

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS**

LEONARDO DE ROSSI SIEGA

PROJETO DE LIXADEIRA BANDA LARGA COM ESTEIRA TRANSPORTADORA

BENTO GONÇALVES

2024

LEONARDO DE ROSSI SIEGA

PROJETO DE LIXADEIRA BANDA LARGA COM ESTEIRA TRANSPORTADORA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. Dr. Marcos Alexandre Luciano

BENTO GONÇALVES

2024

LEONARDO DE ROSSI SIEGA

PROJETO DE LIXADEIRA BANDA LARGA COM ESTEIRA TRANSPORTADORA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. Dr. Marcos Alexandre Luciano

Aprovado em 11/12/2024

Banca Examinadora

Prof. Dr. Marcos Alexandre Luciano
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Prof. Me. Vagner Grison
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Prof. Esp. Roselaine Cristina Mignoni
Universidade de Caxias do Sul - UCS

RESUMO

As lixadeiras banda larga são essenciais na indústria de acabamento de superfícies, especialmente na marcenaria, proporcionando acabamentos uniformes e precisos em peças planas. Projetadas para atender grandes volumes de produção com eficiência, essas máquinas são indispensáveis em setores como móveis, pisos e painéis, onde uniformidade e qualidade são fundamentais. Este estudo visa não apenas criar um equipamento robusto e eficiente, mas também entender profundamente as características envolvidas em seu projeto. A lixadeira integra diversos sistemas, como grupos lixadores, sistema de oscilação, mesa de esteira transportadora móvel e sistema de acionamento, todos fundamentais para seu funcionamento eficiente e para fornecer um acabamento de alta qualidade. Os resultados obtidos no desenvolvimento deste equipamento permitiram uma compreensão aprofundada de seu funcionamento, viabilizando a realização de testes práticos com uma peça de madeira de *Pinus Elliottii*, com dimensões de 250 mm de largura e 1000 mm de comprimento. A peça apresentou qualidade superficial satisfatória para análise visual e tátil, além de um desvio dimensional máximo de 0,03 mm. Esses resultados estão em conformidade com as expectativas estabelecidas para este tipo de dispositivo.

Palavras-chave: Lixadeira; acabamento; superfície; madeira, banda larga.

ABSTRACT

Broadband sanders are essential in the surface finishing industry, especially in woodworking, providing uniform and precise finishes on flat pieces. Designed to efficiently handle large production volumes, these machines are indispensable in sectors such as furniture, flooring and panels, where uniformity and quality are fundamental. This study aims not only to create robust and efficient equipment, but also to deeply understand the characteristics involved in its design. The sander integrates several systems, such as sanding groups, oscillation system, mobile conveyor table and drive system, all essential for its efficient operation and to provide a high quality finish. The results obtained in the development of this equipment allowed an in-depth understanding of its operation, making it possible to carry out practical tests with a piece of Pine *Elliottii* wood, measuring 250 mm wide and 1000 mm long. The piece presented satisfactory surface quality for visual and tactile analysis, in addition to a maximum dimensional deviation of 0.03 mm. These results are in line with the expectations established for this type of device.

Keywords: Sander; finishing; surface; wood; broadband.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Estapas que ocorrem no processo de lixamento.....	18
Figura 2 – Composição estrutural de uma lixa	19
Figura 3 – Método de classificação para grãos abrasivos	20
Figura 4 – Desenho esquemático de entrada e saída da madeira.....	31
Figura 5 – Representação dos movimentos responsáveis pela oscilação da lixa	34
Figura 6 – Fluxograma do desenvolvimento das atividades.....	35
Figura 7(a) – Realização do experimento.....	37
Figura 7(b) – Realização do experimento.....	37
Figura 8 – Medições com a balança	38
Figura 9 – Sistemas que contemplam o equipamento, sem as proteções	39
Figura 10 – Sistemas que contemplam o equipamento, com as proteções.....	40
Figura 11 – Esquema do sistema de polias para a transmissão de potência.....	41
Figura 12 – Grupo lixador de rolo de borracha	46
Figura 13 – Vista de corte do grupo lixador, sem o rolo	47
Figura 14 – Grupo lixador de rolos e patim	52
Figura 15 – Sistemas de oscilação da lixa	53
Figura 16 – Mecanismos para a realização do movimento excêntrico.....	54
Figura 17 – Sistemas de oscilação da lixa	56
Figura 18 – Vista de corte da parte superior do sistema de tensionamento.....	57
Figura 19 – Vista de corte da parte inferior do sistema de tensionamento.....	58
Figura 20 – Sistema de mesa transportadora móvel.....	59
Figura 21 – Carro móvel e seus componentes	61
Figura 22 – Parte posterior da mesa	61
Figura 23 – Sistema de carenagens e proteções	63
Figura 24 – Captadores de pó.....	64
Figura 25(a) – Abas de segurança	65
Figura 25(b) – Abas de segurança	65
Figura 26(a) – Chave de intertravamento da porta frontal do equipamento.....	66
Figura 26(b) – Chave de intertravamento da porta frontal do equipamento	66
Figura 27 – Protótipo construído para testes	69
Figura 28 – Simulação do teste de lixamento.....	70
Figura 29 – Acabamento superficial da peça de teste	71
Figura 30 – Fator de serviço.....	78

Figura 31 – Gráfico para a seleção do perfil da correia.....	78
Figura 32 – Seção de correias em V	82
Figura 33 – Fator de correção de ângulo de contato	82
Figura 34 – Fator de correção para comprimento de correia K2.....	83
Figura 35 – Estimativa de potência (kW) de correias em V padronizadas.....	83
Figura 36 – Parâmetros de durabilidade para algumas correias em V	84
Figura 37 – Fator de parâmetro fornecido por fabricantes para prever a vida (Kb).....	84
Figura 38 – Circunferência internas das correias padronizadas em V	85
Figura 39 – Desenho do eixo em formato de viga.....	88
Figura 40 – Diagrama de esforços cortantes	86
Figura 41 – Diagrama de momento fletor	87
Figura 42 – Fatores de concentração de tensão Kt e Kts.....	87
Figura 43 – Sensitividade de entalhe, q	88
Figura 44 – Sensitividade de entalhe, $q_{\text{cisalhante}}$	88
Figura 45 – Limite de resistência a fadiga do corpo de prova no ensaio de flexão rotativa	89
Figura 46 – Fator de superfície.....	90
Figura 47 – Fator de tamanho.....	90
Figura 48 – Fator de tipo de carregamento.....	91
Figura 49 – Fator de temperatura.	91
Figura 50 – Fator de confiabilidade.....	92
Figura 51 – Intervalo máximos, típicos para inclinações	94
Figura 52 – Dimensões em milímetros de chavetas normalizadas quadradas e retangulares ..	94
Figura 53 – Sistema de mesa transportadora móvel	95
Figura 54 – Mancal de rolamento modelo UCF	95
Figura 55 – Mancal de rolamentos modelo UCT	96
Figura 56 – Placa de identificação do motor elétrico	97
Figura 57 – Leitura da corrente elétrica consumida pelo motor elétrico.....	97

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Matriz de risco	29
Quadro 2 – Comparativo entre modelos de lixadeiras disponíveis no mercado	30
Quadro 3 – Diferença entre os dois tipos de grupos lixadores	32
Quadro 4 – Características da mesa com esteira transportadora móvel	32
Quadro 5 – Comparativo entre os modelos e motorizações	33
Quadro 6 – Resultados obtidos do experimento prático.....	38
Quadro 7 – Resultados do torque que cada grupo lixador demanda.	41
Quadro 8 – Velocidades e informações do sistema de transmissão de potência.....	42
Quadro 9 – Potência necessária para o motor elétrico.....	42
Quadro 10 – Dados e resultados obtidos nas equações de 10 a 17.....	44
Quadro 11 – Dados e resultados obtidos nas equações de 18 a 23.....	44
Quadro 12 – Propriedades mecânica do aço SAE 8620	47
Quadro 13 – Dados e resultados obtidos nas equações de 25 a 30.....	49
Quadro 14 – Dados e resultados obtidos nas equações de 31 e 32.....	50
Quadro 15 – Vida nominal dos rolamentos	51
Quadro 16 – Pontos avaliados e as medidas corretivas da APR.	67
Quadro 17 – Resultados do teste de medição	71

LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
NR	Normas Regulamentadoras
FEPA	Fédération Européenne des Fabricants de Produits Abrasifs
ANSI	American National Standards Institute
AFM	Microscopia de força atômica
APR	Análise preliminar de risco
ISO	Organização Internacional de Normalização

LISTA DE SÍMBOLOS

<i>L10</i>	Esperança de vida para 90% dos rolamentos (10^6 ciclos)
<i>C</i>	Capacidade de carga dinâmica (N)
<i>P</i>	Carga dinâmica aplicada (N)
<i>F</i>	Força (N)
<i>A</i>	Área (m^2)
<i>D</i>	Diâmetro (mm)
<i>r</i>	Raio (mm)
<i>T</i>	Torque (N.m)
θ	Ângulo ($^\circ$)
<i>RPMeixos</i>	Velocidade angular do eixo (rpm)
<i>RPMmotor</i>	Velocidade angular do motor (rpm)
\varnothing_{polia}	Diâmetro da polia (m)
\varnothing_{rolo}	Diâmetro do rolo (m)
<i>V</i>	Velocidade (m/s)
ω	Velocidade angular (rad/s)
<i>P</i>	Potência (W)
<i>H</i>	Potência de projeto corrigida (W)
<i>Hnom</i>	Potência nominal do equipamento (W)
<i>Ks</i>	Fator de serviço (-)
<i>Fc</i>	Força centrífuga (N)
<i>m</i>	Massa linear (kg/m)
<i>Fi</i>	Força de pré-carga (N)
<i>Ha</i>	Potência admissível (W)
<i>K1</i>	Fator de correção do ângulo de contato (-)
<i>K2</i>	Fator de correção para o tamanho (-)
<i>Htab</i>	Estimativa de potência de correias em V padronizadas (W)
<i>Cs</i>	Coefficiente de segurança (-)
<i>t</i>	Tensão adicional proveniente da flexão (N)
<i>Kb</i>	Fator de parâmetro fornecido por fabricantes (-)
<i>Np</i>	Número de ciclos pela região de picos de tensão (ciclos)
<i>h</i>	Vida estimada em horas (h)

L_p	Comprimento da correia (mm)
F_r	Força resultante (N)
K_t	Fator de concentrador de tensão (-)
K_{ts}	Fator de concentrador de tensão cisalhante (-)
K_f	Fator de concentrador de tensão de fadiga (-)
K_{fs}	Fator de concentrador de tensão de fadiga cisalhante (-)
q	Sensitividade de entalhe (-)
q_s	Sensitividade de entalhe cisalhante (-)
S_e	Limite de resistência a fadiga corrigida (MPa)
K_a	Fator de superfície (-)
K_b	Fator de tamanho (-)
K_c	Fator de tipo de carregamento (-)
K_d	Fator de temperatura (-)
K_e	Fator de confiabilidade (-)
K_{div}	Fator de efeitos diversos (-)
S'_e	Limite de resistência a fadiga do corpo de prova no ensaio de flexão rotativa (MPa)
S_{ut}	Limite de resistência a tração do material (MPa)
M	Momento fletor (N.mm)
S_y	Limite de escoamento do material (MPa)
n	Coefficiente de segurança (-)
Y_{ab}	Deflexão do eixo
F_i	Força aplicada (N)
b_i	Distância do ponto de apoio até a carga (mm)
x	Distância do ponto inicial do eixo até a região a ser analisada (mm)
E	Módulo de elasticidade do material (MPa)
I	Momento de inércia (mm ⁴)
L	Comprimento total (mm)
θ_a	Angulação do eixo (rad)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	14
1.1	JUSTIFICATIVA	15
1.2	OBJETIVOS	15
1.2.1	Objetivo geral	15
1.2.2	Objetivos específicos	15
2	REFERENCIAL TEÓRICO.....	17
2.1	USINAGEM POR ABRASÃO	17
2.1.1	Lixamento em madeira.....	18
2.1.2	Lixas	19
2.1.3	Grãos abrasivos.....	19
2.2	ESFORÇOS E POTÊNCIA DE USINAGEM.....	20
2.2.1	Atrito	21
2.2.2	Tipos de análise de atrito.....	22
2.3	ELEMENTOS DE MÁQUINAS	23
2.3.1	Mancais	23
2.3.2	Seleção do tipo de rolamento	23
2.3.3	Vida útil nominal de um rolamento	24
2.4	SEGURANÇA NO TRABALHO	25
2.4.1	Normas Regulamentadoras.....	25
2.4.2	Norma Regulamentadora Nº 12.....	25
2.4.3	Avaliação de Risco	26
2.4.4	Método de classificação de risco HRN	27
3	MATERIAIS E MÉTODOS	30
3.1	COMPARATIVO ENTRE MÁQUINAS EXISTENTES NO MERCADO	30
3.2	SISTEMAS QUE FAZEM PARTE DE UMA MÁQUINA.....	31
3.2.1	Grupos lixadores	31
3.2.2	Mesa transportadora	32
3.2.3	Sistema de acionamento	33
3.2.4	Sistema de oscilação.....	33
3.3	DESENVOLVIMENTO DO PROJETO	35

4	DESENVOLVIMENTO DO PROJETO E CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO...	37
4.1	EXPERIMENTO PRÁTICO	37
4.2	LIXADEIRA BANDA LARGA COM ESTEIRA TRANSPORTADORA.....	39
4.3	SISTEMAS QUE CONTEMPLAM O EQUIPAMENTO	40
4.3.1	Sistema motriz.....	40
4.3.2	Grupo lixador de rolo de borracha	45
4.3.3	Grupo lixador de rolos e patim.....	51
4.3.4	Sistema de oscilação da lixa	53
4.3.5	Sistema de tensionamento da lixa.....	56
4.3.6	Sistema de mesa transportadora móvel	59
4.3.7	Sistema de proteções	62
4.4	ANÁLISE PRELIMINAR DE RISCO.....	66
4.5	TESTES E VALIDAÇÃO DE PROJETO.....	69
5	CONCLUSÃO.....	73
	REFERÊNCIAS.....	75
	APÊNDICE A.....	77
	APÊNDICE B.....	86
	ANEXOS A.....	95
	ANEXOS B.....	97

1 INTRODUÇÃO

No contexto da indústria moveleira independente do porte, se de grande, médio ou pequeno, a busca por eficiência e qualidade da produção é uma preocupação do setor. Entre as etapas fundamentais do processo de fabricação no segmento, o acabamento de peças desempenha um papel na qualidade final do produto. Nesse sentido, o uso de equipamentos adequados é necessário para alcançar os resultados desejados e se destacar no mercado.

Uma das ferramentas para o acabamento de superfícies em madeira e seus derivados é a lixadeira de banda larga com esteira transportadora. É um equipamento projetado para o lixamento de peças planas e seu funcionamento é simples: as peças são colocadas sobre a esteira transportadora que as desloca de forma contínua sob a banda de lixamento. Enquanto as peças são transportadas, a pressão exercida pela esteira contra a banda de lixamento garante um contato uniforme entre a superfície da peça e o abrasivo da lixa, resultando em um acabamento uniforme em toda a extensão das peças. Além disso, a esteira transportadora contribui para a estabilidade das peças durante o processo de lixamento, proporcionando resultados precisos e consistentes.

Este tipo de equipamento é uma opção ideal para empresas que buscam eficiência e qualidade no acabamento de peças planas em madeira, pois oferece um processo de usinagem por meio de abrasivos, os quais são responsáveis por produzir peças com precisão e qualidade superficial (MARINESCU et al.,2004). Um ponto importante de salientar sobre esse tipo de equipamento é o seu sistema de oscilação, que tem como função o prolongamento da vida útil da lixa, minimizando a aderência de pó, resultante da usinagem, ao material abrasivo.

A adequação de um equipamento à NR-12 é essencial para assegurar a segurança e a saúde dos trabalhadores durante a operação de máquinas e equipamentos. Essa norma regulamentadora define requisitos técnicos para a prevenção de acidentes, abrangendo aspectos como proteções físicas, sinalização, dispositivos de segurança e condições ergonômicas. Sua implementação contribui para a redução de riscos ocupacionais, o cumprimento das exigências legais e a promoção de um ambiente de trabalho mais seguro e eficiente, favorecendo tanto a integridade dos colaboradores quanto a produtividade das operações.

Este estudo contempla o desenvolvimento do projeto de uma lixadeira de banda larga com esteira transportadora, específica para o acabamento de peças planas em madeira com largura inferior a 250 mm. Além de atender os critérios técnicos no dimensionamento do

equipamento, também são consideradas as normas regulamentadoras nas questões de segurança de operação do dispositivo. Ao longo deste trabalho, serão discutidos os desafios enfrentados durante o desenvolvimento do projeto, as soluções adotadas e as vantagens técnicas e econômicas oferecidas por este estudo.

1.1 JUSTIFICATIVA

A Metalúrgica Siega Ltda, empresa localizada na cidade de Bento Gonçalves/RS, que fornece serviços de usinagem e manutenção industrial, identificou uma demanda significativa na questão de acabamento de peças planas em madeira com largura e altura máximas de 250 mm, em empresas de pequeno e médio porte.

Atualmente o mercado de máquinas para esse tipo de acabamento disponibiliza grandes mecanismos para lixar peças com até 1300 mm de largura, com valores elevados, partindo de R\$150.000,00 e podendo chegar até R\$300.000,00. Associado a isso estas máquinas apresentam grandes dimensões, podendo ocupar um espaço aproximado de 5 m², se tornando viável somente para grandes empresas.

Com essa demanda de mercado, a Metalúrgica Siega se propõe a projetar e construir um equipamento que se encaixe nas características das pequenas e médias empresas. Esse equipamento será dimensionado para ocupar o menor espaço possível, visto que o nicho de mercado a ser atendido é de clientes com locais limitados, mas oferecendo qualidade e desempenho dos equipamentos de grande porte. Também será levado em consideração no desenvolvimento a questão de segurança, realizando todas as adequações necessárias para que o equipamento se enquadre dentro da NR 12, tornando-o mais seguro na sua operação.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Desenvolver o projeto de uma lixadeira de banda com esteira transportadora para peças com largura e altura máximas de até 250 mm respectivamente.

1.2.2 Objetivos específicos

- a) Avaliar a concepção de máquinas similares existentes no mercado;

- b) Dimensionar os elementos críticos do equipamento, como por exemplo: eixos árvore, mancais de rolamentos, motor elétrico, polias de correia flexível, cilindros pneumáticos, polias de tração da lixa;
- c) Desenvolver um sistema mecânico para a oscilação da lixa;
- d) Identificar e adequar os principais pontos de risco à segurança, para que os mesmos se adequem a NR 12;

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo serão abordados alguns conceitos básicos para poder compreender como o processo de lixamento ocorre, elementos de máquinas de suma importância para o equipamento e como realizar uma análise de risco para poder garantir que o equipamento esteja adequado dentro das Normas Regulamentadoras.

2.1 USINAGEM POR ABRASÃO

Usinagem é um processo fundamental na fabricação de peças, envolvendo a remoção de material para definir forma, dimensões e acabamento. Segundo Machado et al. (2015), esse procedimento é descrito como a operação que confere à peça as características desejadas, enquanto o cavaco é definido como a porção de material retirada pela ferramenta, podendo apresentar três tipos de formas, contínuo, descontínuo e segmentado.

As operações de usinagem podem ser divididas em dois tipos: convencionais e não convencionais. As convencionais utilizam o processo de movimentação mecânica através de máquinas-ferramentas como meio para remover o cavaco, os seus principais exemplos incluem torneamento, fresamento, retificação e lixamento, enquanto as não convencionais abrangem métodos que utilizam diferentes formas de energia para realizar a sua função, como jato d'água, eletroerosão, laser, plasma, eletroquímica e outros. No processo de abrasão, o cavaco é removido por partículas duras e irregulares chamadas grãos abrasivos (NBR 15230:2016), caracterizando procedimentos como lixamento, brunimento, lapidação e retificação.

A usinagem por abrasão é um processo no qual o material sólido é removido por meio da ação de grãos abrasivos, os quais consistem em partículas não metálicas com alta dureza e apresentam bordas com formas e orientações irregulares (MALKIN, 2008). Este método de usinagem é reconhecido por sua capacidade de produzir peças com acabamentos superficiais de alta qualidade e tolerâncias dimensionais precisas, atributos que o tornam de considerável importância para a indústria. Na tribologia, ciência que estuda a interação entre superfícies em movimento, o objetivo da abrasão é promover atrito e desgaste controlado, conferindo textura específica à peça.

O maquinário utilizado no processo de usinagem abrasiva representa um papel fundamental para se obter o resultado desejado, pois afeta diretamente o contato entre peça e ferramenta, além de influenciar a vida útil dos grãos abrasivos devido a vibrações excessivas.

Portanto, compreender os processos de usinagem por abrasão é fundamental para um projeto satisfatório do equipamento, incluindo a seleção adequada de componentes para o dispositivo e das ferramentas abrasivas com suas características específicas.

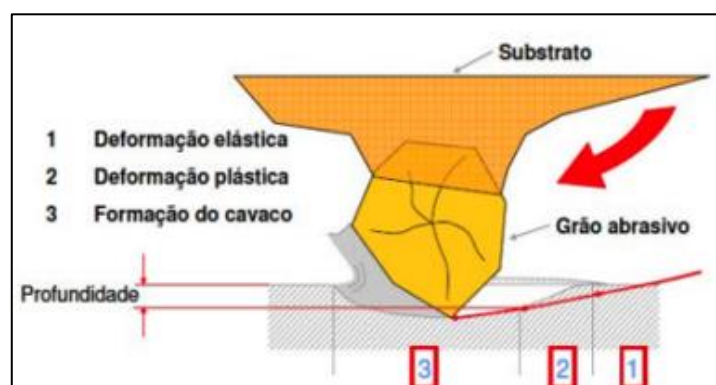
2.1.1 Lixamento em madeira

O lixamento é um processo de usinagem por abrasão, cuja ferramenta de corte é uma lixa, que pode ser essencialmente definida como uma tela com material abrasivo em uma de suas faces. Esse processo é bastante versátil, pois permite dar forma e acabamento a sólidos de diversas geometrias e materiais, como metais, madeiras e polímeros (MARINESCU, 2004).

A operação de lixamento ocorre quando a ferramenta (a lixa) é pressionada contra a superfície do sólido, removendo material por meio dos grãos abrasivos presentes na lixa. O processo de lixamento, amplamente utilizado na indústria madeireira, pode ser dividido em duas etapas principais. A primeira etapa visa corrigir e regularizar a superfície resultante de um processo inicial de usinagem, tornando-a mais lisa e uniforme. A segunda etapa prepara a superfície para a aplicação de acabamentos, como vernizes, tintas e seladores, que são utilizados na indústria de móveis, entre outras (KOCH, 1964 apud FONSECA, 2016). Um exemplo prático deste processo é o lixamento de peças confeccionadas em madeira durante a preparação para pintura, removendo ou corrigindo imperfeições.

O processo de usinagem pelo método de lixamento (figura 1), ocorre em três estágios: na primeira, o contato entre os grãos abrasivos e o sólido provoca uma modificação superficial no material. No segundo estágio, essa modificação evolui para uma deformação plástica, dando início à formação do cavaco. Finalmente, no terceiro estágio, ocorre o cisalhamento do material (GONÇALVES, SASAKI E SALOMÃO, 2007).

Figura 1 - Etapas que ocorrem no processo de lixamento.

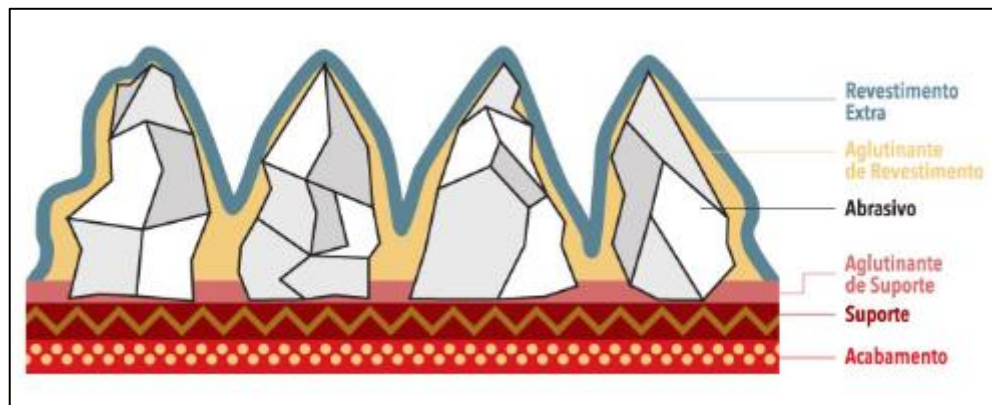


Fonte: (Gonçalves, Sasaki e Salomão, 2007)

2.1.2 Lixas

Lixas são produtos compostos por grãos minerais abrasivos, previamente classificados por tamanho, que são depositados sobre um substrato de papel, tecido, fibra vulcanizada, filme plástico ou uma combinação (papel + tecido). Esses grãos são unidos ao substrato por meio de adesivos que são curados para formar uma estrutura sólida (NBR16195, 2013). As lixas podem ser classificadas de acordo com sua aplicação (para metais, madeiras ou alvenaria), tamanho dos grãos (granulometria), composição do abrasivo (que influencia diretamente na rugosidade do material após usinagem), tipo de adesivo que liga os grãos ao substrato e o tipo de substrato que serve de suporte. A figura 2 exemplifica a estrutura de construção de uma lixa, mostrando os itens de sua composição e como os mesmos estão dispostos.

Figura 2 – Composição estrutural de uma lixa.



Fonte: OTA – Organização Técnica de Abrasivos

As lixas apresentam diferentes geometrias, variando desde as mais simples, como folhas de papel, até as mais complexas, como discos projetados para uso em ferramentas específicas. Podem ser utilizadas manualmente, em suportes ou em ferramentas que realizam movimentos circulares, orbitais ou lineares.

2.1.3 Grãos abrasivos

Os principais abrasivos utilizados na indústria incluem o óxido de alumínio (Al_2O_3), o carboneto de silício (SiC), o diamante e o nitreto cúbico de boro (cBN). Os dois primeiros são classificados como abrasivos convencionais, enquanto os dois últimos são conhecidos como "superabrasivos" (MACHADO et al., 2015).

Os grãos abrasivos podem ser classificados com base em sua granulometria. Diversos padrões são utilizados para essa medição, sendo os mais comuns a FEPA (Fédération Européenne des Fabricants de Produits Abrasifs) e a norma ANSI Standard B 74.12. Ambas as padronizações empregam critérios semelhantes, utilizando a quantidade de linhas por polegada de uma peneira como referência. Assim, quanto maior o número de linhas, menor é o tamanho do grão. Por exemplo, lixas com granulometria 12, 16 e 20 possuem grãos mais grossos, enquanto aquelas com 220 e 240 têm grãos mais finos. A figura 3 ilustra como a granulometria é medida utilizando este método de peneiramento.

Figura 3 – Método de classificação para grãos abrasivos.



Fonte: Internet.

2.2 ESFORÇOS E POTÊNCIA DE USINAGEM

De acordo com a Norma ABNT NBR 12545/2016, a potência de usinagem é determinada pelo produto das componentes de velocidade e das forças de usinagem ativas na mesma direção das velocidades. A potência de corte é definida como o produto da velocidade de corte pela força de corte (FERRARESI, 2018). Para medir a potência de corte no processamento da madeira, não basta apenas da instrumentação dos processos de usinagem, é necessário realizar medições experimentais que permitam determinar a resistência ao corte de cada espécie de madeira (GONÇALVES, 2002). Essas medições devem ser realizadas sob condições controladas de umidade, geometria da ferramenta e orientação das fibras.

Durante o processo de lixamento, a potência consumida aumenta linearmente com a pressão aplicada, e é influenciada por fatores como a direção de corte, a velocidade do volante e a força de corte (Varasquim et al. 2011). Em um estudo específico sobre o lixamento da espécie *Hevea Brasiliensis* utilizando uma lixadeira de banda larga, Ratnasingham (2002) ajustou vários parâmetros do equipamento para otimizar respostas do processo, tais como a redução do consumo de potência. Os resultados mostraram que o aumento na velocidade de alimentação e na velocidade da lixa resultou em um maior consumo de potência.

Saloni et al. (2005) investigaram as variáveis que afetam a taxa de remoção de material, a rugosidade e o consumo de potência durante o lixamento das espécies *Acer Saccharum* e *Pinus Strobus*. Eles descobriram que o consumo de potência permaneceu estável para uma mesma pressão e velocidade, independentemente da espécie de madeira ou dos tipos de abrasivos utilizados e concluíram que a espécie de madeira utilizada não influencia o consumo de potência, embora a pressão e a direção de corte tenham impacto significativo na potência de corte.

Em outro estudo, Varasquim (2009) analisou a influência da velocidade de corte no lixamento de *Eucalyptus Grandis* e observou que a granulometria da lixa influencia o consumo de potência durante o processo. No entanto, essa variação não foi proporcional ao aumento da granulometria das lixas testadas (P80, P100, P120).

2.2.1 Atrito

A análise do atrito, conforme discutido por Rabinowicz (1981), oferece uma perspectiva abrangente sobre a complexidade e a importância deste fenômeno em aplicações industriais e cotidianas. O atrito desempenha um papel fundamental na engenharia e na ciência dos materiais, influenciando o desempenho e a durabilidade de máquinas e componentes.

O atrito é apresentado como uma interação de superfícies que envolve adesão, deformação plástica e a mecânica de asperezas microscópicas. Estes mecanismos são responsáveis pela resistência ao movimento relativo entre as superfícies em contato. Já o coeficiente de atrito é uma medida que descreve a proporção entre a força de atrito e a força normal aplicada, varia não apenas com o material, mas também com o estado das superfícies, como sua rugosidade, limpeza e a presença de lubrificantes (RABINOWICZ, 1981). A precisão na medição desses coeficientes é fundamental, pois eles determinam a eficiência energética e a segurança em muitas aplicações mecânicas.

Rabinowicz (1981) também aborda as metodologias para estudar o atrito, enfatizando o uso de tribômetros que permitem simular condições reais de operação em laboratório. Esses dispositivos são capazes de reproduzir a interação entre as superfícies com grande precisão, fornecendo dados vitais para o desenvolvimento de materiais e tratamentos de superfície que podem reduzir o atrito e, conseqüentemente, o desgaste.

2.2.2 Tipos de análises de atrito

Existem vários métodos utilizados para estudar o atrito, cada um adequado para diferentes aplicações e níveis de precisão.

- **Tribometria:** A tribometria envolve o uso de tribômetros para medir o coeficiente de atrito entre duas superfícies em movimento relativo sob condições controladas. Este método permite avaliar como diferentes materiais e acabamentos superficiais influenciam o atrito em ambientes variados. Os tribômetros podem simular condições de desgaste e carga, fornecendo dados cruciais para o desenvolvimento de componentes mais eficientes e duráveis (BHUSHAN, 2017).
- **Microscopia de Força Atômica (AFM):** O AFM é utilizado para estudar o atrito em escala nanométrica. Este método proporciona uma visualização direta das interações atômicas e moleculares nas superfícies em contato. A vantagem do AFM é a sua capacidade de medir forças extremamente pequenas, tornando-se indispensável no estudo de materiais em nanoescala (BHUSHAN, 2005).
- **Teste de Plano Inclinado:** Este é um método mais simples, que envolve medir o ângulo em que um objeto começa a deslizar sobre um plano inclinado. Essa técnica é frequentemente utilizada em contextos educacionais para demonstrar conceitos básicos de atrito. O coeficiente de atrito estático é determinado através da tangente do ângulo crítico de inclinação (SERWAY E JEWETT, 2007).

Cada um desses métodos possui suas vantagens específicas e limitações, tornando-se importante escolher o método mais adequado baseado nas necessidades específicas da pesquisa ou aplicação prática. A combinação dessas técnicas pode fornecer uma compreensão abrangente das propriedades de atrito de materiais, contribuindo significativamente para avanços na ciência dos materiais e engenharia.

2.3 ELEMENTOS DE MÁQUINAS

2.3.1 Mancais

Os mancais são componentes fundamentais em máquinas que possuem movimentos rotativos, essenciais para sustentar eixos e minimizar o atrito entre partes móveis. De acordo com Shigley (2005), os mancais são classificados em mancais de deslizamento e mancais de rolamento. Os mancais de deslizamento operam com superfícies de contato deslizantes, onde a lubrificação é essencial para reduzir o atrito e o desgaste. Já os mancais de rolamento utilizam elementos rolantes, como esferas ou rolos, que separam os anéis internos e externos, diminuindo significativamente o atrito em relação aos mancais de deslizamento.

Na manutenção de equipamentos como plainas de madeira, lixadeiras, tupias e máquinas em geral voltadas a trabalhos com madeira, é comum observar problemas na mancalização, frequentemente decorrentes do desgaste dos componentes, falta de lubrificação adequada, entrada de sujeira ou desalinhamento dos mancais. A importância de um bom dimensionamento deste item é indispensável em um projeto, pois reflete diretamente na qualidade que o equipamento emprega no produto final. Também um processo produtivo bem assertivo que mantém um perfeito alinhamento e as tolerâncias dimensionais dentro do especificado, uma correta manutenção e lubrificação irão garantir um perfeito funcionamento dos mancais, resultando na eficiência e na precisão do equipamento, além de prolongar sua vida útil e minimizar paradas não programadas.

2.3.2 Seleção do tipo de rolamento

Conforme apontado pela NSK (2024), a seleção do tipo de rolamento é um processo crítico que visa garantir o desempenho, eficiência e a longevidade esperada dos componentes em diversas aplicações industriais. Esse processo envolve considerar diversos fatores, como:

- Espaço de Instalação: O rolamento deve encaixar-se no espaço disponível, determinando o tamanho do furo, diâmetro externo e largura.
- Classificação de Carga: Rolamentos de rolos e de esferas, têm classificações de carga variadas, influenciando a vida útil e a resistência a cargas de choque.
- Limite de Rotação: A velocidade máxima permitida depende do tipo de rolamento, tamanho, gaiola e método de lubrificação.

- Desalinhamento dos Anéis: Desalinhamentos mínimos são permitidos, sendo os rolamentos autocompensadores recomendados para maior desalinhamento.
- Rigidez: Refere-se à deformação elástica sob carga, com rolamentos de rolos o sistema será mais rígidos e outro ponto que aumenta a rigidez e a pré-carga.
- Ruído e Torque: Rolamentos de esferas e de rolos cilíndricos minimizam ruído e torque, ideais para diversas aplicações.
- Precisão de Giro: Classes de precisão variam, rolamentos de esferas e de rolos cilíndricos são preferidos para operações de alta precisão.
- Instalação e Remoção: Varia conforme o tipo de rolamento; desmontáveis são mais fáceis de manusear, enquanto autocompensadores exigem maior habilidade de montagem.

2.3.3 Vida útil nominal de um rolamento

A vida útil nominal dos rolamentos é um conceito primordial para a manutenção e o projeto eficiente de máquinas rotativas. Segundo o manual "Vida Útil Nominal do Rolamento" fornecido pela empresa NSK (2024), esta vida é definida como o tempo ou número total de revoluções que um rolamento pode realizar antes de mostrar sinais de fadiga, como o escamamento. Este parâmetro não apenas reflete o desgaste natural, mas também pode ser comprometido por fatores como superaquecimento, trincas, lascamento e danos nas pistas ou placas de proteção, muitas vezes resultantes de erros na seleção, projeto, instalação, ou manutenção do rolamento.

A vida nominal, conhecida como L10, é calculada para uma confiabilidade de 90%, significando que se espera que 90% de um lote de rolamentos funcione sem falhas de fadiga sob condições operacionais padronizadas. A formulação para determinar a L10 integra a capacidade de carga básica dinâmica "C" do rolamento e a carga dinâmica equivalente "P", ajustada por fatores que consideram a velocidade de operação e outras condições específicas do uso, conforme a norma ISO 281 (2010). A capacidade de carga básica dinâmica "C" é definida como a carga constante que um rolamento pode suportar resultando em uma vida nominal de um milhão de revoluções. Esta medida varia se a carga é predominantemente radial ou axial, dependendo do tipo de rolamento. A carga dinâmica equivalente "P" é uma estimativa que considera tanto cargas radiais quanto axiais, essencial para calcular a vida útil de maneira

realista em aplicações práticas (NSK, 2024). Abaixo a equação 1 apresenta a formula para se calcular a vida útil nominal de um rolamento, conforme descrito acima.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (1)$$

Em que:

L_{10} é a esperança de vida para 90% dos rolamentos (10^6 ciclos)

C é a Capacidade de carga dinâmica (N)

P é a Carga dinâmica aplicada (N)

Além disso, fatores como a temperatura operacional significativamente influenciam a capacidade de carga dos rolamentos. Em temperaturas elevadas, acima de 120°C , a capacidade de carga é reduzida, necessitando de ajustes nos cálculos da vida útil através de coeficientes específicos de temperatura. O processo detalhado para a escolha ideal do rolamento para cada aplicação identifica a complexidade e a necessidade de precisão no cálculo da vida útil dos rolamentos para garantir a durabilidade e eficiência operacional das máquinas em variadas aplicações industriais (NSK, 2024).

2.4 SEGURANÇA NO TRABALHO

2.4.1 Normas Regulamentadoras

As Normas Regulamentadoras (NRs), estabelecidas no Brasil em 1978, são diretrizes obrigatórias focadas na Segurança e Medicina do Trabalho. Inicialmente com 28 normas, hoje incluem 38 normas, refletindo adaptações ao longo do tempo. Regulamentadas pelo Ministério do Trabalho e Previdência, essas normas, revisadas por uma comissão incluindo representantes do governo/trabalhadores, visam minimizar acidentes e doenças ocupacionais, estabelecendo obrigações para empregadores e trabalhadores. A Portaria Mtb nº 3.214/1978 permite o uso de normas internacionais na ausência de normas oficiais.

2.4.2 Norma Regulamentadora N° 12

A Norma Regulamentadora N° 12 (2024) é especialmente relevante, pois define procedimentos de segurança para a operação de máquinas e equipamentos, destacando a proteção do operador e do ambiente de trabalho. As medidas prescritas nesta norma são projetadas para promover não apenas a proteção física dos trabalhadores, mas também para garantir a operação segura dos equipamentos, contribuindo para um ambiente de trabalho

regulamentado e controlado (ABNT, 2013). A norma é dedicada à segurança em máquinas e equipamentos, desempenha um papel de suma importância na prevenção de acidentes de trabalho, estabelecendo requisitos mínimos de segurança. Esta norma sofreu uma revisão significativa para incorporar aspectos técnicos mais robustos e consistentes, conforme apontado por Moraes (2014). A importância de tal revisão é destacada pelo perigo que máquinas antigas e obsoletas representam para a segurança e produtividade no ambiente de trabalho, além de comprometer as práticas preventivas que são responsabilidade do empregador.

A NR12 (2024) foi originalmente instituída pela Portaria GM nº 3.214 de 8 de junho de 1978, focada exclusivamente em Máquinas e Equipamentos, com uma atualização significativa em 17 de dezembro de 2010 pela portaria SIT nº 197 (SCHNEIDER, 2011, p. 12). Esta norma detalha os requisitos mínimos para a prevenção de acidentes e doenças relacionadas à operação, manutenção ou qualquer interação humana com máquinas e equipamentos. A NR12 (2010) estabelece medidas de proteção, divididas em três categorias principais: proteção coletiva; administrativas ou de organização do trabalho e de proteção individual.

Essas medidas são aplicáveis a diferentes tipos de acionamentos mecânico, elétrico, pneumático e hidráulico, cada um com suas próprias exigências de segurança. Elas incluem arranjos físicos, dispositivos de partida, acionamento e parada, componentes pressurizados, aspectos ergonômicos, riscos adicionais, e procedimentos de trabalho, conforme as diretrizes da ABNT (2013).

2.4.3 Gestão de risco

A gestão de riscos, segundo a ABNT NBR 31000:2018, é um processo essencial para garantir a segurança em ambientes de trabalho que envolvem máquinas e equipamentos, dividindo-se em duas fases principais: apreciação do risco e redução do risco. Inicialmente, a apreciação do risco serve para identificar e avaliar os perigos antes da implementação de medidas de redução. Após a aplicação de medidas preventivas, a apreciação deve ser repetida para verificar se os níveis de risco foram reduzidos a patamares aceitáveis.

Este processo contínuo é vital para determinar a categoria de risco apropriada, que por sua vez, guia a escolha dos métodos adequados para a redução de riscos. As categorias de riscos de acidentes são classificadas segundo a NBR-14153:2013 da ABNT, que estabelece os requisitos para os componentes de segurança e sistemas de comando relacionados à segurança,

aplicáveis independentemente do tipo de energia utilizada. As categorias são definidas da seguinte maneira:

- **Categoria B:** Requer que as partes de um sistema de segurança sejam projetadas, construídas e montadas conforme as normas aplicáveis. Um defeito nesta categoria pode resultar na perda da função de segurança.
- **Categoria 1:** Incorpora os requisitos da Categoria B, adicionando o uso de princípios comprovados e componentes de segurança testados. A probabilidade de perda da função de segurança devido a um defeito é menor que na Categoria B.
- **Categoria 2:** Exige cumprimento das categorias B e 1, com a adição de que as funções de segurança devem ser verificadas periodicamente pelo sistema de comando da máquina. Um defeito pode causar a perda da função de segurança entre as verificações, que será identificada durante a verificação subsequente.
- **Categoria 3:** Abrange as exigências das categorias B e 1. Esta categoria é projetada para permitir que, na ocorrência de um defeito isolado, não haja perda da função de segurança, e que defeitos sejam detectados. No entanto, a acumulação de defeitos não detectados pode eventualmente causar a perda da função de segurança.
- **Categoria 4:** Engloba os requisitos das categorias B e 1, mas é projetada de modo que uma falha isolada em qualquer parte do sistema de segurança não resulte na perda das funções de segurança. Essas falhas devem ser detectadas antes ou durante a próxima atuação sobre a função de segurança. Se a detecção não for possível, a acumulação de defeitos não deve comprometer as funções de segurança.

Cada categoria reflete um nível crescente de segurança, com o aumento da redundância e das capacidades de detecção de falhas, garantindo assim a implementação de um ambiente de trabalho mais seguro.

2.4.4 Análise preliminar de riscos

A análise preliminar de risco (APR) é uma metodologia sistemática destinada a identificar, avaliar e controlar os riscos associados a uma atividade, processo ou tarefa antes de sua execução. Seu principal objetivo é antecipar situações de perigo, promovendo a segurança dos trabalhadores, a preservação do meio ambiente e a integridade dos equipamentos e instalações.

A APR é uma abordagem preventiva, amplamente aplicada em operações que apresentam potencial de risco elevado. Durante o processo, cada etapa da atividade é analisada de forma criteriosa para identificar os perigos envolvidos e estabelecer medidas de controle que reduzam ou eliminem os riscos identificados, assegurando a segurança durante a execução das tarefas.

O desenvolvimento da APR para máquinas segue quatro etapas principais:

1. **Determinação dos limites da máquina:** O objetivo é descrever de forma clara as propriedades mecânicas e físicas, a capacidade funcional da máquina, seu uso intencional, o mau uso previsível e o ambiente provável de utilização e manutenção.
2. **Identificação dos perigos:** Elaborar uma lista detalhada de perigos ou de situações perigosas, permitindo a descrição das possíveis circunstâncias de acidentes, segundo ABNT ISO/TR 14121-2:2018.
3. **Estimativa de risco:** Determinação da possível severidade de um dano e da probabilidade de sua ocorrência, segundo ABNT NBR ISO 12100:2013.
4. **Avaliação de Riscos:** é o processo de identificar, avaliar e priorizar perigos, com o objetivo de implementar medidas para minimizar ou eliminar riscos.

Para a identificação dos perigos, foi utilizada como referência a ABNT ISO/TR 14121-2:2018, que apresenta diretrizes práticas para a apreciação de riscos em máquinas e complementa a ABNT NBR ISO 12100:2013. A Tabela A.1 dessa norma oferece um modelo estruturado de planilha que facilita o registro e a análise sistemática dos riscos associados às máquinas. A planilha organiza informações essenciais, como a fase do ciclo de vida da máquina em que o perigo foi identificado (instalação, operação ou manutenção), a tarefa executada, a zona de perigo específica, o tipo de perigo identificado (mecânico, elétrico, térmico, entre outros) e a situação perigosa em que o trabalhador pode estar exposto e o evento perigoso que pode resultar em acidentes ou danos. Esse modelo contribui para uma análise detalhada e sistemática, permitindo uma identificação mais eficiente dos riscos e a proposição de medidas preventivas adequadas.

Já para a estimativa de risco, adotou-se a matriz de risco, a qual é composta, em geral, por um quadro que combina as classes de gravidade do dano com a probabilidade de sua ocorrência. O quadro 1 apresenta um exemplo adaptado da ABNT ISO/TR 14121-2:2018. Ressalta-se que o número de células na matriz pode ser ajustado, aumentando ou reduzindo o nível de detalhamento das classificações de risco, conforme a necessidade e a complexidade da análise.

Quadro 1 – Matriz de risco.

Probabilidade de ocorrência do dano	Gravidade do dano			
	Catastrófica	Grave	Moderada	Baixa
Muito provável	Alto	Alto	Alto	Médio
Provável	Alto	Alto	Médio	Baixo
Improvável	Médio	Médio	Baixo	Desprezível
Remota	Baixo	Baixo	Desprezível	Desprezível

Fonte: Adaptado de ABNT ISO/TR 14121-2 (2018).

No quadro 1, a estimativa da gravidade do dano é classificada como:

- **Catastrófica:** morte, lesão incapacitante permanente ou doença que resulte na incapacidade de retorno ao trabalho.
- **Grave:** lesão grave debilitante ou doença que permita o retorno ao trabalho após determinado período.
- **Moderada:** lesão significativa ou doença que exija mais do que primeiros socorros, possibilitando o retorno ao mesmo posto de trabalho.
- **Baixa:** ausência de lesão ou lesão leve que demande apenas primeiros socorros, com pouco ou nenhum tempo de trabalho perdido.

Já a probabilidade de ocorrência do dano é classificada conforme descrito a seguir:

- **Muito provável:** ocorrência quase certa.
- **Provável:** há possibilidade de ocorrência.
- **Improvável:** a ocorrência é pouco provável.
- **Remota:** ocorrência extremamente improvável, próxima a zero.

A aplicação da APR proporciona benefícios importantes, como a prevenção de acidentes, a redução de custos operacionais relacionados a falhas e interrupções e o atendimento às normativas regulamentadoras. Além disso, fortalece a cultura de segurança no ambiente de trabalho, promovendo ações proativas voltadas à identificação e mitigação de riscos.

Dessa forma, a APR constitui uma ferramenta essencial para a gestão de riscos, permitindo que organizações identifiquem perigos de maneira antecipada e adotem medidas eficazes para minimizar a exposição a condições inseguras. Sua aplicação contribui para a proteção dos trabalhadores, a eficiência operacional e a sustentabilidade das atividades.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

O projeto de uma lixadeira banda larga envolve diversos aspectos de engenharia, incluindo o projeto mecânico, a seleção de materiais, a integração de sistemas, e a consideração de normas de segurança e ergonomia. Cada componente da máquina, desde os rolos e correias até os sistemas de ajuste de pressão e velocidade, deve ser cuidadosamente projetado para garantir a eficiência e a durabilidade do equipamento.

3.1 COMPARATIVO ENTRE MÁQUINAS EXISTENTES NO MERCADO

Ao comparar modelos de lixadeiras de banda larga disponíveis no mercado, três aspectos principais devem ser considerados: a largura de operação, as dimensões do equipamento e o valor de mercado. A largura de operação define a capacidade do equipamento para diferentes tamanhos de peças. As dimensões do equipamento influenciam o espaço necessário para sua instalação e operação. Por fim, os valores de mercado variam, impactando a escolha com base no orçamento disponível. Este comparativo analisa 3 modelos, conforme apresentado no quadro 2, destacando esses aspectos para fornecer uma visão clara das opções existentes e considerando equipamentos que possuam somente 2 grupos lixadores, para mantermos uma análise mais coerente.

Além dos três aspectos mencionados anteriormente, é importante considerar outros dois fatores relevantes: a velocidade da lixa e a velocidade de alimentação da esteira transportadora. Na análise comparativa, os três modelos avaliados apresentaram valores idênticos para esses parâmetros. A velocidade da lixa foi de 18 m/s, enquanto a velocidade de alimentação da esteira transportadora variou entre 20 m/min e 5 m/min, dependendo da configuração operacional. Esses valores garantem uniformidade nas condições de trabalho dos modelos analisados.

Quadro 2 – Comparativo entre modelos de lixadeiras disponíveis no mercado.

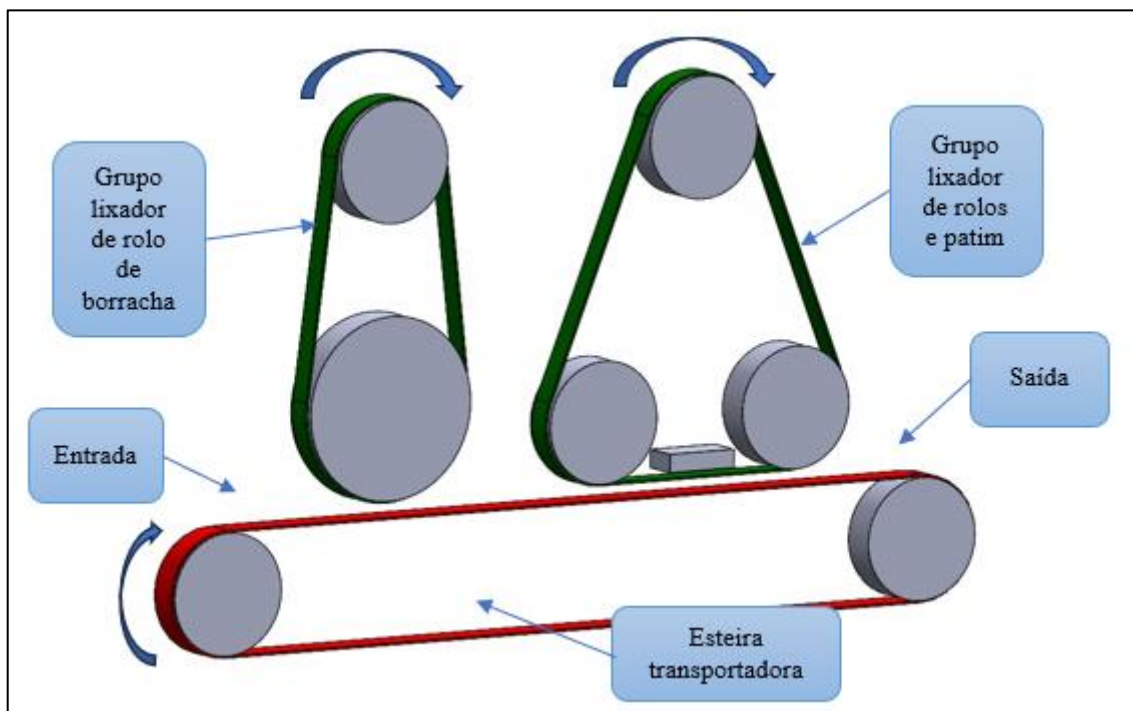
Comparativo entre modelos de lixadeiras disponíveis no mercado atual				
Modelo	Largura de operação	Marca	Dimensões do equip. (L x C x H)	Valores aproximados
AL-LB650	650 mm	Alca Máquinas	1200 x 2050 x 2200 mm	R\$ 180.000,00
BLT1000	1000 mm	Tecmatic	1600 x 2150 x 2300 mm	R\$ 250.000,00
LVB 1300	1300 mm	CVL	1850 x 2150 x 2250 mm	R\$ 300.000,00

Fonte: O autor (2024).

3.2 SISTEMAS QUE FAZEM PARTE DE UMA MÁQUINA

O projeto de uma lixadeira banda larga envolve a integração de vários componentes que trabalham em conjunto para garantir o funcionamento eficiente e a obtenção de um acabamento de alta qualidade nas superfícies trabalhadas. Entre os principais componentes estão os grupos lixadores, o sistema de oscilação, a mesa de esteira transportadora móvel, o motor elétrico. Cada um desses elementos desempenha um papel fundamental no funcionamento geral da máquina. A figura 4 representa um desenho esquemático, com o caminho que a madeira percorre no interior do equipamento, estando em contato diretamente com os sistemas descritos.

Figura 4 – Desenho esquemático de entrada e saída da madeira.



Fonte: O autor (2024).

3.2.1 Grupos Lixadores

Os grupos lixadores são uma das partes mais importantes da lixadeira, sendo responsáveis pelo processo de lixamento propriamente dito. Esses grupos são compostos por mancais, eixos, rolo de borracha ou rolos com patim e sistemas de tensionamento da lixa, que trabalham em conjunto para manter a lixa em contato constante e uniforme com a superfície do material. O quadro 3 representa resumidamente as principais diferenças entre grupos lixadores compostos por rolo de borracha em relação aos de rolos com patim.

Quadro 3 – Diferenças entre os dois tipos de grupos lixadores.

Grupos lixadores			
Tipo	Composição	Função	Principal característica
Rolo de borracha	É formado por rolo revestido de borracha e um rolo para o tensionamento da lixa	Calibrar as peças	A borracha absorve impactos não desejados e garante um contato consistente e eficiente entre a lixa e a peça
Rolos com patim	É formado por dois rolos localizados próximos a peça, um patim entre esses dois rolos, para realizar o contato entre a lixa e a peça, mais um rolo para o tensionamento da lixa	Acabamento final nas peças	O patim é uma placa plana que oferece uma maior área de contato entre a lixa e a peça, gerando um melhor resultado no acabamento

Fonte: O autor (2024).

3.2.2 Mesa transportadora

A mesa de esteira transportadora móvel é um componente que facilita a alimentação contínua de peças. É composta por uma estrutura robusta e estável para evitar desvios e garantir um movimento linear do material. O quadro 4 apresenta as características técnicas da mesa transportadora. Um ponto importante na construção da mesa é a sua largura de operação e a sua altura de regulagem, o mercado atual tem interesse em atender peças de grandes dimensões (mais de 650 mm de largura), ocasionando em equipamento de custo elevado e que demandam espaços consideráveis, conforme citado na justificativa. Outro ponto importante de se comentar é que uma grande gama de peças apresenta dimensões que ficam dentro de 250 mm de largura e altura, respectivamente, e que empresas de menor porte só trabalhem com esse tipo de peças.

Quadro 4 – Características da mesa com esteira transportadora móvel.

Mesa transportadora	
	Característica
Tipo de mesa	Mesa móvel, possibilitando ajuste de regulagem de altura
Atributo	Grupos lixadores fixos diretamente na estrutura da máquina, resultando em uma maior rigidez do conjunto
Movimentação das peças	Por esteira transportadora de borracha
Largura de operação	Até 250 mm
Altura de operação	Até 250 mm

Fonte: O autor (2024).

3.2.3 Sistema de acionamento

A potência necessária para o funcionamento da lixadeira é fornecida pelo motor elétrico e transmitida por polias e correias flexíveis até os eixos de transmissão para cada grupo lixador. Ele deve ser suficientemente para garantir que os grupos operem de forma eficiente, mantendo a velocidade e a força necessárias para o lixamento. A potência do motor influencia diretamente a capacidade da máquina de lidar com materiais de alta resistência e de manter um desempenho consistente durante longos períodos de operação. O quadro 5, apresenta um comparativo entre larguras de operação e potências utilizadas em equipamentos fornecidos atualmente no mercado.

Quadro 5 – Comparativo entre modelos e motorizações.

Comparativo entre modelos e motorizações			
Modelo	Largura de operação	Marca	Potência de motorização das lixas
AL-LB650	650 mm	Alca Máquinas	25 cv
BLT1000	1000 mm	Tecmatic	40 cv
LVB 1300	1300 mm	CVL	60 cv

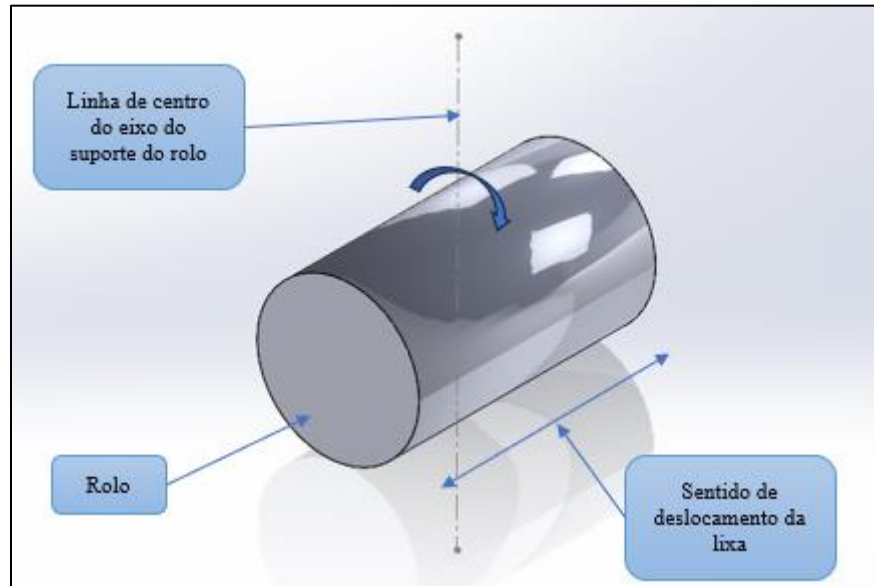
Fonte: O autor (2024).

3.2.4 Sistema de oscilação da lixa

O sistema de oscilação da lixa tem como a sua principal função a manutenção da eficiência e qualidade do processo de lixamento. Este sistema é responsável por garantir que a lixa se mova lateralmente durante a operação, promovendo um desgaste uniforme da lixa e evitando a adesão do pó e a formação de sulcos ou padrões indesejados na superfície da madeira, garantindo uma maior vida útil dos insumos abrasivos e maior qualidade superficial das peças.

O sistema geralmente é projetado com o uso de cilindros pneumáticos acionados por sensores. Em sua posição de repouso, os cilindros permitem que a lixa se desloque em uma direção específica. Quando a lixa atinge uma determinada posição, os sensores detectam sua localização e enviam sinais ao sistema pneumático, que é então ativado para deslocar a lixa no sentido oposto. Assim que a lixa sai do alcance do sensor, o cilindro retorna à posição de repouso, ajustando novamente sua posição. Esse processo ocorre de forma precisa e contínua, resultando na oscilação uniforme da lixa. A figura 5 representa os movimentos realizados para que a oscilação da lixa ocorra.

Figura 5 – Representação dos movimentos responsáveis pela oscilação da lixa.



Fonte: O autor (2024).

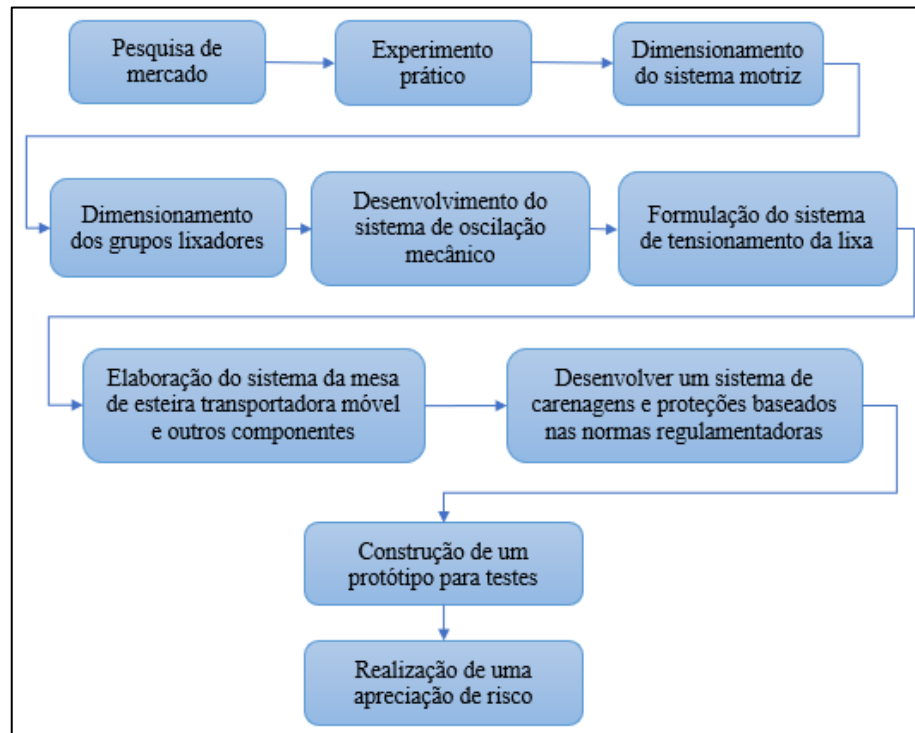
Apesar de sua importância, o sistema de oscilação pode enfrentar desafios operacionais ao longo do tempo, principalmente devido ao pó. Durante o processo de lixamento, uma grande quantidade de pó é gerada, e mesmo com sistemas de extração de pó eficientes, pequenas partículas podem infiltrar-se nas partes sensíveis do sistema de oscilação, no caso os sensores, ocasionando falhas e quebras do equipamento.

Sendo assim, devido a diversos casos de problemas ocasionados por falha de sensores, identificou-se a necessidade de desenvolver um sistema de oscilação mecânico mais eficiente. Propõe-se, então, o desenvolvimento de um sistema de braços articulados, os quais serão movimentados por um sistema de variação de movimento acoplados a um redutor. Este sistema de braços permitirá o tensionamento não simétrico das lixas nos dois grupos lixadores, pois no processo de fabricação da lixa há uma variação no comprimento da mesma resultando em alturas diferentes nos rolos superiores responsáveis pelo esticamento. Além do que foi mencionado anteriormente o sistema de braços deverá fornecer a articulação necessária para realizar o movimento de rotação dos suportes superiores dos rolos, possibilitando que o sistema realize a oscilação dos mesmos que sucederá no deslocamento da lixa em relação ao comprimento do rolo de em torno de 5 mm para cada lado, podendo ser ajustado conforme a necessidade. É relevante destacar que os equipamentos disponíveis no mercado operam, em média, com aproximadamente 60 oscilações por minuto.

3.3 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

Considerando que este projeto envolve diversos sistemas que precisam operar de maneira integrada, foi elaborado um plano de atividades detalhado para assegurar o bom andamento do projeto, conforme apresentado na figura 6.

Figura 6 – Fluxograma de desenvolvimentos das atividades.



Fonte: O autor (2024).

A primeira etapa foi realizar uma pesquisa de mercado para comprar as principais características que os equipamentos similares apresentam.

O segundo passo foi elaborar um experimento prático para poder mensurar o esforço necessário para superar o fator de atrito estático causado pelas lixas em contato com as peças em madeira. Isso foi realizado utilizando o método descrito abaixo:

- As granulometrias das lixas a serem testadas (60, 80, 100, 120);
- A carga de 20 kgf será aplicada nos testes das granulometrias 60 e 80, simulando o contato que o rolo de borracha realizará para calibração do dimensional das peças;
- A carga de 10 kgf será aplicada nos testes das granulometrias 100 e 120, simulando o contato que o patim realizará para dar acabamento final nas peças;
- Área de contato para o experimento (50 x 250 mm);

- Selecionar uma peça em madeira para a realização do teste;
- Definir uma superfície plana para a fixação da lixa;
- Fixar a lixa na superfície;
- Colocar sobre a lixa a peça em madeira que foi selecionada anteriormente;
- Colocar sobre a peça um peso que exerça a carga definida;
- Realizar a tração dessa peça em madeira com uma balança, para mensurar o esforço necessário para a movimentação da mesma sobre a lixa;
- Repetir esse processo para todas as granulometrias de lixas definidas.
- Comparar os resultados encontrados anteriormente e definir o esforço que será gerado pelo processo de lixamento, mantendo um fator de segurança de 150%.

O terceiro passo foi o dimensionamento do sistema motriz do equipamento, para poder fornecer a potência necessária para o processo de lixamentos e definir os esforços resultantes do sistema de transmissão de potência.

O quarto passo sucedeu o dimensionamento dos grupos lixadores com a realização do projeto da disposição dos mesmos, definindo os seus itens de construção, dimensões de rolos, comprimento da lixa, área de contato do patim e um sistema para tensionar a lixa. Após isso foi possível iniciar os dimensionamentos técnicos, definindo tamanhos de mancais e eixos.

No quinto passo foi desenvolvido um sistema de oscilação mecânico, com a utilização de braços articulados.

O sexto passo foi a formulação de um sistema para a realização do tensionamento da lixa.

O sétimo passo se deu na elaboração do projeto da mesa de esteira transportadora móvel, tendo como base as dimensões de operação de 250 mm de largura, com possibilidades de ajustes de altura de 0 até 250 mm.

O oitavo passo foi desenvolvido um sistema de carenagens e proteções seguindo as diretrizes da NR 12 (2024).

O nono passo se deu a construção de um protótipo para a realização de testes e validação de conceitos.

No último passo foi realizado uma análise preliminar de riscos.

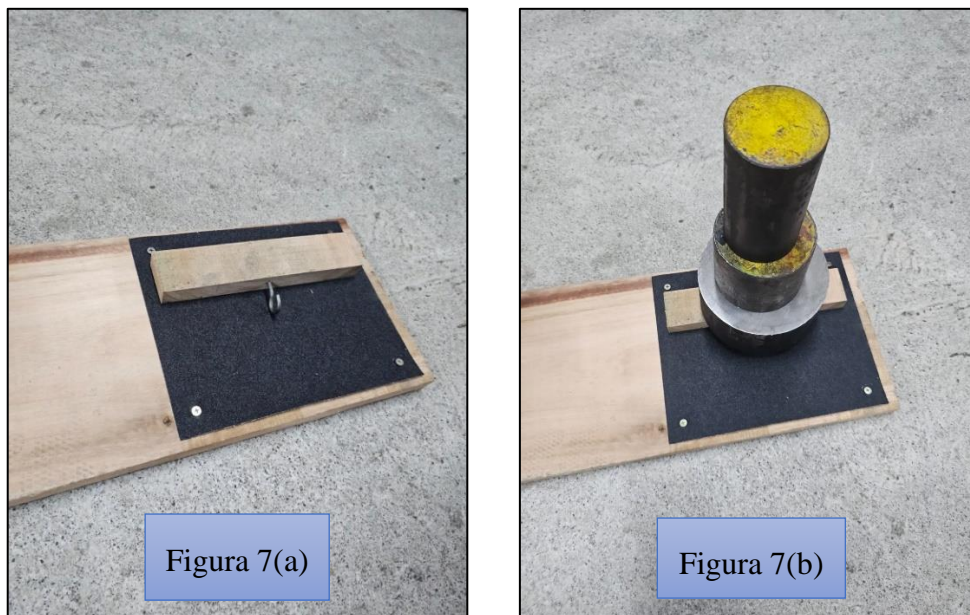
4 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO E CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO

Neste capítulo, são descritas as etapas do desenvolvimento do projeto, juntamente com as considerações que fundamentaram cada definição adotada.

4.1 EXPERIMENTO PRÁTICO

O experimento utilizou uma peça de madeira previamente selecionada, que foi utilizada em todas as etapas do processo, e uma superfície plana foi preparada para fixação das lixas, garantindo estabilidade e aderência durante os testes. Cada lixa foi fixada na superfície plana, e a peça de madeira foi posicionada sobre ela. Um peso correspondente à carga definida foi aplicado sobre a peça para simular as condições reais de pressão durante o lixamento. As figuras 7(a) e 7(b) ilustram o processo de desenvolvimento dos testes.

Figura 7(a) e 7(b) – Realização do experimento.



Fonte: O autor (2024).

A medição do esforço foi realizada por meio de uma balança, conforme ilustrado na figura 8, deslocando a peça de madeira sobre a lixa e registrando o esforço necessário para iniciar e manter o movimento, dessa forma foi possível mensurar o fator de atrito estático, utilizando a equação 3, considerado como o pior cenários de esforço. Esse procedimento foi repetido para cada granulometria de lixa (60, 80, 100 e 120), seguindo o mesmo protocolo. Os valores obtidos estão demonstrados no quadro 6, os quais representam os picos máximos encontrados nas baterias de testes realizadas. A comparação dos dados revelou que a realização

de diferentes baterias de testes utilizando a mesma peça influenciou diretamente alguns resultados, evidenciando coeficientes de atrito mais elevados para as granulometrias de lixas mais finas. Contudo, essa variação não afeta negativamente o dimensionamento dos esforços, mas contribui para a obtenção de resultados mais conservadores ao longo do processo de dimensionamento.

$$\mu = \frac{F_{at}}{N} \quad (3)$$

Em que:

μ é o coeficiente de atrito (-);

F_{at} é a força de atrito (N);

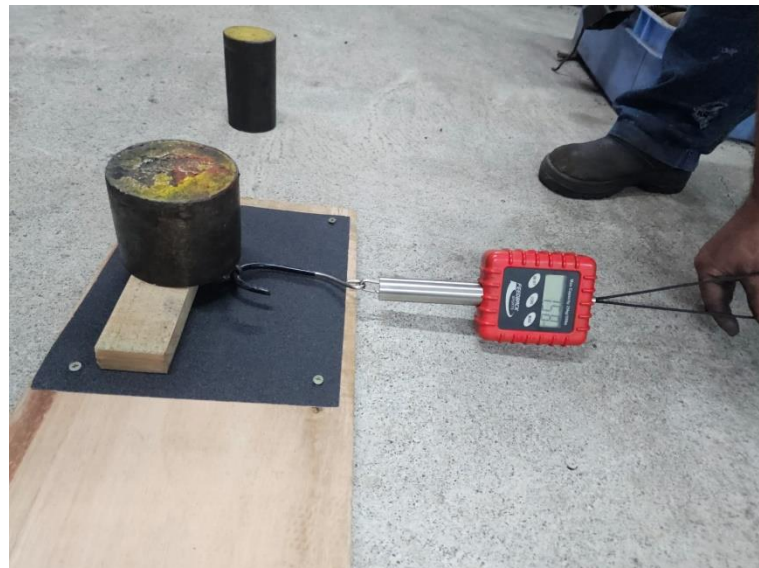
N a força normal (N);

Quadro 6 – Resultados obtidos do experimento prático.

Lixa	Peso aplicado de 20 kgf		Peso aplicado de 10 kgf	
	60	80	100	120
Medida da balança (Kg)	17,51	16,85	8,46	8,22
Coefficiente de atrito	0,88	0,84	0,85	0,82

Fonte: O autor (2024).

Figura 8 – Medições com a balança.



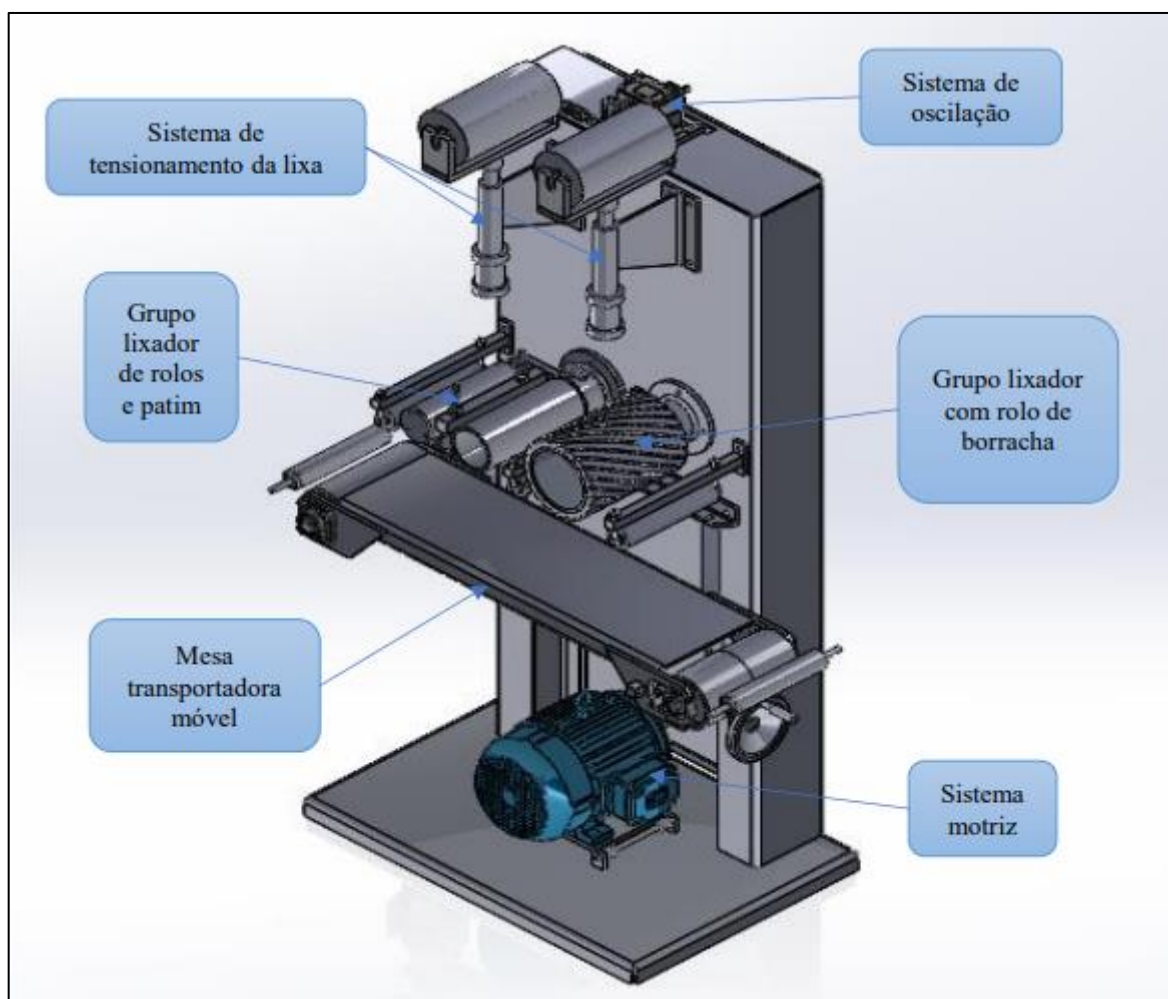
Fonte: O autor (2024).

Com base nos dados coletados, foram estabelecidos os parâmetros iniciais para o dimensionamento do sistema motriz, possibilitando o cálculo do torque necessário para atender às demandas específicas de cada grupo lixador, conforme descrito no item 4.3.1.

4.2 LIXADEIRA BANDA LARGA COM ESTEIRA TRANSPORTADORA

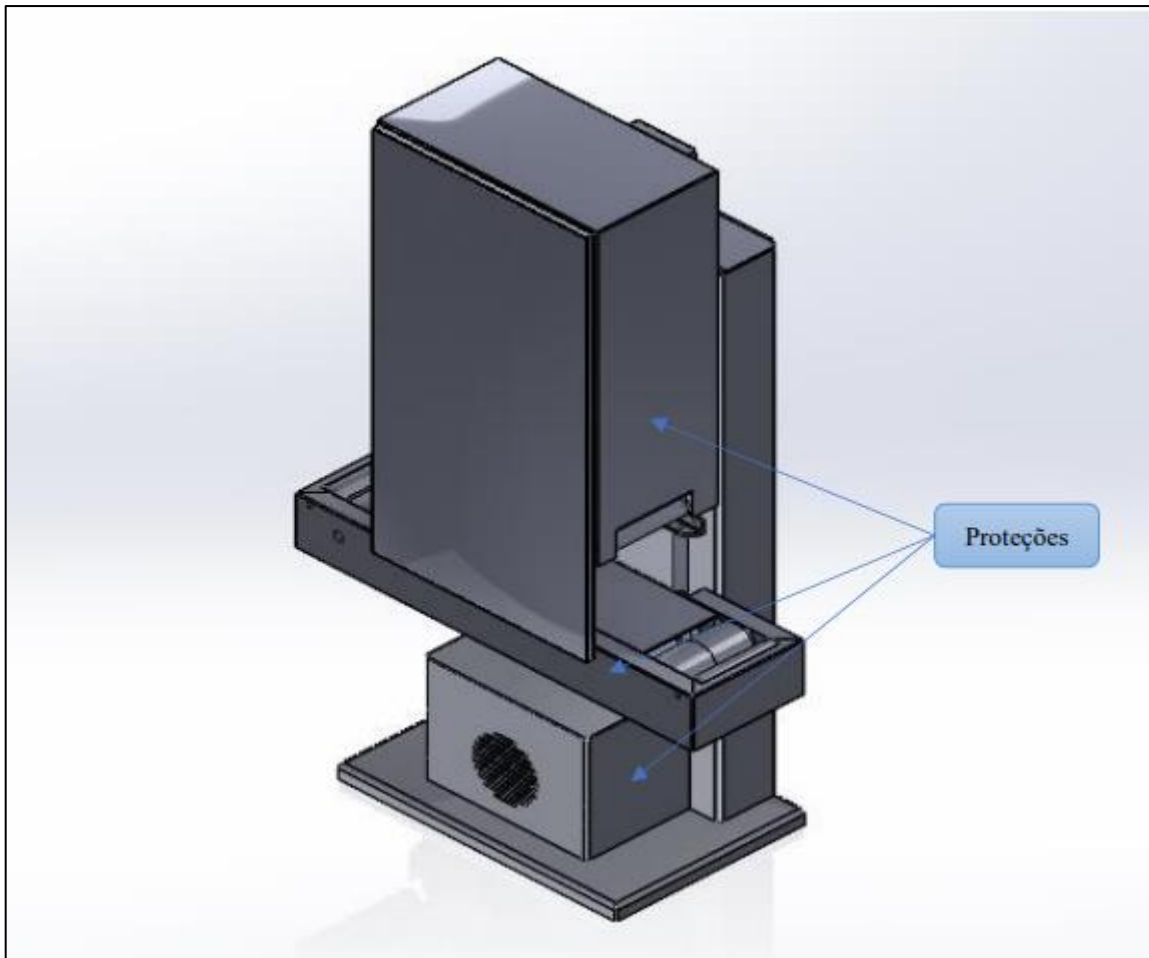
Buscando apresentar o desenvolvimento do projeto de forma mais clara e de fácil compreensão, o mesmo foi dividido em sistemas. Os sistemas são: sistema de oscilação, sistema de tensionamento da lixa, grupo lixador de rolos e patim, grupo lixador de rolo de borracha, mesa transportadora móvel e sistema motriz, conforme disposto na figura 9. A figura 10 apresenta a lixadeira com as devidas proteções.

Figura 9 – Sistemas que contemplam o equipamento, sem as proteções.



Fonte: O autor (2024).

Figura 10 – Sistemas que contemplam o equipamento, com as proteções.



Fonte: O autor (2024).

4.3 SISTEMAS QUE CONTEMPLAM O EQUIPAMENTO

4.3.1 Sistema motriz

O sistema motriz do equipamento é composto por um motor elétrico, responsável por transmitir potência aos sistemas do equipamento, incluindo os grupos lixadores e o sistema de oscilação da lixa, por meio de polias e correias flexíveis.

O primeiro passo no dimensionamento desse sistema foi determinar a potência necessária do motor elétrico. Esse cálculo foi realizado utilizando os valores mais altos do experimento prático e os diâmetros dos rolos de tração da lixa de ambos os grupos lixadores. A partir da aplicação da equação 5 (Apêndice A), foi possível calcular o torque exigido por cada grupo lixador para garantir sua operação eficiente. O quadro 7 apresenta os dados utilizados e os resultados obtidos.

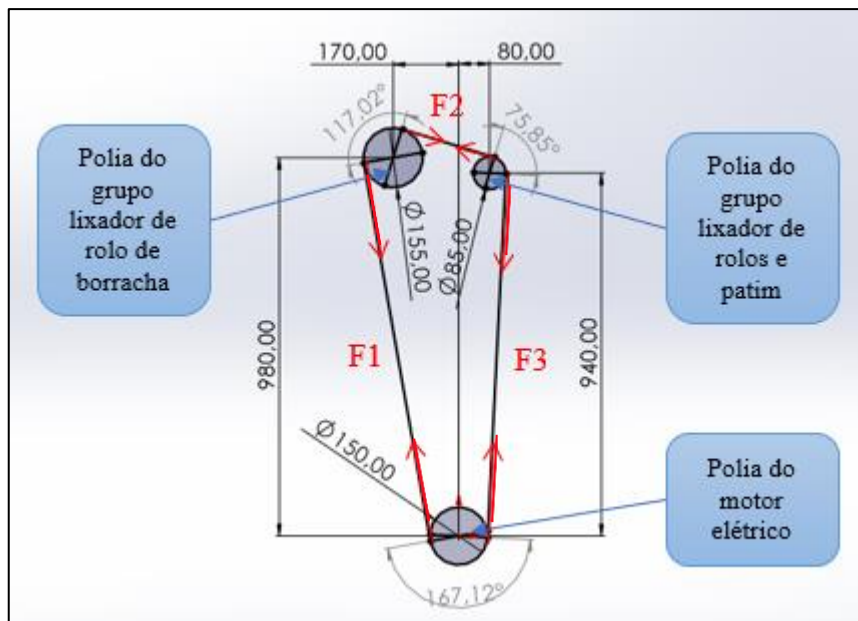
Quadro 7 – Resultados do torque que cada grupo lixador demanda.

	r (m)	F (kg)	F (N)	T (N.m)
Grupo lixador de rolo de borracha	0,100	17,51	171,77	17,18
Grupo lixador de rolos e patim	0,056	9,46	82,99	4,65

Fonte: O autor (2024).

Para o dimensionamento do sistema de transmissão de potência, foi utilizado como base os conceitos apresentados por Budynas e Nisbett (2011). Para iniciar a análise, foi elaborado um esboço do posicionamento de cada item que compõe o sistema, com as dimensões necessárias para a realização dos cálculos, conforme apresentado na figura 11.

Figura 11 – Esquema do sistema de polias para a transmissão de potência.



Fonte: O autor (2024).

A configuração do sistema decorre do formato construtivo do equipamento e da limitação de espaço disponível para a instalação. Com o objetivo de fornecer um dispositivo compacto e de baixo custo, optou-se pela utilização de um único motor elétrico para o acionamento dos dois grupos lixadores, gerando assim a disposição apresentada.

Para a seleção das polias, utilizou-se a equação 6 (Apêndice A) para determinar a velocidade necessária em cada eixo-árvore dos grupos lixadores. Em seguida, aplicou-se a equação 7 (Apêndice A) para calcular as velocidades das lixas correspondentes a cada grupo. O quadro 8 apresenta as informações utilizadas no dimensionamento e os resultados obtidos.

Quadro 8 – Velocidades e informações do sistema de transmissão de potência.

	ϕ polias (m)	ϕ rolos de tração da lixa (m)	RPM dos eixos (rpm)	ω (rad/s)	Vlixa (m/s)
Motor elétrico	0,15		1760	184,31	
Grupo lixador de rolo de borracha	0,15	0,200	1760	184,31	18,43
Grupo lixador de rolos e patim	0,85	0,112	3106	325,25	18,24

Fonte: O autor (2024).

Com as informações obtidas no quadro 8, foi possível calcular a potência que o motor elétrico necessita ter para realizar o funcionamento adequado do equipamento, utilizando a equação 8 (Apêndice A). O quadro 9 apresenta os dados utilizados e os resultados obtidos para determinar a potência necessária do motor elétrico, levando em consideração um fator de segurança de 1,5, esse valor foi arbitrado para poder considerar eventuais picos de consumo de potência na utilização do motor elétrico e para garantir a confiabilidade e o desempenho do sistema.

Quadro 9 – Potência necessária para o motor elétrico.

	ω (rad/s)	T (N.m)	P (W)	P+50% (W)	Soma das potências (W)
Grupo lixador de rolo de borracha	184,31	17,18	3166	4750	7020
Grupo lixador de rolos e patim	325,25	4,65	1513	2270	

Fonte: O autor (2024).

Com base na soma das potências calculadas, foi definido que o equipamento será equipado com um motor de 7500 W, capaz de atender aos esforços identificados durante a realização do experimento prático.

Considerando a potência nominal do motor utilizado no dispositivo é de 7,5 kW, sendo necessária a aplicação de um fator de serviço ao sistema de transmissão. Esse fator é utilizado para ajustar a potência nominal, considerando as condições de operação, como variações de carga, choques, vibrações e condições ambientais. Para este caso, foi adotado um coeficiente de serviço de 1,4, de acordo com as características de choque médio e torque não uniforme,

conforme ilustrado na figura 30 (Apêndice A). Já a potência corrigida do equipamento é calculada com base na equação 9 (Apêndice A).

A potência corrigida do equipamento foi calculada em 10,5 kW, sendo determinada a utilização de quatro correias para a distribuição dessa carga, resultando em 2625 W por correia. O perfil de correia trapezoidal do tipo A foi selecionado para este sistema, com base nas especificações e recomendações apresentadas na figura 31 (Apêndice A). Essa escolha fundamenta-se na compatibilidade desse perfil com os requisitos do sistema, incluindo a capacidade de transmissão de potência por correia e a faixa de velocidade compatível com o equipamento.

A potência corrigida do sistema foi proporcionalmente alocada entre os dois grupos lixadores, atendendo às suas demandas específicas. Os resultados obtidos no experimento prático confirmaram que o esforço necessário para a tração das lixas de grãos maiores, utilizadas no primeiro grupo lixador, é aproximadamente o dobro daquele exigido pelas lixas de grãos mais finos, empregadas no segundo grupo lixador, sendo assim, $\frac{2}{3}$ da potência total, resultando em 1750 W por correia, foram alocados para o grupo lixador de rolo de borracha, que demanda maior força de acionamento. Já o grupo lixador composto por rolos e patim, que requer menor potência para operar, recebeu $\frac{1}{3}$ da potência total, totalizando 875 W por correia. Essa divisão tem como objetivo racionalizar o desempenho do sistema, assegurando que cada grupo receba a potência necessária para seu funcionamento adequado.

Considerando o procedimento de cálculo (Apêndice A), chegou-se aos esforços resultantes nas polias e nas correias que fazem parte do sistema. O quadro 10 apresenta as informações utilizadas no dimensionamento dos esforços e os resultados obtidos.

Quadro 10 – Dados e resultados obtidos nas equações de 10 a 17.

Motor Elétrico	Grupo lixador de rolo de borracha	Grupo lixador de rolos e patim
H1 = 2625,00 W	H2 = 1750,00 W	H3 = 875,00 W
$\omega_1 = 1760,00$ rpm 184,31 rad/s	$\omega_2 = 1760,00$ rpm 184,31 rad/s	$\omega_3 = 3105,88$ rpm 325,25 rad/s
T1 = 14,24 N.m	T2 = 9,50 N.m	T3 = 2,69 N.m
V = 13,82 m/s	V = 13,82 m/s	V = 13,82 m/s
$\theta_1 = 167,12$ graus 2,92 rad	$\theta_2 = 117,02$ graus 2,03 rad	$\theta_3 = 75,85$ graus 1,33 rad
d1 = 150,00 mm	d2 = 150 mm	d3 = 85,00 mm
m = 0,10 kg/m	m = 0,095 kg/m	m = 0,095 kg/m
Fc1 = 52,99 N	Fc2 = 36,85 N	Fc3 = 24,21 N
F1 = 297,75 N	F1 = 297,75 N	F2 = 171,15 N
F3 = 107,85 N	F2 = 171,15 N	F3 = 107,85 N
Fi = 149,80 N	Fi = 197,60 N	Fi = 115,28 N

Fonte: O autor (2024).

Com base nos resultados das forças atuantes no sistema, foi possível determinar o fator de segurança e estimar a vida útil das correias, conforme procedimento de cálculo (Apêndice A). O quadro 11 apresenta as informações utilizadas no desenvolvimento e os resultados obtidos.

Quadro 11 – Dados e resultados obtidos nas equações de 18 a 23.

Motor Elétrico	Grupo lixador de rolo de borracha	Grupo lixador de rolos e patim
K1 = 0,97	K1 = 0,81	K1 = 0,63
K2 = 1,10	K2 = 1,10	K2 = 1,10
Htab = 1510,00 W	Htab = 1510,00 W	Htab = 1510,00 W
Ha = 1613,78 W	Ha = 1342,96 W	Ha = 1040,36 W
CS = 0,61	CS = 0,77	CS = 1,19
K _b = 25,00	K _b = 25,00	K _b = 25,00
t ₁ = 464,41 N	t ₁ = 464,41 N	t ₁ = 337,81 N
t ₃ = 591,86 N	t ₂ = 464,41 N	t ₂ = 465,26 N
K = 2999	K = 2999	K = 2999
b = 11,09	b = 11,09	b = 11,09
N _p = 6,12E+07 ciclos	N _p = 4,81E+08 ciclos	N _p = 9,16E+08 ciclos
h = 3196 horas	h = 25115 horas	h = 47846 horas

Fonte: O autor (2024).

Os coeficientes de segurança obtidos para as correias foram 0,61 na polia do motor, 0,77 na polia do grupo lixador de rolo de borracha e 1,19 no grupo lixador de rolos e patim. Em relação à vida útil estimada, os valores foram de 3.196 horas, 25.115 horas e 47.846 horas, respectivamente. Comparando esses dados, observa-se que, embora os coeficientes de segurança das polias do motor e do grupo lixador de rolo de borracha sejam inferiores à unidade, a vida útil projetada para as correias indica que o sistema pode operar de maneira satisfatória por um ano, isso considerando que o equipamento irá operar 8 horas por dia, com a sua capacidade de operação máxima. O grupo lixador de rolos e patim apresentou os melhores resultados, tanto em coeficiente de segurança quanto em durabilidade, destacando-se como o componente mais robusto do sistema.

Esses resultados demonstram que a configuração atual do sistema de transmissão é funcional dentro das limitações do projeto, mas ajustes poderiam ser realizados para aprimorar os níveis dos coeficientes de segurança em pontos críticos. No entanto, devido às restrições impostas pelo conceito do equipamento, que prioriza uma construção compacta e de baixo custo, não foi possível implementar uma modulação alternativa no presente estudo.

Uma possível solução para sanar essas limitações seria a utilização de dois motores elétricos, um para cada grupo lixador, permitindo uma melhor distribuição dos esforços de transmissão. No entanto, essa abordagem demandaria alterações estruturais que implicariam no aumento das dimensões e no custo final do equipamento, contrariando os objetivos iniciais do projeto.

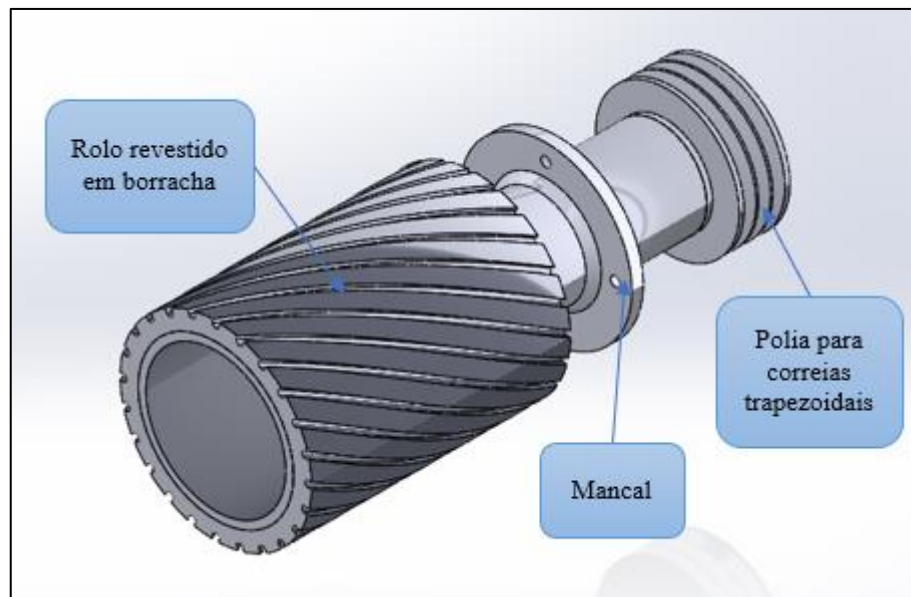
Apesar das desvantagens apontadas, o equipamento cumpriu sua função sem prejuízos significativos. Mesmo com coeficientes de segurança inferiores a 1, a vida útil estimada para a correia, no pior cenário, é de aproximadamente 3200 horas de operação, que é um valor aceitável. Recomenda-se, como medida de manutenção preventiva, a substituição das correias após esse período de uso. Trata-se de uma intervenção de fácil execução e baixo custo, estimado em cerca de R\$ 80,00, garantindo a continuidade e eficiência do funcionamento do equipamento.

4.3.2 Grupo lixador de rolo de borracha

O grupo lixador com rolo de borracha, ilustrado na figura 12, está localizado sobre a mesa, próximo à entrada do equipamento, pois é responsável por realizar o primeiro contato com a peça. Esse grupo é constituído por um cilindro revestido com borracha, material

escolhido devido à sua capacidade de realizar a calibração dimensional das peças, minimizando impactos e garantindo um contato uniforme e consistente com o material. Assim, a utilização de um rolo revestido em borracha foi considerada a solução mais adequada para a execução da primeira etapa do processo de lixamento.

Figura 12 – Grupo lixador de rolo de borracha.



Fonte: O autor (2024).

O sistema é constituído por um rolo metálico revestido com borracha e uma polia para correias trapezoidais, ambos fixados a um eixo-árvore montado em um mancal de rolamentos que, por sua vez, está ancorado diretamente à estrutura do equipamento. Essa configuração permite a transmissão eficiente do movimento, garantindo o contato, a rigidez e o torque necessários para o processo de lixamento.

Para assegurar o desempenho esperado, foi realizado um estudo de dimensionamento dos componentes críticos do sistema, como o eixo-árvore e o mancal de rolamentos. Esse estudo utilizou como referência dados obtidos no dimensionamento do sistema motriz, desenvolvido previamente, além da força de 400 N para o tensionamento da lixa e uma força de lixamento arbitrada em 200 N. Esse valor foi escolhido devido à área de contato entre a lixa e a peça possuir as dimensões aproximadas de 50 mm de largura por 250 mm de comprimento, caso for aplicado forças excessivas em uma área de contato com essas dimensões poderia elevar significativamente a temperatura do abrasivo, resultando em danos tanto à peça quanto à lixa.

Posteriormente ao modelamento do conjunto utilizando o software SolidWorks, conforme a figura 13, o primeiro passo para o dimensionamento do eixo foi a escolha do seu

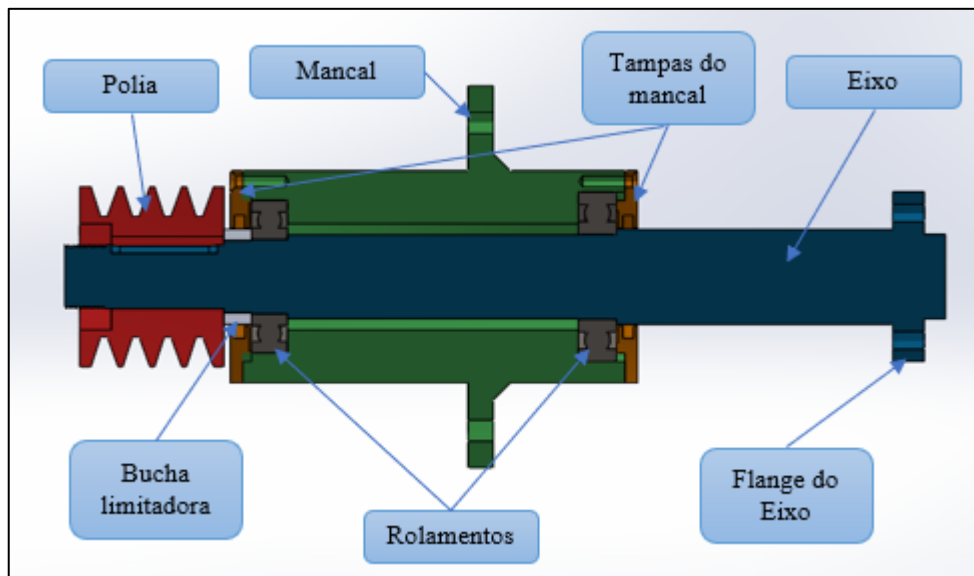
material. Para a sua fabricação optou-se pelo aço SAE 8620 como material, fundamentado em uma análise criteriosa de suas propriedades mecânicas apresentadas no quadro 12, que o tornam adequado para aplicações que exigem uma combinação de resistência, tenacidade e durabilidade. Um ponto de suma importância para a sua escolha, foi que o SAE 8620 se destaca por sua excelente soldabilidade devido ao seu baixo teor de carbono, um atributo indispensável neste projeto, uma vez que a construção do eixo é baseada em uma flange soldada diretamente sobre o seu corpo, tornando o seu processo produtivo viável e de menor custo, em comparação com a usinagem de um blank com diâmetro externo igual ao da flange.

Quadro 12 – Propriedades mecânica do aço SAE 8620.

Propriedades mecânicas - SAE 8620		
Limite de escoamento (S_y)	690	MPa
Resistência a tração (S_{ut})	860	MPa
Alongamento	12	%
Dureza Brinell	170 a 210	HB

Fonte: Aços Especiais Luzeiro (2024).

Figura 13 – Vista de corte do grupo lixador, sem o rolo.



Fonte: O autor (2024).

O segundo passo para o dimensionamento do eixo árvore foi realizar o cálculo da força resultante segundo a regra do paralelogramo, atuante na seção do eixo em que a polia de transmissão está localizada, isso por meio do procedimento constante no Apêndice B, considerando os esforços empregados pela correia flexível para a transmissão de potência.

Após o cálculo da força resultante, obteve-se um valor de 3170 N, que foi adotado como a força P1 atuante no eixo na seção onde está localizada a polia. Para a força P2, foi considerado o valor de 600 N na seção correspondente à flange de fixação do rolo de borracha, conforme previamente mencionado.

Considerando o eixo como uma viga estática, foi elaborado o diagrama de corpo livre para calcular as forças de reação e o momento fletor nos pontos de apoio, correspondentes aos alojamentos dos rolamentos, denominados pontos A e B. Os procedimentos detalhados para essas análises estão descritos no Apêndice B. Os valores obtidos para as forças de reação foram 4926,21 N no ponto A e 2356,21 N no ponto B. Já para o momento fletor foram 175935 N e 95400 N, respectivamente.

Os pontos do eixo avaliados correspondem às regiões de fixação da polia e do rolo, onde ocorre a concentração de forças. Para a análise, foi considerado o menor diâmetro encontrado em cada região, sendo 35 mm no encaixe da polia e 40 mm na seção do rolo. Os diâmetros maiores foram desconsiderados nos cálculos, adotando-se uma abordagem mais criteriosa. Essa metodologia visa garantir um dimensionamento mais conservador, resultando em uma análise mais rigorosa das condições estruturais do eixo.

Com base no procedimento de cálculos descrito no Apêndice B, foram determinados os valores dos concentradores de tensão, permitindo o desenvolvimento completo do processo para a obtenção do limite de resistência à fadiga, considerando todos os fatores associados às características do eixo. Para a análise, considerou-se que a região da polia apresenta um rasgo de chaveta, enquanto a área correspondente ao rolo é lisa, uma vez que este é fixado ao eixo por meio de parafusos em uma flange integrada ao mesmo. As informações utilizadas para os cálculos, bem como os resultados obtidos, estão detalhados no quadro 13.

Quadro 13 – Dados e resultados obtidos nas equações de 25 a 30.

Seção da polia		Seção do suporte do rolo	
d1	35,00 mm	d2	40,00 mm
T	38000,00 N.mm	T	38000,00 N.mm
P1	3170,00 N	P2	200,00 N
Ay	4514,56 N	By	-1544,56 N
M(A)	175935,00 N	M(B)	95400,00 N
r	0,50 mm	r	0,50 mm
Kt	2,20	Kt	2,20
Kts	3,00	Kts	2,60
q	0,75	q	0,75
qcisalhamento	0,80	qcisalhamento	0,80
Kf	1,90	Kf	1,90
Kfs	2,60	Kfs	2,28
Ka	0,75	Ka	0,75
Kb	0,85	Kb	0,84
Kc	0,59	Kc	0,59
Kd	1,00	Kd	1,00
Ke	0,70	Ke	0,70
Kdiv	1,00	Kdiv	1,00
S'e	430,00 MPa	S'e	430,00 MPa
Se	113,61 MPa	Se	111,99 MPa
n1	4,53	n1	19,13
n2	1,43	n2	3,87

Fonte: O autor (2024).

Após a determinação do limite de resistência à fadiga, foi realizada a verificação dos diâmetros previamente estabelecidos para assegurar que atendem às exigências da aplicação. Primeiramente, avaliou-se o coeficiente de segurança do eixo, considerando o dimensionamento baseado nos critérios de deflexão e rigidez. Em seguida, realizou-se uma segunda verificação do fator de segurança utilizando o critério de falha por fadiga de Gerber, conforme descrito no Apêndice B. Esse procedimento foi adotado para proporcionar uma análise mais abrangente e criteriosa do dimensionamento do eixo, garantindo sua conformidade com os requisitos estabelecidos no projeto.

Em seguida a realização dos cálculos de verificação, foram determinados os coeficientes de segurança para as diferentes partes do eixo. Na região da polia, os valores obtidos foram 4,53 pelo critério de rigidez e deflexão, e 1,43 pelo critério de falha por fadiga segundo o modelo de Gerber. Para a seção onde o rolo é fixado, os coeficientes foram de 19,13 e 3,87, respectivamente. Esses resultados permitiram uma análise amparada, concluindo que ambas as partes do eixo estão dimensionadas adequadamente, atendendo aos requisitos do projeto.

Observou-se que o critério de falha por fadiga apresenta valores significativamente menores de margem de segurança em comparação ao critério de rigidez, indicando uma maior sensibilidade a falhas nesse aspecto. Além disso, destaca-se que os elevados valores de coeficiente de segurança na seção do eixo onde o rolo é fixado refletem uma maior rigidez estrutural, o que é fundamental para suportar os esforços sofridos na utilização do equipamento. Qualquer deformação nessa área teria impacto direto na qualidade dimensional das peças produzidas pelo dispositivo, justificando a necessidade de um dimensionamento que assegure maior rigidez nessa região.

Considerando os requisitos de rigidez apresentados, foi imprescindível garantir que os pontos ao longo do eixo apresentassem valores de rigidez compatíveis com o projeto. Para tanto, foi necessário realizar os cálculos de verificação das deflexões e inclinações em cada ponto avaliado (Apêndice B). As informações utilizadas para os cálculos, bem como os resultados obtidos, estão detalhados no quadro 14.

Quadro 14 – Dados e resultados obtidos nas equações de 31 e 32.

Seção da polia		Seção do suporte do rolo	
Fi1	3170,00 N	Fi2	600,00 N
bi	55,50 mm	bi	159,00 mm
x	318,50 mm	x	251,00 mm
E	200000,00 MPa	E	200000,00 MPa
I	73661,76 mm ⁴	I	125663,71 mm ⁴
L	415,00 mm	L	415,000 mm
Yab	-0,1034 mm	Yab	-0,0300 mm
θa	-0,00081 rad	θa	-0,00022 rad

Fonte: O autor (2024).

A partir das equações apresentadas no Apêndice B, foram obtidos os seguintes resultados: para a região do eixo onde se localiza a polia, a deflexão encontrada foi de 0,10 mm e a inclinação de 0,00081 rad. Na extremidade onde o rolo é fixado, os valores calculados foram de 0,03 mm de deflexão e 0,00022 rad de inclinação. Esses resultados indicam que o comportamento do eixo atende aos requisitos projetados, pois a deflexão máxima na ponta onde está localizado o rolo não ultrapassa 0,03 mm, assegurando uma precisão mais do que satisfatória para o equipamento. Na outra extremidade, a deflexão encontrada é insignificante para o desempenho final da aplicação.

Quanto às inclinações, os valores obtidos também estão dentro dos limites esperados. A aplicação do eixo em um mancal com rolamentos de esferas é compatível com os resultados

obtidos, conforme verificado pela comparação com os valores apresentados na figura 51 (Apêndice B). Essas análises confirmam que o eixo está em conformidade com os requisitos de desempenho e aplicabilidade previstos no projeto.

A escolha da chaveta para a região do eixo onde está localizada a polia foi realizada com base nas informações apresentadas na figura 52 (Apêndice B) e considerando o diâmetro do eixo de 35 mm.

Para a seleção dos rolamentos, utilizou-se a Equação 1, apresentada no item 2.3.3, que permitiu o dimensionamento com base na vida útil dos rolamentos, considerando uma confiabilidade de 90%. O rolamento selecionado corresponde ao modelo 6308, com dimensões de 40 mm de diâmetro interno, 90 mm de diâmetro externo e 23 mm de altura, capaz de suportar uma carga dinâmica de 40.500 N, conforme especificações do fornecedor NSK (2024).

A carga aplicada foi estimada em 4.926,21 N, representando a condição mais crítica de carregamento nos pontos de apoio, identificados como os alojamentos dos rolamentos. As informações detalhadas utilizadas para o cálculo, assim como os resultados obtidos, encontram-se descritas no quadro 15.

Quadro 15 – Vida nominal dos rolamentos.

Vida nominal dos rolamentos		
C	40500	N
P	4926,21	N
L10	5,56E+08	rev.

Fonte: O autor (2024).

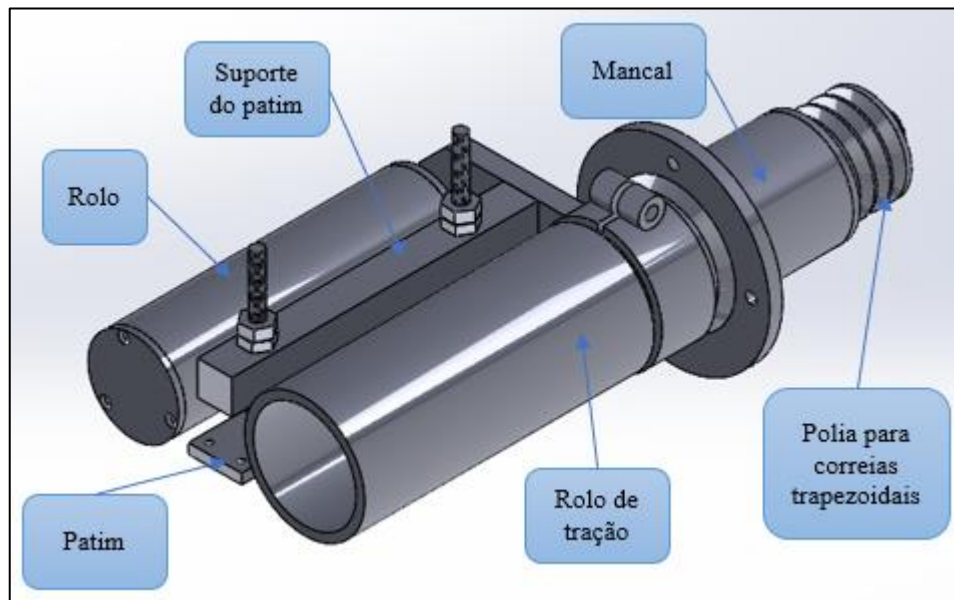
Com base no número de revoluções calculado e na rotação máxima identificada nos eixos árvores, foi possível estimar a vida útil nominal do rolamento, resultando em aproximadamente 2.980 horas de operação. Esse resultado está alinhado com a vida útil das correias trapezoidais, o que representa um aspecto positivo sob a perspectiva da manutenção, pois permite a realização de uma intervenção simultânea para ambas as substituições.

4.3.3 Grupo lixador de rolos e patim

O grupo lixador de rolos e patim, destacado na figura 14, localizado posteriormente ao grupo lixador de rolo de borracha, tem como função realizar a segunda operação de lixamento, empregando o acabamento final das peças. Esse grupo é composto por patim entre rolos, pois essa configuração de grupo lixador emprega o contato pelo patim e não pelos rolos, fornecendo

uma maior área de contato entre a lixa e as peças, proporcionando um acabamento de maior qualidade.

Figura 14 – Grupo lixador de rolos e patim.



Fonte: O autor (2024).

O grupo lixador possui uma construção similar ao grupo lixador de rolo de borracha, consistindo em um rolo de tração e uma polia para correias flexíveis, ambos fixados a um eixo-árvore apoiado em um mancal de rolamentos. A principal distinção desse grupo é a inclusão de um segundo rolo, cuja função é criar uma área plana de lixa na região próxima à mesa de trabalho. Esse segundo rolo é sustentado por um suporte fixado externamente ao mancal por meio de um sistema de bucha com abraçadeira, permitindo ajustes precisos em sua posição.

Adicionalmente, o grupo é equipado com um patim, montado em conjunto com o suporte do segundo rolo, que tem a função de pressionar a lixa contra a peça durante o processo de lixamento. O sistema de atuação do patim utiliza molas em conjunto com parafusos de regulagem, permitindo o ajuste da força aplicada sobre a peça, garantindo o contato adequado para a operação.

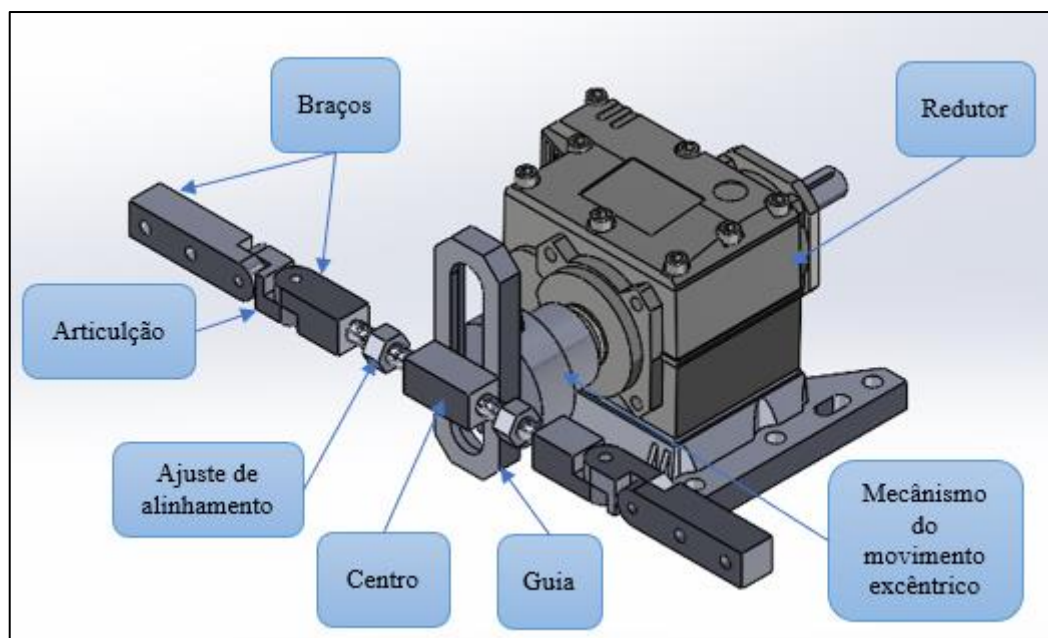
Para minimizar o desgaste do patim e melhorar o desempenho do sistema, foi incorporado um feltro específico para lixadeiras, coberto externamente por uma manta grafitada. O feltro promove um contato mais uniforme com a lixa, reduzindo impactos provocados pelas emendas do material abrasivo, enquanto a manta grafitada diminui significativamente o atrito entre o patim e a lixa. Essa configuração proporciona maior suavidade no contato e aumenta a durabilidade tanto da lixa quanto do patim.

Para este componente, não foi necessário realizar o dimensionamento específico do eixo árvore e do mancal de rolamentos, considerando que os esforços atuantes sobre esses elementos são inferiores aos observados no grupo lixador de rolo de borracha. Assim, foi possível adotar o mesmo padrão de peças utilizado no referido grupo, promovendo a padronização dos componentes e, conseqüentemente, reduzindo os custos de produção.

4.3.4 Sistema de oscilação da lixa

O sistema de oscilação da lixa, ilustrado na figura 15, desempenha a função de assegurar a eficiência e a qualidade do processo de lixamento. Esse mecanismo gera um movimento lateral contínuo da lixa durante a operação, promovendo um desgaste uniforme do material abrasivo e evitando problemas como a inclusão e aderência de pó de madeira. Essa movimentação impede a formação de sulcos, o aumento excessivo da temperatura na superfície do material e a saturação da lixa com resíduos indesejados. Como resultado, contribui para o prolongamento da vida útil da lixa e para a melhoria do acabamento superficial das peças, garantindo maior consistência no processo produtivo.

Figura 15 – Sistemas de oscilação da lixa.



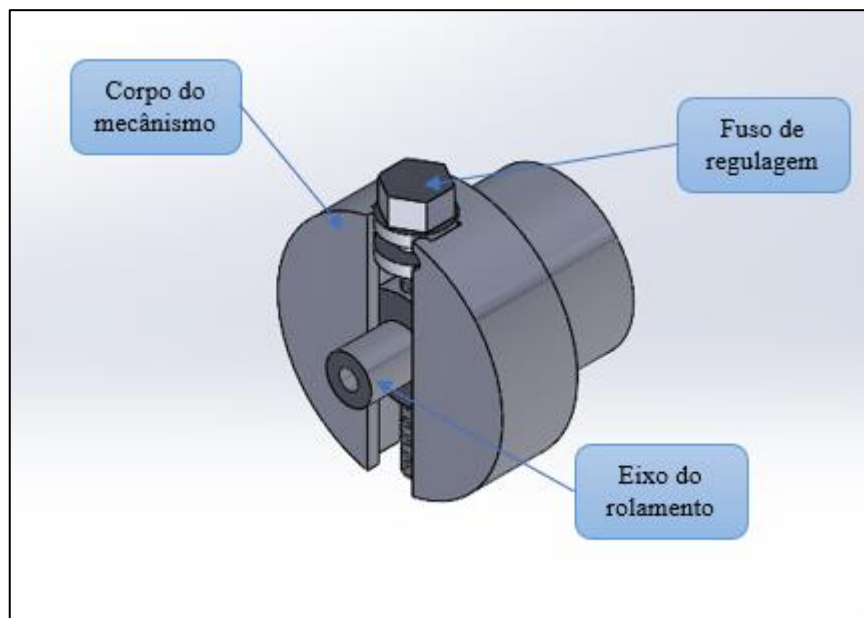
Fonte: O autor (2024).

O desenvolvimento do sistema foi orientado para mitigar os problemas identificados no item 3.2.4. Para isso, foi adotado um mecanismo de braços articulados, que se mostrou eficaz

na realização do movimento lateral necessário para otimizar o desempenho do processo de lixamento. O sistema mecânico de oscilação baseia-se em um conjunto de braços articulados acionados por um redutor de velocidade. Essa configuração elimina a necessidade de sensores, aumentando a confiabilidade do sistema e reduzindo as chances de falhas provocadas pela contaminação por pó.

Os braços articulados são movimentados por um mecanismo acoplado ao eixo de saída do redutor, cuja função é proporcionar a variação da amplitude do movimento por meio de um fuso de regulagem, conforme ilustrado na figura 16. Esse mecanismo desloca o centro de rotação do eixo que gera o movimento em relação ao centro de rotação do eixo do redutor, criando um movimento excêntrico de um rolamento dentro de uma guia.

Figura 16 – Mecanismo para a realização do movimento excêntrico.



Fonte: O autor (2024).

A guia está posicionada no centro do sistema de braços, em uma orientação vertical, permitindo que o sistema realize exclusivamente movimentos laterais. Essa configuração fornece a folga necessária para que o movimento excêntrico só permita a movimentação lateral, mantendo os braços na horizontal. Além disso, o sistema possibilita o deslocamento requerido para o tensionamento adequado da lixa, que promove o movimento do conjunto inteiro de braço para cima e para baixo, assegurando a sua funcionalidade.

O sistema de braços foi projetado para contemplar dois sentidos distintos de movimentação. O primeiro sentido proporciona a articulação necessária para rotacionar os suportes dos rolos do sistema de tensionamento da lixa, permitindo que a oscilação ocorra de

forma precisa. Essa movimentação garante o deslocamento lateral da lixa em aproximadamente 5 mm para cada lado, com possibilidade de ajuste no mecanismo de movimentação e conforme as demandas operacionais.

O segundo sentido de movimentação possibilita o tensionamento assimétrico das lixas entre os dois grupos lixadores. Essa funcionalidade é fundamental, considerando as variações no comprimento das lixas decorrentes do processo de fabricação, que resultam em diferentes alturas dos rolos superiores responsáveis por aplicar o tensionamento. Esse ajuste assegura a eficiência e o correto funcionamento do sistema, mesmo diante das irregularidades dimensionais das lixas.

Para garantir que o sistema mecânico de oscilação mantenha o sincronismo em relação às rotações dos eixos-árvore dos grupos lixadores, foi necessário transmitir esse movimento dos eixos para o redutor utilizando polias e correia flexível. Essa configuração assegura que o sistema de oscilação não perca a referência da posição da lixa, pois está diretamente conectado ao eixo responsável por sua movimentação, preservando seu posicionamento e alinhamento.

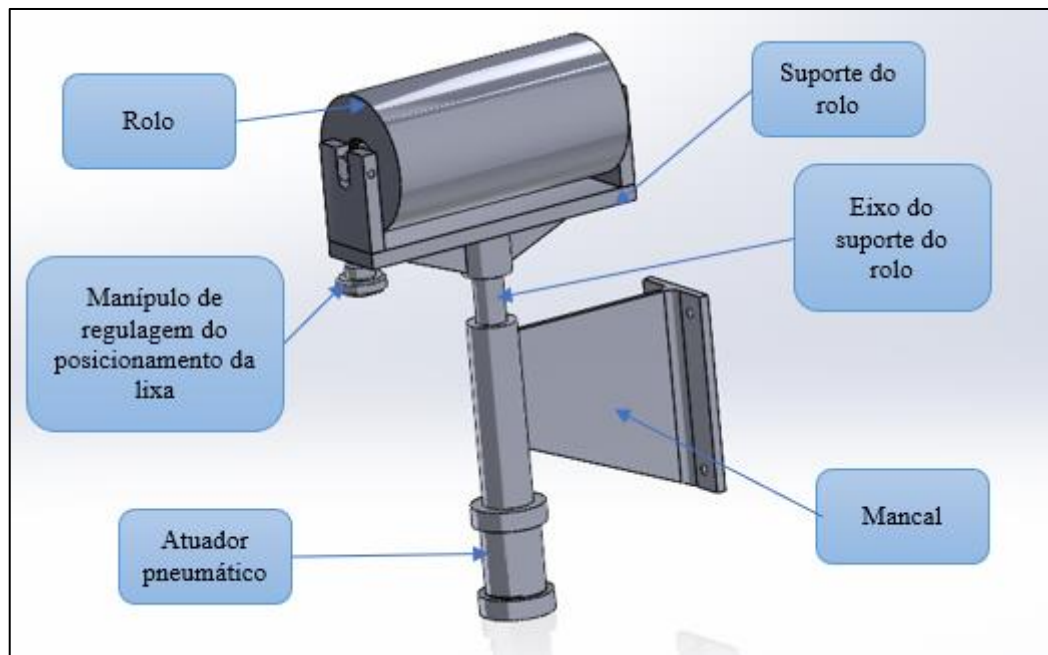
Quanto à escolha do redutor, considerando as características operacionais e a construção do equipamento, optou-se por um modelo coaxial, cujos eixos de entrada e saída estão alinhados no mesmo sentido. A redução selecionada foi de 1:46,87, uma opção padrão disponível no mercado para este tipo de redutor, permitindo ao sistema realizar aproximadamente 20 oscilações por minuto. O dimensionamento detalhado do redutor não foi necessário, visto que o esforço aplicado por este componente é mínimo, limitando-se ao deslocamento das massas envolvidas no movimento de oscilação. Dessa forma, o redutor foi escolhido com base no espaço físico disponível no equipamento para sua instalação.

Adicionalmente, o alinhamento entre os dois sistemas de tensionamento das lixas dos grupos lixadores é realizado por meio de um parafuso com roscas em ambas as extremidades, uma rosca esquerda e outra direita. Ao girar o parafuso, é possível ajustar individualmente o comprimento de cada conjunto de braços articulados, permitindo o paralelismo perfeito entre os rolos tensionadores das lixas. Esse ajuste é indispensável para evitar que o movimento de oscilação provoque desalinhamentos, resultando no deslocamento incorreto de uma das lixas, que poderia colidir com as proteções do equipamento e comprometer a operação.

4.3.5 Sistema de tensionamento da lixa

O sistema de tensionamento da lixa, ilustrado na figura 17, desempenha a função de garantir o posicionamento correto da lixa para sua operação eficiente no equipamento. Esse sistema permite o movimento axial do eixo de suporte do rolo, possibilitando a redução da distância entre os rolos tensionadores e os rolos de tração durante a colocação do material abrasivo. Posteriormente, o sistema realiza o movimento necessário para o tensionamento adequado da lixa. Além dessas movimentações, o sistema também é projetado para fornecer a rotação do suporte do rolo, permitindo a execução da oscilação da lixa, conforme descrito no sistema de oscilação apresentado anteriormente.

Figura 17 – Sistemas de oscilação da lixa.



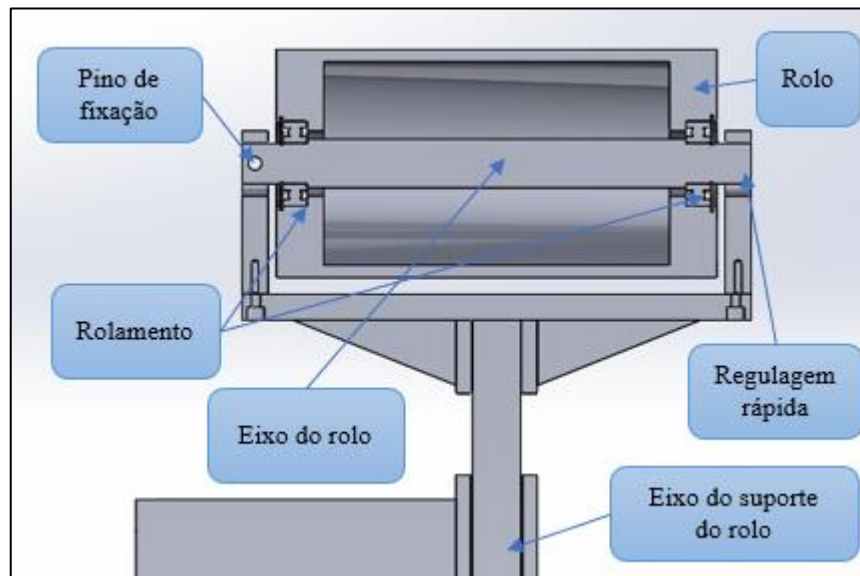
Fonte: O autor (2024).

Na parte superior deste sistema encontra-se o rolo tensionador e seu respectivo suporte, cuja função é garantir o contato direto com a lixa, assegurando que ela permaneça tensionada e se desloque de maneira uniforme. É nessa região que ocorre o movimento oscilatório da lixa ao longo do comprimento do rolo, contribuindo para a eficiência do processo.

Para o dimensionamento do rolo, foi escolhido um diâmetro de 140 mm. Essa escolha foi fundamentada em dois fatores principais: primeiro, o diâmetro proporciona espaço adequado para a instalação dos atuadores pneumáticos posicionados logo abaixo do rolo; segundo, o raio maior minimiza o impacto nas emendas do material abrasivo, uma vez que raios muito

pequenos podem reduzir significativamente a durabilidade dessas emendas. Essa configuração atende aos requisitos operacionais e aumenta a vida útil da lixa.

Figura 18 – Vista de corte da parte superior do sistema de tensionamento.



Fonte: O autor (2024).

O sistema de ajuste rápido da posição da lixa foi projetado no suporte do rolo tensionador para permitir a inclinação do eixo de forma prática e eficiente. Sua construção utiliza um pino de fixação em uma das extremidades do eixo do rolo, enquanto a outra extremidade é apoiada pelas laterais da estrutura do suporte e ajustada na parte inferior por meio de um manípulo de regulagem. Após o tensionamento do material abrasivo, o rolo é mantido firmemente na posição desejada. Esse mecanismo é fundamental para corrigir desalinhamentos decorrentes das variações de uniformidade nas dimensões das lixas, comuns no seu processo produtivo, possibilitando ajustes rápidos e garantindo o alinhamento adequado e o funcionamento eficiente do sistema.

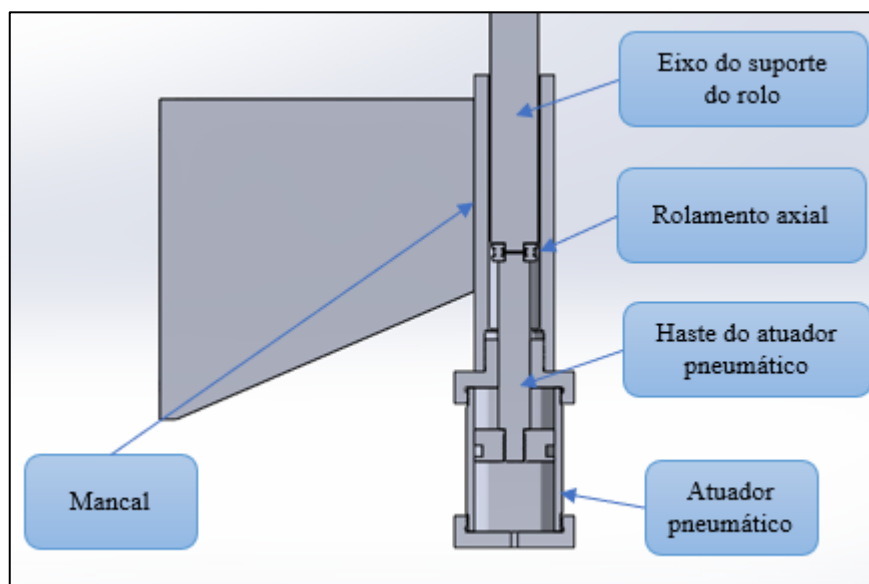
O sistema conta com um mancal principal fixado à estrutura do equipamento por meio de quatro parafusos. Conforme ilustrado na figura 23, a função desse mancal é possibilitar tanto o movimento axial quanto o movimento de rotação do eixo do suporte do rolo. Esses movimentos são fundamentais para realizar o tensionamento da lixa e a sua oscilação, respectivamente.

O mancal realiza um movimento de rotação de aproximadamente 4°, dependendo dos ajustes definidos no sistema de oscilação. Por esse motivo, foi escolhida a utilização de um mancal com bucha de bronze modelo TM-620, lubrificado com graxa, em vez de mancais com

rolamentos. Essa escolha foi motivada pela baixa amplitude e baixa velocidade do movimento de rotação.

Além disso, o mancal com bucha foi selecionado devido à necessidade de deslocamento axial do eixo durante o tensionamento do material abrasivo, que pode atingir até 70 mm. Esse deslocamento axial inviabiliza a utilização de rolamentos convencionais, tornando a bucha de bronze a solução mais adequada para atender às especificações de operação do sistema.

Figura 19 – Vista de corte da parte inferior do sistema de tensionamento.



Fonte: O autor (2024).

Na parte inferior deste sistema está localizado o atuador pneumático responsável por realizar a movimentação axial e aplicar a força necessária para o tensionamento da lixa. Para essa aplicação, foi desenvolvido um cilindro pneumático de simples ação, fixado diretamente à bucha do mancal principal por meio de uma rosca M40 x 1,5 mm, usinada diretamente na construção da tampa frontal do atuador. O cilindro possui um êmbolo com diâmetro de 5 cm, e utiliza uma pressão de trabalho de 3 bar, com essas informações é possível verificar a força aplicada ao sistema pelo atuador, utilizando a equação 3.

$$F = P \times A = P \times \frac{D^2 \times \pi}{4} \quad (3)$$

Em que:

F é a força (kgf)

P é a pressão de trabalho (kgf/cm²; bar)

A é a área do êmbolo (cm)

D é o diâmetro do êmbolo (cm)

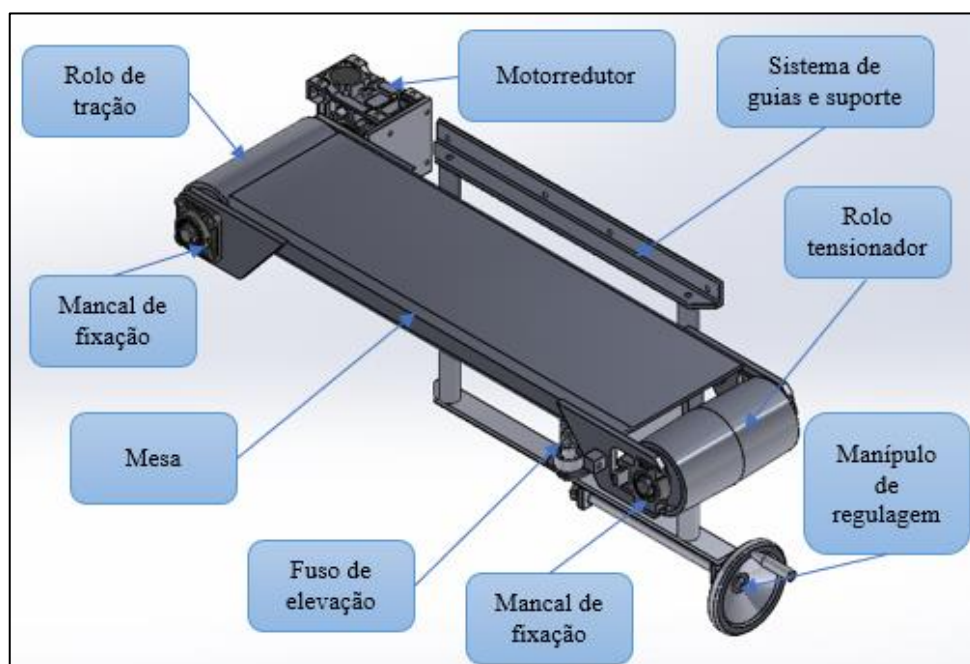
Nessa configuração, o cilindro empregará uma força de 58,5 kgf, suficiente para superar a massa da parte móvel desse sistema, estimada em 18 kg, e aplicar uma força de tensionamento na lixa de 40,5 kgf, aproximadamente 400 N.

Para evitar o contato direto entre a ponta da haste do cilindro e o eixo do mancal principal, foi incorporado um rolamento axial, modelo 51201, com dimensões de 12 x 28 x 11 mm. Esse rolamento atende às especificações técnicas do fabricante e evita que a haste do cilindro gire em conjunto com o eixo, que possui movimento rotacional, garantindo a integridade e a funcionalidade do sistema.

4.3.6 Sistema de mesa transportadora móvel

O sistema de mesa transportadora móvel, apresentado na figura 20, é responsável por fornecer uma alimentação contínua de peças por meio de uma esteira transportadora de borracha durante o processo de lixamento, assegurando um movimento linear e estável. Sua estrutura permite o ajuste de altura por meio de guias de movimentação e fuso para deslocamento, possibilitando a adaptação a diferentes dimensões de alturas de peças. Além disso, a mesa móvel promove com que os grupos lixadores sejam fixos diretamente na estrutura do equipamento, o que confere maior rigidez ao conjunto.

Figura 20 – Sistema de mesa transportadora móvel.



Fonte: O autor (2024).

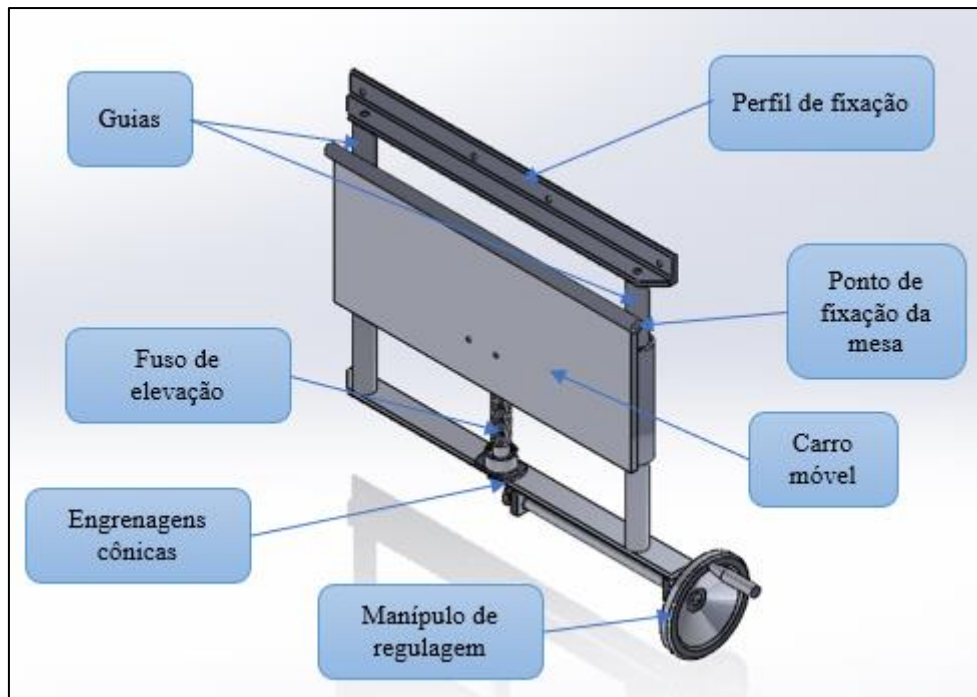
O transporte das peças é realizado por meio de uma esteira desenvolvida especificamente para aplicações em lixadeiras de banda larga, atualmente disponível no mercado. A camada externa da esteira é composta por um material compósito de borracha e PVC, projetado com um design específico, conforme apresentado na figura 53 (Anexo A). Esse design assegura a aderência adequada às peças e proporciona a tração necessária para evitar escorregamentos durante a operação. Na parte interna, a esteira é reforçada com uma camada de lona sintética, cuja função é estruturar o sistema e reduzir o atrito na interface com a base de apoio, garantindo eficiência e durabilidade no funcionamento.

A esteira é sustentada por uma mesa plana construída em chapa metálica, que possui rolos em suas extremidades responsáveis por realizar a tração e o tensionamento da esteira. Esses rolos são montados sobre mancais convencionais disponíveis no mercado. No lado do rolo de tração, foram utilizados mancais do modelo UCF, fixados por meio de quatro parafusos, conforme ilustrado na Figura 54 (Anexos A). Já no lado do rolo tensionador, foram empregados mancais deslizantes do modelo UCT, conforme mostrado na figura 55 (Anexos A). Esse modelo de mancal é fixado em uma guia deslizante, permitindo o ajuste do tensionamento da esteira por meio de parafusos posicionados em sua parte superior.

A estrutura da mesa foi projetada em chapa metálica dobrada, com reforços estruturais fixados em sua parte inferior, suportes de mancais nas extremidades e suporte de fixação na parte posterior, todos unidos por solda. Essa abordagem construtiva, no entanto, gerou dificuldades durante a produção devido às deformações causadas pelo aquecimento do material durante o processo de soldagem, resultando em irregularidades indesejadas. Para solucionar esse problema, foi necessário realizar a usinagem da superfície superior da mesa, garantindo a planicidade adequada para poder empregar a sua função de apoio no processo de usinagem.

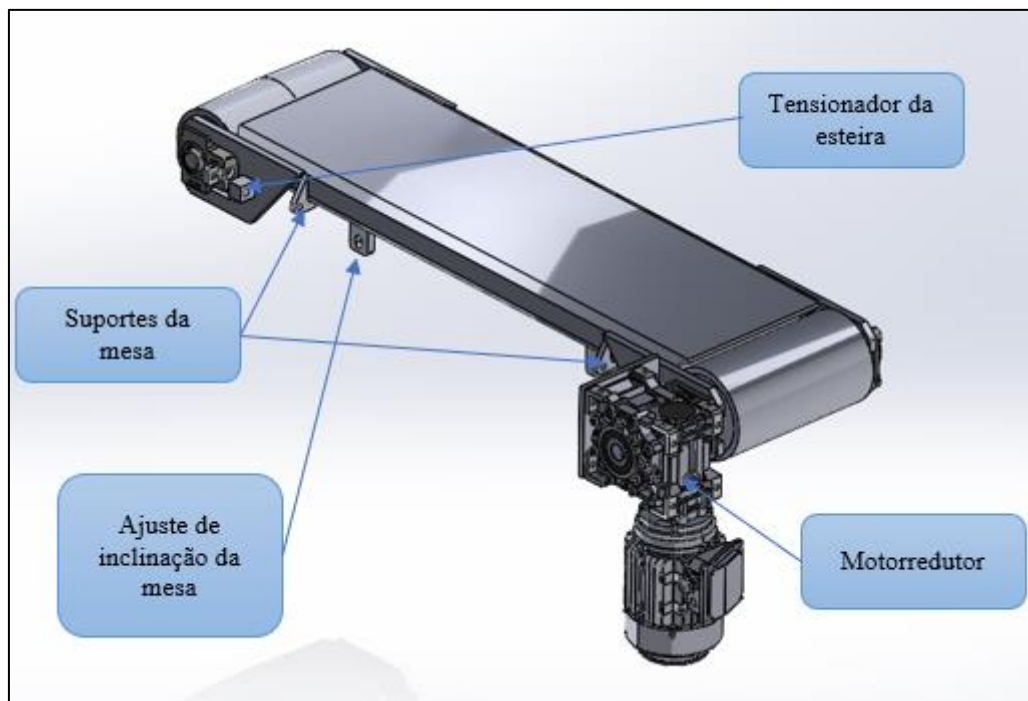
Outro componente desenvolvido foi o carro móvel, que suporta a mesa e possibilita seu movimento vertical, atendendo a diferentes espessuras de peças, variando entre 0 e 250 mm. O carro móvel é fixado por duas buchas deslizantes localizadas em sua parte posterior, que se deslocam ao longo de guias redondas fixadas à estrutura da máquina por meio de dois perfis cantoneira aparafusados, como apresentado na figura 21. As buchas foram unidas à estrutura do carro móvel por solda, mas, devido às deformações geradas pelo aquecimento, foi necessária a realização de usinagem adicional após a fixação.

Figura 21 – Carro móvel e seus componentes.



Fonte: O autor (2024).

Figura 22 – Parte posterior da mesa.



Fonte: O autor (2024).

Para assegurar o paralelismo entre a mesa e os grupos lixadores, a mesa foi fixada ao carro móvel utilizando um sistema de dobradiças e ajuste, permitindo a regulagem da angulação em relação à estrutura principal da máquina. Esse cuidado foi essencial, pois os grupos lixadores

são fixados diretamente à estrutura principal, construída em chapas metálicas cortadas a laser e dobradas, sem usinagem adicional, o que dificulta garantir total precisão dimensional durante a fabricação.

O sistema de regulagem de altura da mesa foi desenvolvido com um fuso de transmissão de potência acionado por engrenagens cônicas de dentes retos com ângulo de 90°. Esse mecanismo permitiu posicionar o fuso no centro posterior do carro móvel, enquanto o manípulo de acionamento foi posicionado na entrada do equipamento, facilitando ajustes de regulagem. As engrenagens foram fixadas ao perfil inferior que suporta as guias, conforme figura 21. Para maior precisão no ajuste, foi instalado um sistema de escala fixado à estrutura, com referência na mesa móvel, permitindo a leitura exata da altura.

Além disso, foi integrado à mesa um motoredutor de velocidades, responsável por tracionar e ajustar a velocidade do sistema. A seleção do redutor considerou um torque total de 48,76 N.m, somado dos esforços dos grupos lixadores, mais um fator de segurança próximo a 3. O redutor selecionado possui 44 rpm no eixo de saída, que, combinado com o diâmetro do rolo de tração (140 mm), proporciona à esteira uma velocidade de 19,36 metros por minuto. A escolha dessa velocidade baseou-se em parâmetros encontrados em equipamentos similares do mercado. Para permitir ajustes na velocidade de avanço das peças, foi instalado um inversor de frequência, possibilitando uma faixa de velocidade entre 5 a 19,36 metros por minuto. O motoredutor foi fixado diretamente sobre eixo do rolo de tração e a mesa por meio de uma chapa aparafusada à base do redutor, garantindo a estabilidade e a funcionalidade do sistema.

4.3.7 Sistema de proteções

O desenvolvimento de carenagens e proteções de segurança para a lixadeira de banda larga é um aspecto fundamental para assegurar a proteção dos operadores e a conformidade com as normas regulamentadoras aplicáveis. Para resguardar as partes móveis e sistemas mecânicos, como os grupos lixadores, a mesa transportadora móvel e o sistema de oscilação, foram projetadas carenagens robustas e adequadas, em conformidade com as diretrizes da NR-12. Essas proteções têm como objetivo principal prevenir o acesso acidental e intencional às áreas de risco durante a operação do equipamento, reduzindo significativamente as chances de acidentes. A figura 23 apresenta o resultado final das carenagens e proteções implementadas no equipamento construído.

Figura 23 – Sistema de carenagens e proteções.



Fonte: O autor (2024).

A lixadeira, por sua natureza operacional, gera uma quantidade significativa de resíduos durante o processo de lixamento, tornando indispensável a implementação de um sistema eficiente de captação de pó. Para atender a essa demanda, foram instalados coletores de pó posicionados à frente de cada grupo lixador, conforme ilustrado na figura 24. Esses coletores têm a função de capturar os resíduos gerados no processo, que são direcionados diretamente para o bocal do sistema de captação, que realiza a sucção por meio de um sistema de exaustão externo.

Figura 24 – Captadores de pó.

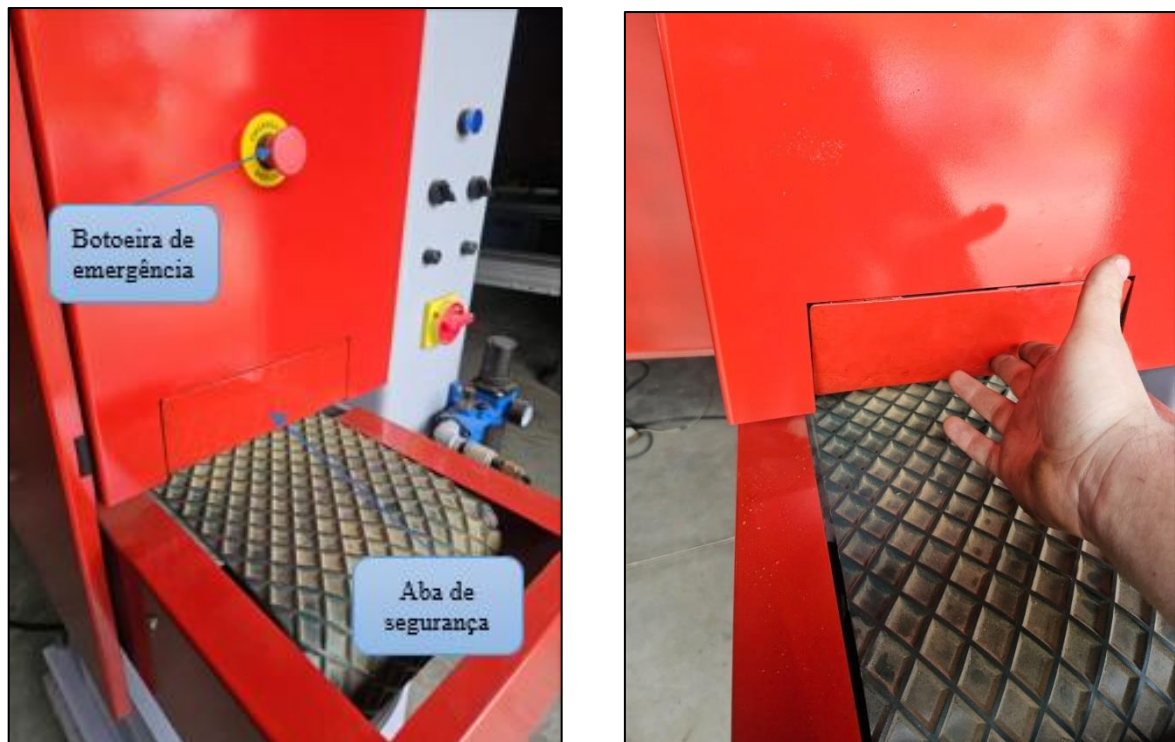


Fonte: O autor (2024).

Essa medida foi adotada com o objetivo de evitar que partículas em suspensão atinjam os operadores ou contaminem o ambiente de trabalho, atendendo, assim, às exigências da NR-9 (2020), que prevê o controle de riscos ambientais por meio de sistemas de exaustão adequados. Além de contribuir para a saúde ocupacional dos trabalhadores, o sistema de captação de pó promove um ambiente limpo e seguro, assegurando condições adequadas para a operação do equipamento e reduzindo os riscos associados à exposição a partículas em suspensão.

Para evitar acessos indevidos e garantir a parada imediata do equipamento em situações de emergência, abas de segurança com microrruptores foram instaladas na entrada e na saída da esteira do equipamento. Esses dispositivos, projetados segundo a NBR 14153:2022, desativam a máquina automaticamente ao serem acionados, protegendo os operadores contra acidentes, como a possibilidade de ficarem presos na esteira ou de tentativas de acessar as partes internas de forma incorreta. As figuras 25(a) e 25(b) representam a instalação das abas de segurança.

Figuras 25(a) e 25(b) – Abas de segurança.



Fonte: O autor (2024).

Adicionalmente, foram instaladas botoeiras de emergência estrategicamente posicionadas em locais de fácil acesso para os operadores, tanto na entrada quanto na saída da lixadeira também. Essa medida foi implementada em conformidade com a NBR ISO 13850:2021, assegurando que os operadores possam interromper rapidamente o funcionamento do equipamento em situações de emergência. Essa configuração reduz significativamente o tempo de resposta em cenários críticos, contribuindo para a segurança operacional e a proteção dos trabalhadores.

Na porta frontal do equipamento foi colocada uma chave de intertravamento, demonstrados nas figuras 26(a) e 26(b), que impede sua abertura enquanto a lixadeira estiver em operação, seguindo os princípios da NBR NM 273:2002. Esse dispositivo assegura que os operadores não tenham acesso às partes móveis internas do equipamento durante o seu funcionamento. Já na porta posterior, que dá acesso ao sistema motriz e ao quadro elétrico, foi inserido um mecanismo de travamento com chave, conforme as exigências da NBR IEC 61439:2020, para evitar o acesso não autorizado e o contato com partes elétricas e perigosas, por parte dos operadores.

Figuras 26(a) e 26(b) – Chave de intertravamento da porta frontal do equipamento.



Fonte: O autor (2024).

Por fim, foi dada especial atenção ao requisito de que os comandos elétricos do equipamento operem em baixa tensão, como 12V, com o objetivo de minimizar os riscos de choque elétrico aos operadores, conforme estabelecido pela NBR IEC 60204-1:2020. Essa medida contribui significativamente para aumentar a segurança durante a operação e a manutenção da máquina. O quadro elétrico foi projetado em colaboração com um eletricitista qualificado, garantindo o cumprimento integral dos parâmetros e exigências definidos pela norma vigente.

Não foi realizada uma análise de risco prévia à implementação das proteções e carenagens. Contudo, tais dispositivos foram instalados de acordo com as normas técnicas específicas aplicáveis a cada tipo de proteção selecionada, assegurando sua conformidade com os requisitos de segurança exigidos. Dessa forma, as proteções foram dimensionadas e aplicadas com o objetivo de mitigar os riscos identificados, garantindo a integridade dos operadores.

4.4 ANÁLISE PRELIMINAR DE RISCO

A operação de uma lixadeira de banda larga envolve processos mecânicos, pneumáticos e elétricos que, embora fundamentais para o desempenho do equipamento, apresentam

potenciais riscos à segurança dos operadores e à integridade do sistema. Para identificar, avaliar e classificar os principais riscos associados a esse equipamento, foi aplicada a análise preliminar de risco, conforme descrito no item 2.4.4.

A análise foi conduzida sobre o protótipo construído, levando em consideração os perigos associados às etapas de instalação, operação e manutenção da lixadeira. Foram abrangidos aspectos relacionados a riscos mecânicos, elétricos, térmicos e ergonômicos, os quais foram avaliados conforme os critérios estabelecidos pelo método APR. O processo contemplou a definição das atividades, a identificação dos perigos, a avaliação dos riscos e a proposição de medidas de controle.

Após a realização da APR, foram identificados pontos que demandam ajustes para aprimorar a segurança do sistema. As melhorias propostas visam mitigar os riscos detectados, garantindo maior proteção aos operadores e assegurando a conformidade com as normas de segurança aplicáveis. As áreas de intervenção e as respectivas ações corretivas estão detalhadas no quadro 16, que apresenta os pontos analisados e as medidas recomendadas para assegurar uma operação segura e eficiente do equipamento.

Quadro 16 – Pontos avaliados e as medidas corretivas da APR.

APR - Análise preliminar de risco				
Ciclo de vida	Tarefa a ser executada	Perigos	Risco	Ações preventivas
Instalação da máquina	Posicionamento da máquina	Esmagamento ou tombamento	Alto	Somente pessoas qualificadas podem realizar essa atividade
	Ligação a rede elétrica	Choque elétrico	Alto	Somente pessoas qualificadas podem realizar essa atividade
Operação da máquina	Alimentação e extração de peças	Esmagamento ou pinçamento das mãos.	Médio	Criação de um túnel de proteção, tanto na entrada quanto na saída do equipamento, o qual deverá possuir o comprimento mínimo de 850 para atender a distância segura necessária para proteger os operadores de possíveis riscos evitando o alcance dos braços as partes móveis do equipamento, segundo a norma ABNT NBR ISO 13857:2021.
		Contato com os grupos lixadores	Alto	
		Sobrecarga da esteira transportadora	Baixo	
		Sobrecarga dos grupos lixadores	Baixo	

		Postura ergonômica inadequada	Desprezível	
		Projeção de peças pela máquina	Baixo	Instalar um dispositivo mecânico que possibilite a passagem da madeira em somente um sentido
		Falhas no tensionamento da lixa	Desprezível	
		Falha do sistema de oscilação	Desprezível	
		Exposição a poeira resultante do processo	Baixo	Instalar um sistema auxiliar de exaustão nas áreas de entrada e saída do equipamento
		Queimaduras por aquecimento excessivo de peças em falhas	Alto	Implementar um protocolo que estabeleça que os operadores só devem acessar o interior do equipamento após um intervalo mínimo de cinco minutos após a ocorrência de uma falha.
	Regulagem da máquina	Esmagamento das mãos	Médio	Implementar um sistema que só possibilite o tensionamento da lixa com a porta frontal fechada
	Substituição do material abrasivo	Esmagamento das mãos	Médio	
Manutenção da máquina	Substituição de itens com vida útil	Esmagamento das mãos	Alto	Implementar um protocolo para que seja cadeado a chave geral, antes de qualquer manutenção e da abertura da porta traseira do equipamento
	Manutenção da parte elétrica	Choque elétrico	Alto	

Fonte: O autor (2024).

É importante ressaltar que a análise preliminar de risco foi desenvolvida em cima de um protótipo e as soluções propostas para os pontos identificados com maior grau de risco serão reavaliadas e incorporadas como aspectos relevantes a serem ajustados nos próximos equipamentos fabricados. Apesar do cuidado aplicado durante o desenvolvimento do projeto para atender às exigências da NR 12, algumas inconformidades com a norma foram detectadas apenas após a fabricação e os testes do protótipo. Mas em um conceito geral, o equipamento apresentou bons resultados em questão de segurança.

4.5 TESTES E VALIDAÇÃO DE PROJETO

Para a validação do projeto e para a realização dos testes foi construído um protótipo, conforme apresentado na figura 27.

Figura 27 – Protótipo construído para testes.



Fonte: O autor (2024).

Para a realização dos testes, foi utilizada uma peça de madeira da espécie *Pinus Elliottii*, previamente preparada e aplainada para atingir as dimensões de 43 mm de espessura, 250 mm de largura e 1000 mm de comprimento. As granulometrias das lixas utilizadas foram de grão 60 no grupo lixador de rolo de borracha e de grão 100 no grupo lixador de rolo e patim. E os parâmetros ajustados no equipamento foram, velocidade da lixa de 18 m/s e avanço da mesa de 15 m/min.

A metodologia do teste consistiu em dois passos: primeiramente, a peça foi submetida a um lixamento no qual foi removida uma camada de 0,5 mm de espessura em uma de suas faces. Em seguida, o processo foi repetido na face oposta, também com a remoção de 0,5 mm de espessura. Durante os testes, foram avaliados os seguintes parâmetros: a qualidade superficial da área lixada, a precisão dimensional da região usinada e a potência consumida pelo motor elétrico durante o processo.

A figura 28 simula o equipamento em funcionamento, com a porta frontal aberta.

Figuras 28 – Simulação do teste de lixamento.



Fonte: O autor (2024).

Durante a realização do teste do equipamento, conforme descrito, foi possível obter um acabamento superficial satisfatório, alinhado com as expectativas previamente estabelecidas. Por meio de análises visual e tátil, constatou-se uma melhoria significativa na qualidade do acabamento em comparação ao processo de aplainamento realizado anteriormente, conforme mostrado na figura 29. O resultado obtido demonstrou que o acabamento superficial atingiu um padrão adequado para que a peça seja encaminhada diretamente ao processo de pintura, sem a necessidade de etapas adicionais de preparo. No entanto, para aplicações que demandem acabamentos mais refinados, será necessário ajustar as granulometrias das lixas utilizadas no processo.

Figura 29 – Acabamento superficial da peça de teste.



Fonte: O autor (2024).

Em relação às dimensões da peça, os resultados obtidos também foram considerados adequados, apresentando pequenas variações dentro da tolerância aceitável para este nível de processo de produção, que é de $\pm 0,1$ mm. A avaliação dimensional foi realizada utilizando um paquímetro digital da marca Starrett, modelo EC799A, com uma precisão de $\pm 0,02$ mm.

As medições foram realizadas da seguinte forma: cinco pontos no lado direito da peça e cinco pontos no lado esquerdo, com distâncias uniformes entre as medições, permitindo uma análise linear e precisa das dimensões. Os resultados dessas medições estão apresentados no quadro 17, demonstrando conformidade com as especificações estabelecidas para o processo.

Quadro 17 – Resultados do teste de medição.

Resultados do teste de medição		
Nº da medição	Lado direito (mm)	Lado esquerdo (mm)
1ª	42,02	42,03
2ª	42,02	42,05
3ª	42,04	42,05
4ª	42,03	42,04
5ª	42,02	42,02

Fonte: O autor (2024).

Já para a avaliação da potência consumida pelo motor elétrico no processo de lixamento, essa foi avaliada medindo a corrente elétrica consumida pelo motor. Como o equipamento possui um motor principal de 10 CV, para a sua partida foi necessário a instalação de um inversor de frequência, isso para se adequar com o que as normas regulamentadoras solicitam. Dessa forma, o inversor instalado foi da marca WEG, modelo CFW300, o qual possui um parâmetro que informa o consumo da corrente elétrica que o motor está utilizando. Dessa forma possibilitou uma leitura precisa desse dado, o qual conseguimos obter o valor máximo de 12,5 A.

Por meio da aplicação da equação 32 e das informações constantes na placa do motor elétrico (Anexo C), foi possível calcular a potência consumida pelo motor, resultando em 6139,17 W. Ao converter este valor para cavalos-vapor, obteve-se uma potência equivalente a 8,35 cv.

$$In = \left(\frac{P}{V \times \sqrt{3} \times \cos\phi \times n} \right) \quad (4)$$

Em que:

In é a corrente elétrica nominal (A)

P é a potência (W)

V é a voltagem (V)

$\cos\phi$ é o fator de potência do motor elétrico (-)

n é o rendimento do motor (%)

Os resultados obtidos indicam que o motor opera com um coeficiente de segurança de 1,2, desconsiderando o fator de serviço do motor, que é de 1,15. Isso evidencia que o sistema de transmissão por correias flexíveis, em conjunto com os grupos lixadores e o sistema de tensionamento da lixa, consome uma quantidade significativa de potência para manter o equipamento em movimento, reduzindo o coeficiente de segurança previamente dimensionado. É importante destacar que o teste foi conduzido sob condições de uso extremo, removendo uma quantidade considerável de material em um único passe. Essa prática não é recomendada, pois pode sobrecarregar o equipamento e a lixa. Como medida preventiva, sugere-se limitar a remoção de material a 0,25 mm por passe, de forma a preservar a integridade do sistema e garantir a eficiência operacional.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo desenvolver o projeto de uma lixadeira de banda com esteira transportadora para peças com dimensões máximas de 250 mm de largura e altura. Inicialmente, realizou-se um estudo das máquinas similares disponíveis no mercado, identificando suas principais características, vantagens e limitações. Essa análise foi essencial para direcionar as decisões de projeto e buscar soluções técnicas que agregassem eficiência ao equipamento proposto.

O dimensionamento dos elementos críticos, como eixos árvore, mancais de rolamentos, motor elétrico, polias de correia flexível, cilindros pneumáticos e polias de tração da lixa, foi realizado de maneira fundamentada, garantindo a integridade estrutural e a funcionalidade do equipamento. Esse processo envolveu cálculos detalhados e a seleção de componentes com base em normas técnicas e práticas de engenharia.

Foi desenvolvido um mecanismo para a oscilação da lixa, com a utilização de braços articulados. Essa solução simplifica o equipamento, reduzindo custos e a complexidade de manutenção, sem comprometer o desempenho.

A segurança do equipamento foi avaliada com base nas diretrizes da NR 12 e outras normas aplicáveis, resultando na identificação de pontos que necessitam de ajustes para assegurar sua conformidade com os requisitos legais. As adequações propostas visam mitigar os principais riscos identificados, garantindo que o equipamento atenda às exigências normativas.

Por fim, foi desenvolvido um protótipo que permitiu a realização de testes práticos para avaliar a funcionalidade completa do equipamento e realizar uma análise mais detalhada dos riscos associados. Os testes demonstraram resultados satisfatórios em relação ao acabamento superficial e à precisão dimensional das peças lixadas. No entanto, a análise preliminar de riscos identificou alguns aspectos relevantes que demandam ajustes na construção de futuras versões do equipamento.

Para a continuidade e aprimoramento deste trabalho, recomenda-se:

- a) Estudo da viabilidade de aumentar a largura operacional do equipamento, mantendo o formato de construção atual;
- b) Análise e melhorias na estrutura principal do equipamento;

- c) Refinamento dos requisitos de segurança por meio de uma avaliação mais aprofundada;
- d) Implementação de um sistema automatizado para a regulação precisa da altura da mesa móvel;
- e) Desenvolvimento de um sistema de alimentação automática de peças.

REFERÊNCIAS

- BHUSHAN, Bharat (Ed.). **Springer handbook of nanotechnology**. Springer, 2017.
- BHUSHAN, Bharat. **Nanotribology and nanomechanics**. *Wear*, v. 259, n. 7-12, p. 1507-1531, 2005.
- BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley-8ª Edição**. McGraw Hill Brasil, 2016.
- CORRÊA, **Martinho Ullman., Sistematização eaplicações da NR-12 na segurança em maquinas e equipamentos**. 2011.
Disponívelem:<https://bibliodigital.unijui.edu.br/items/42508025-388c-43b1-aefd-48e491dd44f5>. Acesso em: 09 mai. 2024
- FERRARESI, D. **Fundamentos da usinagem dos metais**. São Paulo: Ed. EdgardBlücherLtda, 1977. p. 485.
- FONSECA, Mariane Alves da. **Análise do processo de lixamento na madeira de pinus elliottii e eucaliptus saligna**. 2016.
- GONÇALVES, F. B.; SASAKI, M. Y.; SALOMÃO, R. **Novos desafios e oportunidades nos processos de abrasão por lixamento. engenheira de aplicação na saint-gobain abrasivos**. mestrado. programa de pós-graduação em nanociências e materiais avançados da universidade federal do abc-ufabc. São Paulo, Brazil, 2007.
- ISO, DIN. 281. 2010. **Wälzlager-Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer**, p. 29, 2010.
- JOST, H.P, 1960, “**Lubrication (tribology) education and research, Jost Rep., Department of Education and Science**”, HMSO, London, 1966, p.4. Citado em: SINATORA, A., 2005, “Tribologia: um resgate histórico e o estado da arte”, Prova de Erudição, São Paulo.
- JOST, H. P., 1990, “**Tribology-origin and future**”, *Wear*, v.136, pp.1-17.
- KATO, K.; ADACHI, Koshi. **Wear Mechanisms. Chapter 7 of Modern Tribology Handbook**, Ed. B. Bhushan. 2001.
- KOCH, P. **Utilization of hardwoods growing on southern pines sites**. Volume II. Processing. USDA Forest Service, Agriculture Handbook, number 605 . Chapter 18, Machining, 1985, p. 1687-2281.
- MACHADO, A. R. et al. In: **Teoria da usinagem dos materiais**. [S.l.: s.n.], 2015. v. 3.
- MACHADO, A. R., A. M., Coelho, R. T., and Silva, M. B. d. **Teoria da Usinagem dos Materiais**. 2007
- MACHADO, Álisson Rocha et al. **Teoria da usinagem dos materiais**. Editora Blucher, 2015.

MALKIN, Stephen; GUO, Changsheng. **Grinding technology: theory and application of machining with abrasives**. Industrial Press Inc., 2008.

MARINESCU, I. D.; ROWE, W. B.; DIMITROV, B.; INASAKI, I. **Tribology of abrasive machining processes**. EUA: William Andrew, Inc., 2004

MORAES, Giovanni. **Legislação de Segurança e Saúde no Trabalho 2013-10a Edição**. Gerenciamento Verde Editora, 2013.

NSK, **Vida Útil nominal do rolamento**. Disponível em: chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://nsk.com.br/uploads/BT_VIDA_UTIL_NOMINAL_DO_ROLAMENTO.pdf. Acessado em 24/05/2024.

NORMA ABNT NBR 14153, 2013.

NORMA ABNT NBR 15230, 2016.

NORMA ABNT NBR 15545, 2016.

NORMA ABNT NBR16195, 2013.

RABINOWICZ E. **Friction and Wear of Materials**, John Wiley & Sons, 1981. 244 p.

RABINOWICZ E. **The least wear**. *Wear*, v. 100, p. 533-541, 1984

RATNASINGHAM, J.; Reid H.F.; Perkins, M.C. **The abrasive sanding of Rubberwood (Hevea brasiliensis): an industrial perspective**. *Holz als Roh- und Werkstoff*. 2002, 60, 191-196.

SALONI, D. E.; LEMASTER, R. L.; JACKSON, S. D. **Abrasive machining process characterization on material removal rate, final surface texture, and power consumption for wood**. *Forest Products Journal*, Madison, v. 55, n. 12, p. 35-52, Dec. 2005.

SERWAY, Raymond A.; JEWETT, John W.; PERROOMIAN, Vahé. **Physics for scientists and engineers**. Philadelphia: Saunders college publishing, 2000.

SHIGLEY, Joseph E., et.al., **Projeto de Engenharia Mecânica**. Editora Bookman. 7ª edição. 2005

VARASQUIM, F. M. F. A.; ALVES, M. C.S.; GONÇALVES, M. T. T.; SANTIAGO, L. F. F.; SOUZA, A. J. D. **Influence of belt speed, grit sizes and pressure on the sanding of Eucalyptus grandis wood**. *Cerne*, Lavras, v. 18, n. 2, p.231-237, 22 dez. 2011.

WINER, W. O. **Future trends in tribology**. *Wear*, v. 136, p. 19-27, 1990.

LUZEIRO Aços. Aço 8620. Disponível em: [https://acosluzeiro.com.br/produtos/aco-8620/#:~:text=Limite%20de%20Escoamento%20\(Rendimento\)%3A,entre%20170%20e%20210%20HB](https://acosluzeiro.com.br/produtos/aco-8620/#:~:text=Limite%20de%20Escoamento%20(Rendimento)%3A,entre%20170%20e%20210%20HB). Acesso em: 5 jun. 2024.

BRASIL. Ministério do Trabalho e Previdência. *Manual de aplicação da NR-12: partes de sistemas de comando de máquinas relacionadas à segurança*. Brasília, DF: Ministério do Trabalho e Previdência, 2022.

APÊNDICE A

A partir da aplicação da equação 3, foi possível calcular o torque exigido por cada grupo lixador para garantir sua operação eficiente.

$$T = r \times F \times \text{sen}\theta \quad (5)$$

Em que:

T é torque (N.m)

r é o raio do rolo de tração da lixa (m)

F é a força aplicada (N)

θ é o ângulo entre a direção da força (°)

Para a seleção das polias, utilizou-se a equação 6 para determinar a velocidade necessária em cada eixo-árvore dos grupos lixadores. Em seguida, aplicou-se a equação 7 para calcular as velocidades das lixas correspondentes a cada grupo.

$$RPM_{eixos} = \frac{RPM_{motor} \times \varnothing_{polia\ do\ motor}}{\varnothing_{polia\ do\ grupo\ lixador}} \quad (6)$$

Em que:

RPM_{eixos} é a velocidade angular do eixo (rpm)

RPM_{motor} é a velocidade angular do motor (rpm)

$\varnothing_{polia\ do\ motor}$ é a dimensão do diâmetro da polia que está no motor elétrico (m)

$\varnothing_{polia\ do\ grupo\ lixador}$ é a dimensão do diâmetro da polia que cada grupo lixador possui (m)

$$V_{lixa} = \left(\omega \times \frac{\varnothing_{rolo}}{2} \right) \div 1000 \quad (7)$$

Em que:

V_{lixa} é a velocidade que a lixa irá percorrer o sistema (m/s)

ω é a velocidade angular do eixo (rad/s)

\varnothing_{rolo} é a dimensão do diâmetro do rolo responsável pela tração da lixa (m)

Foi possível calcular a potência que o motor elétrico necessita ter para realizar o funcionamento adequado do equipamento, utilizando a equação 8.

$$P = (\omega \times T) \quad (8)$$

Em que:

P é a potência (W)

ω é a velocidade angular do eixo (rad/s)

T é torque (N.m)

Para este caso, foi adotado um coeficiente de serviço de 1,4, de acordo com as características de choque médio e torque não uniforme, conforme ilustrado na figura 30. Já a potência corrigida do equipamento é calculada com base na equação 9.

$$H = H_{nom} \times K_s \quad (9)$$

Em que:

H é a potência de projeto corrigida (W)

H_{nom} é a potência nominal do equipamento (W)

K_s é o fator de serviço (-)

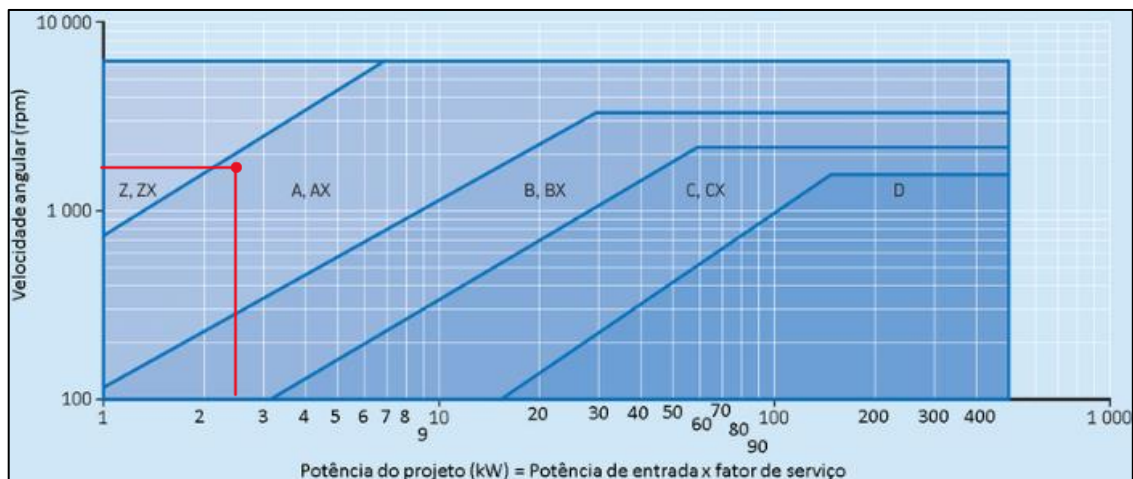
Figura 30 – Fator de serviço.

Maquinaria acionada	Fonte de potência	
	Característica normal de torque	Torque alto ou não uniforme
Uniforme	1,0 a 1,2	1,1 a 1,3
Choque leve	1,1 a 1,3	1,2 a 1,4
Choque médio	1,2 a 1,4	1,4 a 1,6
Choque intenso	1,3 a 1,5	1,5 a 1,8

Fonte: Adaptado de Budynas et. all (2011).

Para a seleção do perfil das correias, foi utilizada a figura 31.

Figura 31 – Gráfico para a seleção do perfil da correia.



Fonte: Adaptado de SKF (2024).

Para o dimensionamento do sistema de transmissão por correia flexível, foram realizados os seguintes cálculos referentes as equações de 10 a 17, para a avaliação dos esforços resultantes nas polias e nas correias que compõe o sistema.

$$V = \left(\frac{\omega \times d}{2}\right) \div 1000 \quad (10)$$

Em que:

V é a velocidade da correia flexível (m/s)

ω é a velocidade angular do eixo (rad/s)

d é o diâmetro da polia (mm)

$$T = \frac{H}{\omega} \quad (11)$$

Em que:

T é o torque exercido na polia (N.m)

H é a potência de projeto corrigida (W)

ω é a velocidade angular do eixo (rad/s)

$$Fc = m \times V^2 \times \theta \quad (12)$$

Em que:

Fc é a força centrífuga na correia (N)

m é a massa linear da correia (kg/m)

V é a velocidade da correia flexível (m/s)

Θ é a posição angular (rad)

$$F1 = \left(\frac{2 \times T1}{d1} + F3\right) \times 1000 \quad (13)$$

Em que:

$F1$ é a força 1 atuante na correia (N)

$T1$ é o torque atuante na polia 1 (N.m)

$d1$ é o diâmetro da polia 1 (mm)

$F3$ é a força 3 atuante na correia (N)

$$F2 = F1 - \left(\frac{2 \times T2}{d2}\right) \times 1000 \quad (14)$$

Em que:

$F2$ é a força 2 atuante na correia (N)

$F1$ é a força 1 atuante na correia (N)

$T2$ é o torque atuante na polia 2 (N.m)

$d2$ é o diâmetro da polia 2 (mm)

$$F3 = \left(\left(\frac{2 \times T1}{e^{5123 \times \theta}} - Fc1 \right) + Fc1 \right) \times 1000 \div \left(1 - \frac{1}{e^{5123 \times \theta}} \right) \quad (15)$$

Em que:

$F3$ é a força 3 atuante na correia (N)

$Fc1$ é a força centrífuga 1 na correia (N)

$T1$ é o torque atuante na polia 1 (N.m)

$d1$ é o diâmetro da polia 1 (mm)

θ é a posição angular (rad)

$$F1 = Fi + Fc + \frac{T}{d1} \quad (16)$$

Em que:

$F1$ é a força 1 atuante na correia (N)

Fi é a força de pré-carga na correia (N)

Fc é a força centrífuga na correia (N)

T é o torque atuante na polia (N.m)

$d1$ é o diâmetro da polia 1 (mm)

$$F2 = Fi + Fc - \frac{T}{d2} \quad (17)$$

Em que:

$F2$ é a força 2 atuante na correia (N)

Fi é a força de pré-carga na correia (N)

Fc é a força centrífuga na correia (N)

T é o torque atuante na polia (N.m)

$d2$ é o diâmetro da polia 2 (mm)

Para o dimensionamento do fator de segurança e da vida estimada das correias flexíveis, foram utilizadas as equações 18 a 23, além das figuras 32 a 37.

$$Ha = K1 \times K2 \times Htab \quad (18)$$

Em que:

Ha é a potência admissível por correia (W)

$K1$ é o fator de correção de ângulo de contato (-)

$K2$ é o fator de correção para o comprimento da correia (-)

$HTab$ é a estimativa de potência de correias em V padronizadas (W)

$$Cs = Ha \times H \quad (19)$$

Em que:

Cs é o coeficiente de segurança por correia (-)

Ha é a potência admissível por correia (W)

H é a potência de projeto corrigida (W)

$$t1 = F1 \times \frac{Kb}{d} \quad (20)$$

Em que:

$t1$ é a tensão 1 adicional proveniente da flexão da correia (N)

$F1$ é a força 1 atuante na correia (N)

Kb é o fator de parâmetro fornecido por fabricantes para prever a vida (-)

d é o diâmetro da menor polia (m)

$$t2 = F1 \times \frac{Kb}{D} \quad (21)$$

Em que:

$t2$ é a tensão 2 adicional proveniente da flexão da correia (N)

$F1$ é a força 1 atuante na correia (N)

Kb é o fator de parâmetro fornecido por fabricantes para prever a vida (-)

D é o diâmetro da maior polia (m)

$$Np = \left[\left(\frac{K}{t1} \right)^{-b} + \left(\frac{K}{t2} \right)^{-b} \right]^{-1} \quad (22)$$

Em que:

Np é o número de ciclos pela região de picos de tensão (ciclos)

K é o fator de parâmetro de durabilidade para correias (-)

b é o fator de parâmetro de durabilidade para correias (-)

$t1$ é a tensão 1 adicional proveniente da flexão da correia (N)

$t2$ é a tensão 2 adicional proveniente da flexão da correia (N)

$$h = \frac{Np \times Lp}{3600 \times V} \quad (23)$$

Em que:

h é a vida estimada da correia (horas)

Np é o número de ciclos pela região de picos de tensão (ciclos)

Lp é o comprimento da correia (m)

V é a velocidade da correia flexível (m/s)

Figura 32 – Seção de correias em V.

Seção de Correia	Largura <i>a</i> , mm	Espessura <i>b</i> , mm	Diâmetro mínimo de roldana, mm	Intervalo de kW, uma ou mais correias	Massa Linear kg/m
A	12	8,5	75	0,2-7,5	0,095
B	16	11	135	0,7-18,5	0,160
C	22	13	230	11-75	0,270
D	30	19	325	37-186	0,545
E	38	25	540	75 e acima	0,845

Fonte: Budynas et. all (2011).

Figura 33 – Fator de correção de ângulo de contato.

$\frac{D-d}{C}$	θ , Graus	K_1	
		VV	V Plana
0,00	180	1,00	0,75
0,10	174,3	0,99	0,76
0,20	166,5	0,97	0,78
0,30	162,7	0,96	0,79
0,40	156,9	0,94	0,80
0,50	151,0	0,93	0,81
0,60	145,1	0,91	0,83
0,70	139,0	0,89	0,84
0,80	132,8	0,87	0,85
0,90	126,5	0,85	0,85
1,00	120,0	0,82	0,82
1,10	113,3	0,80	0,80
1,20	106,3	0,77	0,77
1,30	98,9	0,73	0,73
1,40	91,1	0,70	0,70
1,50	82,8	0,65	0,65

Fonte: Budynas et. all (2011).

Figura 34 – Fator de correção para comprimento de correia K2.

Fator de comprimento	Comprimento nominal da correia, m				
	Correias A	Correias B	Correias C	Correias D	Correias E
0,85	até 0,88	até 1,15	até 1,88	até 3,2	
0,90	0,95–1,15	1,2–1,5	2,03–2,4	3,6–4,05	até 4,88
0,95	1,2–1,38	1,55–1,88	2,63–3,0	4,33–5,25	5,25–6,0
1,00	1,5–1,88	1,95–2,43	3,2–3,95	6,0	6,75–7,5
1,05	1,95–2,25	2,63–3,0	4,05–4,88	6,75–8,25	8,25–9,75
1,10	2,4–2,8	3,2–3,6	5,25–6,0	9,0–10,5	10,5–12,0
1,15	acima de 3,0	3,95–4,5	6,75–7,5	12,0	13,5–15,0
1,20		acima de 4,88	acima de 8,25	acima de 13,5	16,5

Fonte: Budynas et. all (2011).

Figura 35 – Estimativa de potência (kW) de correias em V padronizadas.

Seção da correia	Diâmetro primitivo de roldana, mm	Velocidade da correia, m/s				
		5	10	15	20	25
A	65	0,35	0,46	0,40	0,11	
	75	0,49	0,75	0,84	0,69	0,28
	85	0,60	0,98	1,17	1,64	0,84
	95	0,69	1,16	1,43	1,49	1,28
	105	0,77	1,30	1,64	1,78	1,63
	115	0,83	1,41	1,82	2,01	1,93
B	acima de 125	0,87	1,51	1,97	2,21	2,16
	105	0,80	1,18	1,25	0,94	0,16

Fonte: Budynas et. all (2011).

Figura 36 – Parâmetros de durabilidade para algumas correias em V.

Seção de correia	10 ⁸ a 10 ⁹		10 ⁹ a 10 ¹⁰		Diâmetro mínimo de roldana, mm
	Picos de força		Picos de força		
	K	b	K	b	
A	2999	11,089			75
B	5309	10,926			125
C	9069	11,173			215
D	18726	11,105			325
E	26791	11,100			540
3V	3240	12,464	4726	10,153	66
5V	7360	12,593	10653	10,283	177
8V	16189	12,629	23376	10,319	312

Fonte: Budynas et. all (2011).

Figura 37 – Fator de parâmetro fornecido por fabricantes para prever a vida (K_b).

Seção da correia	K _b	K _c
A	25	0,561
B	65,0	0,965
C	180	1,716
D	642	3,498
E	1226	5,041
3V	26	0,425
5V	124	1,217
8V	546	3,288

*Dados por cortesia de Gates Rubber Co., Denver, Colo.

Fonte: Budynas et. all (2011).

Já a figura 38, foi utilizada para verificar os tamanhos disponíveis para correias trapezoidais.

Figura 38 – Circunferência internas das correias padronizadas em V.

Seção	Circunferência, mm
A	650, 775, 825, 875, 950, 1050, 1150, 1200, 1275, 1325, 1375, 1425, 1500, 1550, 1600, 1650, 1700, 1775, 1875, 1950, 2000, 2125, 2250, 2400, 2625, 2800, 3000, 3200
B	875, 950, 1050, 1150, 1200, 1275, 1325, 1375, 1425, 1500, 1550, 1600, 1650, 1700, 1775, 1875, 1950, 2000, 2125, 2250, 2400, 2625, 2800, 3000, 3200, 3275, 3400, 3450, 3950, 4325, 4500, 4875, 5250, 6000, 6750, 7500
C	1275, 1500, 1700, 1875, 2025, 2125, 2250, 2400, 2625, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3950, 4050, 4350, 4500, 4875, 5250, 2550, 6000, 6750, 7500, 8250, 9000, 9750, 10 500
D	3000, 3200, 3600, 3950, 4050, 4350, 4500, 4875, 5250, 6000, 6750, 7500, 8250, 9000, 9750, 10 500, 12 000, 13 500, 15 000, 16 500
E	4500, 4875, 5250, 6000, 6750, 7500, 8250, 9000, 9750, 10 500, 12 000, 13 500, 15 000, 16 500

Fonte: Budynas et. all (2011).

APÊNDICE B

A força resultante foi calculada por meio da equação 24.

$$Fr = t1^2 + t2^2 + (2 \times t1 \times t2 \times \cos\theta) \quad (24)$$

Em que:

Fr é a força resultante (N)

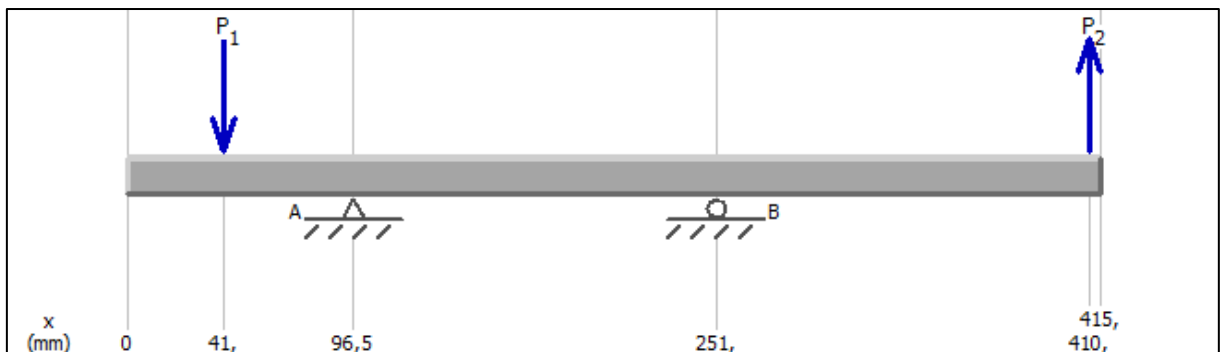
$t1$ é a tensão 1 adicional proveniente da flexão da correia (N)

$t2$ é a tensão 2 adicional proveniente da flexão da correia (N)

θ é o ângulo entre a direção das duas forças ($^\circ$)

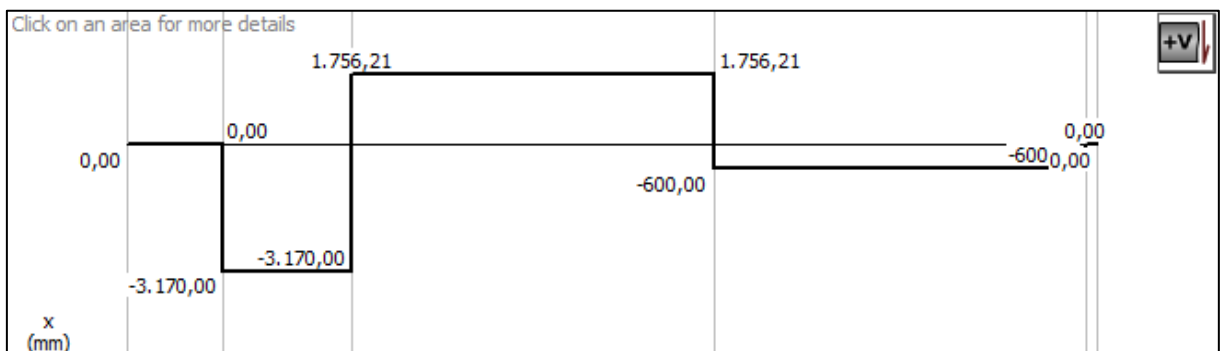
Utilizando o software MDSolids, foram calculadas as forças de reação, os esforços cortantes e os momentos fletores em cada ponto de apoio. A figura 39 representa o eixo, com a localização dos pontos de apoio e das cargas aplicadas. Os resultados obtidos são apresentados nas figuras 40 e 41, proporcionando uma análise detalhada das condições de carregamento do eixo.

Figura 39 – Desenho do eixo em formato de viga.



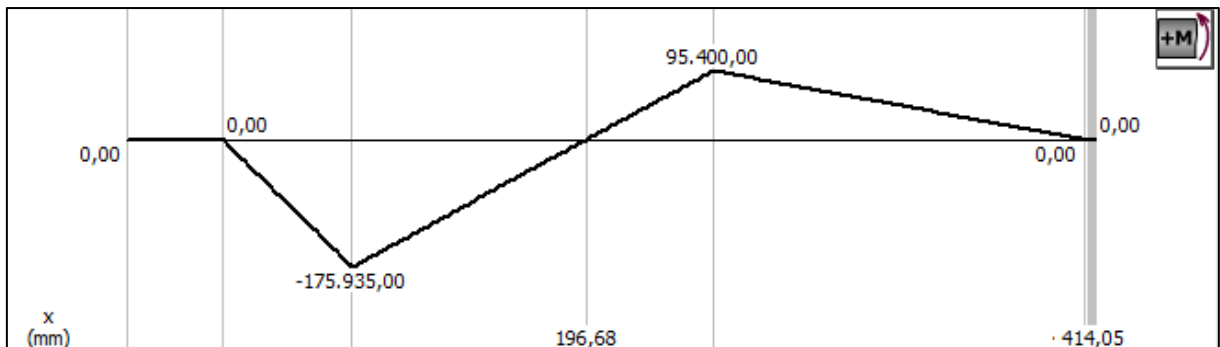
Fonte: O autor (2024).

Figura 40 – Diagrama de esforços cortantes.



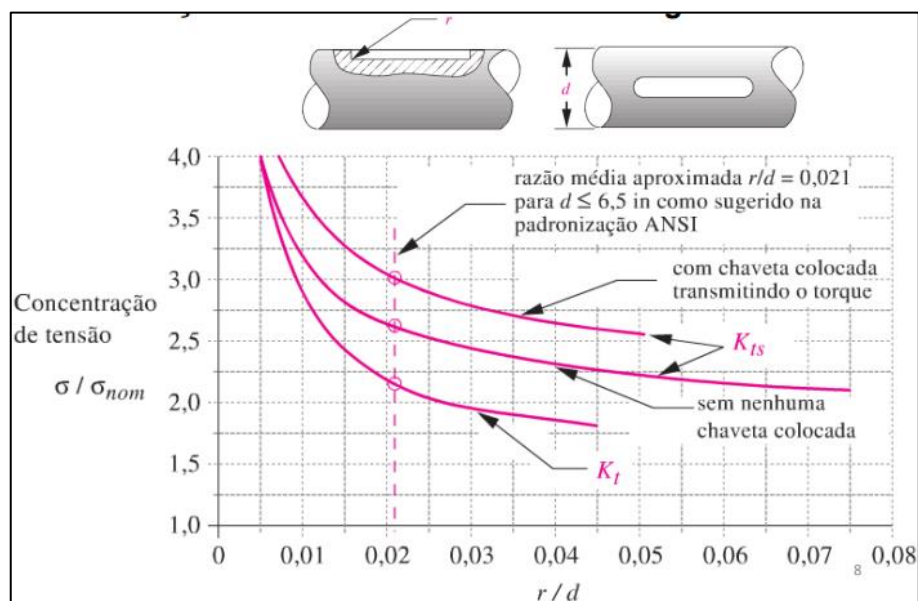
Fonte: O autor (2024).

Figura 41 – Diagrama de momento fletor.



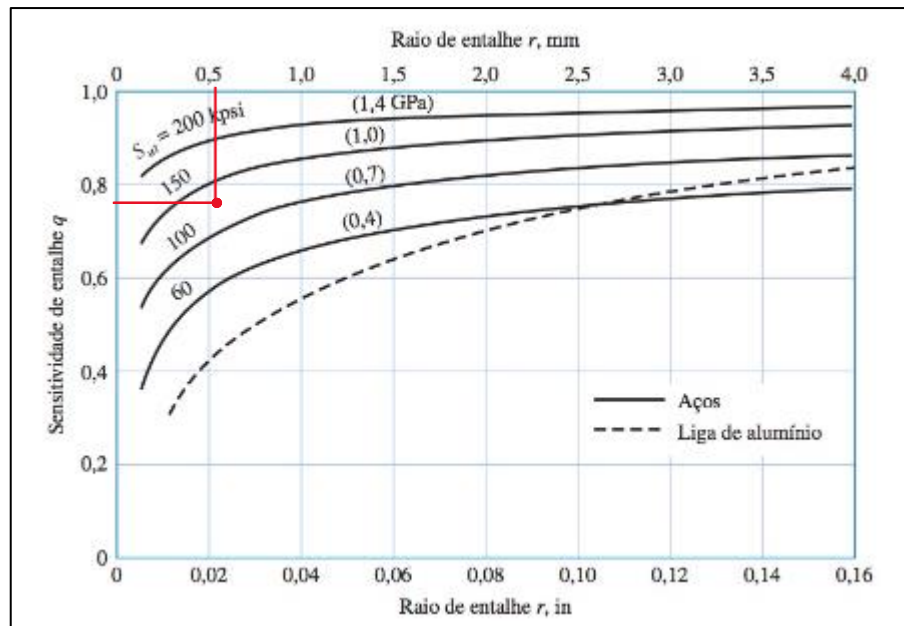
Fonte: O autor (2024).

O primeiro passo consistiu em determinar os valores dos concentradores de tensão, denominados K_t e K_{ts} , utilizando a figura 42. Para essa análise, considerou-se que a região da polia possui um rasgo de chaveta, enquanto a área correspondente ao rolo é lisa, pois este é fixado ao eixo por meio de parafusos em uma flange que faz parte do eixo.

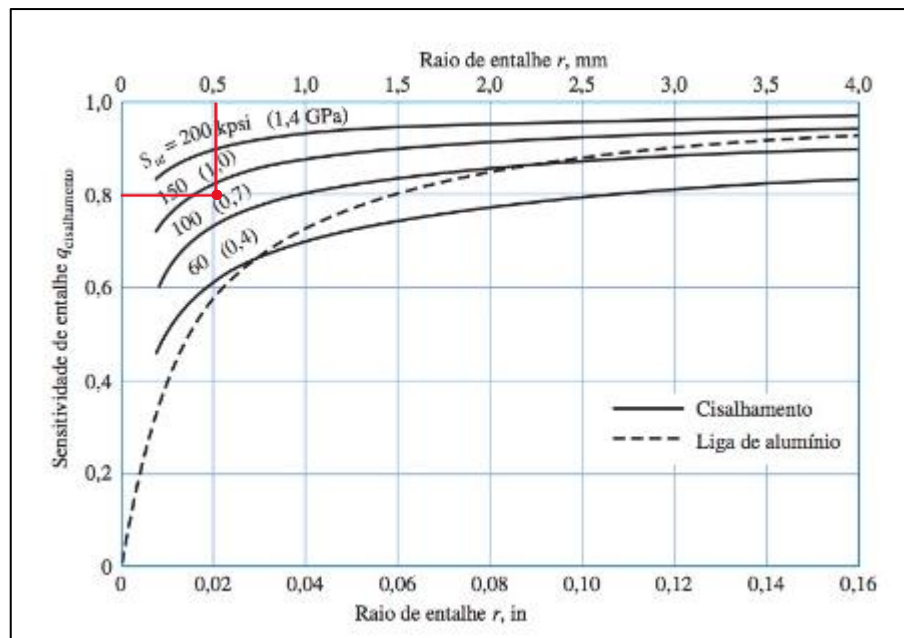
Figura 42 – Fatores de concentração de tensão K_t e K_{ts} .

Fonte: Shigley (2005).

Após essa etapa, foi possível determinar os fatores concentradores de tensão para fadiga, K_f e K_{fs} , utilizando as figuras 43 e 44, juntamente com as equações 25 e 26. Esses cálculos consideraram um raio de entalhe de 0,5 mm, conforme especificado no modelo de análise.

Figura 43 – Sensitividade de entalhe, q .

Fonte: Budynas et. all (2011).

Figura 44 – Sensitividade de entalhe, $q_{\text{cisalhante}}$.

Fonte: Budynas et. all (2011).

$$q = \frac{Kf-1}{Kt-1} \quad (25)$$

Em que:

q é a sensibilidade de entalhe (-)

K_f é o fator de concentrador de tensão de fadiga (-)

K_t é o fator de concentrador de tensão (-)

$$q_{\text{cisalhante}} = \frac{K_{fs}-1}{K_{ts}-1} \quad (26)$$

Em que:

$q_{\text{cisalhante}}$ é a sensibilidade de entalhe cisalhante (-)

K_{fs} é o fator de concentrador de tensão de fadiga cisalhante (-)

K_{ts} é o fator de concentrador de tensão cisalhante (-)

Após esse passo, encontramos o limite de resistência a fadiga, por meio da equação 27, levando em consideração todos os seus fatores de correção, para podermos ser o mais fiel a realidade possível.

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_{div} \times S'_e \quad (27)$$

Em que:

S_e é o limite de resistência a fadiga da peça (Mpa)

K_a é o fator de superfície (-)

K_b é o fator de tamanho (-)

K_c é o fator do tipo de carregamento (-)

K_d é o fator de temperatura (-)

K_e é o fator de confiabilidade (-)

K_{div} é o fator de efeitos diversos (-)

S'_e é o limite de resistência a fadiga do corpo de prova no ensaio de flexão rotativa (Mpa)

Segundo Shigley (2011), para aços podemos levar em consideração o valor de S'_e como metade da sua resistência a tração, conforme figura 45. Com isso conseguimos encontrar o valor de 430 Mpa.

Figura 45 – Limite de resistência a fadiga do corpo de prova no ensaio de flexão rotativa.

$$S'_e = \begin{cases} 0,5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Fonte: Budynas et. all (2011).

Para K_a , conseguimos calcular o seu valor pela equação 28, utilizando os dados de acabamento superficial fornecidos no figura 46.

$$K_a = a \times S_{ut}^b \quad (28)$$

Em que:

K_a é o fator de superfície (-)

a é o primeiro fator de correção para a fórmula (-)

S_{ut} é a resistência a tração do material (Mpa)

b é o segundo fator de correção para a fórmula (-)

Figura 46 – Fator de superfície.

Acabamento superficial	Fator a		Expoente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , Mpa	
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	2,70	4,51	-0,265
Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272,	-0,995

Fonte: Budynas et. all (2011).

Para K_b , utilizamos a fórmula fornecida no figura 47, para a faixa de diâmetro do nosso eixo.

Figura 47 – Fator de tamanho.

$$k_b = \begin{cases} (d/0,3)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0,91d^{-0,157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (6-20)$$

Fonte: Budynas et. all (2011).

Para K_c , utilizamos o valor para a categoria de torção, fornecida no figura 48.

Figura 48– Fator de tipo de carregamento.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases}$$

Fonte: Budynas et. all (2011).

Para K_d , utilizamos o valor para a categoria de temperatura de 20°, fornecida na figura 49.

Figura 49– Fator de temperatura.

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1,000	70	1,000
50	1,010	100	1,008
100	1,020	200	1,020
150	1,025	300	1,024
200	1,020	400	1,018
250	1,000	500	0,995
300	0,975	600	0,963
350	0,943	700	0,927
400	0,900	800	0,872
450	0,843	900	0,797
500	0,768	1000	0,698
550	0,672	1100	0,567
600	0,549		

Fonte: Budynas et. all (2011).

Para K_e , utilizamos o valor para a categoria de confiabilidade de 99,99%, fornecida na figura 50.

Figura 50– Fator de confiabilidade.

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_a	Fator de confiabilidade k_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Fonte: Budynas et. all (2011).

Já para K_{div} , optamos por utilizar o valor de 1, pois não haverá efeitos diversos atuantes nesse eixo.

Após determinar o limite de resistência à fadiga para cada região do eixo, foi realizada a avaliação do dimensionamento, verificando-se se os diâmetros atendem às exigências da aplicação. Inicialmente, o coeficiente de segurança foi analisado utilizando a equação 29, que considera os critérios de deflexão e rigidez. Em seguida, foi aplicada uma segunda verificação do fator de segurança com base no critério de falha por fadiga de Gerber, conforme definido pela equação 30.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times n1}{\pi \times S_y} \times \sqrt{4 \times (K_t * M)^2 + 3 \times (K_{ts} * T)^2}} \quad (29)$$

Em que:

d é o diâmetro do eixo (mm)

$n1$ é o coeficiente de segurança baseado nos critérios de deflexão e rigidez (-)

S_y é limite de escoamento do material (Mpa)

K_t é o fator de concentrador de tensão (-)

K_{ts} é o fator de concentrador de tensão cisalhante (-)

M é o momento fletor (N.mm)

T é o torque (N.mm)

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times n2 \times K_f \times M}{\pi \times S_e} \times \left(1 + \sqrt{1 + 3 * \left(\frac{K_{fs} \times T \times S_e}{K_f \times M \times S_{ut}}\right)^2}\right)} \quad (30)$$

Em que:

d é o diâmetro do eixo (mm)

n_2 é o coeficiente de segurança baseado no critério de falha por fadiga de Gerber (-)

S_e é o limite de resistência a fadiga da peça (Mpa)

K_f é o fator de concentrador de tensão de fadiga

K_{fs} é o fator de concentrador de tensão de fadiga cisalhante (-)

M é o momento fletor (N.mm)

T é o torque (N.mm)

S_{ut} é a resistência a tração do material (Mpa)

A equação 31 permite determinar a deflexão no ponto de interesse, enquanto a equação 32 viabiliza o cálculo dos valores de inclinação do eixo.

$$Y_{ab} = \frac{F_i \times b_i \times x}{6 \times E \times I \times L} \times (x^2 + b_i^2 - L^2) \quad (31)$$

Em que:

Y_{ab} é deflexão do eixo (mm)

F_i é a força aplicada (N)

b_i é a distância do ponto de apoio até a carga (mm)

x é a distância do ponto inicial do eixo até a região a ser analisada (mm)

E é o módulo de elasticidade (Mpa)

I é o momento de inércia (mm⁴)

L é o comprimento total do eixo (mm)

$$\theta_a = \frac{F_i \times b_i}{6 \times E \times I \times L} \times (b_i^2 - L^2) \quad (32)$$

Em que:

θ_a é a angulação do eixo (rad)

F_i é a força aplicada (N)

b_i é a distância do ponto de apoio até a carga (mm)

x é a distância do ponto inicial do eixo até a região a ser analisada (mm)

E é o módulo de elasticidade (Mpa)

I é o momento de inércia (mm⁴)

L é o comprimento total do eixo (mm)

A figura 51 apresenta o intervalo máximo, típico para inclinações em diferentes tipos de rolamentos e engrenagens.

Figura 51 – Intervalo máximos, típicos para inclinações.

Inclinações	
Rolo cônico	0,0005–0,0012 rad
Rolo cilíndrico	0,0008–0,0012 rad
Esfera de sulco profundo	0,001–0,003 rad
Esfera	0,026–0,052 rad
Esfera autoalinhante	0,026–0,052 rad
Engrenagem reta sem coroa	< 0,00050 rad
Deflexões transversais	
Engrenagens retas com $P < 10$ dentes/cm	0,25 mm
Engrenagens retas com $11 < P < 19$	0,125 mm
Engrenagens retas com $20 < P < 50$	0,075 mm

Fonte: Adaptado de Budynas et. all (2011).

A figura 52 apresenta as dimensões em milímetros de chavetas normalizadas quadradas e retangulares para faixas de diâmetros de eixos.

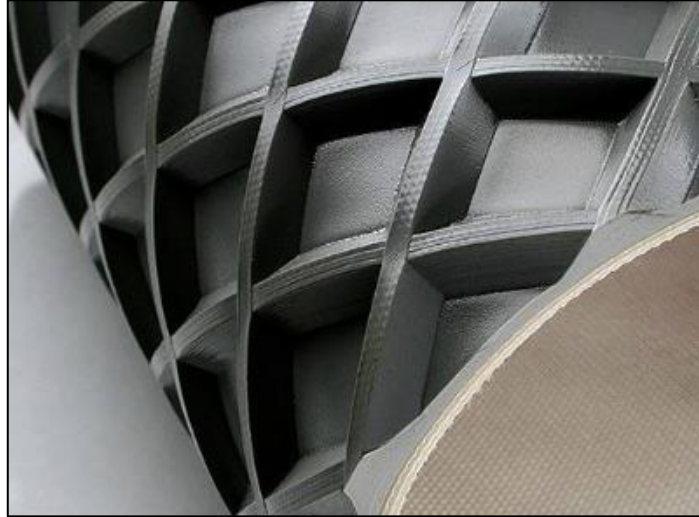
Figura 52 – Dimensões em milímetros de chavetas normalizadas quadradas e retangulares.

Diâmetro de eixo		Tamanho de chaveta		Profundidade de ranhura de chaveta
Acima	Até (inclusive)	w	h	
8	11	2	2	1
11	14	3	2	1
		3	3	1,5
14	22	5	3	1,5
		5	5	2
22	30	6	5	2
		6	6	3
30	36	8	6	3
		8	8	5
36	44	10	6	3
		10	10	5

Fonte: Budynas et. all (2011).

ANEXOS A

Figura 53 – Sistema de mesa transportadora móvel.



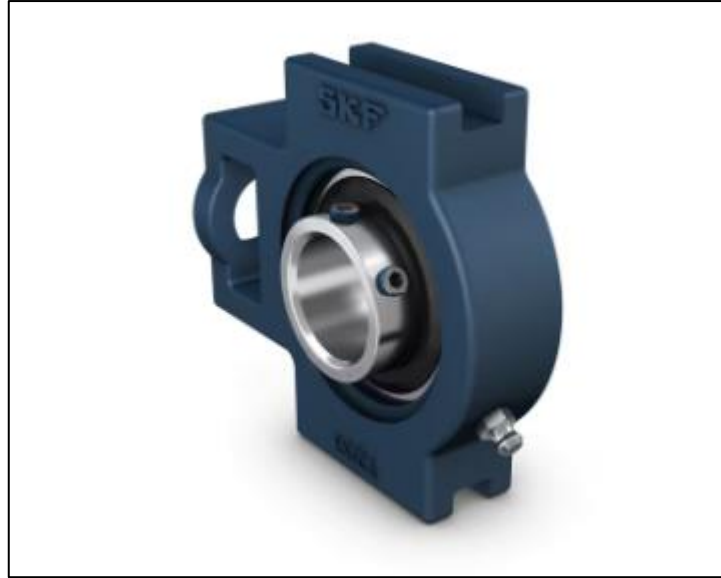
Fonte: O autor (2024).

Figura 54 – Mancal de rolamento modelo UCF.



Fonte: SKF (2024).

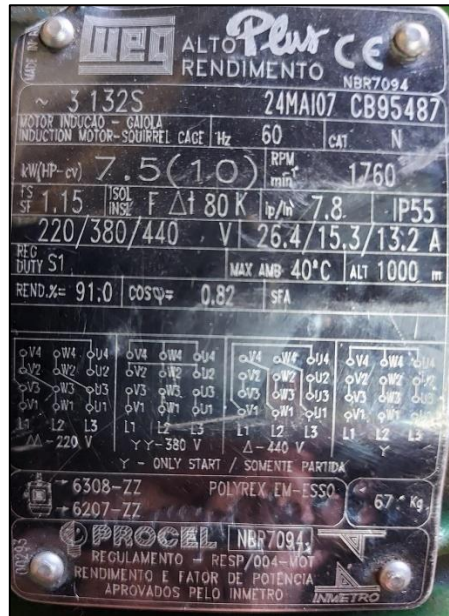
Figura 55 – Mancal de rolamentos modelo UCT.



Fonte: SKF (2024).

ANEXOS B

Figuras 56 – Placa de identificação do motor elétrico.



Fonte: O autor (2024).

Figuras 57 – Leitura da corrente elétrica consumida pelo motor elétrico.



Fonte: O autor (2024).