77	1.16	1.54	1.92	2.29	2.66	3.02	3.38	3.73	4.06	4.42	4.76	5.09	6.06
2400	0.78	1.20	1.61	2.01	2.41	2.80	3.19	3.57	3.94	4.31	4.67	5.03	5.38	6.39
2600	0.78	1.22	1.66	2.09	2.51	2.93	3.34	3.74	4.13	4.52	4.90	5.27	5.63	6.68
2800	0.77	1.24	1.70	2.16	2.60	3.04	3.47	3.89	4.30	4.71	5.10	5.49	5.86	6.93

Fonte: Melconian (2019)

Substituindo-se os valores na Equação 12 para o número de correias, tem-se:

$$n_{co} = \frac{1}{1,66}$$
$$n_{co} = 0,60$$

Como o número de correia deve ser um valor inteiro e sempre arredondado para cima, verifica-se que apenas uma correia é suficiente para a transmissão proposta.

Dessa forma, o dimensionamento da correia em V perfil A mostrou-se adequado às condições de potência e rotação do sistema, atendendo aos critérios geométricos e operacionais estabelecidos para a bancada didática.

4.4. DIMENSIONAMENTO DO ACOPLAMENTO

Para o presente projeto, optou-se pela utilização de um acoplamento flexível do tipo cruzeta, devido à sua capacidade de absorver desalinhamentos e proporcionar maior suavidade na transmissão de torque entre os eixos.

De acordo com Budynas e Nisbett (2016), os acoplamentos são normalmente fornecidos sem furos de montagem. Quando solicitado, podem ser fornecidos com furos acabados conforme a tolerância ISO H7, sendo que a usinagem deve ser realizada garantindo a correta centragem em relação ao diâmetro externo do cubo.

A seleção do acoplamento foi realizada conforme metodologia apresentada por Budynas e Nisbett (2016), na qual o parâmetro de dimensionamento é obtido, conforme apresentado na Equação 13.

$$\frac{P}{n} \cdot R \quad \text{Equação 13}$$

Onde:

P - potência do motor (cv);

n - rotação do eixo (RPM);

R - fator R (fator de serviço).

Esse fator R, apresentado na Figura 36, leva em conta as condições de operação do sistema, como regime de trabalho ou tipo de carga, garantindo que o acoplamento seja dimensionado de forma segura.

Figura 36 -Fator R

Refere-se à máquina acionada por motor elétrico Geradores de luz Ventiladores $N/n \leq 0,1$ Bombas centrífugas	1,2
Elevadores de canecas Exaustores e ventiladores $N/n \geq 0,1$ Máquinas ferramentas rotativas Transportadores de correia	1,4
Misturadores Guinchos Máquinas para madeiras Monta-cargas Fornos e cilindros rotativos Betoneiras	1,6
Centrífugas Máquinas lavadeiras Bombas de pistão com volante Transportadores de corrente Moinhos em geral Tambores e moinhos rotativos Pontes rolantes	1,8

Fonte: Budynas; Nisbett (2016)

O fator de serviço adotado foi $R = 1,4$ conforme classificação para máquinas-ferramenta rotativas. Essa escolha considera que o sistema apresenta transmissão mecânica por correia e a possibilidade de variações moderadas de carga. A adoção desse valor introduz uma margem de segurança ao dimensionamento.

Substituindo-se os valores:

$$\frac{1}{1720} \cdot 1,4 = 0,0008$$

O valor obtido por meio da Equação (13) foi utilizado para consulta na tabela de aplicação do fabricante, apresentada na Figura 37, resultando na seleção do acoplamento modelo E-10.

Esse modelo atende às condições de operação do sistema, permitindo desalinhamento axial (X) de até 0,8 mm, deslocamento paralelo (Y) de $\pm 0,2$ mm e desalinhamento angular máximo de 1° . Além disso, suporta rotação máxima de 3.500 RPM, torque nominal de 0,63 m·kgf e momento de inércia GD^2 de 0,0005 kgf·m².

Figura 37 – Aplicação

Tamanho	X	Y	Z	n _{máx.}	$\frac{P}{n} \cdot R$	Mt	GD ²
E-10	0,8	±0,2	1º máx.	3500	0,00088	0,63	0,0085
E-12	0,8				0,00175	1,26	0,0015
E-16	1				0,0035	2,50	0,0049
E-20	1,25			3000	0,007	5,0	0,0130
E-20L							0,0152
E-25	1,6			2000	0,014	10,0	0,370
E-25L							0,0422

Fonte: Budynas; Nisbett (2016)

A partir dessa seleção, foram definidas as dimensões correspondentes do acoplamento, conforme ilustrado na Figura 38. O modelo escolhido admite furo máximo de 20 mm, compatível com o eixo adotado. Suas principais dimensões são: distância entre eixos (a) igual a 32,4 mm, comprimento total (C) de 65,4 mm, diâmetro interno ou do furo (d) de 36 mm, diâmetro externo (D) de 48 mm e comprimento do cubo (L) de 24,5 mm.

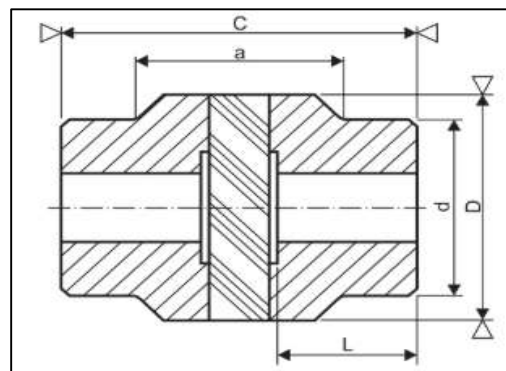
Figura 38 - Dimensões do acoplamento

Tamanho	Furo máx.	a	C	d	D	L	Peso (N)
E-10	20	32,4	65,4	36	48	24,5	5
E-12	25	40	83	45	60	31,5	10
E-16	32	52	104	56	75	40	21
E-20	40	59	120	70	95	45	38
E-20L	40	59	142	70	95	56	44
E-25	50	74	148	85	116	55	70
E-25L	50	74	180	85	116	71	83

Fonte: Budynas; Nisbett (2016)

O desenho técnico do acoplamento pode ser observado na Figura 39.

Figura 39 - Representação das dimensões do acoplamento



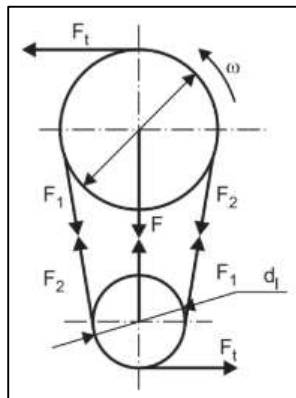
Fonte: Budynas; Nisbett (2016)

Considerando que o acoplamento selecionado é fornecido sem furo usinado, será realizada a usinagem do cubo para o diâmetro de 15,88 mm, compatível com o eixo adotado no projeto. A fixação entre o eixo e o acoplamento será realizada por meio de chaveta plana, elemento responsável pela transmissão do torque entre os componentes. O dimensionamento da chaveta é apresentado em seção específica deste trabalho.

4.5. DETERMINAÇÃO DAS FORÇAS NA TRANSMISSÃO POR CORREIA

Em sistemas com transmissão por correia, as forças exercidas nos ramos tracionado (F_1) e frouxo (F_2) produzem carregamentos transversais responsáveis pela geração do momento fletor no eixo. A diferença entre essas forças corresponde à força tangencial (F_T), responsável pela transmissão de potência, conforme ilustrado na Figura 40.

Figura 40 - Esforços na transmissão



Fonte: Melconian (2019)

Para a determinação das forças atuantes na polia, utilizam-se as relações apresentadas por Melconian (2019), a relação entre as forças nos eixos pela correia é dada por:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \alpha_{\text{rad}}} \quad \text{Equação 14}$$

Onde:

F_1 - força motriz (N);

F_2 - força resistiva (N);

e - base dos logaritmos neperianos $e = 2,71$ (adimensional);

μ - coeficiente de atrito (correia-polia) (adimensional);

α_{rad} - arco de contato polia/correia (rad).

A força tangencial responsável pela transmissão de potência é definida por Melconian (2019), sendo:

$$F_T = F_1 - F_2 \quad \text{Equação 15}$$

Sendo:

F_T - força tangencial na polia (N).

O torque transmitido pelo eixo do motor foi previamente determinado como $T = 4,16 \text{ N} \cdot \text{m}$. A força tangencial também pode ser obtida pela relação entre torque e raio da polia (MELCONIAN, 2019).

$$F_T = \frac{M_{T_1}}{r_1} \quad \text{Equação 16}$$

Onde:

M_{T_1} - momento torsor ($\text{N} \cdot \text{m}$);

r_1 - raio da polia (m).

Considerando o raio da polia motora $r_1 = 0,055\text{m}$, obtém-se:

$$F_T = \frac{4,16}{0,055} = 75,64 \text{ N}$$

Para aplicação da Equação 18, é necessário determinar o ângulo de contato da polia maior (θ_D) sobre a correia. Conforme apresentado por Budynas e Nisbett (2016) na Equação 17. O arco de contato em transmissões por correia pode ser obtido a partir da relação geométrica entre os diâmetros das polias ($D = 110 \text{ mm}$ e $d = 75 \text{ mm}$) e a distância entre centros corrigida $C_a = 222 \text{ mm}$.

$$\theta_D = \pi + 2 \cdot \text{sen}^{-1} \frac{D - d}{2C} \quad \text{Equação 17}$$

Onde:

D - diâmetro da polia motora (mm);

d - diâmetro da polia movida (mm).

C_a - distância entre centros corrigido (mm);

θ_D - arco de contato da polia maior (rad).

Substituindo os valores:

$$\theta_D = \pi + 2 \cdot \text{sen}^{-1} \frac{(110 - 75)}{2(222)}$$

$$\theta_D = 3,29 \text{ rad ou } \theta_D = 188,50^\circ$$

Ressalta-se que, na literatura, podem ser encontradas diferentes notações para o ângulo de contato Budynas e Nisbett (2016) utilizam o símbolo θ para representar o

arco de contato da correia sobre a polia, enquanto Melconian (2019) emprega a notação α para o mesmo parâmetro. Neste trabalho, ambos os símbolos se referem à mesma grandeza física, expressa em radianos.

Segundo Schneider & Company (s.d), pode-se adotar o coeficiente de atrito $\mu = 0,3$ para contato entre borracha (correia) e metal (polia). Substituindo os valores μ e α_{rad} na Equação 18 de Melconian (2019), tem-se:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\alpha_{\text{rad}}} \quad \text{Equação 18}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{0,3 \cdot (3,29)}$$

Assim, estabelece-se a relação:

$$F_1 = 2,68 \cdot F_2$$

Aplicando essa relação na equação da força tangencial (Equação 16).

$$F_T = F_1 - F_2$$

$$75,64 = 2,68 \cdot F_2 - F_2$$

$$F_2 = 45,02 \text{ N}$$

Substituindo os valores para determinar F_1 :

$$F_T = F_1 - F_2$$

$$75,64 = F_1 - 45,02$$

$$F_1 = 120,66 \text{ N}$$

A força resultante aplicada à polia é obtida pela Equação 19 de Melconian (2019):

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2|\cos\alpha|} \quad \text{Equação 19}$$

Onde:

F_r - força resultante no eixo (N);

F_1 - força motriz (N);

F_2 - força resistiva (N);

α - arco de contato da polia maior (rad).

Substituindo os valores:

$$F_{r_1} = \sqrt{(120,66)^2 + (45,02)^2 + 2(120,66)(45,02)|\cos. 188,5^\circ|}$$

$$F_{r_1} = 165,32 \text{ N}$$

Portanto, a polia motora está submetida a uma força resultante aproximada de 165,32 N.

Para o eixo 2, realizam-se os mesmos procedimentos adotados para o eixo 1, iniciando pelo cálculo do ângulo de contato da polia menor:

$$\theta_d = \pi - 2 \cdot \text{sen}^{-1} \frac{D - d}{2C} \quad \text{Equação 20}$$

$$\theta_d = \pi - 2 \cdot \text{sen}^{-1} \frac{(110 - 75)}{2(222)}$$

$$\theta_d = 2,99 \text{ rad} \cong 3,0 \text{ rad ou } \theta_D = 171,88^\circ$$

Aplicando a relação de Euler para transmissão por correia, com $\mu = 0,3$:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \alpha_{\text{rad}}}$$

Resulta a relação:

$$F_1 = 2,46 \cdot F_2$$

Considerando a força tangencial ao longo da correia $F_T = 75,64 \text{ N}$:

$$F_T = F_1 - F_2$$

$$75,64 = 2,46 \cdot F_2 - F_2$$

$$F_2 = 51,81 \text{ N e } F_1 = 127,45 \text{ N}$$

Substituindo os valores de F_1 e F_2 na Equação 19, obtém-se a força resultante na polia atuante no eixo 2:

$$F_{r_2} = 178,89 \text{ N}$$

O torque transmitido no eixo é calculado pela multiplicação da força tangencial $F_T = 75,64 \text{ N}$ pelo raio da polia 2, $r_2 = 0,0325 \text{ m}$, resultando em:

$$T_2 = 2,46 \text{ N.m}$$

Portanto, a polia motora está submetida a uma força resultante de $F_{r_1} = 165,32 \text{ N}$, enquanto a polia movida está submetida a uma força resultante de $F_{r_2} = 178,89 \text{ N}$. Esses valores serão utilizados na determinação das reações nos mancais e na construção dos diagramas de esforço cortante e momento fletor.

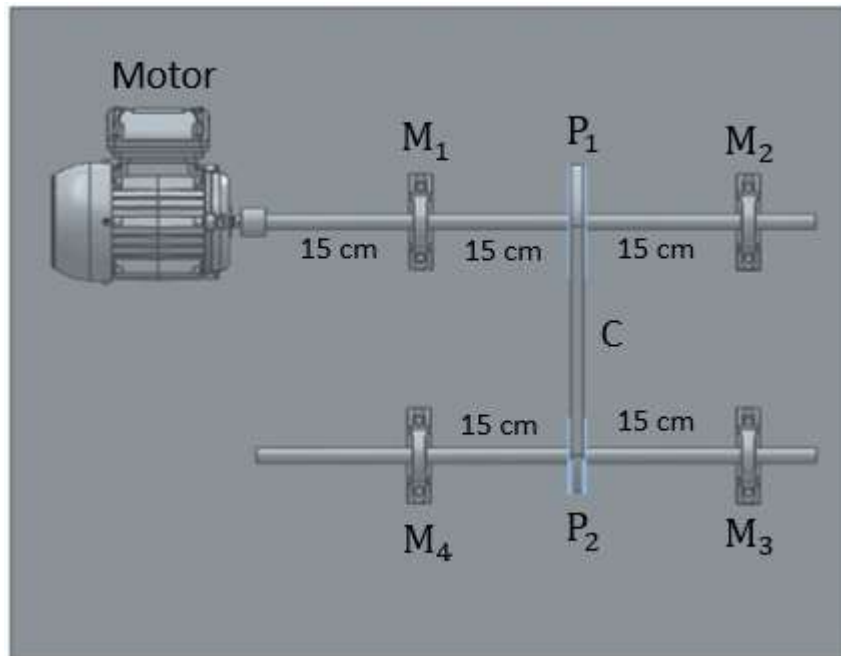
4.5.1. DIAGRAMA DE CORPO LIVRE

Para a análise dos esforços solicitantes, os eixos foram modelados como vigas biapoiada, apoiadas em dois mancais e submetidas à força resultante aplicada pela polia no ponto central do vão.

Considerando que a distância entre os mancais (M) tanto do eixo 1 quanto no eixo 2 é de $0,30 \text{ m}$, e que as polias (P) encontram-se posicionadas no centro

geométrico dos respectivos eixos, a carga concentrada atua a 0,15 m de cada apoio. A Figura 41 apresenta o modelo estrutural adotado para a bancada.

Figura 41 – Modelo estrutural da bancada



Fonte: Elaborada pela autora (2026)

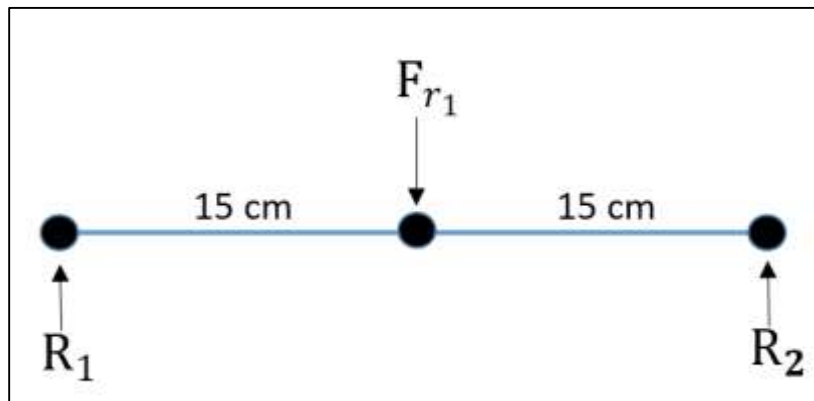
A força aplicada corresponde à resultante das tensões nos ramos tracionado (F_1) e frouxo (F_2) da correia, previamente determinada na seção anterior.

Embora fisicamente a correia exerça esforço predominantemente no plano horizontal, a modelagem estrutural foi realizada em um plano bidimensional equivalente, adotando-se a força resultante como carga transversal no eixo y .

Tal simplificação não altera os resultados obtidos para o momento fletor, pois este depende exclusivamente da magnitude da carga e da geometria do sistema.

A Figura 42 apresenta o diagrama de corpo livre do eixo 1, o qual é estruturalmente equivalente ao eixo 2, diferenciando-se apenas pela magnitude da força aplicada. Nesse diagrama estão indicadas a força resultante atuante na polia e as reações nos apoios.

Figura 42 - Diagrama de corpo livre



Fonte: Elaborada pela autora (2026)

4.5.2 Determinação das Reações nos Apoios

Com base no diagrama de corpo livre apresentado na seção anterior, aplicam-se as equações de equilíbrio da estática:

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{r1} - R_1 - R_2 = 0$$

Tomando momentos em relação ao apoio 1:

$$\sum M_1 = 0$$

$$F_{r1} \cdot 0,15 - R_2 \cdot 0,3 = 0$$

Substituindo o valor da força resultante:

$$165,32 \cdot (0,15) - R_2 \cdot 0,3 = 0$$

$$R_2 = 82,66 \text{ N}$$

Substituindo o valor encontrado na equação de equilíbrio das forças verticais, obtém-se:

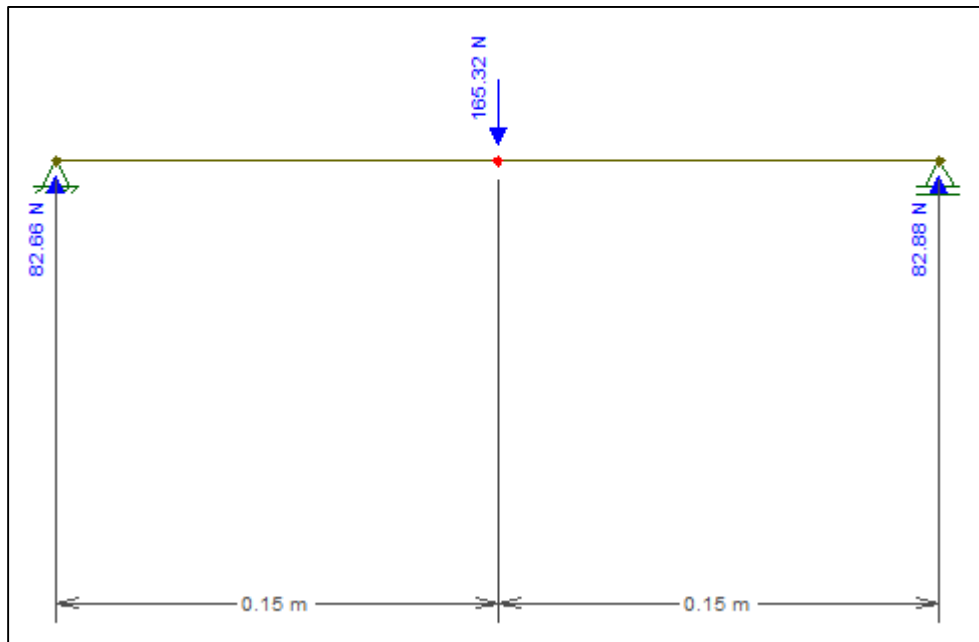
$$165,32 - R_1 - 82,66 = 0$$

$$R_1 = 82,66 \text{ N}$$

Observa-se que, devido à simetria geométrica do sistema e à aplicação centralizada da carga, as reações nos apoios R_1 e R_2 apresentam valores iguais.

A Figura 43 apresenta as forças atuantes no eixo 1 com a força resultante aplicada e as reações nos apoios já determinadas pelas equações de equilíbrio.

Figura 43 – Representação das forças atuantes no eixo 1



Fonte: Elaborada pela autora (2026)

O segundo eixo apresenta configuração estrutural idêntica, caracterizando-se também como viga biapoiada com carga concentrada aplicada no centro do vão.

A determinação das reações nos apoios R_3 e R_4 foi realizada de forma análoga ao procedimento adotado para o eixo 1, com base nas equações de equilíbrio da estática.

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{r_2} - R_3 - R_4 = 0$$

Tomando momentos em relação ao apoio 3:

$$\sum M_3 = 0$$

$$F_{r_2} \cdot 0,15 - R_4 \cdot 0,3 = 0$$

Substituindo o valor da força resultante:

$$178,89 \cdot (0,15) - R_4 \cdot 0,3 = 0$$

$$R_4 = 89,44 \text{ N}$$

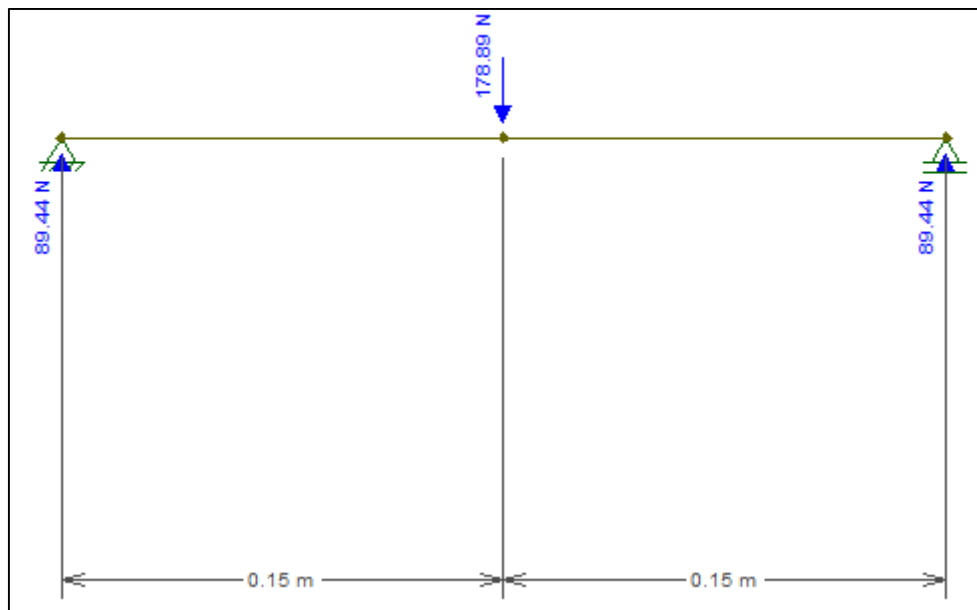
Substituindo na equação de equilíbrio das forças verticais, obtém-se:

$$178,89 - R_3 - 89,44 = 0$$

$$R_3 = 89,44 \text{ N}$$

A Figura 44 apresenta as forças atuantes no eixo 2 com suas respectivas reações nos apoios.

Figura 44 - Representação das forças atuantes no eixo 2



Fonte: Elaborada pela autora (2026)

4.6. ANALISE DOS ESFORÇOS INTERNOS

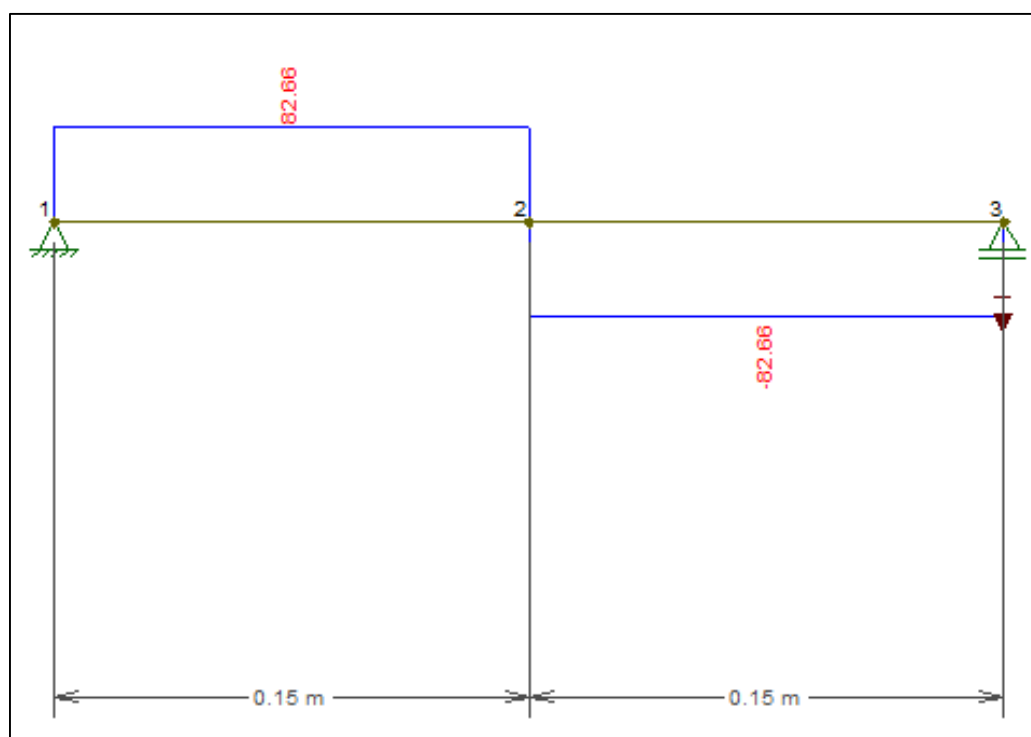
Com as reações nos apoios determinadas, procede-se à análise dos esforços internos atuantes nos eixos, por meio da construção dos diagramas de esforço cortante e momento fletor.

A análise foi realizada com auxílio do software Ftool, no qual os eixos foram modelados como vigas biapoiadas submetidas à carga concentrada correspondente à força resultante da polia.

4.6.1. DIAGRAMA DE ESFORÇO CORTANTE

A Figura 45 apresenta o diagrama de esforço cortante do eixo 1, obtido por meio do software Ftool. Observa-se que o esforço cortante máximo nos apoios corresponde a $V_{máx_1} = 82,66 \text{ N}$.

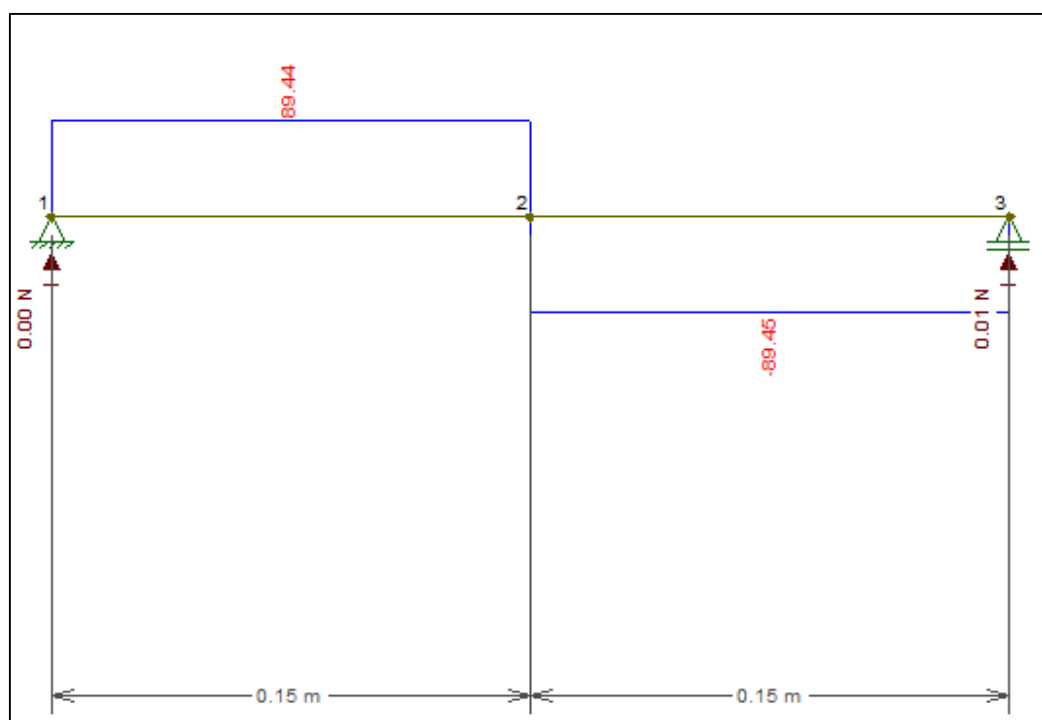
Figura 45 - Diagrama de esforço cortante do eixo 1



Fonte: Elaborada pela autora (2026)

De maneira análoga, a Figura 46 apresenta o diagrama de esforço cortante do eixo 2, cujo valor máximo é $V_{m\acute{a}x_2} = 89,44$ N.

Figura 46 - Diagrama de esforço cortante do eixo 2



Fonte: Elaborada pela autora (2026)

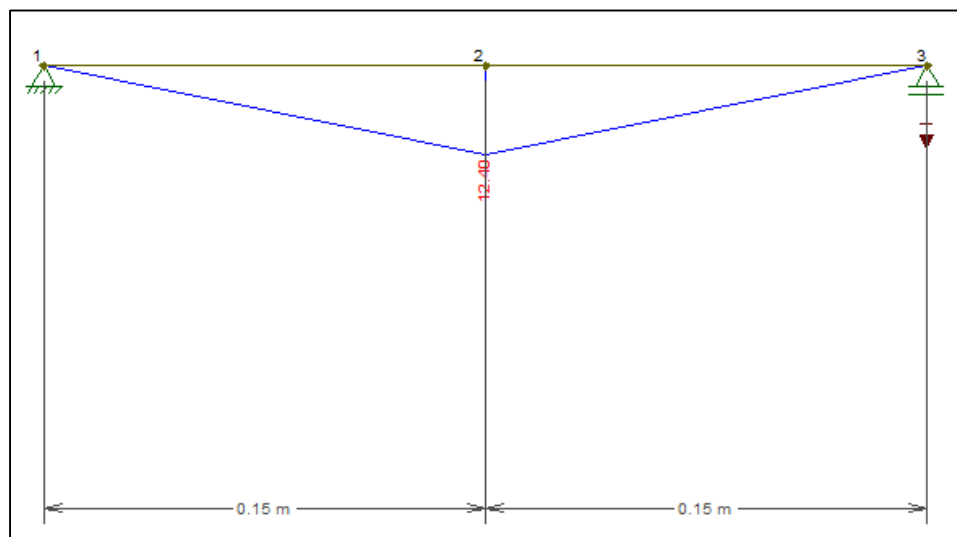
Nota-se que ambos os diagramas apresentam comportamento simétrico, diferenciando-se apenas pela magnitude dos esforços.

4.6.2. DIAGRAMA DE MOMENTO FLETOR

A Figura 47 apresenta o diagrama de momento fletor do eixo 1, obtido com auxílio do software Ftool. Observa-se que o momento fletor varia linearmente ao longo do vão, caracterizando um diagrama triangular, típico de vigas biapoiadas submetidas a carga concentrada no centro.

Devido à simetria geométrica do sistema e ao posicionamento central da carga, o momento máximo ocorre na seção central do eixo, coincidindo com o ponto de aplicação da força resultante. Para o eixo 1, o valor máximo obtido foi de $M_{máx_1} = 12,40 \text{ N} \cdot \text{m}$.

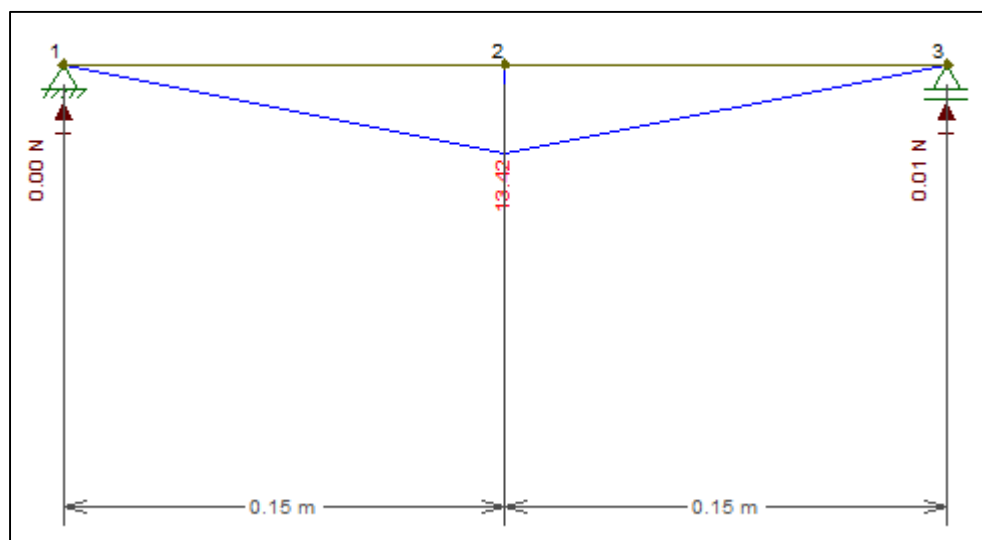
Figura 47 - Diagrama de momento fletor no eixo 1



Fonte: Elaborada pela autora (2026)

De maneira análoga, a Figura 48 apresenta o diagrama de momento fletor do eixo 2. Embora a forma do diagrama seja idêntica à do eixo 1, o valor máximo difere em função da maior força resultante aplicada. Para o eixo 2, obteve-se: $M_{máx_2} = 13,42 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Figura 48 - Diagrama de momento fletor no eixo 2



Fonte: Elaborada pela autora (2026)

Os valores de momento máximo são fundamentais para o dimensionamento do eixo, pois estão diretamente relacionados às tensões normais de flexão e serão posteriormente combinados com o torque transmitido para verificação da condição de resistência do material.

4.7. ANÁLISE DAS TENSÕES NO EIXO

Após a determinação dos esforços internos atuantes nos eixos, torna-se necessária a avaliação das tensões desenvolvidas no material, com o objetivo de verificar a segurança estrutural do componente.

Os eixos analisados estão submetidos simultaneamente a momento fletor e torque, resultando em um estado de tensões combinadas. O momento fletor gera tensões normais de flexão, enquanto o torque transmitido produz tensões de cisalhamento devido à torção.

Além disso, a presença de rasgos de chaveta para fixação da polia e do acoplamento introduz descontinuidades geométricas, que atuam como concentradores de tensão e podem elevar significativamente os níveis de solicitação local.

Dessa forma, procede-se à determinação das tensões atuantes nas seções críticas do eixo, considerando a combinação dos esforços de flexão e torção, bem como a influência da concentração de tensões.

4.7.1. TENSÃO NORMAL DE FLEXÃO

A tensão normal de flexão decorre do momento fletor atuante no eixo. Em uma seção transversal circular maciça, o momento fletor gera distribuição linear de tensões normais, sendo máximas nas fibras mais externas da seção.

A tensão normal máxima de flexão para eixo circular maciço ideal pode ser determinada pela Equação 21, segundo Budynas e Nisbett (2016):

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d_e^3} \quad \text{Equação 21}$$

Onde:

σ_x - tensão máxima nominal de flexão (MPa);

M - momento fletor máximo (N·m);

d_e - diâmetro do eixo (mm);

Para o eixo 1, o momento fletor máximo obtido na análise estrutural é de $M_{máx_1} = 12,40 \text{ N} \cdot \text{m}$ convertendo para N.mm $M_{máx_1} = 12.400 \text{ N} \cdot \text{mm}$. Considerando o diâmetro do eixo $d = 15,88 \text{ mm}$ e aplicando na expressão 21 temos:

$$\begin{aligned} \sigma_{x_1} &= \frac{32(12.400)}{\pi(15,88)^3} \\ \sigma_{x_1} &= 31,54 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Para o eixo 2, o momento fletor máximo obtido foi de $M_{máx_2} = 13,42 \text{ N} \cdot \text{m}$, convertendo resulta em $M_{máx_2} = 13.420 \text{ N} \cdot \text{mm}$. Aplicando a Equação 21 tem-se:

$$\begin{aligned} \sigma_{x_2} &= \frac{32(13.420)}{\pi(15,88)^3} \\ \sigma_{x_2} &= 34,13 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Observa-se que o eixo 2 apresenta tensão normal de flexão ligeiramente superior, em função do maior momento fletor atuante.

Os valores obtidos correspondem às tensões nominais de flexão para uma seção circular maciça ideal. Entretanto, a presença de rasgos de chaveta nas regiões da polia e do acoplamento introduz concentração de tensões, devendo tal efeito ser considerado na análise subsequente.

4.7.2. TENSÃO DE CISALHAMENTO POR TORSÃO

A tensão de cisalhamento por torção decorre do torque transmitido pelo eixo. Para um eixo circular maciço ideal, submetido a torque T, a tensão de cisalhamento

varia linearmente com o raio, sendo máxima na superfície externa. A expressão 22 é apresenta por Budynas e Nisbett (2016) como:

$$\tau_{zx} = \frac{16T}{\pi d_e^3} \quad \text{Equação 22}$$

Onde:

τ_{zx} - tensão máxima nominal de cisalhamento por torção (MPa);

T - torque (N.m);

d_e - diâmetro do eixo (mm);

Para o eixo 1, o torque transmitido é de 4,16 N.m, convertendo para N.mm tem 4.160 N.mm, considerando $d = 15,88$ mm, a tensão de cisalhamento no eixo 1 é de:

$$\begin{aligned} \tau_{zx1} &= \frac{16 \cdot (4.160)}{\pi(15,88)^3} \\ \tau_{zx1} &= 5,29 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Para o eixo 2, o torque transmitido é de 2,46 N.m equivalente a 2.460 N.mm, aplicando na expressão da tensão de cisalhamento:

$$\begin{aligned} \tau_{zx2} &= \frac{16 \cdot (2.460)}{\pi(15,88)^3} \\ \tau_{zx2} &= 3,13 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Observa-se que o eixo 1 apresenta maior tensão de cisalhamento por torção, em função do torque transmitido ser superior. Assim como no caso da flexão, os valores obtidos correspondem a tensões nominais e devem ser corrigidos nas regiões com rasgo de chaveta, devido ao efeito de concentração de tensões.

4.7.3. INFLUÊNCIA DO RASGO DE CHAVETA

Embora as tensões de flexão e torção tenham sido determinadas considerando o eixo como seção circular maciça ideal, na prática o eixo apresenta descontinuidades geométricas decorrentes da presença de rasgos de chaveta para fixação da polia e do acoplamento. Esses rasgos reduzem a seção resistente e atuam como concentradores de tensão, elevando as tensões locais em relação aos valores nominais.

De acordo com Pilkey (apud Budynas e Nisbett, 2016), os fatores de concentração de tensão para rasgos de chaveta fresados podem ser determinados em função da razão entre o raio no fundo do rasgo e o diâmetro do eixo (r/d). Para

valores de $r/d \leq 0,02$, as cartas de Peterson indicam aproximadamente $K_t = 2,14$ para flexão e $K_{ts} = 3,0$ para torção com chaveta instalada.

Para o eixo analisado, com diâmetro de 15,88 mm e raio típico de usinagem no fundo do rasgo de 0,3 mm, obtém-se $r/d \simeq 0,02$. Dessa forma, adotam-se os fatores de concentração de tensão indicados na literatura para o presente dimensionamento.

Assim, a tensão máxima real na região do rasgo é obtida multiplicando-se a tensão nominal previamente calculada pelo respectivo fator de concentração de tensão, conforme as expressões apresentadas abaixo (BUDYNAS; NISBETT, 2016):

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_t \sigma_{nom} \quad \text{Equação 23}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_{ts} \tau_{nom} \quad \text{Equação 24}$$

Onde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$ - tensão máxima real de flexão (MPa);

K_t - fator de concentração de tensão para flexão (adimensional);

σ_{nom} - tensão máxima nominal de flexão (MPa);

$\tau_{m\acute{a}x}$ - tensão máxima real de cisalhamento (MPa);

K_{ts} - fator de concentração de tensão para torção (adimensional);

τ_{nom} - tensão máxima nominal de cisalhamento (MPa).

Conforme determinado na subseção anterior, as tensões máximas nominais correspondem a $\sigma_{x_1} = 31,54$ MPa (flexão) e $\tau_{zx_1} = 5,29$ MPa (torção) para o eixo 1, e a $\sigma_{x_2} = 34,13$ MPa (flexão) e $\tau_{zx_2} = 3,13$ MPa (torção) para o eixo 2.

A partir desses valores, procede-se à aplicação das expressões (23) e (24) para obtenção das tensões máximas reais nas regiões com rasgo de chaveta.

Eixo 1:

$$\sigma_{m\acute{a}x_1} = 2,14 \cdot 31,54 = 67,49 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{m\acute{a}x_1} = 3,0 \cdot 5,29 = 15,87 \text{ MPa}$$

Eixo 2:

$$\sigma_{m\acute{a}x_2} = 2,14 \cdot 34,13 = 73,04 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m\acute{a}x_2} = 3,0 \cdot 3,13 = 9,39 \text{ MPa}$$

Assim, determinadas as tensões máximas reais considerando o efeito do rasgo de chaveta, procede-se à avaliação do estado de tensões combinadas por meio do critério de resistência adotado. Ressalta-se que os fatores de concentração de tensão foram aplicados às regiões do eixo onde existem rasgos de chaveta, tanto na fixação

da polia quanto na fixação do acoplamento, sendo a seção da polia considerada a condição mais crítica devido à superposição de flexão e torção.

4.8. COMBINAÇÃO DAS TENSÕES - CRITÉRIO DE VON MISES

Os eixos analisados encontram-se submetidos simultaneamente a tensões normais decorrentes da flexão e a tensões de cisalhamento provenientes da torção. Além disso, devem ser considerados os efeitos de concentração de tensão causados pela presença de rasgos de chaveta. Nessas condições, o estado de tensões atuante é classificado como estado de tensões combinadas, tornando necessária a utilização de um critério de resistência adequado para avaliar a segurança do componente.

Para materiais de comportamento dúctil, como o aço SAE 1045 utilizado neste projeto, é comum empregar o critério da energia de distorção, também conhecido como critério de Von Mises, amplamente utilizado na análise de resistência de componentes mecânicos submetidos a tensões combinadas (BUDYNAS; NISBETT, 2016):

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad \text{Equação 25}$$

Onde:

σ' - tensão equivalente de Von Mises (MPa);

σ_x - tensão máxima de flexão na superfície do eixo (MPa);

σ_y - tensão normal na direção perpendicular (MPa);

τ_{xy} - tensão máxima de cisalhamento por torção (MPa).

Nos eixos analisados, a tensão de flexão atinge seu valor máximo na superfície da seção transversal, onde atua uma tensão normal de flexão $\sigma_x = \sigma_{m\acute{a}x}$ e uma tensão de cisalhamento decorrente da torção $\tau_{xy} = \tau_{m\acute{a}x}$. Não há tensão normal significativa na direção perpendicular, de modo que $\sigma_y = 0$. Substituindo essas condições na expressão geral do critério de Von Mises, obtém-se:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{m\acute{a}x}^2 - \sigma_{m\acute{a}x}(0) + (0)^2 + 3\tau_{m\acute{a}x}^2}$$

Resultando na forma simplificada aplicável ao presente caso:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{m\acute{a}x}^2 + 3\tau_{m\acute{a}x}^2}$$

Substituindo-se as tensões máximas reais de flexão e torção na expressão simplificada do critério de Von Mises, obtêm-se as tensões equivalentes para cada eixo.

Eixo 1:

$$\sigma'_1 = \sqrt{(67,49)^2 + 3(15,87)^2}$$
$$\sigma'_1 = 72,87 \text{ MPa}$$

Eixo 2:

$$\sigma'_2 = \sqrt{(73,04)^2 + 3(9,39)^2}$$
$$\sigma'_2 = 74,83 \text{ MPa}$$

Observa-se que o eixo 2 apresenta a maior tensão equivalente de Von Mises, configurando a condição mais severa para verificação do critério de resistência.

4.9. CONSIDERAÇÕES SOBRE FADIGA

Após a verificação das tensões atuantes no eixo e sua combinação pelo critério de Von Mises, torna-se relevante considerar a possibilidade de falha por fadiga, especialmente em componentes submetidos a carregamentos cíclicos, como é o caso de sistemas rotativos.

A fadiga está associada à atuação de tensões alternadas ao longo do tempo, podendo provocar a nucleação e a propagação de trincas mesmo quando os níveis de tensão se encontram abaixo da resistência estática do material (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Em eixos rotativos, a flexão pode gerar tensões alternadas devido à rotação. No entanto, para a configuração adotada neste projeto, os valores de momento fletor obtidos são relativamente baixos, resultando em níveis reduzidos de tensão normal, o que indica uma baixa solicitação do eixo sob esse tipo de carregamento.

A falha por fadiga tende a se iniciar em regiões de concentração de tensão, como mudanças de seção e descontinuidades geométricas. No presente projeto, destacam-se os rasgos de chaveta localizados nas regiões de acoplamento das polias ao eixo, posicionadas entre os mancais, bem como na região de ligação entre o eixo e o acoplamento do motor. No caso do acoplamento, o rasgo de chaveta encontra-se próximo ao mancal, região onde, apesar dos baixos níveis de flexão, ocorre a transmissão de torque, contribuindo para geração de esforços mecânicos no material. Essas descontinuidades na seção transversal do eixo favorecem a concentração de tensões, podendo atuar como pontos de iniciação de trincas ao longo do tempo.

Dessa forma, embora as chavetas tenham sido dimensionadas com ampla margem de segurança sob os critérios de cisalhamento e esmagamento, sua presença

deve ser considerada na análise de fadiga. Ainda assim, devido aos baixos níveis de tensão atuantes no sistema, espera-se que o conjunto apresente comportamento seguro sob condições normais de operação.

Neste trabalho, a fadiga é analisada de forma qualitativa, ou seja, sem a realização de um dimensionamento completo baseado em vida em serviço, sendo considerada como um critério complementar à análise estática. Essa abordagem permite avaliar, de forma técnica, a influência de carregamentos cíclicos e de descontinuidades geométricas na integridade do eixo, contribuindo para a confiabilidade e durabilidade do sistema.

4.10. VERIFICAÇÃO DO FATOR DE SEGURANÇA

Adotou-se o fator de segurança mínimo $n = 2,0$ conforme indicado pela

Tabela 1, recomendado para materiais com propriedades conhecidas e submetidos a carregamentos bem definidos. Para aço SAE 1045, cujo limite de escoamento é $S_y = 530$ MPa, a tensão admissível segundo Budynas e Nisbett (2016) é dada por:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Equação 26}$$

Onde

σ_{adm} - tensão admissível (MPa);

S_y - limite de escoamento do material (MPa);

n - fator de segurança (adimensional).

Substituindo os valores:

$$\sigma_{adm} = \frac{530}{2} = 265 \text{ MPa}$$

A maior tensão equivalente de Von Mises obtida foi $\sigma'_2 = 74,83$ MPa, correspondente ao eixo 2. Como esse valor é inferior à tensão admissível calculada, verifica-se que o dimensionamento dos eixos atende ao critério de resistência ao escoamento segundo Von Mises.

Adicionalmente, pode-se determinar o fator de segurança real do projeto a partir da relação entre o limite de escoamento e a tensão equivalente máxima de Von Mises da Equação 26:

$$n_{real} = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n_{real} = \frac{530}{74,83} = 7,08$$

Valor superior ao fator de segurança mínimo estabelecido, indicando margem adequada de segurança estrutural.

4.11. VERIFICAÇÃO DE RIGIDEZ DOS EIXOS

Além da verificação quanto à resistência ao escoamento, é necessário avaliar a rigidez dos eixos, uma vez que deformações excessivas podem comprometer o alinhamento das polias, aumentar o desgaste dos mancais e prejudicar o funcionamento adequado da transmissão por correia. Conforme discutido por Budynas e Nisbett (2016), no projeto de eixos não se deve considerar apenas os critérios de resistência, mas também a rigidez, visto que deflexões excessivas podem afetar o desempenho de elementos montados no eixo, como engrenagens, polias e rolamentos.

Ainda que o dimensionamento resistente assegure que o material não atinja o escoamento, o comportamento estrutural do eixo deve garantir que as deformações permaneçam pequenas durante a operação.

Dessa forma, procede-se à verificação da rigidez à flexão por meio do cálculo da flecha máxima entre os mancais.

O eixo é modelado como uma viga biapoiada submetida a uma carga concentrada no centro (polia posicionada no meio do vão). De acordo com Hibbeler, (2010), para essa condição de carregamento, a flecha máxima ocorre na posição $x = L/2$, ou seja, no ponto médio entre os apoios, sendo dada pela expressão:

$$v_{m\acute{a}x} = \frac{PL^3}{48EI} \quad \text{Equação 27}$$

Onde:

$v_{m\acute{a}x}$ - flecha máxima (mm);

P - carga concentrada aplicada no centro (N);

L - distância entre os apoios (mm);

E - módulo de elasticidade do material (MPa);

I - momento de inércia da seção transversal (mm⁴).

Sendo o momento de inércia da seção circular maciça determinado pela expressão:

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

Equação 28

Substituindo o diâmetro adotado $d = 15,88 \text{ mm}$, obtém-se:

$$I = \frac{\pi(15,88)^4}{64} = 3,12 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$$

Para o eixo 1, considerando:

P - 165,32 N;

L - 300 mm;

E - $210 \cdot 10^3 \text{ MPa}$;

Tem-se:

$$v_{\max_1} = \frac{165,32(300)^3}{48(210 \cdot 10^3)(3,12 \cdot 10^3)}$$

$$v_{\max_1} = 0,142 \text{ mm}$$

Para o eixo 2, repetindo o procedimento com $P = 178,89 \text{ N}$, obtém-se:

$$v_{\max_2} = \frac{178,89(300)^3}{48(210 \cdot 10^3)(3,12 \cdot 10^3)}$$

$$v_{\max_2} = 0,153 \text{ mm}$$

Para avaliar a representatividade da deformação em relação ao comprimento do eixo, determinou-se a razão adimensional entre a flecha máxima e o vão entre os mancais, $v_{\max}/L$. Para o eixo 1, obteve-se a $0,142/300 = 0,00047$ (0,047%) enquanto para o eixo 2 encontrou-se $0,153/300 = 0,00051$ (0,051%).

Observa-se que, em ambos os casos, a deformação corresponde a aproximadamente 0,05% do comprimento do eixo, caracterizando deslocamentos muito pequenos quando comparados à dimensão estrutural do sistema.

Conforme apresentado por Hibbeler (2010), a dedução da equação da linha elástica baseia-se na hipótese de pequenas inclinações, admitindo que o quadrado da derivada da deflexão em relação ao comprimento do eixo seja muito menor que a unidade, isto é $(dv/dx)^2 \ll 1$. Nessa expressão, dv/dx representa a inclinação da linha elástica do eixo em um ponto qualquer ao longo do seu comprimento.

Para uma viga biapoiada submetida a carga concentrada no centro, a inclinação máxima ocorre junto aos apoios e pode ser determinada por:

$$\theta_{\max} = \frac{PL^2}{16EI}$$

Equação 29

Onde:

$\theta_{m\acute{a}x}$ - inclinação máxima (rad);

P - carga concentrada aplicada no centro (N);

L - distância entre os apoios (mm);

E - módulo de elasticidade do material (MPa);

I - momento de inercia da seção transversal (mm⁴).

Aplicando-se essa expressão aos eixos analisados, obtiveram-se valores de inclinação máxima da ordem de $1,42 \cdot 10^{-3}$ rad para o eixo 1 e $1,54 \cdot 10^{-3}$ rad para o eixo 2. Esses valores são extremamente pequenos quando comparados à unidade (1 rad), confirmando que a condição $(dv/dx)^2 \ll 1$ é satisfeita.

Assim, verifica-se que a hipótese de pequenas deformações, adotada na teoria da flexão, é válida para o presente caso, indicando que os eixos apresentam rigidez adequada e que as deformações não comprometem o alinhamento entre polias e mancais.

Cabe destacar que o ângulo de inclinação obtido na análise de flexão não deve ser confundido com o ângulo de torção do eixo. A inclinação calculada anteriormente está associada à deformação transversal provocada pela carga radial da polia, representando a variação angular da linha elástica ao longo do eixo, conforme a teoria da flexão de vigas apresentada por Hibbeler (2010).

Dessa forma, procede-se também à verificação da rigidez à torção, uma vez que o eixo, além de sofrer esforços transversais devido às forças da correia, também transmite torque durante a operação. O ângulo de torção ao longo do eixo pode ser determinado pela expressão clássica da torção de eixos circulares (HIBBELER, 2010):

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad \text{Equação 30}$$

Em que θ é o ângulo de torção (rad), T é o torque transmitido, L é o comprimento do trecho considerado, G é o módulo de elasticidade transversal do material e J é o momento polar de inércia da seção transversal. Para um eixo circular maciço, o momento polar é dado por (HIBBELER, 2010):

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad \text{Equação 31}$$

Logo o momento polar é $J = 6,24 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$.

Sendo o $d = 15,88 \text{ mm}$ e considerando o trecho entre os mancais ($L = 300 \text{ mm}$), calcula-se o ângulo de torção para cada eixo a partir do torque transmitido. Valores

reduzidos de θ indicam rigidez torsional adequada e ausência de rotações excessivas que possam comprometer o funcionamento do conjunto.

Para o aço, adotou-se $G = 80.10^3$ MPa. Considerando o valor do torque para cada eixo convertido de N·m para N·mm tem-se: $T_1 = 4,16.10^3$ N · mm, $T_2 = 2,46.10^3$ N · mm. O ângulo de torção dos eixos são:

Para o eixo 1:

$$\theta_1 = \frac{(4,16.10^3) \cdot (300)}{(80.10^3)(6,24.10^3)}$$
$$\theta_1 = 2,50.10^{-3} \text{ rad } (0,143^\circ)$$

Para o eixo 2:

$$\theta_2 = \frac{(2,46.10^3) \cdot (300)}{(80.10^3)(6,24.10^3)}$$
$$\theta_2 = 1,48.10^{-3} \text{ rad } (0,096^\circ)$$

Conforme apresentado por Hibbeler (2010), a dedução da equação da torção para eixos circulares baseia-se na hipótese de pequenas deformações e pequenos ângulos de torção, garantindo comportamento elástico linear do material. Assim, valores reduzidos de θ indicam que a rotação ao longo do eixo é limitada e compatível com a validade da teoria empregada.

Além disso, conforme discutido por Budynas e Nisbett (2016), a verificação da rigidez torsional é necessária no projeto de eixos, uma vez que rotações excessivas podem comprometer o desempenho de elementos acoplados, como polias e engrenagens.

Observa-se que os ângulos de torção obtidos são reduzidos (ordem de 10^{-3} rad), indicando rigidez torsional adequada para a aplicação proposta, sem rotações excessivas que possam comprometer o funcionamento do conjunto.

4.12. DIMENSIONAMENTO DOS ROLAMENTOS

Com base nas forças obtidas na análise estática e nas rotações de operação, realizou-se o dimensionamento dos rolamentos responsáveis pelo apoio dos eixos. Esses elementos têm a função de sustentar o eixo, reduzir o atrito e suportar as cargas transmitidas pela correia. Como a transmissão ocorre por correia em V e não há esforços significativos de empuxo, considerou-se apenas a atuação de cargas radiais no dimensionamento.

Para o eixo 1, a força resultante aplicada pela polia é $F_{r_1} = 165,32$ N resultando em reações simétricas nos apoios $R_1 = R_2 = 82,66$ N. Para o eixo 2, $F_{r_2} = 178,89$ N, conduzindo a reações $R_3 = R_4 = 89,44$ N. Essas reações correspondem as cargas radiais transmitidas aos rolamentos.

Segundo Melconian (2019), quando não há carga axial atuante sobre o rolamento, a carga dinâmica equivalente é igual à carga radial aplicada: $P = F_r$. Assim, adotam-se $P_1 = 82,66$ N e $P_2 = 89,44$ N.

A capacidade dinâmica requerida é determinada pela expressão de Melconian (2019):

$$C_d = \frac{f_l}{f_n} \cdot P_d \quad \text{Equação 32}$$

Onde:

C_d - capacidade de carga dinâmica (kN);

P_d - carga dinâmica equivalente (kN);

f_l - fator de esforços dinâmicos (adimensional);

f_n - fator de rotação (adimensional);

Segundo Melconian (2019) para transmissões por correia em V, recomenda-se adotar valores entre 2 e 2,5; neste trabalho, optou-se pelo valor mais conservador o $f_l = 2,5$. O fator de rotação depende da velocidade de operação do eixo, sendo adotados $f_{n_1} = 0,265$ para 1720 RPM e $f_{n_2} = 0,234$ para aproximadamente 2.523 RPM.

Substituindo-se os valores, obtém-se para o eixo 1 uma capacidade dinâmica requerida de $C_1 = 0,7798$ kN, e para o eixo 2, $C_2 = 0,9555$ kN. Observa-se que o segundo eixo exige maior capacidade dinâmica devido à combinação de maior carga radial e maior rotação.

A estimativa da vida nominal do rolamento pode ser realizada por meio da expressão apresentada por SKF (2016):

$$L_{10} = \left(\frac{C_d}{P_d} \right)^a \quad \text{Equação 33}$$

Onde:

L_{10} - vida nominal (em milhões de rotações);

C_d - capacidade dinâmica (kN);

P_d - carga dinâmica equivalente (kN);

a - expoente da equação de vida (para rolamentos de esferas $a = 3$).

Aplicando-se a equação, obtém-se:

Para o eixo 1:

$$L_{10_1} = \left(\frac{779,80}{82,66} \right)^3$$

$$L_{10_1} = 839,60 \text{ milhões de rotações}$$

Para o eixo 2:

$$L_{10_2} = \left(\frac{955,50}{89,44} \right)^3$$

$$L_{10_2} = 1.219,26 \text{ milhões de rotações}$$

Convertendo-se esse valor para horas de operação e considerando as respectivas rotações de cada eixo, obtém-se a vida útil em horas pela expressão 33 apresentada por SKF (2016):

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10} \quad \text{Equação 34}$$

Para o eixo 1:

$$L_{10h_1} = \frac{10^6}{60.1720} \cdot (839,60)$$

$$L_{10h_1} = 8.135,66 \text{ horas}$$

Para o eixo 2:

$$L_{10h_2} = \frac{10^6}{60.2.523} \cdot (1.219,26)$$

$$L_{10h_2} = 8.054,30 \text{ horas}$$

Obtêm-se aproximadamente 8.136 horas de operação para o eixo 1 e 8.054 horas para o eixo 2. Os valores de capacidade dinâmica calculados representam o mínimo necessário para que o rolamento atenda às condições de operação previstas. Na seleção comercial, deve-se escolher um rolamento cuja capacidade dinâmica básica, fornecida em catálogo, seja superior aos valores determinados, garantindo margem de segurança e maior vida útil do conjunto.

Além do rolamento, o sistema conta com mancais responsáveis pelo alojamento e fixação dos rolamentos à estrutura da bancada. O mancal atua como elemento estrutural de suporte, assegurando o alinhamento do eixo e a estabilidade do conjunto durante a operação. Para esta aplicação, podem ser empregados mancais do tipo pedestal, amplamente utilizados em transmissões por correias devido à facilidade de montagem e manutenção.

Considerando que as cargas atuantes são predominantemente radiais e de baixa magnitude, nesta etapa do projeto é suficiente assegurar a compatibilidade dimensional entre mancal, rolamento e eixo, bem como selecionar componentes com capacidade nominal adequada às condições de serviço.

4.13. FIXAÇÃO DA POLIA E DO ACOPLAMENTO

A fixação de elementos como polias e acoplamentos aos eixos pode ser realizada por diferentes métodos, entre os quais se destacam chavetas, pinos, parafusos e ajustes por interferência. No presente projeto, adotou-se a utilização de chaveta paralela para a transmissão de torque entre o eixo e os componentes acoplados, por se tratar de uma solução simples e amplamente empregada em sistemas de transmissão mecânica (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

A seleção das dimensões da chaveta paralela pode ser realizada com base em tabelas normativas que relacionam o diâmetro do eixo às dimensões padronizadas do elemento. A Figura 49 apresenta as dimensões em milímetros para chavetas conforme a norma DIN 6885/1.

Figura 49 - Dimensões em mm de chavetas DIN 6885/1



Ø do eixo d		Dimensões da chaveta Aço AISI 1045 Trefilado		Prof. Do rasgo no eixo		Prof. Do rasgo no cubo		Arredondamento no fundo do rasgo r, p/ o eixo e cubo.	
Acima de	Até	Largura b	Altura h	t ₁	Tolerância Admissível	t ₂	Tolerância Admissível	máximo	mínimo
6	8	2	2	1,2	+ 0,1	1	+ 0,1	0,16	0,08
8	10	3	3	1,8	+ 0,1	1,4	+ 0,1	0,16	0,08
10	12	4	4	2,5	+ 0,1	1,8	+ 0,1	0,16	0,08
12	17	5	5	3	+ 0,1	2,3	+ 0,1	0,25	0,16
17	22	6	6	3,5	+ 0,1	2,8	+ 0,1	0,25	0,16
22	30	8	7	4	+ 0,2	3,3	+ 0,2	0,25	0,16

Fonte: Adaptado de SolidPrize (2011)

Para essa faixa dimensional, a Figura 49 indica dimensões padronizadas que podem corresponder a chavetas quadradas ou retangulares. No presente projeto adotou-se a chaveta quadrada de 5 mm × 5 mm, amplamente empregada em eixos

de pequeno e médio diâmetro, pois proporciona adequada capacidade de transmissão de torque, ao mesmo tempo em que mantém menor profundidade de rasgo no eixo, reduzindo a concentração de tensões.

Assim, foram definidas as dimensões da chaveta adotada no projeto, sendo largura (b) igual a 5 mm, altura (h) igual a 5 mm e profundidade do rasgo no eixo (t_1) igual a 3 mm. O comprimento da chaveta foi considerado igual ao comprimento do cubo da polia ou acoplamento, garantindo compatibilidade dimensional com o eixo adotado.

Segundo a teoria da energia de distorção apresentada por Budynas e Nisbett (2016), a resistência ao cisalhamento da chaveta pode ser estimada a partir do limite de escoamento do material. Para o aço SAE 1045 trefilado, adotado tanto para o eixo quanto para a chaveta, a tensão de escoamento ao cisalhamento é dada por:

$$S_{sy} = 0,577.S_y \quad \text{Equação 35}$$

Em que:

S_{sy} - tensão de escoamento ao cisalhamento (MPa);

S_y - limite de escoamento à tração (MPa).

$$S_{sy} = 0,577(530.10^6) = 305,82 \text{ MPa}$$

A falha por cisalhamento da chaveta ocorre quando a tensão atuante na seção resistente ultrapassa a tensão admissível do material. A tensão de cisalhamento é determinada pela relação: $\tau = F/tl$, em que F representa a força tangencial atuante na superfície do eixo, t corresponde à largura da chaveta e l ao comprimento da chaveta.

Substituindo a tensão de cisalhamento admissível pela razão entre a resistência ao cisalhamento do material e o fator de segurança adotado, obtém-se a expressão:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl} \quad \text{Equação 36}$$

Onde S_{sy} representa a tensão de escoamento ao cisalhamento do material e n o fator de segurança. No presente projeto foi adotado fator de segurança igual a 2, conforme indicado na Figura 31. A partir dessa relação, é possível determinar o comprimento mínimo da chaveta necessário para evitar a falha por cisalhamento.

Para o cálculo da força atuante na chaveta considera-se a força tangencial na superfície do eixo, obtida a partir da relação entre o torque transmitido e o raio do eixo.

Com o diâmetro do eixo igual a 15,88 mm, obtêm-se:

Eixo 1:

$$F_{T_1} = \frac{4,16}{0,00794} = 523,93 \text{ N}$$

Eixo 2:

$$F_{T_2} = \frac{2,46}{0,00794} = 309,82 \text{ N}$$

Substituindo os valores, na expressão 35, temos no:

Eixo 1:

$$\frac{309,82 \cdot 10^6}{2} = \frac{523,93}{0,005 l_{C_1}}$$
$$l_{C_1} = 0,000685 \text{ m} = 0,685 \text{ mm}$$

Eixo 2:

$$l_{C_2} = 0,405 \text{ mm}$$

Observa-se que, considerando apenas o critério de cisalhamento, o comprimento mínimo da chaveta é inferior a 1 mm.

Além do cisalhamento, deve-se verificar também a possibilidade de falha por esmagamento (pressão de contato) entre a chaveta e o cubo da polia. Nesse caso, considera-se a área correspondente à metade da face da chaveta, conforme apresentado por Budynas e Nisbett (2016), resultando na expressão:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl/2} \quad \text{Equação 37}$$

Aplicando essa relação, obtêm-se os seguintes comprimentos mínimos para evitar falha por esmagamento no eixo 1: $l_{e_1} = 1,37 \text{ mm}$, e eixo 2 $l_{e_2} = 0,81 \text{ mm}$.

Os comprimentos mínimos obtidos pelos critérios de cisalhamento e esmagamento foram inferiores a 2 mm, indicando ampla margem de segurança para a aplicação. Assim, adota-se na prática um comprimento de chaveta igual ao comprimento do cubo da polia (e do acoplamento), conforme o componente comercial selecionado, garantindo que $l_{adotado} \geq l_{min}$.

Dessa forma, a chaveta selecionada apresenta capacidade suficiente para transmitir o torque entre o eixo, a polia e o acoplamento, garantindo a integridade do conjunto durante a operação da bancada.

Com base nos cálculos realizados, foi possível dimensionar os principais elementos mecânicos da bancada didática proposta, incluindo eixos, sistema de transmissão por correia, chavetas e mancais de apoio. Os dimensionamentos foram conduzidos considerando os esforços atuantes no sistema, tais como as forças provenientes da transmissão por correia, os momentos fletores nos eixos e as tensões combinadas resultantes dos esforços de flexão e torção.

A verificação estrutural demonstrou que os diâmetros adotados para os eixos e os elementos de fixação selecionados apresentam níveis de tensão inferiores aos limites admissíveis do material, garantindo condições adequadas de segurança estrutural e funcionamento para a aplicação proposta. Dessa forma, o conjunto mecânico apresenta capacidade suficiente para transmitir a potência do motor e suportar os esforços gerados durante a operação da bancada.

4.14. BASE ESTRUTURAL DA BANCADA

A bancada didática necessita de uma estrutura de suporte capaz de garantir rigidez suficiente para sustentar os componentes mecânicos do sistema, como motor elétrico, eixos, mancais e polias, além de proporcionar estabilidade durante o funcionamento do conjunto. A mesa tem como função principal servir como base estrutural para fixação desses elementos, assegurando o alinhamento entre os componentes e minimizando vibrações que possam interferir no funcionamento do sistema ou na análise experimental.

Para a construção da estrutura, optou-se pela utilização de chapa de aço carbono estrutural, material amplamente empregado em bases de máquinas devido à sua boa resistência mecânica, rigidez e facilidade de fabricação. Para a definição preliminar das dimensões da bancada, considerou-se o espaço ocupado pelo motor elétrico, com comprimento aproximado de 260 mm, acrescido das distâncias necessárias para posicionamento dos mancais e eixos. Assim, adotando-se 150 mm entre o motor e o primeiro mancal e 300 mm entre os mancais, obteve-se um comprimento mínimo de aproximadamente 710 mm. Além disso, foram previstas folgas de aproximadamente 100 mm em cada extremidade para facilitar a montagem e o ajuste dos componentes, resultando em um comprimento final adotado de 900 mm.

A largura da mesa foi definida considerando a largura do motor elétrico (aproximadamente 160 mm), somada às dimensões das polias de 110 mm e 75 mm, ao vão livre entre elas (12,95 mm) e a uma folga de 100 mm em cada lateral para facilitar a montagem e fixação dos componentes. Com isso, obteve-se uma largura mínima de aproximadamente 674,5 mm, sendo adotado o valor de 700 mm para a bancada.

O dimensionamento da chapa foi realizado de forma simplificada, considerando-a como a base estrutural responsável por sustentar os componentes do sistema. Inicialmente, determinou-se o carregamento total atuante a partir da soma das massas dos elementos instalados, resultando em uma massa aproximada de 17 kg. Considerando a aceleração da gravidade (g), o peso total (m) aplicado à bancada dado por (HIBBELER 2010):

$$F_p = m \cdot g \quad \text{Equação 38}$$

Resultando em:

$$F_p = 17 \cdot 9,81 = 166,77 \text{ N}$$

Com as dimensões adotadas de 900 mm × 700 mm, a área (A) da bancada é de 0,63 m². Assim, a carga média distribuída sobre a superfície da chapa pode ser estimada pela relação entre força e área, análoga ao conceito de tensão média apresentado na mecânica dos materiais (HIBBELER, 2010):

$$\sigma = \frac{F_p}{A} \quad \text{Equação 39}$$

Onde:

σ - tensão normal (N/m²);

F_p - força peso normal (N);

A - área da bancada (m²);

Substituindo os valores, tem-se:

$$\sigma = \frac{166,77}{0,63}$$

$$\sigma = 264,70 \text{ N/m}^2$$

Observa-se que o carregamento aplicado à chapa é extremamente baixo quando comparado à resistência mecânica do aço estrutural utilizado, cujo limite de escoamento situa-se na ordem de $2,5 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ (BUDYNAS; NISBETT, 2016). Dessa forma, verifica-se que a chapa opera muito abaixo da capacidade resistente do material.

Na prática, os carregamentos atuam de forma concentrada nos pontos de fixação dos componentes. Entretanto, para simplificação do dimensionamento preliminar, o peso total do conjunto foi considerado como uma carga média distribuída sobre a área da chapa.

Para estimar a espessura da chapa, utilizou-se a relação de tensão de flexão apresentada na teoria da resistência dos materiais (HIBBELER, 2010):

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{Equação 40}$$

Onde M é o momento fletor atuante, c a distância até a fibra mais afastada da seção e I o momento de inércia da seção transversal. Para seção retangular, o momento de inércia é dado por (HIBBELER, 2010):

$$I = \frac{b \cdot t^3}{12} \quad \text{Equação 41}$$

Sendo b a largura da chapa e t a espessura. Considerando $c = t/2$, obtém-se a forma simplificada e isolando a espessura, tem-se:

$$t = \sqrt{\frac{6M}{b\sigma_{adm}}}$$

O momento fletor foi estimado considerando uma simplificação da chapa como uma viga submetida a carregamento distribuído uniforme. A carga linear equivalente (w) foi obtida pela razão entre a carga total (F_P) e o comprimento (L_B) da bancada, (HIBBELER, 2010):

$$w = \frac{F_P}{L_B} \quad \text{Equação 42}$$

Logo:

$$w = \frac{166,77}{0,90} = 185,30 \text{ N/m}$$

Para essa condição, o momento fletor máximo (M) é dado por (HIBBELER, 2010):

$$M = \frac{wL_B^2}{8} \quad \text{Equação 43}$$

Substituindo os valores:

$$M = \frac{185,30(0,90)^2}{8} = 18,76 \text{ N} \cdot \text{m}$$

O aço carbono estrutural adotado é amplamente utilizado em estruturas metálicas e bases de máquinas devido à sua boa resistência mecânica, elevada

rigidez, facilidade de fabricação e ampla disponibilidade comercial. Além disso, apresenta boa soldabilidade e permite operações de corte, dobra e conformação sem grande complexidade, características que favorecem sua aplicação na construção de estruturas de suporte.

De acordo com informações técnicas disponíveis para chapas de aço carbono estruturais, esse material apresenta resistência à tração da ordem de 550 MPa e limite de escoamento aproximado de 250 MPa (TENAX, 2024). Para o dimensionamento da chapa, adotou-se um fator de segurança igual a 2, conforme valores recomendados para estruturas mecânicas submetidas a carregamentos estáticos, apresentados na Tabela 1 desse trabalho.

Dessa forma, a tensão admissível do material foi determinada com base na expressão (26), considerando um fator de segurança igual a 2. Assim, obteve-se uma tensão admissível de 125 MPa. Para compatibilização com as unidades utilizadas nos cálculos, o valor foi convertido para o Sistema Internacional, resultando em $\sigma_{adm} = 125 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$.

Substituindo os valores na expressão da espessura:

$$t = \sqrt{\frac{6M}{b\sigma_{adm}}}$$
$$t = \sqrt{\frac{6,18,76}{0,70(125 \cdot 10^6)}}$$

$$t = 0,00113 \text{ m ou } 1,13 \text{ mm}$$

A espessura mínima teórica obtida foi de aproximadamente 1,13 mm. Como esse valor é muito inferior às espessuras normalmente utilizadas em aplicações práticas, adotou-se uma espessura comercial superior, de modo a garantir maior rigidez, estabilidade geométrica e facilidade de fabricação. Assim, foi adotada uma chapa de aço com espessura de 6,35 mm (1/4") para a mesa da bancada.

4.15. DEFINIÇÃO DOS MATERIAIS E COMPONENTES COMERCIAIS

Após a realização do dimensionamento dos principais elementos da transmissão mecânica, procedeu-se à definição dos materiais e componentes comerciais a serem utilizados na bancada didática. A seleção foi realizada considerando os resultados obtidos nos cálculos, a compatibilidade dimensional entre

os elementos do sistema e a disponibilidade de componentes padronizados no mercado.

O sistema é acionado por um motor de indução de 1 cv e rotação nominal de 1720 RPM, modelo W56 B3D da WEG, cujo eixo possui diâmetro de 15,88 mm (5/8"), valor adotado como referência no dimensionamento dos eixos da bancada (WEG, 2023). A partir dessa condição, os eixos foram especificados a partir de barra redonda de aço SAE 1045 com diâmetro de 15,88 mm, material amplamente empregado em aplicações mecânicas devido à sua boa resistência mecânica e facilidade de usinagem (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

A transmissão de potência entre os eixos é realizada por meio de polias com canal para correia em V, perfil A, com diâmetros de 110 mm para a polia motora e 75 mm para a polia movida, valores definidos a partir do dimensionamento da transmissão e compatíveis com a rotação de projeto do sistema. A ligação entre as polias é feita por uma correia em V perfil A modelo Hi-Power II A-27 da Gates, com dimensões 13 × 8 mm e comprimento nominal de 735 mm, correspondente ao valor comercial mais próximo do comprimento teórico obtido no cálculo da transmissão (GATES, 2022).

Para o suporte dos eixos foram especificados mancais pedestal do tipo UCP, modelo UCP202-10 da Timken, compatíveis com eixo de 5/8" (15,88 mm). Esse mancal possui capacidade dinâmica básica de aproximadamente 12,8 kN, valor significativamente superior às cargas radiais determinadas no dimensionamento do sistema, indicando que o componente atende com ampla margem de segurança às condições de operação previstas (TIMKEN, 2021).

Devido à necessidade de compatibilização da altura do eixo da bancada com o eixo do motor elétrico, bem como ao correto alinhamento do sistema de transmissão, foram adotados suportes para elevação dos mancais. Esses suportes possuem dimensões de 102 mm de comprimento, 25 mm de largura e 34,5 mm de altura.

Os suportes foram projetados como peças usinadas em liga de alumínio, material escolhido por apresentar boa resistência mecânica, baixa densidade e facilidade de usinagem, sendo adequado para aplicações estruturais leves. O material pode ser obtido comercialmente na forma de chapas de alumínio, disponíveis em fornecedores industriais (COPPERMETAL, 2023).

A fixação das polias e do acoplamento aos eixos é realizada por meio de chavetas planas de seção 5 × 5 mm em aço SAE 1045 (LUTEC, 2026), compatíveis

com o diâmetro do eixo adotado. Os comprimentos mínimos obtidos no dimensionamento, considerando os critérios de cisalhamento e esmagamento, foram significativamente inferiores ao comprimento do cubo dos componentes comerciais selecionados. Dessa forma, a chaveta adotada apresenta capacidade suficiente para transmitir com segurança o torque calculado no sistema.

A ligação entre o eixo do motor e o eixo da bancada é realizada por meio de um acoplamento flexível do tipo cruzeta, selecionado com capacidade nominal de 6 N·m. Considerando que o torque transmitido pelo motor é de aproximadamente 4,16 N·m, o acoplamento escolhido apresenta capacidade superior à exigida para a operação do sistema, garantindo margem de segurança para a transmissão de torque (CORREMOL, 2023). Além disso, o elemento elastomérico presente nesse tipo de acoplamento permite compensar pequenos desalinhamentos entre os eixos e contribuir para a redução de vibrações durante o funcionamento da bancada (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Dessa forma, os componentes selecionados apresentam características dimensionais e mecânicas compatíveis com os resultados obtidos no dimensionamento, garantindo o correto funcionamento do sistema de transmissão de potência da bancada didática.

Para a construção da bancada, foram selecionados materiais e componentes comerciais compatíveis com as dimensões e condições de operação definidas no projeto. A escolha desses elementos considerou critérios como disponibilidade no mercado, facilidade de fabricação, resistência mecânica e adequação às cargas calculadas para o sistema. Entre os materiais adotados, destaca-se a chapa de aço carbono estrutural ASTM A36, utilizada na mesa da bancada, com dimensões de 900 mm × 700 mm e espessura de 6,35 mm, selecionada com base no dimensionamento realizado e em especificações disponíveis comercialmente (TENAX, 2024).

A fixação do motor elétrico e dos suportes dos mancais à base da bancada é realizada por meio de elementos de fixação compatíveis com as furações e dimensões de montagem especificadas pelos fabricantes dos respectivos componentes, garantindo o adequado posicionamento e a estabilidade do sistema.

Inicialmente, considerou-se a utilização de parafusos convencionais passantes, sendo adotados parafusos M8 para a fixação do motor e M10 para os mancais, conforme as dimensões das furações. Entretanto, devido à configuração da bancada, que não possui base inferior elevada, a utilização de parafusos com porcas na face

inferior da chapa mostrara-se inadequada, pois comprometeria o apoio plano da estrutura.

Dessa forma, optou-se pela utilização de prisoneiros soldados à chapa base, solução que permite a fixação dos componentes por meio de arruelas e porcas na face superior, eliminando a necessidade de elementos de fixação projetados abaixo da bancada. Os prisoneiros foram especificados conforme os diâmetros das furações dos componentes, sendo adotados prisoneiros M8 para o motor elétrico e M10 para os suportes dos mancais.

Os comprimentos dos prisoneiros foram definidos com base na espessura dos elementos a serem fixados, acrescidos da altura da arruela, da porca e de uma pequena sobra de rosca para garantir o correto engajamento, sendo adotado, para os suportes dos mancais, comprimento nominal de aproximadamente 50 mm.

Considerando que a bancada opera sob níveis moderados de carregamento, não foi realizado um dimensionamento analítico detalhado dos elementos de fixação, sendo sua seleção baseada em critérios construtivos e de montagem. Além disso, por se tratar de um sistema sujeito à vibração, recomenda-se a utilização de elementos de travamento, como arruelas de pressão, porcas autotravantes ou aplicação de trava química, a fim de minimizar o risco de afrouxamento durante a operação (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

A Tabela 2 apresenta os principais materiais e componentes comerciais especificados para a bancada didática, bem como suas respectivas características.

Tabela 2 –Componentes comerciais da bancada didática

Componentes	Especificação	Fabricante	Modelo
Motor Elétrico	Motor de indução, 1 cv, 1720 RPM, eixo ϕ 15,88 mm (5/8")	WEG	W56 B3D
Eixo	Barra redonda de aço SAE 1045, ϕ 15,88 mm (5/8")	Gerdau ou similar	-
Polia Motora	Polia em V de alumínio, ϕ 110 mm, 1 canal, sem furo	Mademil	PAL110A1
Polia Movid	Polia em V de alumínio, ϕ 75 mm, 1 canal, sem furo	Mademil	PAL75A1
Correia	Correia em V perfil A, 13 x 8 mm, comprimento 735 mm	Gates	Hi-Power II - A27

Componentes	Especificação	Fabricante	Modelo
Mancal	Mancal pedestal de ferro fundido tipo UCP para rolamento de esferas, eixo: ϕ 15,88 mm (5/8")	Timken	UCP 202-10
Suporte Mancal	Suporte usinado de alumínio 102x25x34,5 mm	Coppermetal	-
Chaveta	Chaveta quadrada 5 x 5 mm de aço SAE 1045	Lutec	LVCQ5
Acoplamento	Acoplamento flexível tipo cruzeta, torque máx. 6,18 N·m, ϕ 25,00 mm, sem furo	Corremol	AZ-02
Prisioneiro Motor	Prisioneiro roscado M8 x 25 mm, aço carbono, classe 8.8	Würth ou similar	-
Porca Motor	Porca sextavada M8, aço carbono, classe 8	Würth ou similar	-
Arruela Motor	Arruela lisa M8, aço carbono	Würth ou similar	-
Prisioneiro Mancal	Prisioneiro roscado M10 x 50 mm, aço carbono, classe 8.8	Würth ou similar	-
Porca Mancal	Porca sextavada M10, classe 8, aço carbono	Würth ou similar	-
Arruela Mancal	Arruela lisa M10, aço carbono	Würth ou similar	-
Mesa	Chapa de aço carbono estrutural, espessura 6,35 mm	Tenax	ASTM A36

Fonte: Elaborado pela autora (2026)

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção são apresentados e discutidos os resultados obtidos a partir dos cálculos de dimensionamento dos principais componentes mecânicos da bancada didática. A análise considera os valores de tensões, fatores de segurança e condições de funcionamento do sistema, com o objetivo de verificar a adequação dos componentes selecionados para a aplicação proposta.

5.1. PROCEDIMENTO PROPOSTO PARA ANÁLISE DE VIBRAÇÃO NA BANCADA DIDÁTICA

Embora o presente trabalho tenha se concentrado no dimensionamento dos principais elementos mecânicos da bancada didática, o sistema foi concebido de modo a possibilitar, em etapas futuras, a realização de medições de vibração em sistemas rotativos. Para esse fim, recomenda-se que sensores de vibração, como acelerômetros, sejam instalados preferencialmente nas carcaças dos mancais, regiões que apresentam boa transmissibilidade das vibrações provenientes do eixo, das polias, do acoplamento e dos rolamentos.

A análise vibracional permite avaliar o comportamento dinâmico do conjunto rotativo, possibilitando a identificação de fenômenos associados ao funcionamento do sistema, como desbalanceamento do eixo, desalinhamento entre eixos no acoplamento, variações no tensionamento da correia e possíveis irregularidades no funcionamento dos rolamentos.

A partir da aquisição dos sinais vibracionais, pode-se realizar a análise tanto no domínio do tempo quanto no domínio da frequência. A análise espectral, obtida por meio da Transformada Rápida de Fourier (FFT), permite identificar componentes relacionadas à frequência de rotação do eixo e seus harmônicos, possibilitando observar alterações no comportamento vibratório do sistema.

Dessa forma, a bancada pode permitir a realização de ensaios didáticos controlados, como a introdução de pequenas massas excêntricas na polia para simulação de desbalanceamento, a alteração do alinhamento no acoplamento ou a avaliação do comportamento vibratório próximo aos mancais para verificação básica das condições de funcionamento dos rolamentos.

Assim, a futura implementação de instrumentação adequada poderá ampliar o potencial didático da bancada, permitindo sua utilização em atividades experimentais voltadas ao estudo de vibrações mecânicas e à aplicação de técnicas de monitoramento e manutenção preditiva em sistemas rotativos.

5.2. CONSIDERAÇÕES FINAIS DO DIMENSIONAMENTO

Com base nos cálculos realizados, foi possível dimensionar os principais elementos mecânicos da bancada didática proposta, incluindo o sistema de

transmissão por correia, os eixos, as chavetas e os mancais de apoio. O dimensionamento foi conduzido considerando os esforços atuantes no sistema, como as forças provenientes da transmissão por correia, os momentos fletores nos eixos e as tensões resultantes da combinação entre flexão e torção.

As verificações realizadas indicaram que os componentes selecionados apresentam capacidade suficiente para suportar as cargas aplicadas durante a operação do sistema, mantendo níveis de tensão inferiores aos limites admissíveis do material adotado. Dessa forma, os diâmetros de eixo, as dimensões das chavetas e os mancais selecionados garantem condições adequadas de resistência mecânica e funcionamento do conjunto.

Assim, o dimensionamento desenvolvido estabelece as bases para a construção da bancada didática proposta, destinada ao uso em laboratório para o estudo de vibrações em sistemas rotativos. A futura implementação do protótipo permitirá a realização de atividades experimentais voltadas à análise do comportamento vibratório de componentes como eixos, mancais, acoplamentos e elementos de transmissão, possibilitando a compreensão prática de fenômenos associados às vibrações mecânicas e às técnicas de monitoramento aplicadas em máquinas rotativas.

6. CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo o desenvolvimento do projeto de uma bancada didática destinada ao estudo de vibrações em sistemas rotativos, com aplicação em atividades experimentais de laboratório. Para isso, foi realizado o dimensionamento dos principais elementos mecânicos do sistema, considerando os esforços atuantes e os critérios de resistência dos materiais aplicáveis aos componentes.

Inicialmente, foi definida a configuração geral da bancada e selecionados os elementos de transmissão de potência, incluindo motor elétrico, sistema de polias e correia. A partir dessa configuração, foram determinadas as forças atuantes no sistema de transmissão, permitindo a obtenção das reações nos mancais e a análise dos esforços de flexão e torção nos eixos.

Com base nesses resultados, procedeu-se ao dimensionamento dos eixos, à verificação das tensões combinadas por meio do critério de Von Mises e à definição

das dimensões das chavetas utilizadas na fixação dos elementos de transmissão. Também foi realizada a seleção dos mancais de apoio, considerando as cargas atuantes e as condições de funcionamento do sistema.

Os resultados obtidos indicam que os componentes dimensionados apresentam capacidade adequada para suportar as cargas previstas, garantindo condições satisfatórias de resistência e funcionamento para a aplicação proposta. Dessa forma, o projeto desenvolvido estabelece as bases para a construção da bancada didática e para sua utilização em atividades experimentais voltadas ao estudo do comportamento vibratório de sistemas rotativos.

A implementação futura da bancada em ambiente de laboratório poderá contribuir para a compreensão prática dos fenômenos associados às vibrações mecânicas, permitindo a observação de condições como desbalanceamento, desalinhamento e variações no funcionamento dos elementos de transmissão, ampliando as possibilidades de aplicação didática do equipamento.

7. SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho concentrou-se no dimensionamento dos principais componentes mecânicos da bancada didática, não contemplando etapas relacionadas à construção física, instrumentação e avaliação experimental do sistema.

Dessa forma, como continuidade do projeto, recomenda-se que trabalhos futuros realizem o desenvolvimento construtivo e a implantação da bancada, incluindo aspectos relacionados à montagem, alinhamento dos eixos, fixação dos componentes e avaliação do comportamento do sistema em operação.

Além disso, estudos futuros podem contemplar a análise de segurança operacional do equipamento, incluindo a implementação de proteções mecânicas para os elementos rotativos, dispositivos de parada de emergência e avaliação das condições seguras de utilização da bancada em ambiente didático.

Outra possibilidade de aprofundamento consiste na instrumentação da bancada com sensores de vibração, instalados próximos aos mancais, permitindo a aquisição de dados dinâmicos do sistema rotativo e a realização de análises relacionadas à manutenção preditiva e diagnóstico de falhas em máquinas rotativas.

REFERÊNCIAS

ABECOM, New. **O que é um mancal? Quais os principais tipos?**. ABECOM, 2020. Disponível em: <https://www.abecom.com.br/o-que-e-um-mancal-quais-os-principais-tipos/>. Acessado em: 06 nov. 2025.

ABECOM. **Correias Continental: principais tipos e aplicações**. Disponível em: <https://www.abecom.com.br/correias-continental/>. Acesso em: 8 mar. 2026.

ADOBE STOCK. **Pesquisa: Arduino Uno**. Disponível em: <https://stock.adobe.com/br/search?k=arduino+uno>. Acesso em: 01 jul. 2025

ALMEIDA, Gustavo Rogel de. **Concepção e Implementação de Um Sistema de Baixo Custo para Análise de Vibração**. 2019, 107f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal Fluminense, Volta Redonda, 2019.

ALUGA FERRAMENTAS. **Mancais: a base da rotatividade**. Disponível em: <https://alugaferramentas.com.br/mancais-a-base-da-rotatividade/> Acesso em: 8 mar. 2026.

ALVES, Carlos dos Santos. **Projeto de Bancada Didática para Estudo de Balanceamentos em Laboratório e em Campo**. 2021. 59 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade Evangélica de Goianésia, Goianésia, 2019.

ARTE. **Placa UNO SMD R3 com cabo compatível com Arduino**. Disponível em: https://images.tcdn.com.br/img/img_prod/650361/placa_uno_smd_r3_cabo_compativel_com_arduino_1577_1_cbf4e478bf5d994331e674c1c5e563d8.jpg. Acesso em: 16 jun. 2025.

AXIAL ROLAMENTOS. **Mancal de deslizamento na Vila Prudente**. Disponível em: <https://www.axialrolamentos.com.br/mancal-de-deslizamento-na-vila-prudente/amp/>. Acesso em: 8 mar. 2026

BARBOSA, Cássio. **Análise fractográfica de falhas**. Rio de Janeiro: Instituto Nacional de Tecnologia (INT), maio 2018. Disponível em: www.abendi.org.br/abendi/Upload/file/Normalizacao/analise_falhas_cassio_barbosa_intercorr_2018.pdf. Acessado em: 21 fev. 2026.

BOEING, Alisson Mateus. **Estudo e Melhoria da Aquisição de Dados de Acelerômetros MEMS para Análise de Vibração por Sistemas Embarcados de Baixa Potência**. 2022, 59f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia de Telecomunicações, Instituto Federal de Santa Catarina, São José, 2022.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Projeto de engenharia mecânica de Shigley**. 10. ed. Porto Alegre: AMGH, 2016.

CNC GESTÃO OCUPACIONAL. **Serviço de medição de vibração ambiental**. Disponível em: <https://www.cncgestaoocupacional.com.br/servico-medicao-vibracao-ambiental>. Acesso em: 14 jun. 2025.

COPPERMETAL. **Chapas de alumínio.** Disponível em: <https://coppermetal.com.br/aluminio/chapa-de-aluminio/>. Acesso em: 21 mar. 2026.

CORREIAS AMERICANA. **Correia plana.** Disponível em: <https://correiasamericana.com.br/correia-plana/>. Acesso em: 8 mar. 2026.

CORREMOL. **Acoplamentos elásticos com cruzeta – Catálogo técnico.** São Paulo: Corremol, 2023. Disponível em: <https://www.corremol.com.br> Acesso em: 06 mar. 2026.

CYRINO, Luis. **Motores elétricos: conheça as falhas mais comuns.** 2021. Disponível em: <https://www.manutencaoemfoco.com.br/motores-eletricos-conheca-as-falhas-mais-comuns/>. Acesso em: 17 jun. 2025.

DIN. **DIN 6885: parallel keys and keyways.** Berlin: Deutsches Institut für Normung, 2016.

DREAMSTIME. **Fotos de stock de vibração.** Disponível em: <https://pt.dreamstime.com/photos-images/vibra%C3%A7%C3%A3o.html>. Acesso em: 01 jul. 2025.

DYNAMOX. **Como ter dados confiáveis de sensores de vibração sem fio.** Disponível em: <https://dynamox.net/blog/como-ter-dados-confiaveis-de-sensores-de-vibracao-sem-fio>. Acesso em: 15 jun. 2025.

DYNAMOX. **Desalinhamento de eixos: como monitorar e identificar.** 2023. Disponível em: <https://dynamox.net/blog/como-monitorar-e-identificar-a-condicao-de-desalinhamento-de-eixos>. Acesso em: 17 jun. 2025.

FERNÁNDEZ, Alfonso. **Estágios de deterioração.** Disponível em: <https://power-mi.com/es/content/fases-de-deterioro>. Acesso em: 19 jun. 2025.

FERRO, Eduardo Monteiro. **Bancada de Ensaio para Detecção de Falhas de Desbalanceamento, Desalinhamento e Folga Mecânica.** 2021. 30 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Universitário UniSATC, Criciúma, 2021.

FRACTTAL. **Vibração no domínio da frequência.** Disponível em: <https://www.fracttal.com/hs-fs/hubfs/vibracao-no-domino-da-frequencia-2-pt-blog.png?width=1080&height=1080&name=vibracao-no-domino-da-frequencia-2-pt-br-blog.png>. Acesso em: 14 jun. 2025.

GALLI, Vinícius Barcos. **Manutenção Preditiva por Análise de Vibração Mecânica em Maquinas Rotativas: Estudo de caso.** 2017, 96f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Guaratinguetá, 2017.

GATES. **Industrial belt drive systems**: product catalog. Denver: Gates Corporation, 2022. Disponível em: <https://www.gates.com>. Acesso em: 03 mar. 2026.

GATES CORPORATION. **Catálogo de correias industriais Hi-Power II**. Denver: Gates Corporation, 2022. Disponível em: <https://www.gates.com> Acesso em: 06 mar. 2026.

GNU OCTAVE. **GNU Octave Manual. Free Software Foundation**, 2024. Disponível em: <https://www.gnu.org/software/octave/>. Acesso em: 17 jun. 2025.

GONZÁLEZ, Roberto Carlos Díaz. **Desenvolvimento de Um Protótipo Analisador de Vibração de Baixo Custo para Uso em Manutenção Preditiva**. 2014, 106f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.

GOODYEAR DO BRASIL. **Catálogo Produtos Técnicos de Borracha**. [S.I], [1994]. Disponível em: <https://www.fabricadoprojeto.com.br/wp-content/uploads/2019/12/clculoserecomendaesparacorreiasdetransmissodepotnciae mv-goodyer-160312193816.pdf>. Acessado em: 16 nov. 2025.

HIBBELER, Russell Charles. **Resistência dos materiais**. Tradução: Arlete Simille Marques. Revisão técnica: Sebastião Simões da Cunha Jr. 7. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

JUNIOR, Alessandro N. dos S.; TONON, Davi B.; BASSANI, Marcio J.; PEREIRA, Vitor T. **Simulador de Defeitos e Falhas Gerados de Vibração em Equipamentos Rotativos**. 2018, 72f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Faculdades Integradas de Aracruz, Aracruz, 2018.

JÚNIOR, Joacy de Lima Freitas. **Desenvolvimento de um Monitor de Vibrações utilizando sensor de tecnologia Micro-eletromecânica – MEMS**. 2005. 100f. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2005.

KOSEKI, Bruno Akira. **Análise de Falha em Eixo de Saída de Aço SAE 4340 da Caixa de Redução do Baja de Competição da Equipe Poli**. 2018. 100f. Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Metalúrgica e de Materiais II. São Paulo, 2018.

KREY, Otávio. **Você sabe o que é desbalanceamento?** 2015. Disponível em: <https://simetriza.com.br/2015/05/20/entendendo-os-tipos-de-desbalanceamento/>. Acesso em: 17 jun. 2025.

LEITE, Juarez Antônio. **Bancada Multifuncional para Simulação de Mecanismos de Falhas em Máquinas**. 2012, 113f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Guaratinguetá, 2012.

LINO, Paulo Sérgio Costa. **Polias, Correias e Transmissão de Potência**. 2013. 15f. Notas de aula em PDF. Disponível em: <https://www.engenharia360.com/wp-content/uploads/2013/05/PoliaseCorreias.pdf> Acessado em: 06 nov. 2025.

LUCIANO, Bruno. **Acoplamento flexível**: Como funcionar e quais os tipos? Saiba mais sobre esse acoplamento industrial. ABECOM, 2011. Disponível em : <https://www.abecom.com.br/acoplamento-flexivel/>. Acessado em: 06 nov. 2025.

LUCIANO, Bruno. **Acoplamentos Industriais**: Pra que servem? Quais os tipos? – Guia completo. ABECOM, 2024. Disponível em: <https://www.abecom.com.br/acoplamentos-industriais/>. Acessado em: 20 fev. 2024.

LUTEC PARAFUSOS E FERRAMENTAS. **Barra chaveta DIN 6885 – especificações técnicas**. Disponível em: <https://www.lutecparafusoferramenta.com.br> Acesso em: 06 mar. 2026.

MADEMIL POLIAS INDUSTRIAIS. **Catálogo técnico de polias em V**. Caxias do Sul: Mademil, 2022. Disponível em: <https://www.mademil.com.br> Acesso em: 06 mar. 2026.

MAGALHÃES, Roberto. **Identificação de afrouxamento mecânico com análise de espectro de vibração**. 2024. Disponível em: <https://compraco.com.br/blogs/industria/identificacao-de-afrouxamento-mecanico-com-analise-de-espectro-de-vibracao>. Acesso em: 19 jun. 2025.

MARÇAL, Rafael Almeida; SANTOS, Ronaldo Lisboa dos. **Medição, Análise e Controle de Vibração em Máquinas Industriais**: Estudo de Caso em Uma Empresa de Grande Porte do Setor Madeireiro. 2013, 70f. Curso Técnico em Manutenção Industrial, Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Campus Ponta Grossa, Ponta Grossa, 2013.

MARTINS, Jean Carlos. **Dimensionamento de uma bancada didática para simulação de transmissões mecânicas**. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Faculdade Horizontina (FAHOR), Horizontina, RS, 2018.

MELCONIAN, Sarkis. **ELEMENTOS DE MÁQUINAS**. 11. ed. Rio de Janeiro: Érica, 2019. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/reader/books/9788536530420/>. Acesso em: 02 nov. 2025.

MERCADO LIVRE. **Polia sincronizada HTD 5M 30 dentes para correia 25 mm em alumínio**. Disponível em: <https://www.mercadolivre.com.br/polia-sincronizada-htd-5m-30-dentes-pcorreia-25mmaluminio/up/MLBU604164774>. Acesso em: 8 mar. 2026.

MONTEIRO, Fernando Luiz. **Análises de Falhas em Eixo de Laminadora**. 2004. 153f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Guaratinguetá, 2004.

MUYNARSK, Oscar Gomes; GARCIA, Marcus Valério Rocha. **Sistema de monitoramento e controle de máquinas elétricas, utilizando microcontrolador Arduino e supervisor Elipse SCADA para diminuição de paradas não programadas para a manutenção.** In: SEMINÁRIO MULTIDISCIPLINAR ENIAC, 6., 2014, Guarulhos. Anais do VI Seminário Multidisciplinar ENIAC 2014. Guarulhos: ENIAC, 2014. v.1, n.6, p.98–107. Disponível em: <http://ojs.eniac.com.br>. Acesso em: 21 jun. 2025.

NADEL CNC. **Correia sincronizada eixo Z Centur 30RV Romi.** Disponível em: <https://www.nadelcnc.com.br/produto/correia-sincronizada-eixo-z-centur-30rv-romi-frete-gratis.html>. Acesso em: 8 mar. 2026.

ROLAMENTOS DINAMARCA. **Mancais com rolamentos para eixo.** Disponível em: <http://www.rolamentosdinamarca.com.br/mancais-com-rolamentos-para-eixo-para-santa-catarina-sergipe-mato-grosso-do-sul-rio-de-janeiro-alagoas-sao-paulo-espirito-santo-minas-gerais-santos-bahia-parana-goias-maranhao-rio-grande-do-sul>. Acesso em: 8 mar. 2026.

ROLLER CHAIN. **Polia para correia plana Martin.** Disponível em: <https://www.rollerchain.com.br/polia-para-correia-plana-martin>. Acesso em: 8 mar. 2026.

RS ROBÓTICA. **Acelerômetro MPU6050.** Disponível em: <https://www.rsrobotica.com.br/acelerometro-mpu6050>. Acesso em: 15 jun. 2025.

SCHNEIDER & COMPANY. **Coefficient of Friction Reference Chart.** Disponível em: <https://www.schneider-company.com/coefficient-of-friction-reference-chart/>. Acessado em: 26 fev. 2024.

SCHRAN, Ronilson. **Bancada Didática de Vibrações: Fabricação de Sistema de Transmissão e Análise Vibracional.** 2019. 53f. TCC (Graduação) - Curso Técnico em Manutenção Industrial, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Guarapuava, 2019.

SCIENCE DIRECT. **Fast Fourier Transform.** 2014. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/fast-fourier-transform>. Acesso em: 15 jun. 2025.

SENSORES DE MEDIDA. **Acelerômetro piezoresistivo MEMS amplificado TE-4610.** Disponível em: <https://sensores-de-medida.es/catalogo/acelerometro-piezoresistivo-mems-amplificado-te-4610/>. Acesso em: 15 jun. 2025.

SILVA, Fabricio Junior da. **Manutenção Preditiva por Análise de Vibração com Utilização de Microcontrolador Arduino e Sensor MEMS: Estudo de Caso de um Conjunto Moto Bomba.** 2022, 44 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Grande Dourados, Dourados, 2022.

SILVA, Francisco Augusto Vieira da. **Análise dos Deslocamentos Térmicos de Eixo-Árvores de Máquinas-Ferramenta em Altas Rotações.** 2011. 45f.

Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2011.

SKF. **Catálogo geral de rolamentos e unidades de mancal**. Göteborg: SKF Group, 2023. Disponível em: <https://www.skf.com>. Acesso em: 03 mar. 2026.

SKF. **Rolling bearings. Göteborg**: SKF Group, 2016. Disponível em: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d19680416a2b/pdf_preview_medium/0901d19680416a2b_pdf_preview_medium.pdf. Acesso em: 4 mar. 2026.

SMITH, Perrin Neto. **Fundamentos para o projeto de componentes de máquinas**. Belo Horizonte: Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 2005.

SOMA. **Squad Engineer contrata equipamentos SOMA**. 2022. Disponível em: <https://soma.eng.br/squad-engineer-contrata-equipamentos-soma/>. Acesso em: 19 jun. 2025.

SOLIDPRIZE. **Tabela de rasgo de chaveta conforme norma DIN 6885/1**. SolidPrize, 2011. Disponível em: <https://www.solidprize.com.br/2011/09/tabela-de-rasgo-de-chaveta-conforme.html>. Acesso em: 03 mar. 2026.

SPROCKET, Martin. **Catálogo de Transmissão de Potência**. São Paulo, [20--?]. Disponível em: https://pt.martinsprocket.com/documents/Catalogs/Power%20Transmission/6_Polis. Acesso em: 16 nov. 2025.

STECH PRODUTOS. **Polia de alumínio 1 canal A de 2 polegadas**. Disponível em: <https://www.stechprodutos.com.br/produtos/polia-de-aluminio-1-canal-a-de-2-polegadas/> Acesso em: 8 mar. 2026.

SULFORP. **Correias, polias e engrenagens**. Disponível em: <https://www.sulforp.com.br/04%20MECANICA%20MANUTEN%C3%87%C3%83O/CORREIAS%20POLIAS%20ENGREN/CORREIAS%20POLIAS%20ENGREN.htm>. Acesso em: 8 mar. 2026.

TECHNOSUPPLY. **Acelerômetro MA15 Honeywell**. Disponível em: <https://technosupply.com.br/produtoshttps://technosupply.com.br/pagina-orcamento-ligamos-para-voce/acelerometro-ma15-honeywell/>. Acesso em: 15 jun. 2025.

TENAX. **Chapa de aço fina a quente 1010/20 ASTM A36**. Disponível em: <https://loja.tenax.com.br/products/chapa-fina-a-quente> Acesso em: 7 mar. 2026.

TIMKEN COMPANY. **Mounted Bearings – Engineering Manual**. Canton: Timken, 2021. Disponível em: <https://www.timken.com> Acesso em: 06 mar. 2026.

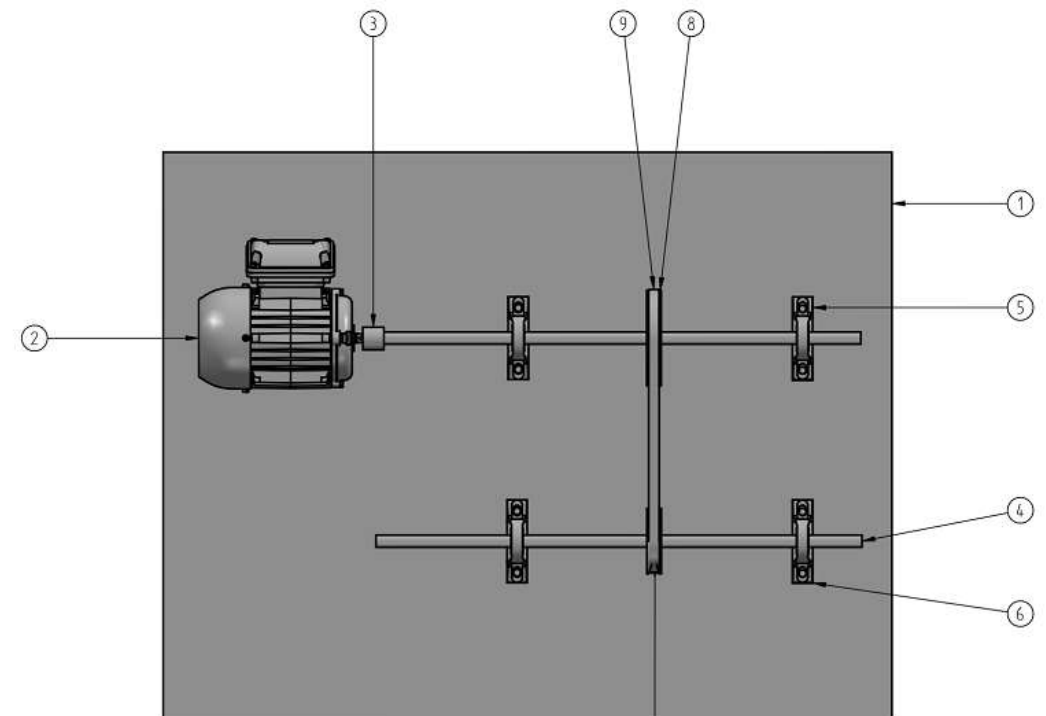
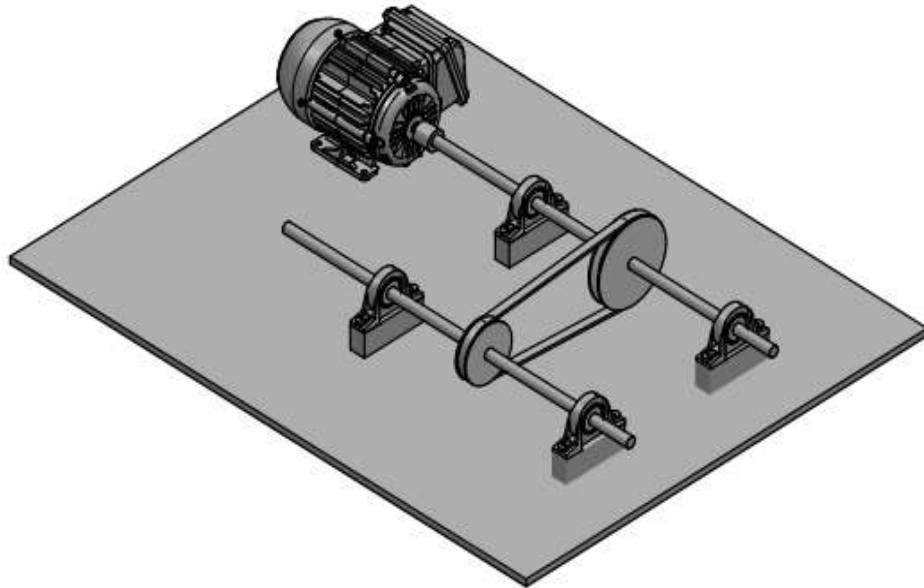
WEG. **Motores elétricos de baixa tensão W22**: catálogo técnico. Jaraguá do Sul: WEG, 2023. Disponível em: <https://www.weg.net>. Acesso em: 20 mar. 2026.

WEG S.A. **Motores elétricos de baixa tensão – Catálogo técnico**. Jaraguá do Sul: WEG, 2023. Disponível em: <https://www.weg.net>. Acesso em: 06 mar. 2026.

WENDLING, Marcelo. **Sensores**. Guaratinguetá: Colégio Técnico Industrial de Guaratinguetá, 2010. Notas de Aula.

WÜRTH. **Elementos de fixação – catálogo técnico**. 2024. Disponível em: <https://www.wurth.com.br>. Acesso em: 2026.

APÊNDICE A – BANCADA DIDÁTICA DESENVOLVIDA



LISTA DE PEÇAS		
Nº ITEM	NOME DA PEÇA	QUANTIDADES
1	MESA	1
2	MOTOR	1
3	ACOPLAMENTO	1
4	EIXO	2
5	SUORTE MANCAL	4
6	MANCAL	4
7	POLIA 2	1
8	POLIA 1	1
9	CORREIA	1