



FACULDADE DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA

RELATÓRIO DE ESTÁGIO

**PROECÇÃO DE UMA MÁQUINA EXTRACTORA DE TAMBOR NO SISTEMA DE
FREIOS NA EMTPM**

Autor: Tembisse, Júlio Joaquim

Supervisor:

Engº Dionísio Alfredo Langa

Maputo, Novembro de 2024



FACULDADE DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA

RELATÓRIO DE ESTÁGIO

**PROJEÇÃO DE UMA MÁQUINA EXTRACTORA DE TAMBOR NO SISTEMA DE
FREIOS NAEMTPM**

Autor: Tembisse, Júlio Joaquim

Supervisor:

Engº Dionísio Alfredo Langa

Maputo, Novembro de 2024



FACULDADE DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TERMO DE ENTREGA DE RELATÓRIO DO ESTÁGIO PROFISSIONAL

Declaro que o estudante: Tembisse, Julio Joaquim

Entregou no dia ____/____/20____ as ____ cópias do relatório do estágio profissional com a referencia: _____

Intitulado: **PROJECCÃO DE UMA MÁQUINA EXTRACTORA DE TAMBOR NO SISTEMA DE FREIOS NAEMTPM**

Maputo, ____ de ____ de 20____

O chefe de Secretaria

FOLHA DE APROVAÇÃO

Júlio Joaquim Tembisse

PROJECCÃO DE UMA MAQUINA EXTRACTORA DE TAMBOR NO SISTEMA DE FREIOS NA EMTPM

Relatório de estágio aprovado em _____ de _____ de 2024 como requisito parcial para a obtenção do grau de Licenciatura em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade Eduardo Mondlane, pelos professores:

Prof. _____

(Orientador)

Prof. _____

(Co-orientador)

Prof. _____

(Coordenador do Curso)

Maputo, Novembro 2024



PROJECCÃO DE UMA MÁQUINA EXTRACTORA DE TAMBOR NO SISTEMA DE FREIOS NA

EMTPM

JULIO TEMBISSE

Agradecimentos

Agradeço em primeiro lugar a Deus, por me conceder a vida, guiar e fortalecer durante todo o desenvolvimento deste trabalho.

Expresso minha profunda gratidão ao meu supervisor, Dionísio Alfredo Langa, pela orientação, apoio e incentivo ao longo deste projecto. Sua experiência e sabedoria foram cruciais para o meu crescimento profissional.

Agradeço também ao meu amigo, Professor Anacleto Langa, professor do Ensino Secundário, pela força que me deu e por acreditar em mim. Suas palavras de encorajamento foram essenciais para minha motivação.

Minha gratidão especial vai para minha mãe, Florência Fabião Nhone, pelo amor incondicional, apoio e sacrifícios que fez para me proporcionar uma educação e formação sólidas.

Gostaria de dedicar um especial agradecimento à Delfina Alexandre Rungo. Sua presença constante, apoio incondicional e compreensão durante todo o processo de elaboração deste trabalho foram inestimáveis. Suas palavras de incentivo e seu carinho foram a luz que iluminou meu caminho nos momentos de dificuldade.

Agradeço a todos os meus familiares pelo suporte e incentivo ao longo de toda a minha formação académica. Suas palavras de encorajamento foram fundamentais para minha perseverança.

Dedicatória

Dedico o presente trabalho à minha mãe Florência Fabião Nhone pelo amor, dedicação e sacrifícios feitos para me proporcionar uma educação de qualidade. E a minha amiga Delfina Alexandre Rungo pelo incentivo e paciência.

DECLARAÇÃO DE HONRA

Eu, Julio Joaquim Tembisse declaro por minha honra que o presente Projecto Final do Curso é exclusivamente de minha autoria, não constituindo cópia de nenhum trabalho realizado anteriormente e as fontes usadas para a realização do trabalho encontram-se referidas na bibliografia.

Assinatura: _____

Resumo

O presente trabalho consiste na projecção de uma máquina extractora de tambor no sistema de freios naEMTPM, com o objectivo de analisar os desafios associados ao processo de extracção, identificar as principais causas de ineficiências e os seus efeitos nos freios e na segurança dos operários. Serão realizadas investigações aprofundadas, incluindo revisão de referências bibliográficas, estudo de casos industriais e entrevistas com profissionais da área. O foco central será nas técnicas de optimização e segurança, visando desenvolver recomendações práticas e eficazes para a implementação dessas melhorias.

Pretende-se contribuir para a melhoria da eficiência operacional no sistema de freios e para a garantia da segurança dos operários que manuseiam esses equipamentos. Além disso, o trabalho abordará aspectos relacionados à manutenção preventiva, considerando a importância dessa prática para o bom funcionamento e durabilidade dos freios.

Espera-se que os resultados da investigação forneçam uma base sólida para futuras pesquisas e desenvolvimentos no campo da engenharia de sistemas de freios, e contribuam para a disseminação das boas práticas na indústria.

Palavras-chave: Freios, máquina extractora, segurança operacional.

Abstract

This project involves the design of a drum extractor machine for the braking system at EMTPM, aiming to analyse the challenges associated with the extraction process, identify the main causes of inefficiencies and their effects on the brakes and worker safety. In-depth investigations will be conducted, including a review of bibliographic references, case studies from the industry, and interviews with professionals in the field. The central focus will be on optimization and safety techniques, aiming to develop practical and effective recommendations for implementing these improvements.

The goal is to contribute to improving the operational efficiency of the braking system and ensuring the safety of the workers who handle these equipment. Additionally, the project will address aspects related to preventive maintenance, considering the importance of this practice for the proper functioning and durability of the brakes.

The investigation results are expected to provide a solid foundation for future research and developments in the field of braking system engineering and contribute to disseminating best practices in the industry.

Keywords: Brakes, drum extractor machine, operational safety.

Índice

Capítulo I.....	17
1.Introdução.....	17
1.1.Problemática.....	18
1.2.Objectivos.....	18
1.3.Objectivo Geral:.....	18
1.4.Objectivos Específicos:.....	18
1.5.Justificativa.....	19
1.6.METODOLOGIA	19
Capítulo II	20
2.REVISÃO DELITERATURA	20
2.1.Funcionamento do Sistema de Freios em Veículos Pesados.....	21
2.2.Conceitos básicos	22
2.3.Freio de serviço.....	22
2.3.1.Freio de estacionamento	22
2.4.Sistema de Freio Pneumático	22
2.4.1.Compressor de ar	22
2.4.2.Válvula do pedal	22
2.4.3.Válvula de descarga rápida	23
2.4.4.Válvula relé	23
2.4.5.Válvula Secadora	23
2.4.6.Fricção nas Sapatas (maxilas)	23
2.4.7.Despressurização e retorno	23
2.5.Sapatas de freios dos Autocarros	24
2.6.Reservatórios de ar	24
2.6.1.Reservatório húmido	24
2.6.2.Reservatório primário	24
2.6.3.Reservatório secundário.....	24

2.7.Válvula de descarga rápida	24
2.7.1.De serviço	24
2.7.2.Estacionamento de emergência.....	24
2.8.Câmaras do freio de serviço dianteiro	24
2.9.Câmara do freio de serviço traseiro e estacionamento/ emergência	25
2.10.Válvula CONSEP	25
2.11.Regulador de ar	25
2.12.Lonas de Freio	25
2.13.Tambor de freio dos Autocarros.....	26
2.13.1.Princípio de Funcionamento do Tambor de Freio	27
2.14.Inspecção do tambor de freio na frota de autocarros da EMTPM	29
2.14.1.Tipos de desgastes nos tambores de freios	34
Capitulo III	39
3.1. APRESENTAÇÃO DA EMPRESA	39
3.1.1. Visão.....	39
3.1.2. Localização.....	39
3.1.3. Estrutura organizacional da EMTPM.....	39
3.2. Projecção da Máquina Extractora de tambor de freios	42
3.2.1. Características técnicas do extractor de tambor	43
3.3. Dimensionamento do Extractor de Tambor	48
3.3.1.Dimensionamento da garra	48
3.3.2.Dimensionamento do Veio roscado horizontal.....	54
3.3.3.Dimensionamento do suporte traseiro maior	58
3.4.Escolha do tipo de soldadura.....	63
3.4.1.Escolha do Eléctrodo	65
3.5.Escolha da Chave de Impacto Pneumático	65
CAPITULO IV	67
4. Desempenho da Máquina	67

4.1.Tempo de Manutenção Manual versus Tempo com Máquina Extractora	67
4.1.1.Situação Antes da Implementação da Máquina (Manutenção Manual)	67
4.1.2. Situação com a Implementação da Máquina Extractora	67
4.2.Impacto na Disponibilidade dosAutocarros	68
4.3.Demonstração dos Benefícios da Redução do Tempo de Manutenção	68
4.4.Estudo de Viabilidade Económica	68
4.4.1.CALCULO DOS CUSTOS DE INVESTIMENTO INICIAL	72
4.4.2.Cálculo do valor atual líquido (VAL)	72
Conclusão	73
Referências Bibliográficas	74

Índice de Tabelas

Tabela 1: Legenda do conjunto freio da roda.....	28
Tabela 2: Composição química do aço AISI 1035.....	43
Tabela 3: Propriedades físicas do AISI 1035	43
Tabela 4: Propriedades mecânicas do aço AISI 1035	43
Tabela 6: Propriedades térmicas do aço AISI 1035	44
Tabela 7: Componentes principais da Máquina Extractora	44
Tabela 8: Especificações Técnicas do Equipamento de Soldadura Thunderbolt 160.....	64
Tabela 9: Características da chave de impacto pneumático	67
Tabela 10: Cotação 1	68
Tabela 11: Cotação 2 –fonte: (Empresa Macsteel)	70

Índice de figuras

Figura 1: Funcionamento do Sistema de Freios em Veículos Pesados	21
Figura 2: Sapata de freios.....	25
Figura 3: Lonas de freio rebitadas nas sapatas.....	26
Figura 4: Tambor de freio.	26
Figura 5: Tambor do freio com as componentes (MASTER FREIOS, 2009)	27
Figura 6: Conjunto freio da roda (TPM-E.P, 2010)	28
Figura 7: diâmetro interno do tambor de freio (TPM-E.P, 2010)	30
Figura 8: Tambores com pontos duros (TPM-E.P, 2010)	30
Figura 9: Tambor tritando (TPM-E.P, 2010).....	31
Figura 10: fadiga térmica do tambor (TPM-E.P, 2010)	32
Figura 11: Tambores com manchas de óleo/graxa (TPM-E.P, 2010).....	32
Figura 12: Tambor estriado (TPM-E.P, 2010)	33
Figura 13: Desgaste excessivo do tambor (TPM-E.P, 2010)	33
Figura 14: Desgaste do tambor de freio	34
Figura 15: Logótipo da Empresa	39
Figura 16: Parque 1 da empresa EMTPM.....	40
Figura 17: Parque 2 da empresa EMTPM.....	41
Componentes principais da máquina extractora de tambor no sistema de freios.....	44
Figura 18: ilustração da garra do tambor.	46
Figura 19: Veio roscado horizontal.	47
Figura 20: Tubo ranhurado (Autor, 2024).....	47
Figura 21: Eixo roscado vertical	48
Figura 22: Reacções de apoio da garra.....	48
Figura 23: Esforços no Veio roscado horizontal.....	55
Figura 24: Esforços no suporte traseiro maior	58
Figura 25: Equipamento de soldadura Modelo Thunderbolt 160 (Miller, 2017).....	64
Figura 26: Eléctrodo E6013- Fonte: [13]	65

Índice de diagramas

Diagrama 1: Processo de Manutenção do sistema de Freios de Autocarros	35
Diagrama 2: projecção de Extractor de Tambor	42
Diagrama 3: diagrama dos esforços normais da garra	52
Diagrama 4: diagrama dos esforços transversos da garra	52
Diagrama 5: diagrama de momento flector da garra.....	53
Diagrama 5: diagrama do esforço normal do veio roscado horizontal	56
Diagrama 6: diagrama do esforço tensor do veio roscado horizontal	56
Diagrama 7: diagrama do momento flector do veio roscado horizontal	57
Diagrama 8: diagrama dos esforços normas do suporte traseiro maior	62
Diagrama 9: diagrama dos esforços transversos do suporte traseiro maior	62
Diagrama 10: diagrama dos momentos flectores do suporte traseiro maior	62

Capítulo I

1. Introdução

O sistema de freios é um dos componentes mais críticos de segurança em veículos, sendo responsável pela desaceleração e paragem segura em diferentes condições de condução. Dentro deste sistema, o tambor de freio desempenha um papel central, especialmente em veículos pesados, onde é amplamente utilizado devido à sua robustez e eficiência. No entanto, a manutenção e substituição dos tambores de freio podem ser processos desafiantes e morosos, exigindo ferramentas específicas para garantir a segurança e a eficácia do serviço.

A Empresa Municipal de Transportes Públicos de Maputo (EMTPM) enfrenta desafios constantes na manutenção da sua frota, particularmente no que concerne à eficiência do sistema de freios. A necessidade de uma máquina extractora de tambor eficiente surge como uma solução inovadora para minimizar o tempo de inactividade dos veículos e reduzir custos operacionais. Uma máquina projectada especificamente para este fim pode facilitar a remoção e a instalação dos tambores de freio, aumentando assim a segurança e a eficácia das operações de manutenção.

Segundo Silva (2018), “a introdução de ferramentas especializadas na manutenção automóvel não só melhora a eficiência do serviço, mas também prolonga a vida útil dos componentes, reduzindo a frequência de falhas e, consequentemente, os custos operacionais”. Esta visão é apoiada por estudos como o de Costa e Ferreira (2020), que destacam a importância da inovação tecnológica na manutenção de frotas de transporte público, enfatizando que “a implementação de novas tecnologias é essencial para garantir a sustentabilidade das operações de transporte em ambientes urbanos desafiantes”.

Este projecto tem como objectivo projectar uma máquina extractora de tambor para o sistema de freios utilizado na frota da EMTPM. A metodologia adoptada baseia-se numa análise detalhada dos requisitos técnicos do sistema de freios, bem como numa revisão da literatura existente sobre equipamentos semelhantes. Espera-se que a implementação desta máquina resulte numa manutenção mais rápida e eficaz, contribuindo para a melhoria da segurança e da operacionalidade da frota.

O presente trabalho está subdividido em quatro capítulos:

- O primeiro capítulo aborda as motivações para a projecção de uma máquina extractora de tambor no sistema de freios na EMTPM, os objectivos da pesquisa, a justificativa para a escolha do tema e a metodologia de pesquisa utilizada;
- O segundo capítulo discute o referencial teórico relacionado à projecção e optimização de máquinas de manutenção, incluindo a análise dos desafios enfrentados no processo de extracção de tambores, os efeitos negativos da falta de equipamento adequado no sistema de freios e as técnicas disponíveis para melhorar a eficiência e a segurança operacional;
- O terceiro capítulo descreve detalhadamente a metodologia de execução do estudo, incluindo os procedimentos de colecta de dados, os cálculos realizados e os resultados obtidos durante a projecção da máquina extractora de tambor;
- O quarto capítulo apresenta a análise dos resultados, discute as principais conclusões do estudo e faz recomendações para a implementação da máquina extractora de tambor no sistema de freios, visando a melhoria da eficiência operacional e a segurança dos trabalhadores.

1.1.Problemática

Como desenvolver uma máquina extractora de tambor que optimize o processo de manutenção dos freios na EMTPM, aumentando a eficiência operacional e assegurando a segurança dos trabalhadores durante a operação?

1.2.Objectivos

1.3.Objectivo Geral:

- Optimizar a eficiência na manutenção de autocarros na EMTPM projectando uma máquina extractora de tambor do sistema de freios.

1.4.Objectivos Específicos:

- Identificar problemas e limitações do processo manual de extracção de tambores do sistema de freios na EMTPM;
- Estabelecer os requisitos necessários para a nova máquina extractora;
- Avaliar como a máquina pode melhorar a segurança e a eficiência do processo;

- Estimar os custos e benefícios da implementação da máquina para verificar a viabilidade económica.

1.5.Justificativa

A projecção de uma máquina extractora de tambor para o sistema de freios na Empresa Municipal de Transportes Públicos de Maputo (EMTPM) é fundamental para melhorar a eficiência operacional e a segurança dos trabalhadores. Actualmente, a falta de um equipamento adequado resulta em processos de manutenção ineficazes e demorados, aumentando os custos operacionais e o tempo de inactividade dos veículos. Além disso, o manuseio manual dos tambores pesados expõem os trabalhadores a riscos físicos elevados, como lesões e acidentes. A introdução de uma máquina especializada permitirá otimizar o processo de extracção, reduzindo significativamente o tempo necessário e garantindo um ambiente de trabalho mais seguro. Esta inovação tecnológica não só contribuirá para a eficiência e sustentabilidade das operações de manutenção na EMTPM, mas também promoverá melhores condições de trabalho para os técnicos envolvidos.

1.6.METODOLOGIA

A pesquisa para a projecção da máquina extractora de tambor no sistema de freios da EMTPM será conduzida através de uma abordagem prática e teórica. A metodologia inclui a revisão de literatura relevante sobre técnicas de projecção e optimização de equipamentos de manutenção, com consultas a livros técnicos, artigos científicos e normativas industriais. Além disso, serão realizados entrevistas com profissionais da área para obter informações práticas e avaliar as necessidades específicas da EMTPM.

Capítulo II

2. REVISÃO DE LITERATURA

O sistema de freios é um dos componentes mais críticos de segurança em veículos, especialmente em frotas de transporte público, onde a confiabilidade e a eficiência são essenciais para garantir a segurança dos passageiros e dos operadores. Nos veículos pesados, como autocarros, o tambor de freio é amplamente utilizado devido à sua robustez e capacidade de dissipar o calor gerado durante a frenagem. No entanto, a manutenção adequada dos tambores de freio apresenta desafios significativos, uma vez que o processo de remoção e substituição manual pode ser demorado, exigindo grande esforço físico e aumentando o risco de falhas mecânicas.

A Empresa Municipal de Transportes Públicos de Maputo (EMTPM) enfrenta regularmente dificuldades na manutenção da sua frota de autocarros, devido à falta de ferramentas especializadas para a extracção dos tambores de freio. O uso inadequado ou a ausência de equipamentos específicos pode resultar em danos aos componentes dos freios, aumento do tempo de inactividade dos veículos e comprometimento da segurança operacional. Além disso, a sobrecarga térmica nos tambores de freio, resultante de frenagens frequentes, pode levar ao desvanecimento dos freios ("fading") e, em casos extremos, à falha completa do sistema de frenagem. Segundo o AirBrake Manual (2007), "os freios a ar desempenham um papel crucial em veículos pesados, pois garantem um controle eficiente e seguro da desaceleração e paragem, especialmente em situações de emergência."

Neste contexto, o desenvolvimento de uma máquina extractora de tambores de freio surge como uma solução inovadora para otimizar o processo de manutenção, aumentar a segurança dos trabalhadores e reduzir os custos operacionais da empresa. Este projecto tem como objectivo projectar uma máquina que permita a remoção e instalação eficaz dos tambores, minimizando o tempo de manutenção e garantindo a longevidade dos componentes do sistema de freios.

2.1. Funcionamento do Sistema de Freios em Veículos Pesados

Os autocarros pesados utilizam freios pneumáticos, que funcionam com ar comprimido. Esse sistema de freios é essencial para garantir a segurança e o controle do veículo, especialmente em situações de carga elevada e em condições de estrada desafiadoras. Os freios de serviço, usados durante a condução, e os freios de estacionamento, que mantêm o veículo parado, são os dois principais tipos de freios nesses veículos. Ambos os freios operam através de fricção, proporcionando a força necessária para reduzir a velocidade ou parar o autocarro com segurança.

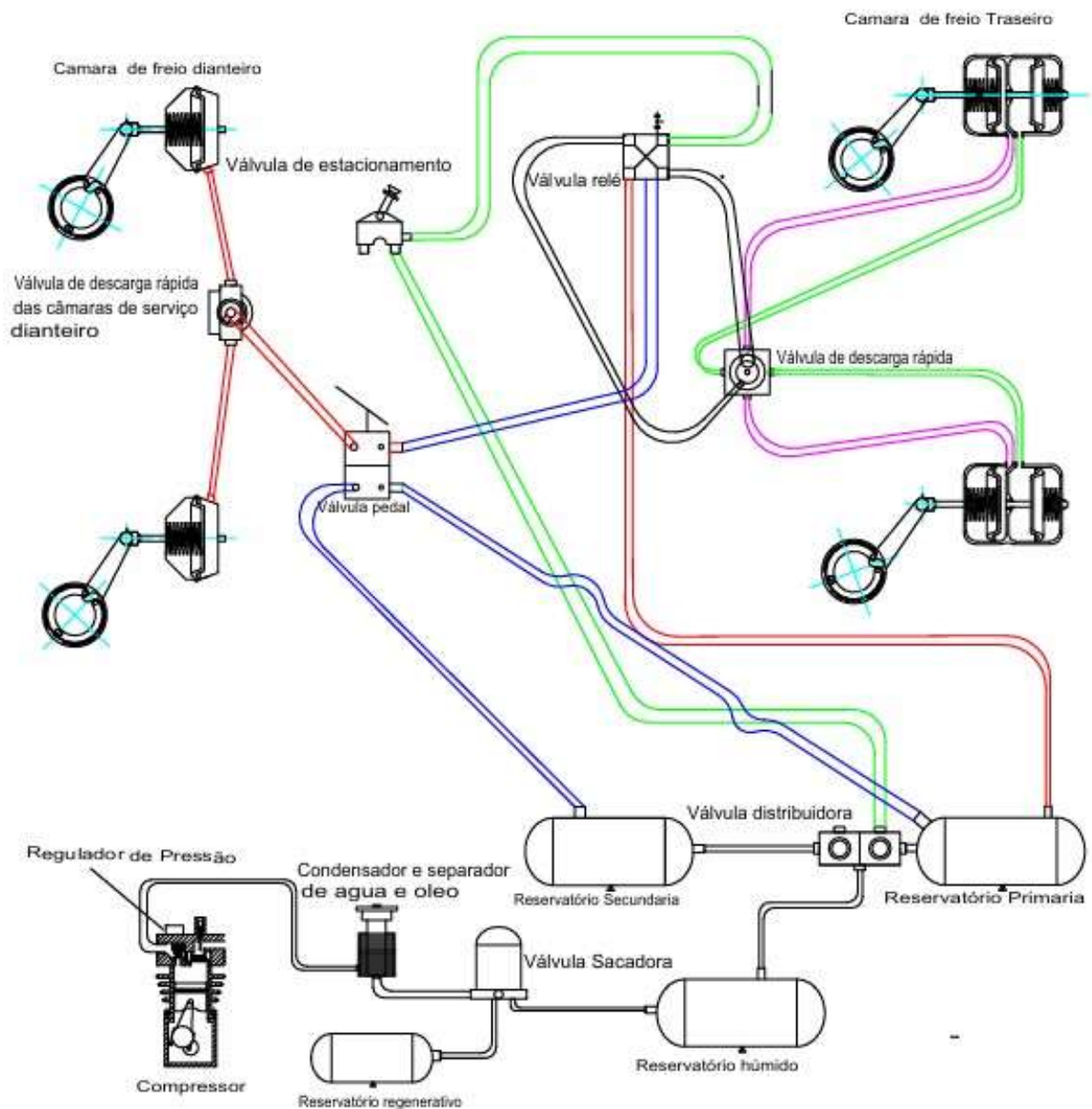


Figura 1: Funcionamento do Sistema de freio dos Autocarros.

2.2. Conceitos básicos

2.3. Freio de serviço

Este é accionado por meio de um pedal e tem a função de regular a velocidade do veículo em descidas, reduzir a velocidade ou parar completamente o veículo sempre que necessário. O funcionamento deste travão envolve a aplicação de pressão para criar fricção entre duas superfícies, sendo uma delas fixa (as sapatas) e a outra móvel (o tambor às rodas).

2.3.1. Freio de estacionamento

O freio de estacionamento, também conhecido como freio de mão, é accionado manualmente por meio de uma alavanca. A sua função é manter o veículo imobilizado, sem a intervenção do condutor, especialmente em situações de paragem prolongada ou em declives. Este sistema também pode ser usado para facilitar o arranque em subidas, evitando que o veículo retroceda.

2.4. Sistema de Freio Pneumático

A maioria dos veículos pesados utilizam um sistema de Freio pneumático, que se baseia na utilização de ar comprimido para gerar a força necessária para a frenagem. O funcionamento deste sistema pode ser descrito da seguinte forma:

2.4.1. Compressor de ar

O compressor, que é movido pelo motor do veículo, aspira o ar atmosférico através de um filtro e o comprime, enviando-o para um reservatório específico de ar comprimido.

2.4.2. Válvula do pedal

Quando o condutor pressiona o pedal do freio, a válvula de comando é activada, permitindo que o ar comprimido flua do reservatório para a câmara de freio de serviço (cilindros pneumáticos) nas rodas.

Quando accionada pelo condutor, acciona os freios de serviço dianteiro e traseiro de forma independente um do outro.

Alimentada pelos reservatórios primários e secundários e accionada pelo pedal de freio, proporciona uma frenagem progressiva aplicando o freio de forma independente para cada circuito

2.4.3. Válvula de descarga rápida

Promove uma rápida descarga, liberando rapidamente a roda. Na dianteira alimentada válvula de pedal de freio, na traseira alimentada pela válvula relé.

2.4.4. Válvula relé

Tem como finalidade, amplificar a pressão de actuação. Através de uma baixa vazão de comando, controla uma alta vazão de accionamento.

Proporcionar maior controle e precisão de accionamentos parciais dos freios, com maior velocidade de resposta e escoamento.

Alimentada pelo reservatório primário e accionada pela válvula pedal, pressuriza e alivia rapidamente as camadas de freio, diminuindo o tempo de resposta.

2.4.5. Válvula Secadora

Tem como função reter as impurezas do ar comprimido.

Na entrada, parte da humidade é desviada para região de dreno. As partículas menores são retidas por um granulado a base de sílica existente no elemento filtrante descartável.

2.4.6. Fricção nas Sapatas (maxilas)

As câmaras de freio, ao serem pressurizados pelo ar comprimido, fazem girar os excêntricos que afastam as maxilas em direcção ao tambor de freio, gerando a fricção necessária para a frenagem.

2.4.7. Despressurização e retorno

Ao soltar o pedal do freio, a válvula de comando fecha a passagem de ar comprimido para as câmaras e abre a comunicação com a atmosfera, permitindo que a pressão interna seja aliviada. As molas antagonistas fazem com que as sapatas voltem à sua posição inicial, desactivando o freio.

De acordo com Campos (2020), "os veículos pesados exigem sistemas de frenagem mais robustos devido ao peso bruto elevado e à necessidade de garantir a segurança nas operações, especialmente em situações de grande carga" (p. 45). Essa robustez é especialmente relevante em sistemas de travão pneumático, que proporcionam força adequada para veículos de grande porte.

2.5.Sapatos de freios dos Autocarros

De acordo com o estudo de Zangarini (2006), As sapatas de freios são pressionadas contra a superfície interna do tambor pelas câmaras-de-ar (bombas). Quando o condutor acciona o pedal de freio ou freio de estacionamento, essas sapatas são empurradas no sentido radial contra o tambor, provocando deste a desaceleração do veículo.

2.6.Reservatórios de ar

2.6.1. Reservatório húmido

Alimentado pelo compressor. Ao atingir a pressão de serviço, passa a alimentar a válvula distribuidora.

2.6.2. Reservatório primário

Abastecido pelo reservatório húmido através da válvula de 4 vias, alimenta a válvula relé e o circuito traseiro da válvula pedal.

2.6.3. Reservatório secundário

Abastecido pelo reservatório húmido através da válvula de 4 vias, alimenta o circuito dianteiro da válvula pedal.

2.7.Válvula de descarga rápida

2.7.1. De serviço

A dianteira alimentada pela válvula do pedal e a traseira alimentada pela válvula relé, aceleram a exaustão do ar das câmaras de serviço.

2.7.2. Estacionamento de emergência

Alimentada pela válvula moduladora, acelera a exaustão do ar das câmaras de estacionamento/emergência.

2.8.Câmaras do freio de serviço dianteiro

Alimentada pela válvula do pedal, aplica e desaplica os freios de serviço, convertendo a pressão do ar em força mecânica.

2.9.Câmara do freio de serviço traseiro e estacionamento/ emergência

Alimentada pela válvula relé, ao accionar a válvula pedal ou moduladora, aplica ou desaplica os freios de serviço traseiro ou estacionamento/emergência, convertendo a pressão do ar em força mecânica.

2.10. Válvula CONSEP

A unidade condensadora Consep separa a água e o óleo (vindo de compressor, no caso do compressor ter problemas de segmentos) do ar do sistema de freio.

O Consep esta instalado na saída do compressor de ar e é drenado sempre que o pedal do freio é accionado. O comando de drenagem do Consep esta ligado ao circuito da luz do freio.

2.11. Regulador de ar

Alimentado pelo compressor, regula a pressão de serviço nos reservatórios de ar.



Figura 2: Sapata de freios.

2.12. Lonas de Freio

A lona de freio é essencialmente uma peça concebida para friccionar contra o tambor de freio, convertendo a energia cinética do autocarro em energia térmica (POMPON J.D., 1997. São desenhadas com diferentes coeficientes de atritos para uso específico em cada tipo de veículo. Por isso, nunca se deve substituir este componente apenas com base na aparência ou em promoções.

Dependendo do tipo de material utilizado na sua fabricação, as lonas podem operar numa faixa de temperatura entre 260°C e 482°C. As Pastilhas, de acordo com sua composição, devem variar entre 180°C e 480°C.



Figura 3: Lonas de freio rebitadas nas sapatas.

2.13. Tambor de freio dos Autocarros

O tambor do freio é um dos componentes de sistema de freio dos autocarros. Cujo a função é gerar o atrito entre a parte interna do tambor e as sapatas de freio, que permite desacelerar o veículo.

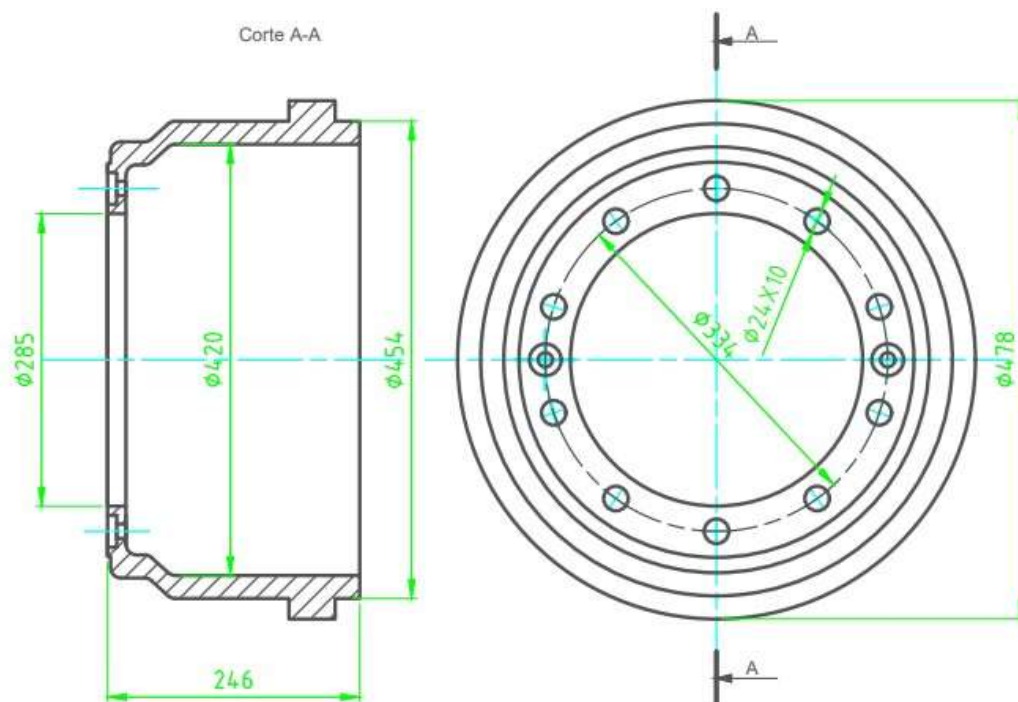


Figura 4: Tambor de freio.

2.13.1. Princípio de Funcionamento do Tambor de Freio

O tambor de freio funciona com base no princípio de fricção. Quando o condutor acciona o pedal de freio, as sapatas de freio são afastadas aproximando-as na superfície interna do tambor, que gira juntamente com a roda. Essa fricção gera a força necessária para reduzir a velocidade ou parar o veículo.

Quando o freio é liberado, um conjunto de molas puxa as sapatas de volta para a sua posição original, afastando-as do tambor. O sistema também inclui mecanismos auxiliares, como o ajustador automático, que compensa o desgaste das sapatas e o freio de emergência, garantido a segurança e o funcionamento contínuo do sistema.

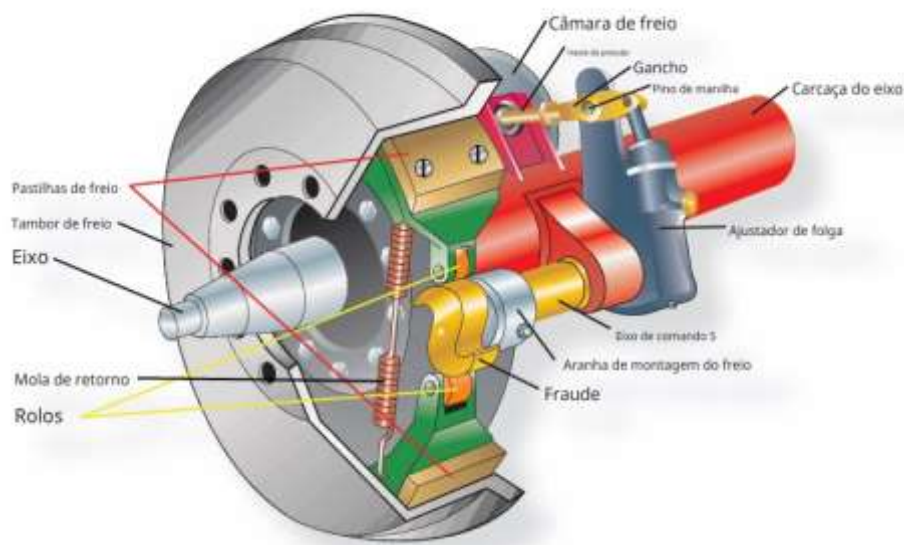


Figura 5: Tambor do freio com as componentes (MASTER FREIOS, 2009)

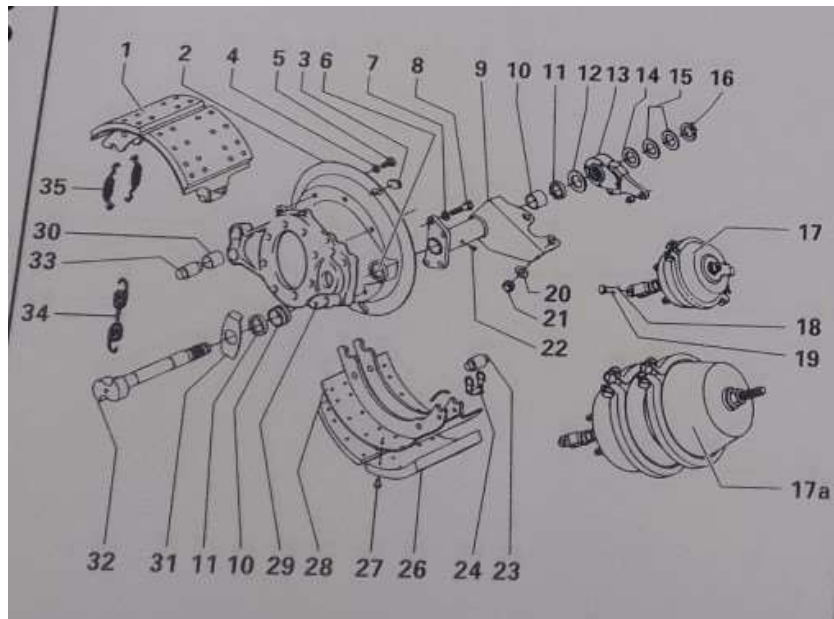


Figura 6: Conjunto freio da roda (TPM-E.P, 2010)

Tabela 1: Legenda do conjunto freio da roda

1. Sapata de freio com lona	22. Engraxadeira – 5,6 N.m (0,56 kgf.m)
2. Protector de poeira	23. Rolete
3. Tampão	24. Mola do rolete
4. Arruela trava	25. Pino da mola
5. Parafuso do Protector de poeira 60 N.m (6,0 kgf.m)	26. Lonas
6. Anel de vedação	27. Rebite
7. Arruela	28. Sapata de freio
8. Parafuso do suporte da câmara de freio 150 N.m (15,0 kgf.m)	29. Conjunto aranha
9. Suporte da câmara de freio	30. Bucha do pino de ancoragem
10. Buchas do eixo expansor (S-came)	31. Defector do eixo expansor (S-came)
11. Vedadores do eixo expansor (S- came)	32. Eixo expansor (S-came)
12. Arruela de encosto interna	33. Pino de ancoragem das sapatas

13. Ajustador de freio	34. Mola de retorno das sapatas
14. Arruela de encosto interna	35. Molas de retenção
15. Arruela espaçadoras	
16. Anel elástico	
17. Câmara de freio dianteira	
17 a. Câmara de freio traseira	
18. Pino do garfo da câmara de freio	
19. Cupilha	
20. Arruela	
21. Porca de fixação da câmara de freio- 1509 N.m (150 kgf.m)	

2.14. Inspeção do tambor de freio na frota de autocarros da EMTPM

Verificar se há desgaste no diâmetro interno. Se o diâmetro for maior que o máximo especificado, deve-se substituir o tambor e as lonas (TPM-E.P, 2010) .

- Diâmetro nominal: 381 *mm*
- Diâmetro máximo: 384 *mm*
- Run-out (Variação do diâmetro, medida radialmente na superfície de frenagem, entre 19 *mm* a 38 *mm* da face externa): 0.038 *m*

Os tambores de freio podem ser utilizados até o diâmetro de 387 *mm*, utilizado lonas, molas e roletes sobre medidas, desde que sejam observados os critérios descritos a seguir. Caso este valor seja excedido, deve-se substituir os tambores por novos e utilizar lonas, molas e roletes standards.

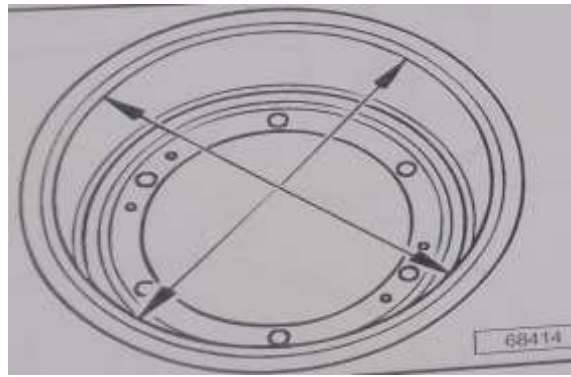


Figura 7: diâmetro interno do tambor de freio(TPM-E.P, 2010)

Os tambores de freio nos autocarros da EMTPM, que frequentemente operam sob condições de carga elevada, estão sujeitos a esforços contínuos e intensos durante o movimento dos veículos. Por esta razão, é fundamental que sejam inspecionados de acordo com as orientações fornecidas pelos fabricantes. Durante as inspeções, devem ser verificados os seguintes indicadores de desgaste (TPM-E.P, 2010):

Tambores com pontos duros e/ou azulados

Causada pelo superaquecimento das lonas e/ou tambor, pontos duros são pontos escuros e ligeiramente salientes na superfície de frenagem, e pontos azulados desfiguram a superfície.

Manutenção

- Usinar os tambores dentro do diâmetro máximo admissível. Caso não elimine estes pontos, deve-se substituir o tambor;
- Se as lonas apresentarem desgaste desigual, deve-se substituir;
- Verificar se a mola de retorno esta fraca ou quebrada.

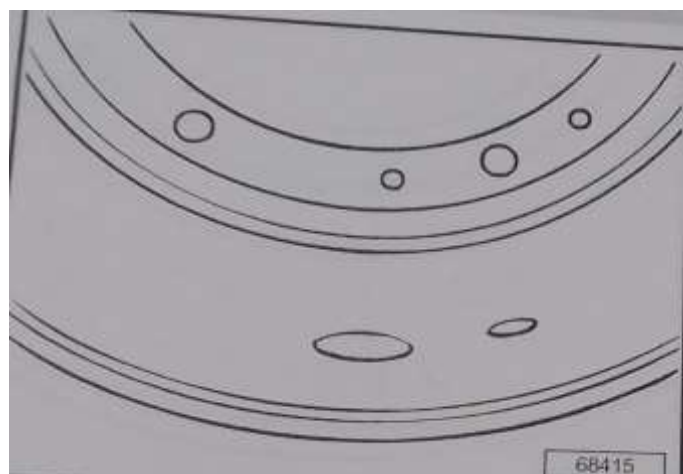


Figura 8: Tambores com pontos duros(TPM-E.P, 2010)

Tambor trincado

Causado por superaquecimento, pode indicar o uso abusivo.

Manutenção

- Verificar o balanceamento dos tambores e o sistema de freio, em especial o uso de lonas específicas para o conjunto.
- Trincas constituem risco de segurança. Deve-se substituir os tambores.

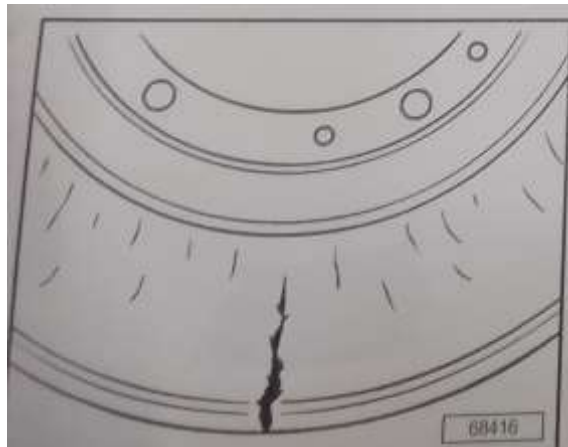


Figura 9: Tambor trincado(TPM-E.P, 2010)

Fadiga térmica do tambor

Causa trincas capilares na superfície de frenagem.

Manutenção

- Verificar se as trincas se estendem até a face da extremidade aberta. Nesse caso, deve-se substituir os tambores.

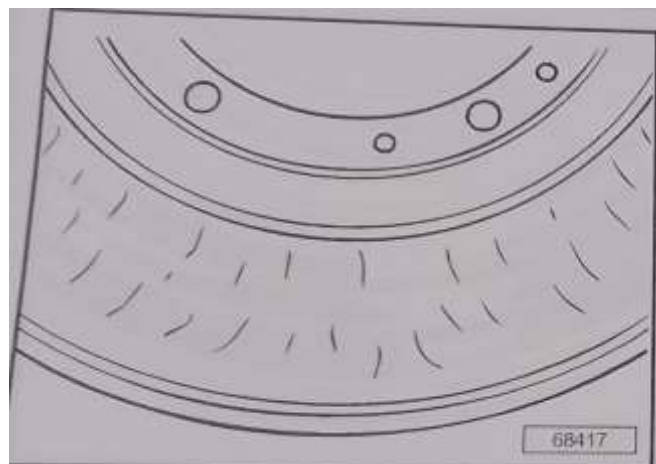


Figura 10: fadiga térmica do tambor(TPM-E.P, 2010)

Tambores com manchas de óleo/graxa

Indica vazamento do vedador da aranha do freio ou do vedador do cubo de roda.

Manutenção

- Reparar o vazamento, limpar o conjunto com solvente e substituir lonas excessivamente contaminadas.

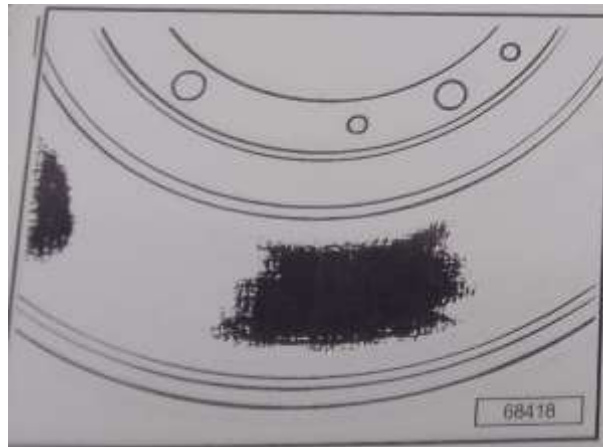


Figura 11: Tambores com manchas de óleo/graxa(TPM-E.P, 2010)

Tambores estriado

Ranhuras na superfície de frenagem excessivo das lonas

Manutenção

- Usinar o tambor, dentro do diâmetro máximo admissível. Se o diâmetro da superfície de frenagem não estiver acima de 2.0 mm do diâmetro nominal, o estriamento não for acentuado. Apenas deve-se substituir as lonas.

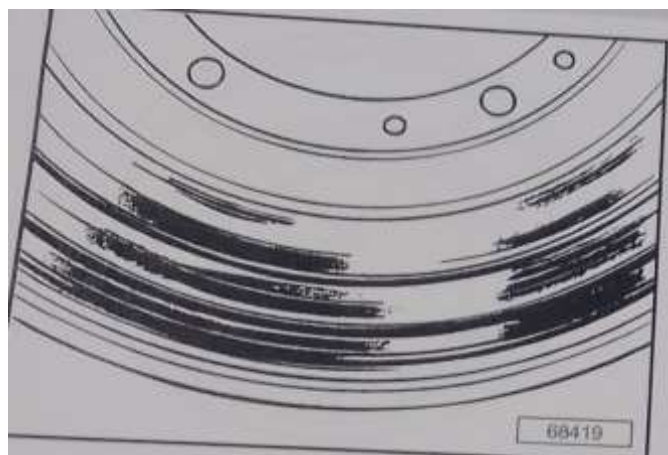


Figura 12: Tambor estriado(TPM-E.P, 2010)

Desgaste excessivo do tambor

Causada por acumulo de material abrasivo, devido a deformação ou ausência dos protectores. Verificar as bordas da área de contacto das lonas e/ou áreas de contacto na região dos rebites.

Manutenção

- Verificar se há penetração de material abrasivo ou conjunto freio de roda s substituir lonas e/ou tambores severamente danificados.

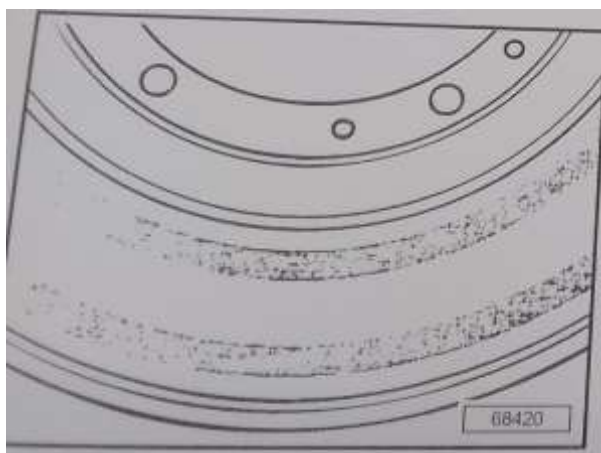


Figura 13: Desgaste excessivo do tambor(TPM-E.P, 2010)

Tambor polido

Apresenta superfície de frenagem semelhante a do espelho.

Manutenção

- Lixar o tambor com lixa 80. Se o problema voltar, verificar as lonas.

Tambor ovalizado

Variações no diâmetro do tambor em diferentes pontos da superfície de frenagem.

Manutenção

Ovalização máxima admissível: 2mm.

Se houver Ovalização acima do especificado, usar o tambor, dentro do diâmetro máximo admissível.

2.14.1. Tipos de desgastes nos tambores de freios

- **Desgaste por tempo de uso:** ocorre naturalmente ao longo do tempo devido ao uso contínuo do autocarro;
- **Desgaste forçado:** resulta de factores externos como sobrecarga constante, vibração durante a operação, temperaturas elevadas ou manutenção inadequada.

Desgaste do Tambor de Freio em Função dos Quilómetros Percorridos

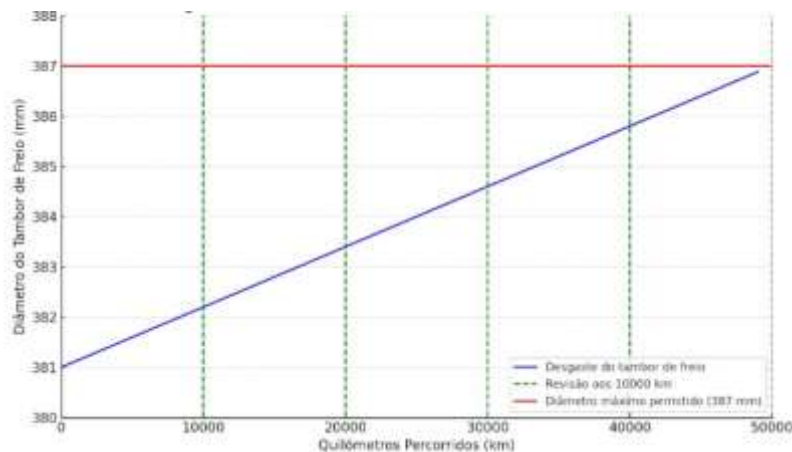
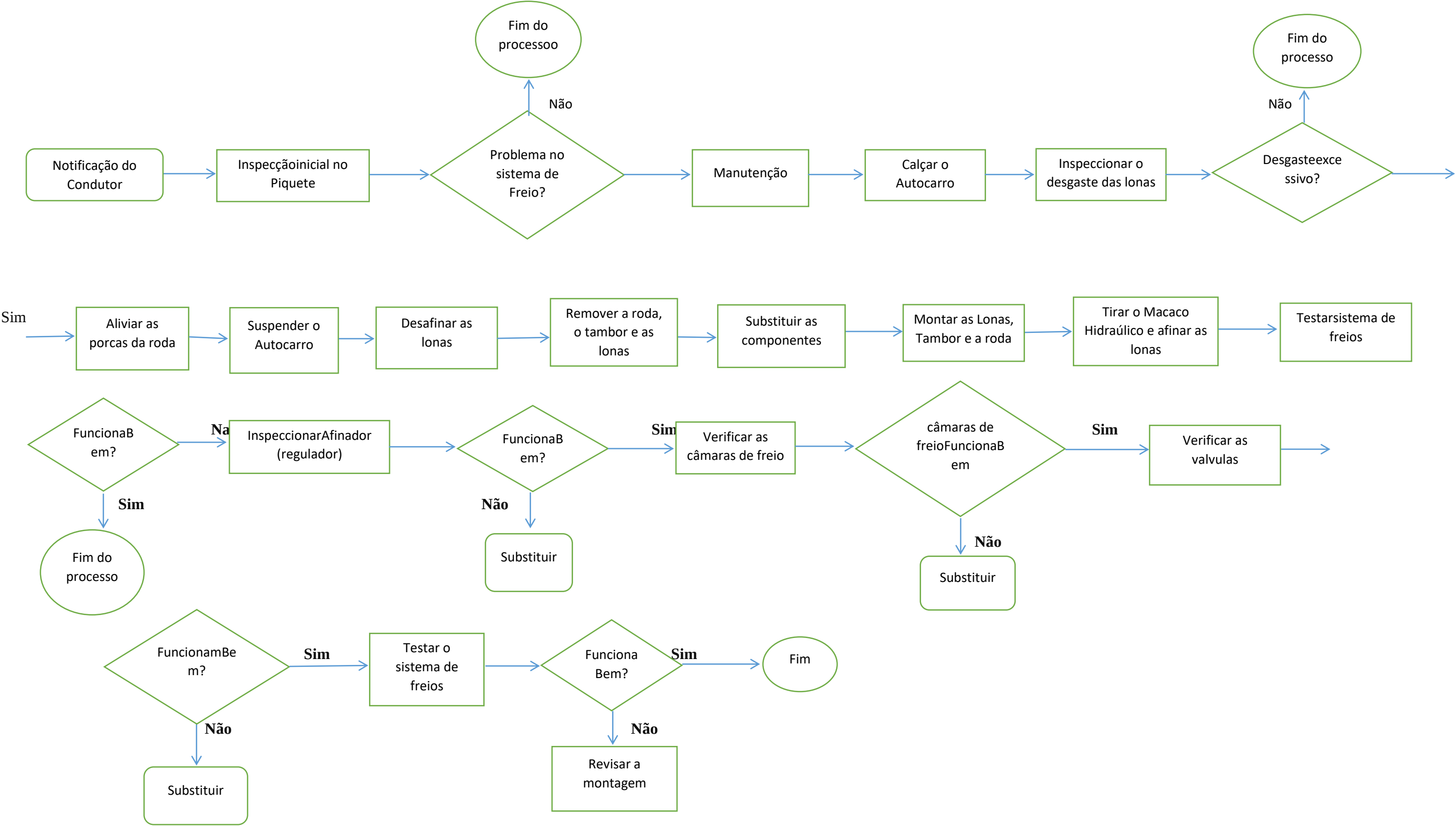


Figura 14: Desgaste do tambor de freio.

O gráfico que representa a relação entre o desgaste dos tambores de freio e os quilómetros percorridos. A linha azul mostra o desgaste acumulado ao longo do tempo, enquanto as linhas verdes indicam as revisões programadas a cada 10.000 km. A linha vermelha representa o diâmetro máximo permitido de 387 mm, indicando o ponto em que o tambor deve ser substituído.

Como os autocarros operam sobrecarregados, o desgaste é mais acentuado, aproximando-se rapidamente do limite de substituição. Este gráfico pode ser utilizado para planear as trocas dos tambores com base na quilometragem e nas condições de operação.

2.15. Diagrama 1: Processo de Manutenção do sistema de Freios de Autocarros da EMTPM



O fluxograma acima ilustra de forma clara e sistemática as etapas envolvidas na manutenção do sistema de freios dos autocarros da Empresa Municipal de Transportes Públicos de Maputo. Através de uma abordagem organizada, o fluxo identifica os pontos desde a notificação do motorista sobre possíveis avarias até a inspecção final após a manutenção. Cada etapa cuidadosamente estruturada para assegurar a eficiência e a segurança no processo, contribuindo assim para a fiabilidade do sistema de freios e a segurança dos passageiros.

2.16. Mecanismo de extracção de tambores de freios usados na empresa

- ✓ Este processo envolve o uso de martelos, maretas, para a extracção do tambor de freios, através da aplicação de esforços de impacto no tambor para a sua remoção



Fig14a: ferramentas usadas na extracção do tambor de freios



Fig14b: Extracção do tambor de freio usando a maretas.

2.17.Problemas causados pelo processo de extracção manual param tambores de freio

a) Danos aos tambores e redução da eficiência do sistema de frenagem

O uso de maretas e ferramentas inadequadas pode causar deformações, desgaste acelerado e danos estruturais nos tambores de freio, comprometendo o alinhamento, a eficiência e a uniformidade da força de frenagem. Esses problemas levam à redução da vida útil dos componentes e ao aumento dos custos com reposições.

b) Riscos operacionais e impactos na manutenção

O processo manual prolonga o tempo de manutenção, expõe os trabalhadores a lesões ergonómicas e aumenta os riscos de falhas de segurança. Além disso, o uso inadequado de força resulta em custos operacionais mais elevados devido ao desgaste prematuro dos componentes.



Fig14c: danos causados pela extracção manual do tambor do freio

2.18. Consequências do Processo de Extracção Manual do Tambor do freio

A extracção manual de tambores de travão acarreta várias consequências negativas, tanto para os trabalhadores como para a durabilidade e eficiência do sistema de travagem:

✓ Riscos de acidentes de trabalho

O uso de ferramentas inadequadas, como martelos, aumenta a probabilidade de lesões e outros incidentes durante o processo.

✓ Esforços físicos excessivos

A necessidade de força manual intensiva pode provocar fadiga muscular e problemas de saúde relacionados com a ergonomia.

✓ Perda de tempo

O processo manual é mais demorado, reduzindo a eficiência e a produtividade das operações de manutenção.

✓ Trabalho de baixa qualidade

Danos aos tambores durante a extracção afectam o desempenho do sistema de travagem, resultando em falhas e perda de eficácia.

✓ Custos elevados de manutenção

O desgaste prematuro e os danos nos componentes aumentam os gastos com reparações e substituições.

✓ Redução da vida útil do sistema de travagem

O impacto repetitivo e as deformações causadas durante o processo manual aceleram o desgaste do sistema.

✓ Fadiga dos técnicos

O trabalho excessivamente extenuante prejudica a saúde e o desempenho dos técnicos de manutenção.

Capítulo III

3.1. APRESENTAÇÃO DA EMPRESA



Figura 15: Logótipo da Empresa (EMTPM, 2024)

A empresa EMTPM tem como objectivo, planear e administrar os serviços de transporte público de passageiros na Área Metropolitana de Maputo, assegurando uma mobilidade urbana sustentável, diminuindo significativamente o crescente tráfego individual, resultando em importantes benefícios económicos e ambientais.

3.1.1. Visão

Criar um sistema de transportes públicos eficaz e sustentável que atenda as necessidades das populações da área metropolitana de Maputo, onde diversos actores colaborem de forma integrada, promovendo a coesão social. (EMTPM, 2024)

3.1.2. Localização

Empresa Municipal de Transportes Públicos de Maputo (EMTPM) está localizada na Avenida Filipe Samuel Magaia, N° 1481. Para mais informações entre em contacto pelo E-mail: emtpm@emtpm.co.mz ou acesse o site www.emtpm.co.mz. Através dos quais pode obter mais detalhes sobre as suas operações e serviços prestados.

3.1.3. Estrutura organizacional da EMTPM

A estrutura organizacional da Empresa Municipal (EMTPM) está distribuída de forma a garantir a eficiência operacional e a gestão adequada dos serviços de transportes público na cidade de Maputo. A planta da empresa ilustra a disposição física dos principais departamentos e áreas operacionais, reflectindo a divisão funcional das actividades da organização.

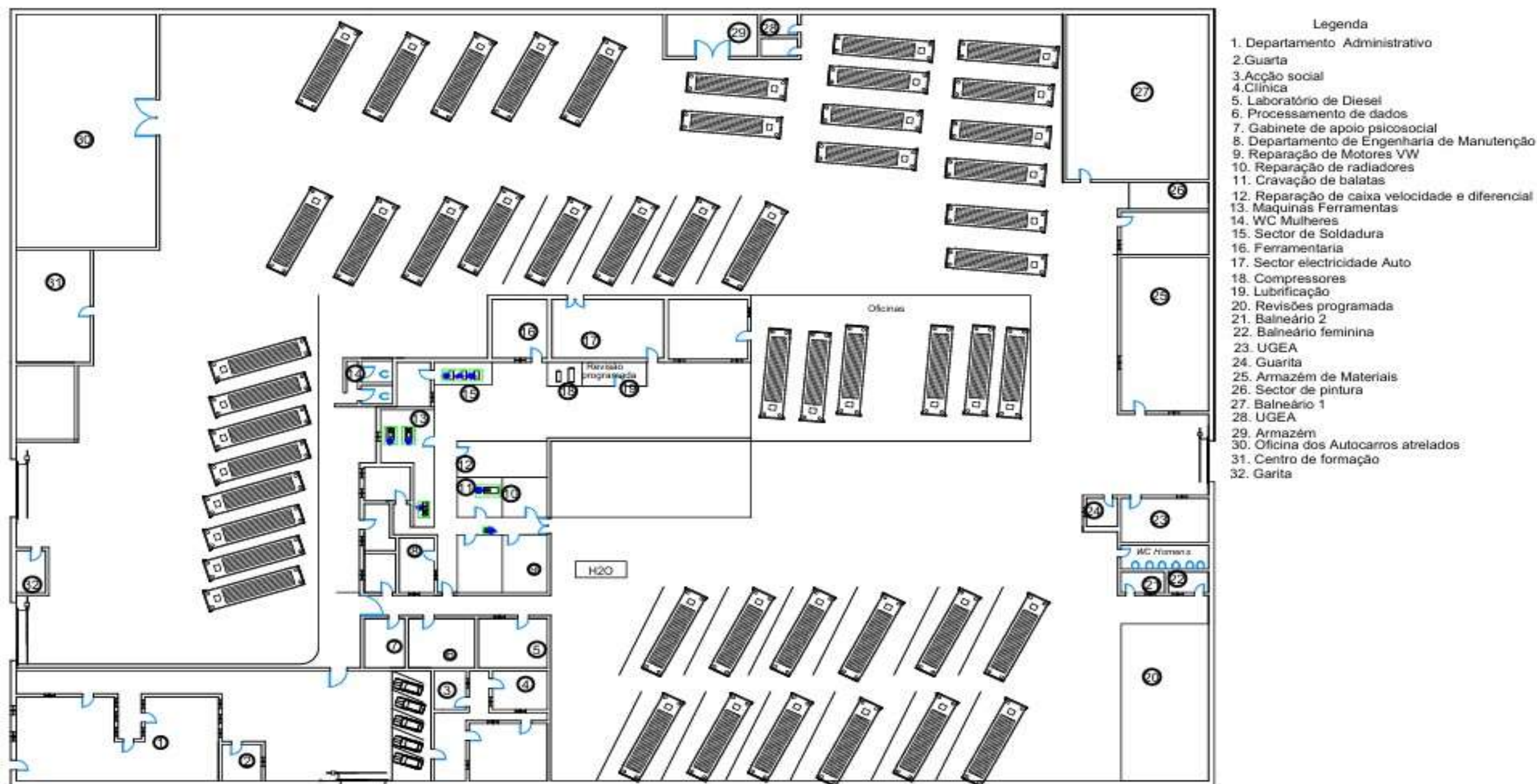


Figura 16: Parque 1 da empresa EMTPM

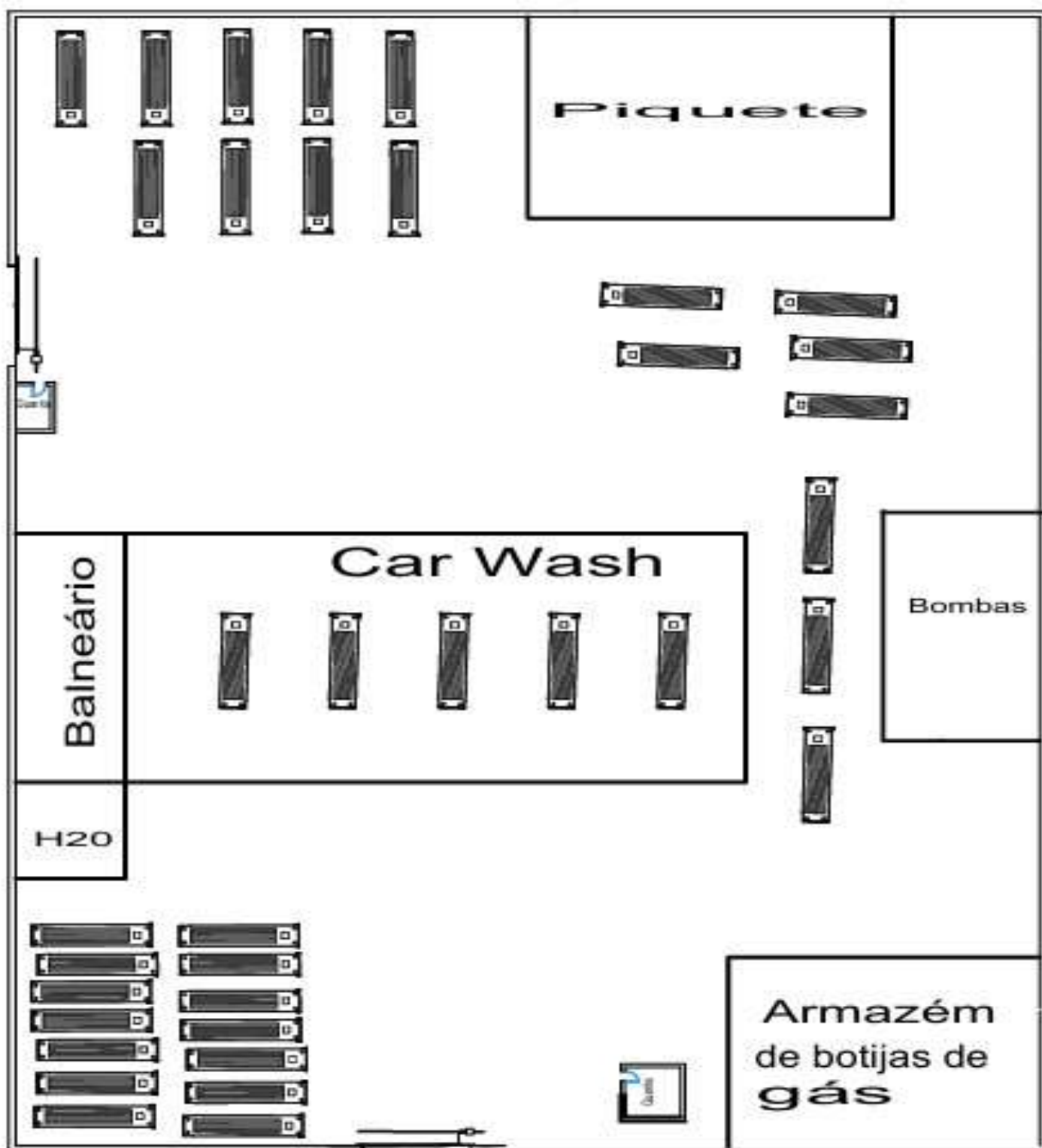


Figura 17: Parque 2 da empresa EMTPM

3.2. Projecção da Máquina Extractora de tambor de freios

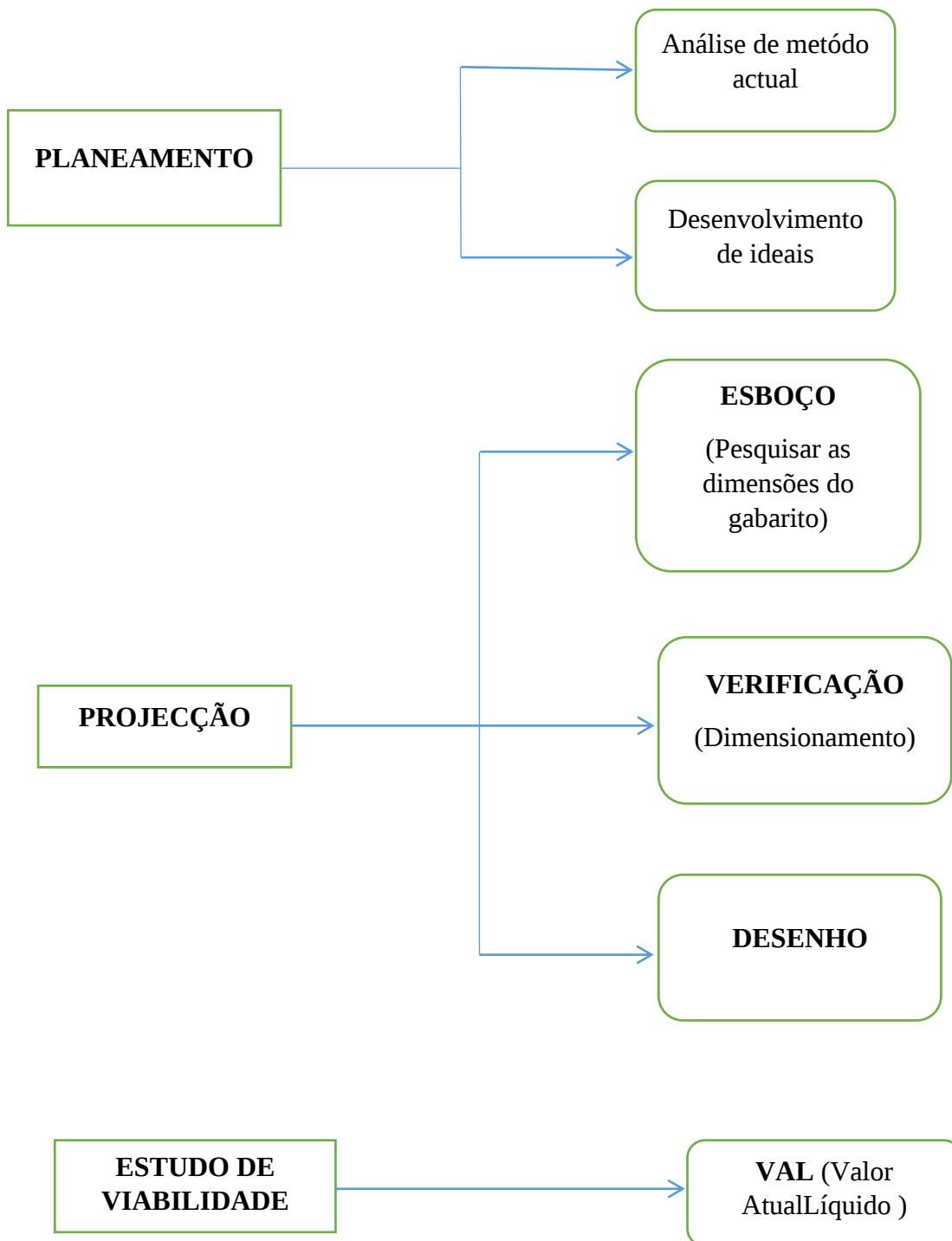


Diagrama2: projecção de Extractor de Tambor

3.2.1. Características técnicas do extractor de tambor

O aço escolhido para o fabrico do extractor de tambores de freios é o AISI 1035, umaço com médio teor de carbono, frequentemente utilizado em aplicações onde são necessárias resistências ao desgaste e boa tenacidade. A adição de pequenas quantidades de cromo melhora a resistência ao desgaste para aplicações em componentes sujeitos a altas tensões mecânicas, como é o caso da máquina extractora de tambor de freios.

Tabela 2: Composição química do aço AISI 1035

Elemento	Quantidade (%)
Ferro (Fe)	98,69-99,09
Manganês (Mn)	0,60-0,90
Carbono (C)	0,310-0,380
Enxofre (S)	$\leq 0,050$
Fósforo (P)	$\leq 0,040$

Fonte [7]

Tabela 3: Propriedades físicas do AISI 1035

Propriedade	Valor métrico
Densidade, γ	7.85 g/cm^3

Fonte [8]

Tabela 4: Propriedades mecânicas do aço AISI 1035

Propriedades	Valor métrico
Resistência à tracção (máxima), σ_r	585 MPa
Resistência à tracção (escoamento), σ_r	370 MPa
Módulo de elasticidade, E	190-210 GPa
Módulo de volume	140 GPa
Módulo de cisalhamento	80 GPa
Coeficiente de Poisson	0.27- 0.30
Alongamento na ruptura (50mm)	30%

Fonte [8]

Tabela 6: Propriedades térmicas do aço AISI 1035

Propriedade Térmica	Valor métrico
Coeficiente de expansão térmica (@20°C°C)	11 $\mu m/m^{\circ}C$
Condutividade térmica	51.9 W/m.k

Fonte [8]

3.2.2. Componentes principais da máquina extractora de tambor no sistema de freios



Tabela 7: Componentes principais da Máquina Extractora

Número do item	Nome das Peças	Quantidade
----------------	----------------	------------

1	Suporte Circular menor	1
2	Suporte Circular maior	1
3	Apoio das garras 1	3
4	Apoio das garras 2	3
5	Barra auxiliar	1
6	Corpo de deslizamento	1
7	Barra auxiliar	1
8	Garra	3
9	Veio roscado horizontal	1
10	Luva superior	1
11	Suporte traseiro maior	3
12	Cilindro externo	1
13	Eixo roscado vertical	1
14	Luva inferior	1
15	Binário	2
16	Suporte traseiro	3
17	Barra de aperto	3
18	Parafuso $M6 \times 1 \times 90$	3
20	Porca $M6 \times 1$	3
21	Base da roda	4
22	Parafuso $M12 \times 1.5$	3
23	Porca hexagonal $M12 \times 1.5$	3
24	Mola	3
25	Roda	4
26	Parafuso de cabeça cilíndrica $M6 \times 1.8$	1
27	Parafuso e porca hexagonal $M8 \times 1.5$	16
28	Base central	2
29	Barra maior	1
30	Barra menor	1
31	Barra menor 2	1
32	Base das rodas	4
33	Tubo ranhurado	1

A componente 8, denominado garra. A garra é responsável por fixar-se ao tambor de freio de forma segura, aplicado pressão suficiente para facilitar a remoção do tambor sem danificá-lo. Esta componente exerce força uniforme em torno da superfície do tambor, garantido uma retirada controlada e eficiente.

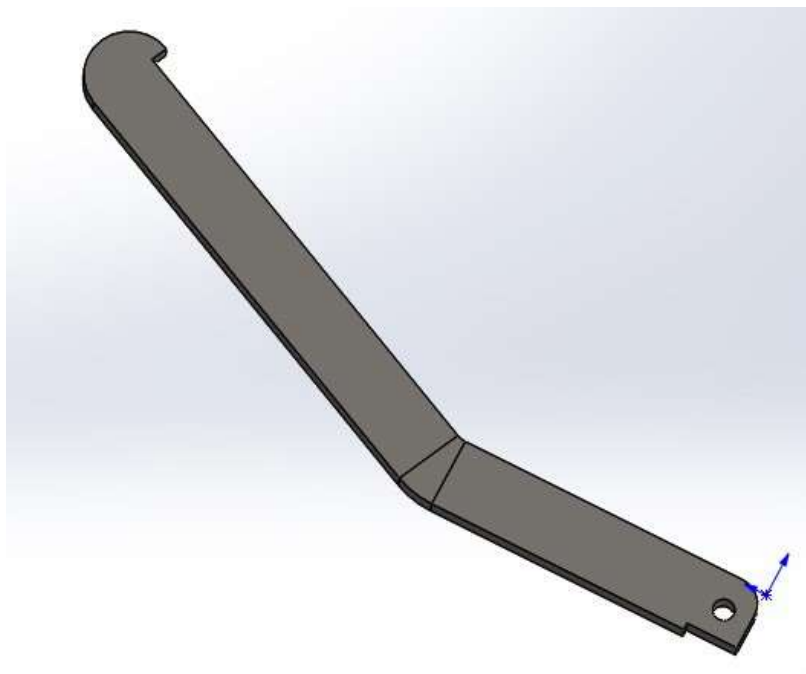


Figura 18: ilustração da garra do tambor.

Componente 9, denominado veio roscado horizontal. O veio roscado horizontal converte o movimento rotativo da chave pneumática em movimento linear, aplicando a pressão necessária para desmontar ou montar o tambor de freio. Uma extremidade é conectada à base de suporte do tambor, garantida estabilidade, enquanto a outra possui uma forma sextavada para o encaixe da chave pneumática, permitindo um processo eficiente sem esforço manual.

Figura 19: Veio roscado horizontal.



Componente 33, denominado tubo ranhurado. Tem a função de guiar o veio roscado vertical, permitindo seu movimento de translação controlado. O parafuso na ranhura limita esse movimento, e o tubo suporta o peso total da máquina, garantindo estabilidade e precisão.



Figura 20: Tubo ranhurado (Autor, 2024)

Componente 13, denominado veio roscado vertical. O veio roscado vertical é responsável por converter o movimento rotacional em movimento de translação linear, ao longo de um veio vertical, com o auxílio da luva inferior roscado. Soldado ao suporte circular maior, ele é inserido dentro do tubo ranhurado que orienta o seu movimento. O controle desse movimento é realizado através de um parafuso de cabeça cilíndrica, que ajusta ou trava a posição do veio. Assim, o veio roscado transmite esse movimento de cima para baixo, possibilitando o deslocamento vertical da parte superior da máquina.

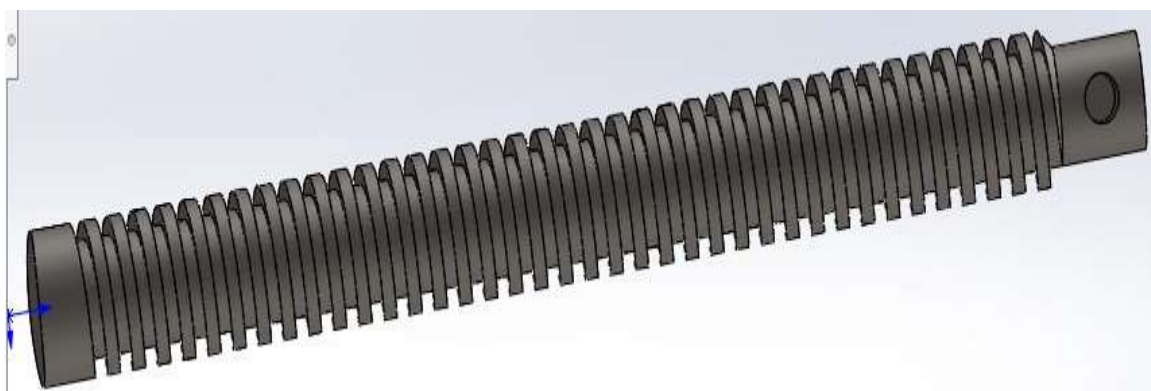


Figura 21: Veio roscado vertical

3.3. Dimensionamento do Extractor de Tambor

3.3.1. Dimensionamento da garra

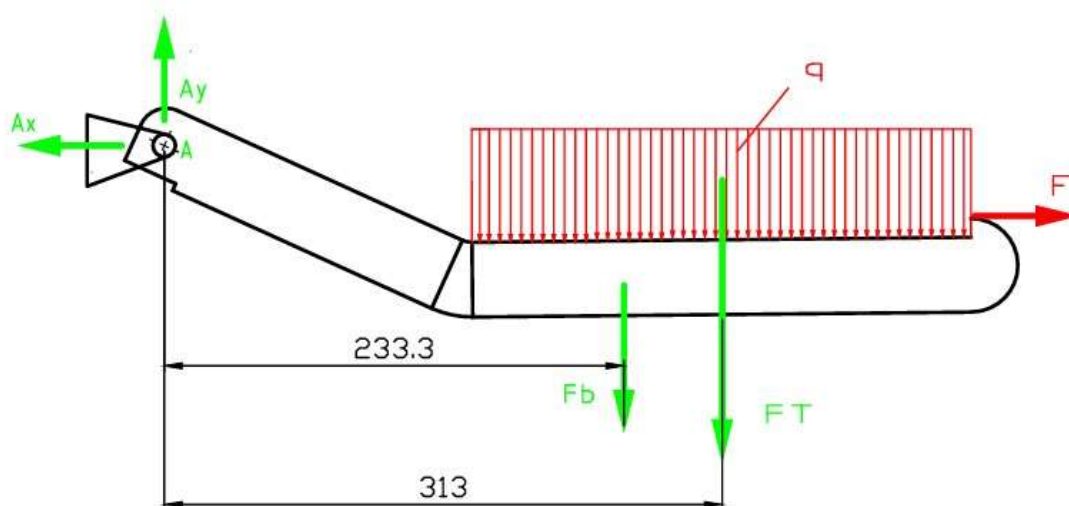


Figura 22: Reacções de apoio da garra

Onde P_T é o peso de tambor de freio, com uma massa de 50 kg e l é o comprimento do tambor. A massa da garra é 1,93 kg.

Carga distribuída no tambor

$$q = \frac{P_T}{l} = \frac{50 \times 9,81}{226} = 2,17 \frac{KN}{m}$$

$$m_b = 1,93 \text{ kg}$$

$$m_T = 50 \text{ kg}$$

$$P_b = 1,93 \text{ kg} \times 9,81 \frac{m}{s^2} = 18,9 \text{ N}$$

Força devido ao atrito

$$F_a = \mu \times N = m_T \times g \times \mu = 50 \times 9,81 \times 1 = 490,5 \text{ N}$$

Força de aderência devido a frenagem

$$F_r = \mu_f \times N = 1,2 \times 490,5 \text{ N} = 588,6 \text{ N}$$

Força devido ao peso do tambor

$$F_T = m \times g = 50 \text{ kg} \times 9,81 \frac{m}{s^2} = 490,5 \text{ N}$$

$$F = F_a + F_r + F_t + F_T + F_c$$

$$F = 490,5 + 588,6 + 490,5 + 882 + 7357,5 = 11309,1 \text{ N}$$

Cálculo de reacções de apoio

$$\rightarrow: A_x - F = 0 \quad A_x = F = 11309,1 \text{ N}$$

$$\uparrow: A_y - P_b - F_T = 0 \quad A_y = P_b + F_T = 18,9 + 490,5$$

$$\curvearrowleft: M_A - P_b \times 233,3 - F_T \times 313 - F \times 46 = 0 \quad M_A = P_b \times 233,3 + F_T \times 313 + F \times 46$$

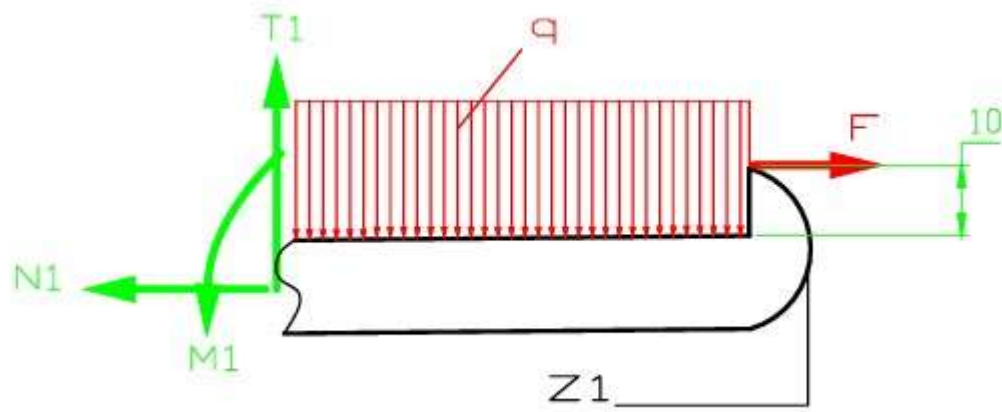
$$A_x = 11309,1 \text{ N}$$

$$A_y = 509,4 \text{ N}$$

$$M_A = 678,2 \text{ Nm}$$

Determinação das equações dos esforços internos

Troço 1



$$\rightarrow: -N + F = 0$$

$$N = F = 11309,1\text{N}$$

$$\uparrow: T_1 - qZ_1 = 0 \quad T_1 = qZ_1$$

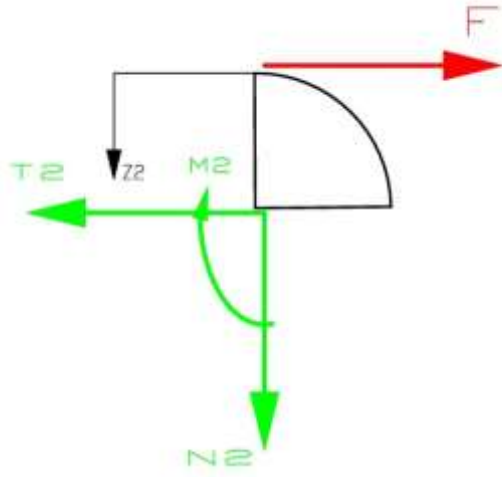
$$\curvearrowleft: M_1 - F \times 10 - q \times Z_1 \times \frac{Z_1}{2} = 0 \quad M_1 = F \times 10 + q \times \frac{Z_1^2}{2}$$

$$N=F=11309,1\text{N}$$

$$T_1 = qZ_1 = 2,17 Z_1$$

$$M_1 = 11309,1 \times 10 + 2,17 \times \frac{Z_1^2}{2} = 113091 + 1,085 Z_1^2$$

Troço 2



$$\rightarrow: F - T_2 = 0$$

$$T_2 = F = 11309,1 \text{ N}$$

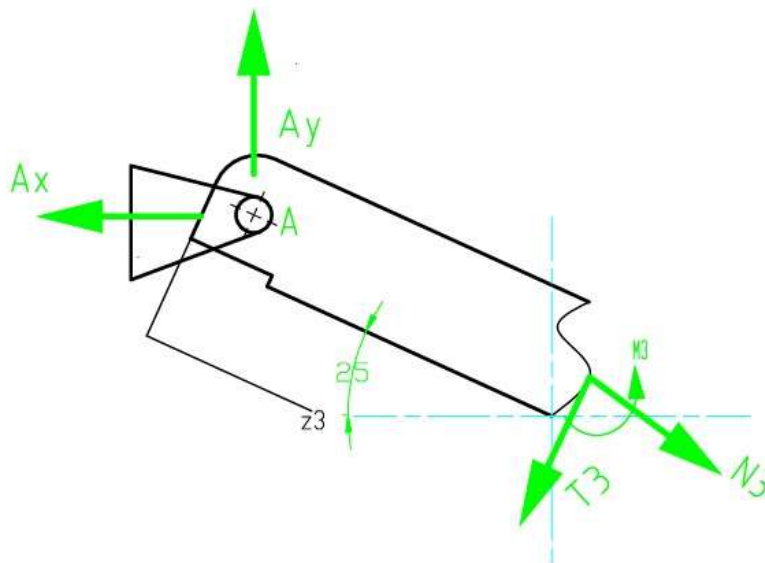
$$\uparrow: N_2 = 0$$

$$N_2 = 0$$

$$\curvearrowleft: M_2 + F \times Z_2 = 0$$

$$M_2 = -F \times Z_2 = -11309,1 Z_2$$

Troço 3



$$\rightarrow: N_3 - \frac{A_x}{\cos 25} = 0$$

$$N_3 = \frac{A_x}{\cos 25} = \frac{11309,1}{\cos 25} = 12478,2 \text{ N}$$

$$\uparrow: T_3 - \frac{A_y}{\cos 25} = 0$$

$$T_3 = \frac{A_y}{\cos 25} = \frac{509,4}{\cos 25} = 562 \text{ N}$$

$$\curvearrowleft: M_3 - A_y Z_3 \cos 25 + A_x Z_3 \sin 25 = 0$$

$$M_3 = 9787,8 Z_3$$

DIAGRAMA DOS ESFORÇOS NORMAIS

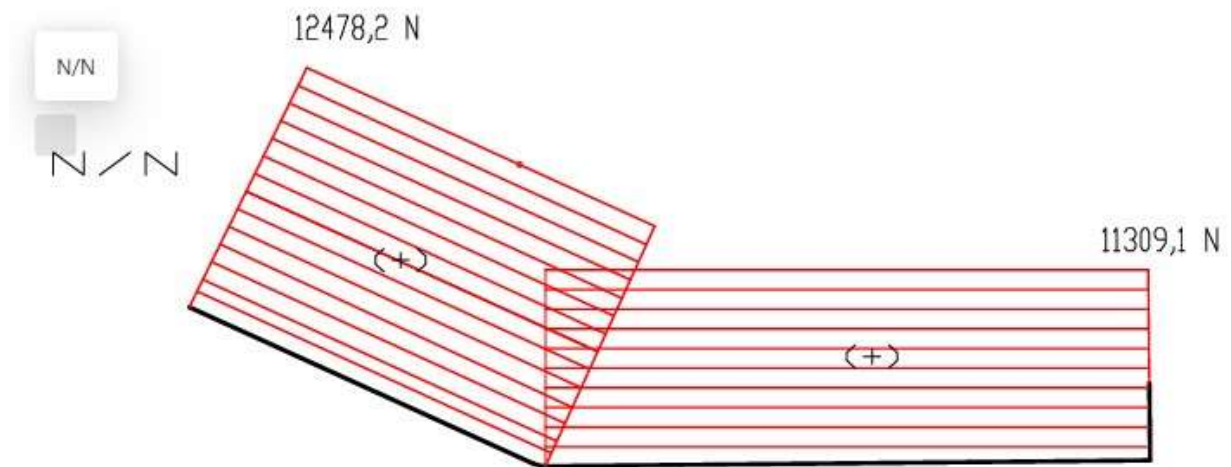


Diagrama 3: diagrama dos esforços normais da garra

DIAGRAMA DOS ESFORÇOS TRANSVERSOS

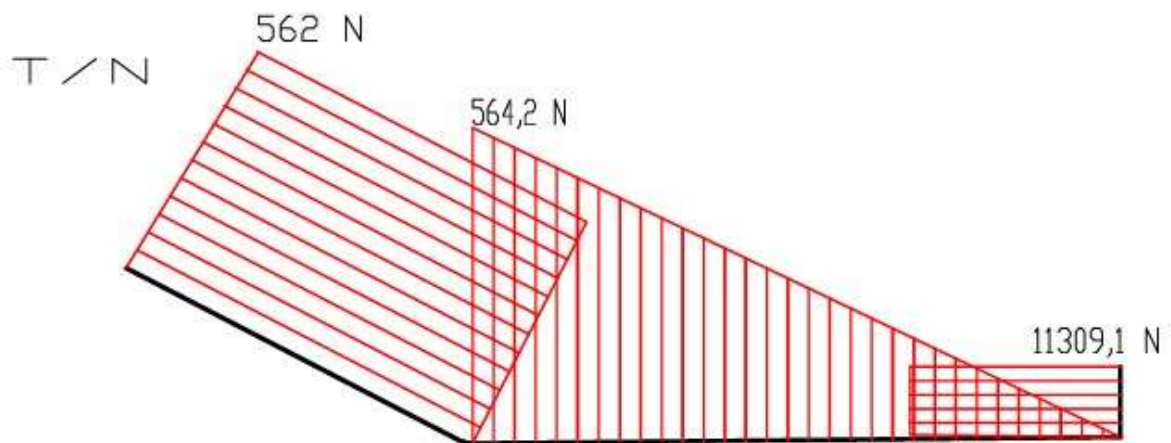


Diagrama 4: diagrama dos esforços transversos da garra

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTOR

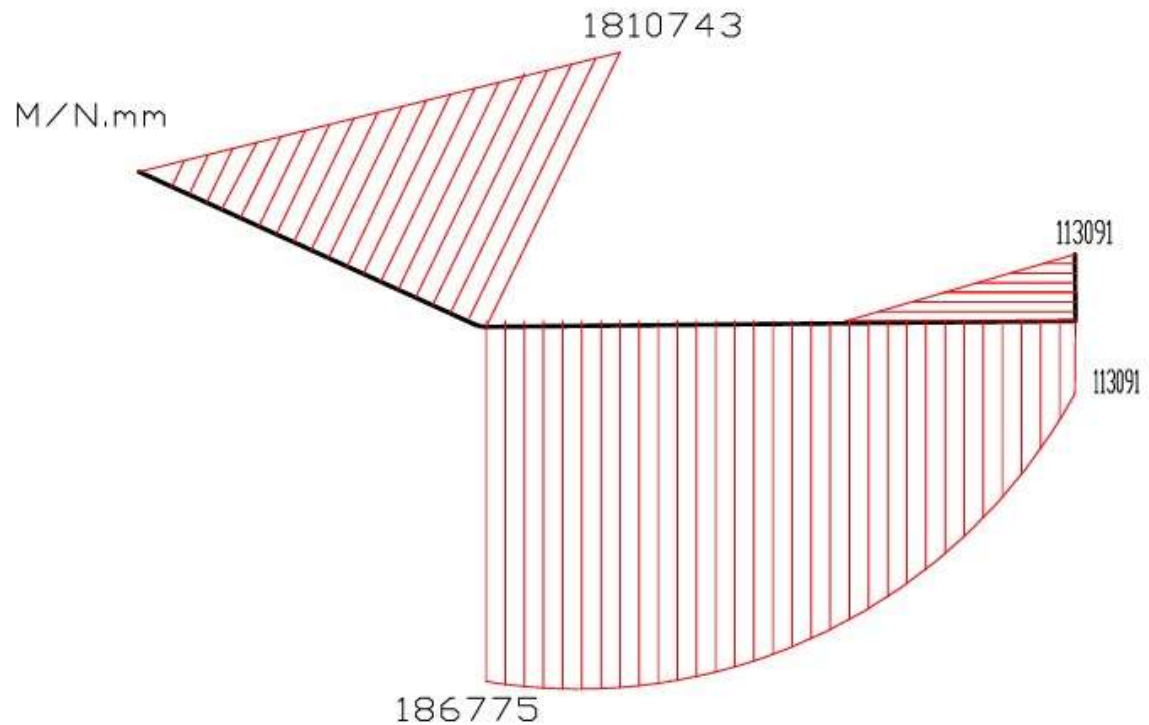


Diagrama 4: diagrama de momento flector da garra

Teste de resistência da garra

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{esc}}{F_s} = \frac{585}{5} = 117 \text{ Mpa} = 117 \text{ N/mm}^2$$

F_s – coeficiente de segurança ou factor de segurança ($F_s = 5$ para entre equipamento)

Resistência ao corte

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{rup}}{F_s} = 117 \text{ N/mm}$$

Tensão normal

$$\sigma = \frac{N_{max}(z)}{A} = \frac{12478,1 \text{ N}}{40 \text{ mm} \times 12 \text{ mm}} = 26 \text{ Mpa} \leq \sigma_{adm}$$

Cálculo do diâmetro do parafuso

$$N_{max} = 12478,1 \text{ N}$$

$$\tau_{adm} = 117 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{adm} = \frac{N_{max}}{A_{parafuso}}$$

$$A_{parafuso} = \frac{\pi \times d_{parafuso}^2}{4}$$

$$d_{parafuso} = \sqrt{\frac{4 \times N_{max}}{\pi \times \tau_{adm}}} = \sqrt{\frac{4 \times 12478,2}{\pi \times 117}} = 11,65 \text{ mm}$$

$$d_{normalizado} = 12 \text{ mm} \quad \text{Escolhe-se M12}$$

Tensão de esmagamento da peça

$$\sigma_{esm} = \frac{N_{max}}{d \times \delta} \leq [\sigma_{esm}]$$

σ_{esm} – é a tensão média de esmagamento

$$\sigma_{esm} = \frac{12478,2 \text{ N}}{12 \text{ mm} \times 12 \text{ mm}} = 86,6 \text{ Mpa}$$

A peça resiste ao esmagamento

3.3.2. Dimensionamento do Veio roscado horizontal

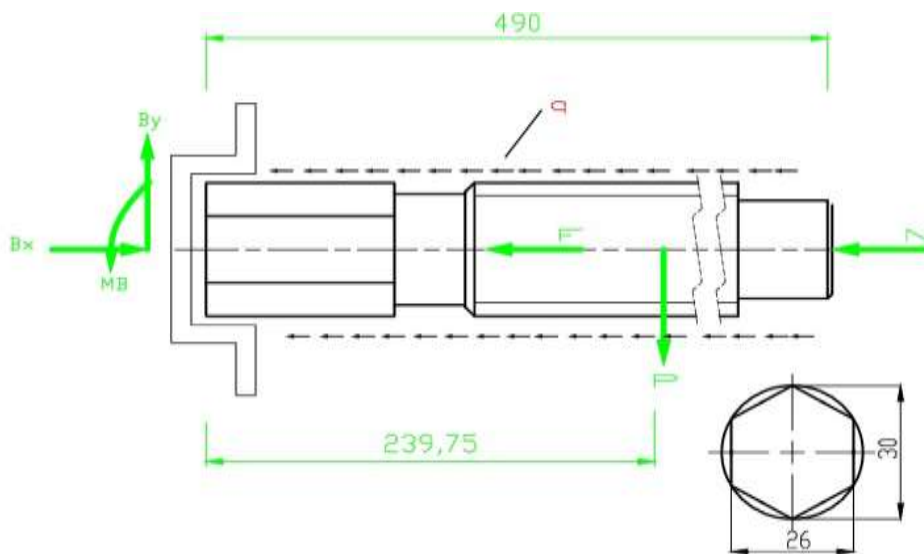


Figura 23: Esforços no Veio roscado horizontal

Onde a força que será aplicado pela Chave de impacto pneumático no veio roscado horizontal é 11309,1 N e 2,65 kg é a massa do veio.

Dados

$$N = 11309,1 N$$

$$m_p = 2,65 \text{ kg}$$

$$P = m \times g = 2,65 \text{ kg} \times 9,81 \frac{m}{s^2} = 26 N$$

$$d_o = 30 \text{ mm}$$

$$q = \frac{F}{l} = \frac{11309,1 \text{ N}}{490 \text{ mm}} = 23 \text{ N/mm}$$

Cálculos de reacções de apoio

$$\rightarrow: B_x - N - ql = 0$$

$$B_x = N + ql = 11309,1 + 23 \times 490 = 22579,1 \text{ N}$$

$$\uparrow: B_y - P = 0$$

$$B_y = P = 26 N$$

$$\curvearrowright: M_B - P \times 239,75 = 0$$

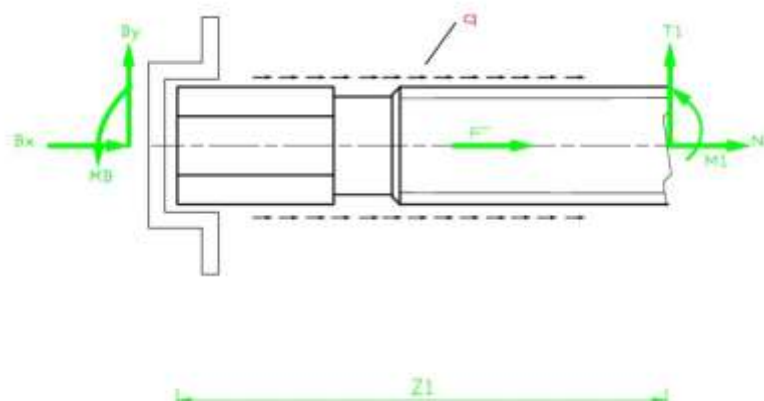
$$M_B = P \times 239,75 = 26 N \times 239,75 \text{ mm} = 6233,5 \text{ Nmm}$$

$$B_x = 22579,1 \text{ N}$$

$$B_y = 26 N$$

$$M_B = 6233,5 \text{ Nmm}$$

Reacções de apoio



$$\rightarrow: B_x + N + qz = 0$$

$$\uparrow: B_y + T = 0$$

$$\curvearrowright: M_B + M_1 - B_y \times Z = 0$$

$$N = -B_x - qZ = -22579,1 - 23Z$$

$$T = -B_y = -26 \text{ N}$$

$$M_1 = -M_B + B_y \times Z = -6233,5 + 26Z$$

DIAGRAMA DO ESFORÇO NORMAL

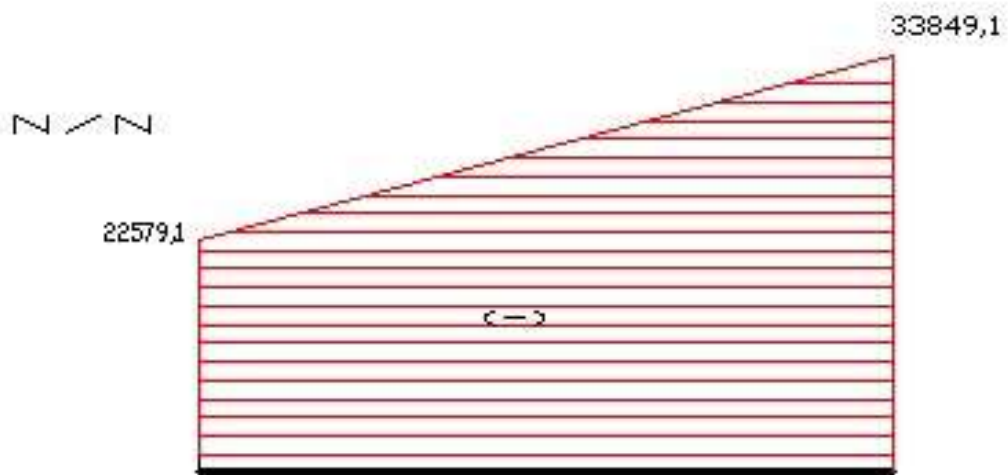


Diagrama 5: diagrama do esforço normal do veio roscado horizontal

DIAGRAMA DO ESFORÇO TENSOR

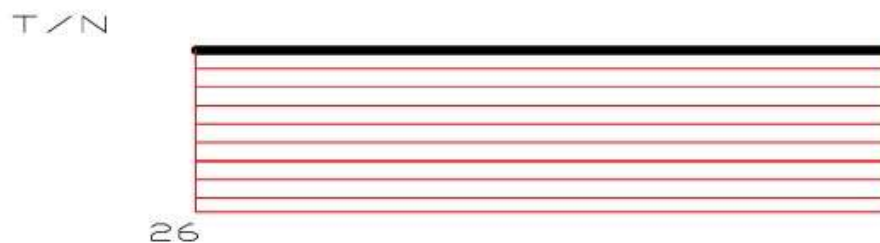


Diagrama 6: diagrama do esforço tensor do veio roscado horizontal

DIAGRAMA DO MOMENTO FLECTOR

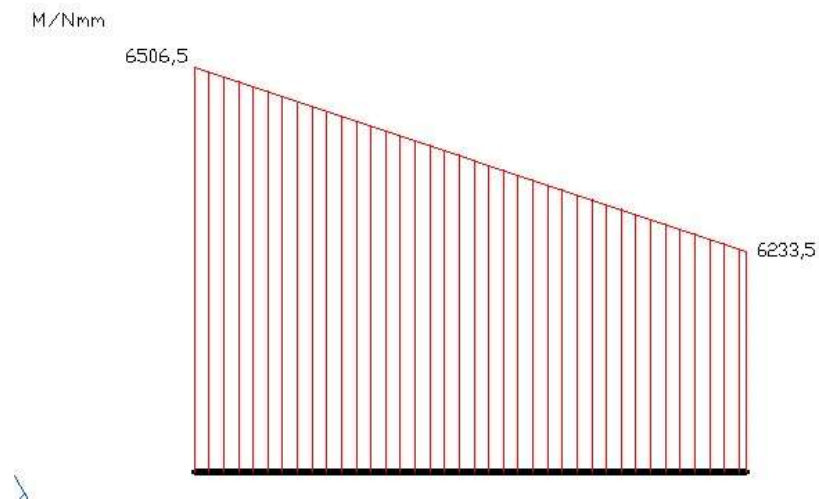


Diagrama 7: diagrama do momento flector do veio roscado horizontal

Teste de resistência

$$W_x = \frac{\pi \times d^3}{32} = \frac{\pi \times 30^3}{32} = 2650,7 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_p}{W_x} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6506,5 \text{ N/mm}}{2650,7 \text{ mm}^3} = 2,454 \text{ Mpa} < \sigma_{adm}$$

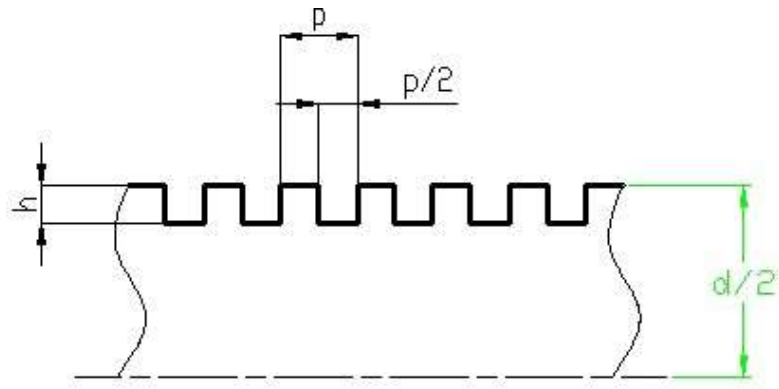
Resiste ao torque

$$\sigma_{max} = \frac{N}{A} = \frac{N}{\frac{\pi \times d^2}{2}} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{max} = \frac{33849,1 \text{ N}}{\frac{\pi \times (30 \text{ mm})^2}{2}} = 23,9 \text{ N/mm}^2$$

Resiste ao esforço normal

Cálculo da rosca



$$h = 0,5 P - \text{para rosca quadrada e trapezoidal}$$

Da tabela: de rosca rectangular ISO para $TR30 \times 6$ $p = 6 \text{ mm}$

$$h = 0,5 \times 6 = 3 \text{ mm} \quad p = 6 \text{ mm}$$

3.3.3. Dimensionamento do suporte traseiro maior

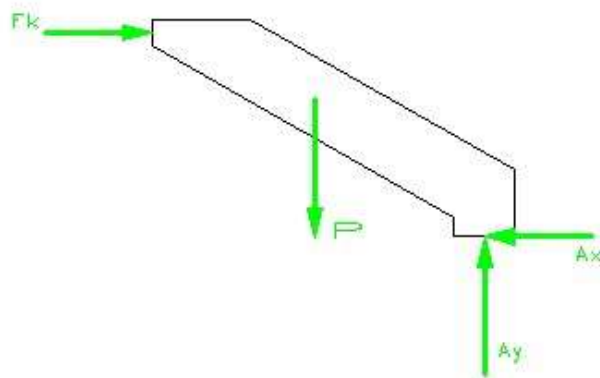


Figura 24: Esforços no suporte traseiro maior

Dados

$$P = mg = 1,31 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 12,85 \text{ N}$$

$$F_k = 11309,1 \text{ N}$$

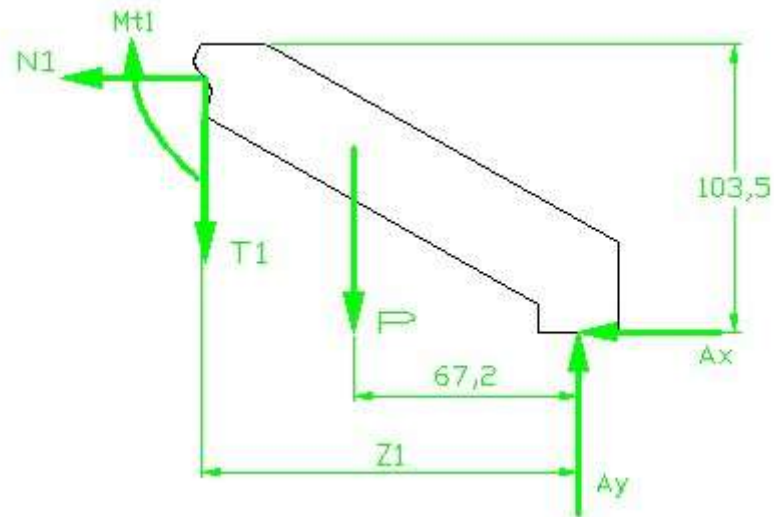
$$\rightarrow: F_k - A_x = 0$$

$$A_x = F_k = 11309,1 \text{ N}$$

$$\uparrow: A_y - P = 0$$

$$A_y = P = 12,85 \text{ N}$$

Troço 1



$$\rightarrow: -N_1 - A_x = 0$$

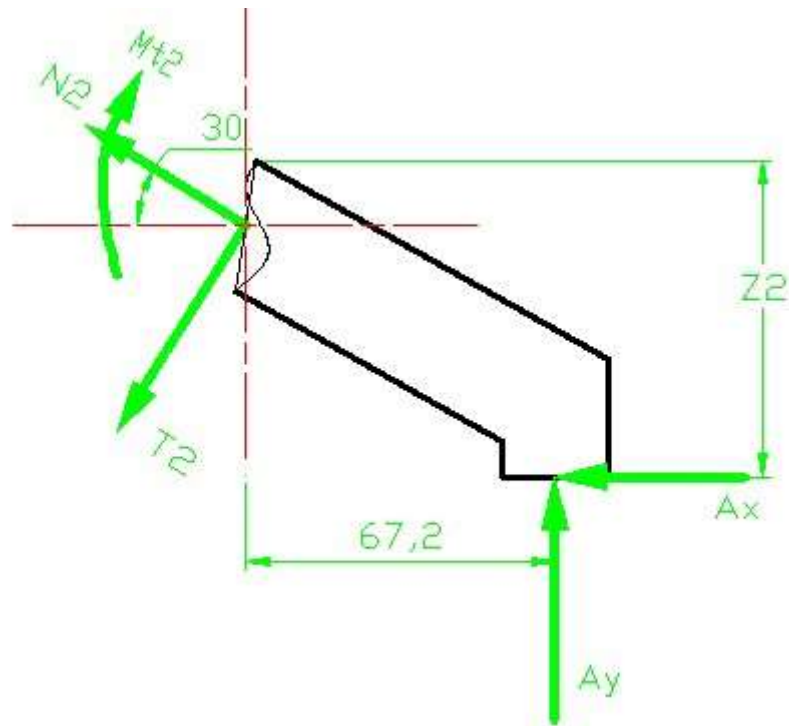
$$\uparrow: -T_1 - P + A_y = 0$$

$$\curvearrow: M_{t1} + P \times (Z_1 - 67,2) - A_y \times Z_1 = 0$$

$$N_1 = -A_x = -11309,1 \text{ N}$$

$$T_1 = P - A_y = 12,85 - 12,85 = 0$$

$$M_{t1} = -P \times (Z_1 - 67,2) + A_y Z_1 = -12,85 Z_1 + 863,52 + 12,85 Z_1 = 863,52 \text{ Nmm}$$



$$\rightarrow: N_2 \cos 30 - A_x = 0$$

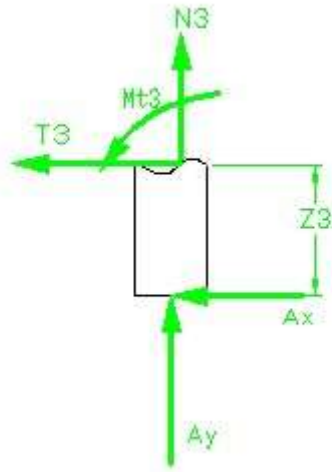
$$\uparrow: -T_2 \cos 30 + A_y = 0$$

$$: M_{t2} - A_y \times 67,2 + A_x Z_2 = 0$$

$$N_2 = \frac{A_x}{\cos 30} = \frac{11309,1}{\cos 30} = 13058,6 \text{ N}$$

$$T_2 = \frac{A_y}{\cos 30} = \frac{12,85}{\cos 30} = 14,84 \text{ N}$$

$$M_{t2} = A_y \times 67,2 - A_x Z_2 = 863,52 - 11309,1 Z_2$$



$$\rightarrow: -T_3 - A_x = 0$$

$$\uparrow: N_3 + A_y = 0$$

$$\curvearrowleft: M_{t3} - A_x Z_3 = 0$$

$$T_3 = -A_x = -11309,1 \text{ N}$$

$$N_3 = -A_y = -12,85$$

$$M_{t3} = A_x Z_3 = 11309,1 Z_3$$

DIAGRAMA DOS ESFORÇOS NORMAIS

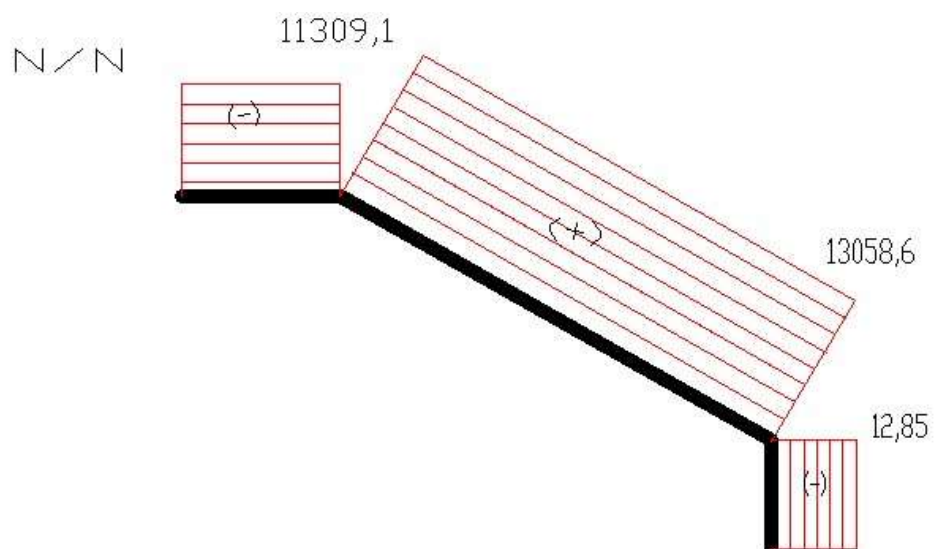


Diagrama 8: diagrama dos esforços normais do suporte traseiro maior

DIAGRAMA DOS ESFORÇOS TRANSVERSOS

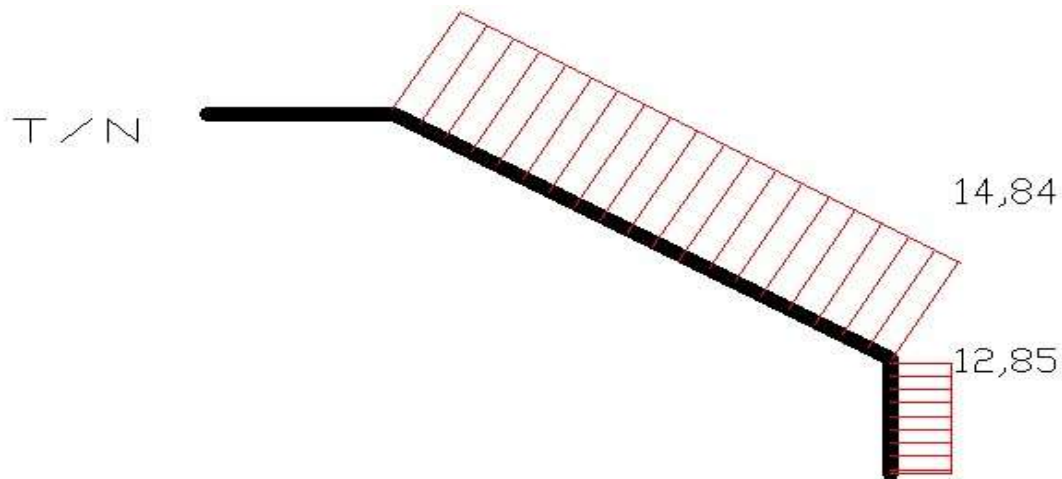


Diagrama 9: diagrama dos esforços transversos do suporte traseiro maior

DIAGRAMA DOS MOMENTOS FLECTORES

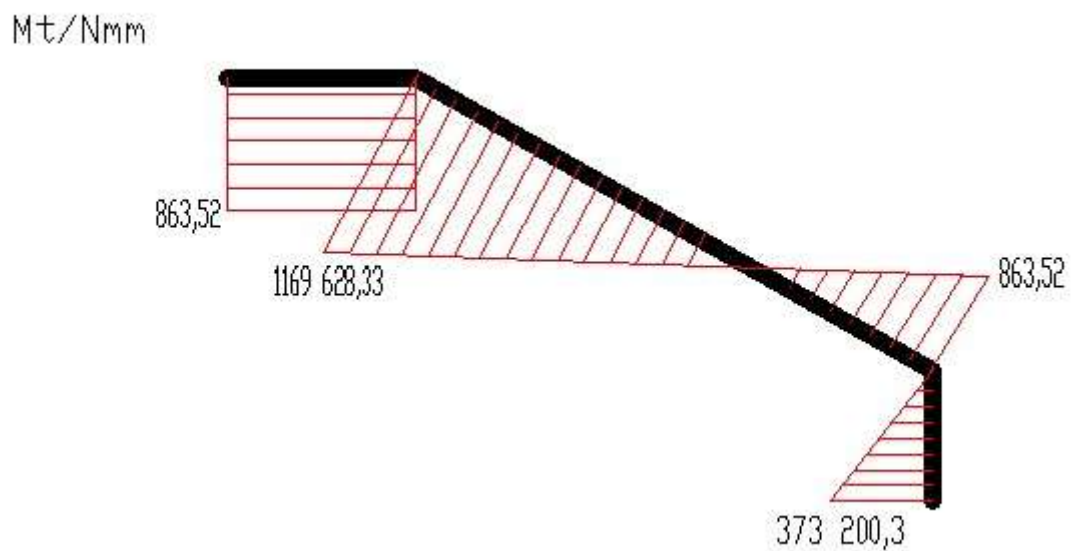


Diagrama 10: diagrama dos momentos flectores do suporte traseiro maior

Teste de resistência da garra

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{esc}}{F_S} = \frac{585}{5} = 117 \text{ Mpa} = 117 \text{ N/mm}^2$$

*do circuito F_S – coeficiente de segurança ou factor de segurança (F_S
= 5 para entre equipamento)*

Resistência ao corte

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{rup}}{F_S} = 117 \text{ N/mm}$$

Tensão normal

$$\sigma = \frac{N_{max}(z)}{A} = \frac{13058,6 \text{ N}}{30 \text{ mm} \times 25 \text{ mm}} = 17,4 \text{ Mpa} \leq \sigma_{adm}$$

A peça resiste aos esforços normais

$$W_x = \frac{b \times h^2}{6} = \frac{25 \times 30^2}{6} = 3750 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_T = \frac{M_f}{W_x} = \frac{1169\,628,33}{3750} = 311,9 \text{ Mpa}$$

3.4. Escolha do tipo de soldadura

A soldadura a ser utilizada no projecto será a soldadura manual a arco eléctrico (SMAW), conhecida como soldadura com eléctrodo revestido. A técnica foi escolhida por ser a mais económica e já ser amplamente utilizada pela empresa EMTPM, que visa minimizar os custos operacionais.



Figura 25: Equipamento de soldadura Modelo Thunderbolt 160 (Miller, 2017)

Tabela 8: Especificações Técnicas do Equipamento de Soldadura Thunderbolt 160

Características	Thunderbolt 160
Processo	DC Stick (SMAW)
Entrada de Energia	120V, 50/60 Hz 240V, 50/60 Hz
Tensão de circuito Aberto Máxima	91V
Faixa de Amperagem (120V)	20-80 A
Faixa de Amperagem (249V)	20-160 A
Espessura Máxima de Aço Macio (240 V)	-
Espessura Máxima de Aço Macio (120 V)	-
Saída Nominal (120V)	65 A a 20% ciclo de trabalho
Saída Nominal (240V)	160 A a 30% ciclo de trabalho
Corrente de Entrada a Saída Nominal	20.7 A (120V) 27.8 A (240V)
Dimensões	H:267 mm L:181 mm P: 340 mm

Peso Liquido	6.8 kg
--------------	--------

Fonte [9]

3.4.1. Escolha do Eléctrodo

Escolhe-se o eléctrodo E6013, devido a sua compatibilidade com o aço AISI 1035, proporciona uma soldagem versátil e eficiente. Tem bom acabamento e solda em diversas posições.

Onde:

E – indica que é um electrodo

60 – Significa que tem uma resistência mínima de tracção de 60.000 psi

1 – indica que pode ser utilizado em várias posições de soldagem

3 – É o revestimento, é composto por um material de baixa fumaça



Figura 26: Eléctrodo E6013-Fonte: [13]

3.5. Escolha da Chave de Impacto Pneumático

Força necessária para remover o tambor

$$F_a = \mu \times N = m_T \times g \times \mu = 50 \times 9,81 \times 1 = 490,5N$$

Torque necessário para o eixo roscado

$$T = \frac{F \times d_m}{2 \times \pi \times \eta}$$

T é o torque que precisa ser aplicado pela chave pneumático;

F é a força axial gerada pela chave para pressionar o tambor;

d_m é o diâmetro médio da rosca, calculado pela média do diâmetro do fundo da rosca;

η é a eficiência da rosca (para rosas quadradas, geralmente entre 0.40 a 0.55).

Cálculo do diâmetro médio da rosca

$$d_m = d - \frac{p}{2}$$

$$d_m = 0.03 \text{ m} - \frac{0.006 \text{ m}}{2} = 0.027 \text{ m}$$

Cálculo do torque

$$T = \frac{F \times d_m}{2 \times \pi \times \eta}$$

$$T = \frac{490.5 \text{ N} \times 0.027 \text{ m}}{2 \times \pi \times 0.45}$$

$$T = 4.68 \text{ N/m}$$

Com o valor do Torque se escolhe o tipo de chave pneumática

Escolhe-se a Chave de impacto pneumático VEVOR de 1 polegada



Figura 27: Chave de impacto pneumático VEVOR de 1 polegada

Tabela 9: Características da chave de impacto pneumático

Descrição	Valor Original	Unidade Original	Valor Convertido	Unidade SI
Torque de trabalho	4100	ft-lb	5563.67	N.m
Torque máximo	4,950	ft-lb	6707.10	N.m
Torque máximo de afrouxamento	5,175	Ft-lb	7030.12	N.m
Mangueira de ar	½	Polegadas	0.0127	M
Unidade quadrada	1	Polegada	0.0254	M
Velocidade do eixo	3000	RPM	314.16	rad/s
Pressão de operação	200	PSI	1379	kPa
Material Principal	Alumínio			

Fonte [12]

CAPITULO IV

4. Desempenho da Máquina

4.1.Tempo de Manutenção Manual versus Tempo com Máquina Extractora

4.1.1.Situação Antes da Implementação da Máquina (Manutenção Manual)

- Na situação actual, a manutenção manual do sistema de travões dos autocarros leva, em média, 4 horas por autocarro. Este tempo inclui a remoção e recolocação dos tambores de travão, um processo que exige esforço físico e aumenta o risco de acidentes de trabalho;
- Com este tempo prolongado, a disponibilidade dos autocarros para realizar voltas é limitada, reduzindo o potencial de receita diária da frota.

4.1.2. Situação com a Implementação da Máquina Extractora

- Após a introdução da máquina extractora, o tempo de manutenção é reduzido para cerca de 2 horas e 30 minutos por autocarro. Esta redução de tempo representa uma diminuição de aproximadamente 37,5% em relação ao método manual;

- A economia de 1 hora e 30 minutos em cada procedimento de manutenção permite que os autocarros voltem ao serviço mais rapidamente, aumentando a frequência de viagens e o rendimento.

4.2.Impacto na Disponibilidade dos Autocarros

- Com a redução do tempo de manutenção, os autocarros estão disponíveis para realizar mais uma volta por dia, em média. Em termos de receita, considerando que cada volta gera 1.500 MT, isto representa um aumento directo no rendimento diário da frota, contribuindo para um retorno mais rápido do investimento na máquina.

4.3.Demonstração dos Benefícios da Redução do Tempo de Manutenção

- Esta melhoria não só otimiza a operação diária como também reduz o desgaste dos componentes e minimiza o risco de acidentes durante a manutenção, promovendo um ambiente de trabalho mais seguro.

4.4.Estudo de Viabilidade Económica

Tabela 10: Cotação 1

N	Nome das Peças	Dimensões mm	Qnt	Preço Mt
1	Suporte Circular menor	10X40X880	1	300,20 Azar
2	Suporte Circular maior	5X40X921	1	720
4	Apoio dos garras 2	5X40X38	3	
3	Apoio das garras 1	4X12X90	3	450
5	Barra auxiliar	25X25X255	1	446 Azar
6	Corpo de deslizamento	Ø30X25	1	
7	Barra auxiliar	5X13X25	1	
8	Garra	12X40X480	3	399 Azar
9	Veio roscado horizontal	Ø30X490	1	478

				Azar
10	Luva superior	Ø70X45	1	1.490,00 Azar
11	Suporte traseiro maior	25X30X200	3	
12	Cilindro externo	Ø80X40	1	
13	Eixo roscado vertical	Ø25X270	1	329 Azar
14	Luva inferior	Ø50X40	1	1.430,00
15	Binário	—	2	
16	Suporte traseiro	4X25X242	3	83,60 Azar
18	Parafuso $M6 \times 1 \times 90$	-	3	900
20	Porca $M6 \times 1$	-	3	850
21	Base da roda		4	
22	Parafuso $M12 \times 1.5$	-	3	1 102,08
23	Porca hexagonal $M12 \times 1.5$	-	3	1219
24	Mola	-	3	8000
25	Roda	-	4	2816
26	Parafuso de cabeça cilíndrica $M6 \times 1.8$	-	1	35
27	Parafuso e porca hexagonal $M8 \times 1.5$	-	16	1424
28	Base central	3X80X80	2	8000
31	Base das rodas	3X90X110	4	
29	Barra maior	20X20X820	1	

				291,00
30	Barra menor	20X20X400	2	Azar
32	Tubo ranhurado	Ø50X240	1	1550
	Eléctrodo E6013			3 705,6
	Chave de impacto pneumático VEVOR de 1 polegada			13 696

Tabela 11: Cotação 2 –fonte: (Empresa Macsteel)

MacsteelServiceCentresSA(Pty)Ltd RegNo.2005/016292/07 VATNo.4430224206		ReferenceNo. andDate 3005439162 16.10.2024			
Exporter Macsteel Exports Wadeville Cnr Simon Bekker& Crompton Streets GermistonGermiston South SouthAfrica Tel:(27-11)871-4500Fax:(27-11)418-1050		Exporter'sReference 3005439162		Buyer'sReference juliotembisse774@gmail.com	
		Consignee AccountNo.2046215 GENERAL EXPORT CASH SALETAX EXEMPT -ZAR 252DysonRoad GERMISTON			
Country of Export South Africa		BankInformation AccountName : MACSTEEL SERVICE CENTRES SA (PTY) LTDBank : FIRSTRAND BANK Account Type :CORPCOREBANKING/GTB ranchCode 255005 AccountNo. 62764906627 SwiftCode : FIRNZAJJ			
Country of Destination South Africa					
Port of Loading					
Port of Discharge					
UCR Number					
Vehicle Registration Number		Terms of Payment Payable Immediately			
Description ofGoods,No.andKind ofPackages		Quantity	MassinKG	Price ZAR	Amount ZAR

FLAT BAR COMMERCIAL QUALITY 40 x 10	1EA	18.84	300.20EA	300.20
6.000MtrSQUARE BAR COMMERCIAL QUALITY 25	1EA	29.44	446.00EA	446.00
6.000MtrFLAT BAR COMMERCIAL QUALITY 40 x 12	1EA	22.61	399.00EA	399.00
6.000MtrFLATBARCOMMERCIALQUALITY25x4.56.000M	1EA	5.30	83.60EA	83.60
trSQUARE BAR COMMERCIAL QUALITY 20	1EA	18.84	291.00EA	291.00
6.000MtrROUND BAR COMMERCIAL QUALITY 25	1EA	23.12	329.00EA	329.00
6.000MtrROUNDBARCOMMERCIALQUALITY306.000Mtr	1EA	33.29	478.00	478.00
ROUNDBARS355JR+AREN10025-2ASROLLED506.000Mtr	1EA	92.48	EA1,430.00	1,430.00
		243.92	EA	3,756.80
AsperICCIncoterms2010		TERMS OFDELIVERY		
EXWjhb				3,756.80
	TOTAL(ZAR)			3,756.80
Thisquoteissubjecttounsold/ourfinalconfirmation	NameofAuthorised Signatory(BLOCKLETTERS) ZUNAID ABASSE			
Pricesaresubjecttofinalorderconfirmation	DateandPlaceofIssue: 16.10.2024GermistonSouth			
Subjecttoentireorderplacement-ifpartorder,wereservetherightto requote. Force Majeure	Signature:			
The Macsteel Group - Africa's leading steel supplier - www.macsteel.co.za				

Fonte [14]

Dados:

- ❖ Número de voltas diárias: 12 voltas;
- ❖ Rendimento por volta: 1.500 MT;
- ❖ Tempo de manutenção manual do sistema de freios: 4 horas;
- ❖ Tempo de manutenção com a máquina: 2 horas e 30 minutos;
- ❖ Duração de uma volta (Museu até Boane): 1 hora e 30 minutos.

4.4.1. CALCULO DOS CUSTOS DE INVESTIMENTO INICIAL

$$I_0 = I_{MT} + I_{rand} = 55.150,88 + 11.635,92 = 66.786,80 \text{ MT}$$

Cálculo do fluxo de caixa

Considerando uma média de 3 autocarros por dia que faz-se a manutenção dos sistemas de freios.

- Cada autocarro irá gerar um rendimento adicional de 1.500 MT por dia ao utilizar a máquina extractora de tambor;
- Sendo média de 3 autocarros por dia que passa pela manutenção, o rendimento adicional total por dia será:

$$\text{Rendimento total} = 4.500 \frac{\text{MT}}{\text{dia}} \times 288 \text{ dias uteis do ano} = 1.296.000 \frac{\text{MT}}{\text{Ano}}$$

$$\text{Então fluxo de caixa } FC = 1.296.000 \text{ MT}$$

Considerando a taxa de desconto de 10% e tempo de vida útil do projecto de 5 anos.

4.4.2. Cálculo do valor atual líquido (VAL)

$$VAL = \sum_{t=1}^n \frac{FC}{(1+i)^t} - I$$

$$VAL = \frac{1.296.000}{(1+0,10)^1} + \frac{1.296.000}{(1+0,10)^2} + \frac{1.296.000}{(1+0,10)^3} + \frac{1.296.000}{(1+0,10)^4} + \frac{1.296.000}{(1+0,10)^5} - 66.786,80$$

$$VAL = 4.861.457,86 \text{ MT}$$

O Valor Atual Líquido é um valor extremamente positivo, isso indica que, ao descontar todos os fluxos de caixas futuros gerados pelo projecto, a taxa de desconto considerado, o projecto ainda gera um retorno que supera em muito o investimento inicial.

Conclusão

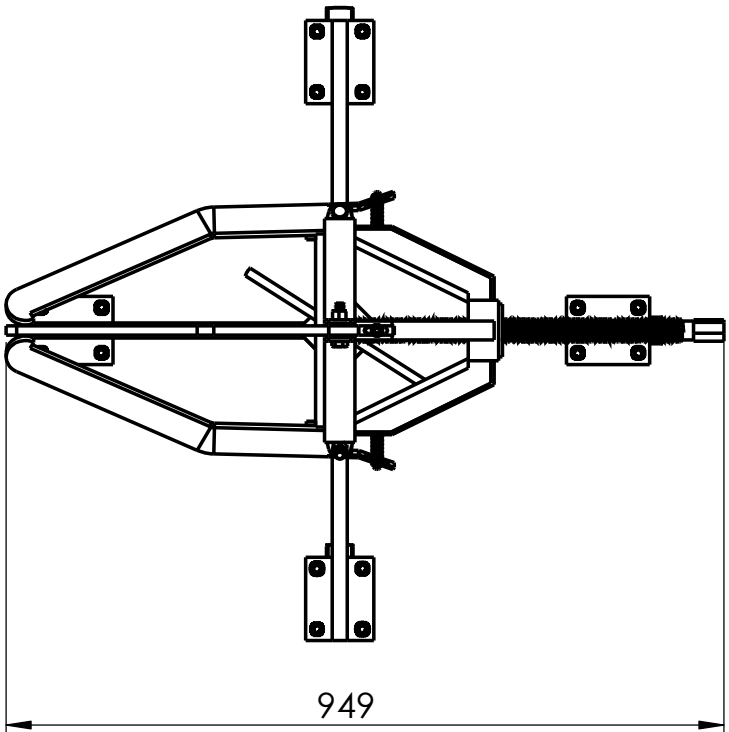
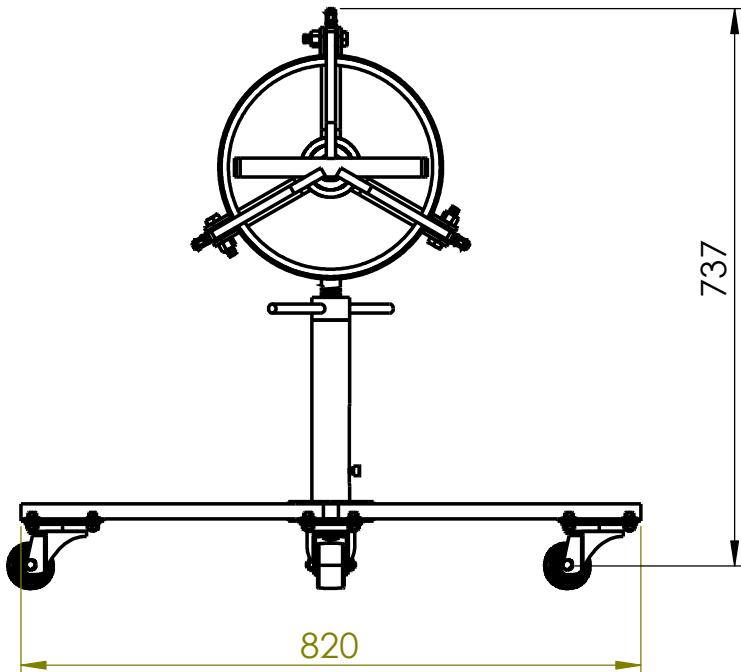
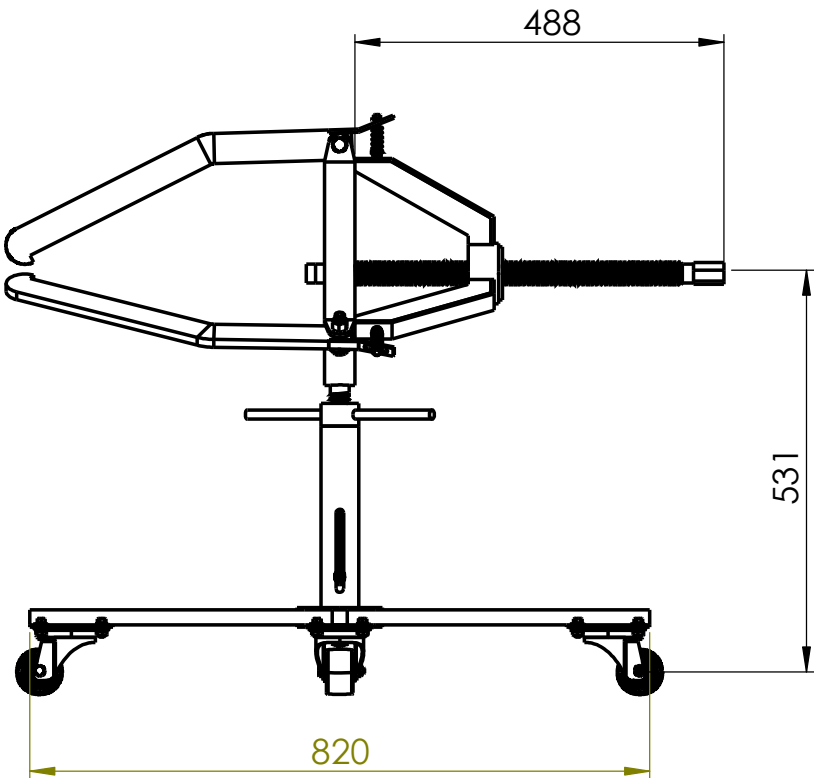
O projecto destaca o impacto positivo da implementação da máquina extractora de tambor para a EMTPM. Com o uso da máquina, o tempo necessário para a manutenção dos sistemas de travagem é reduzido de 4 horas para 2 horas e 30 minutos, permitindo que os autocarros regressem à operação mais rapidamente. Esta melhoria na eficiência resulta em maior disponibilidade dos veículos, o que, por sua vez, se traduz em aumento de rendimento diário.

Além disso, a redução do tempo de manutenção melhora a segurança dos trabalhadores e minimiza o desgaste dos componentes provocados pelo processo manual, prolongando a vida útil dos travões. Em termos financeiros, a maior disponibilidade dos autocarros representa uma oportunidade de lucro acrescida para a EMTPM, uma vez que o retorno do investimento inicial na máquina é amplamente compensado pelos rendimentos adicionais gerados ao longo dos anos de utilização.

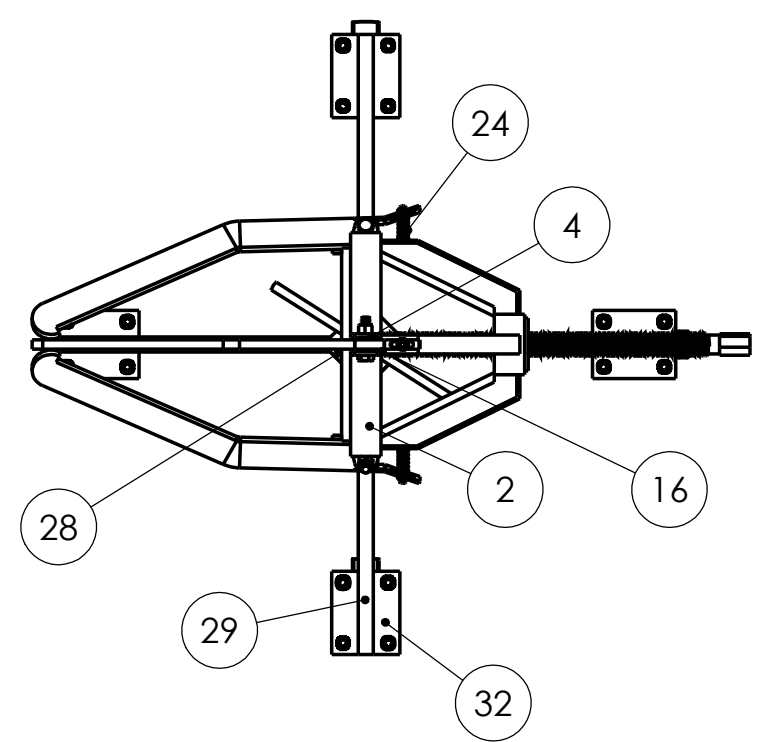
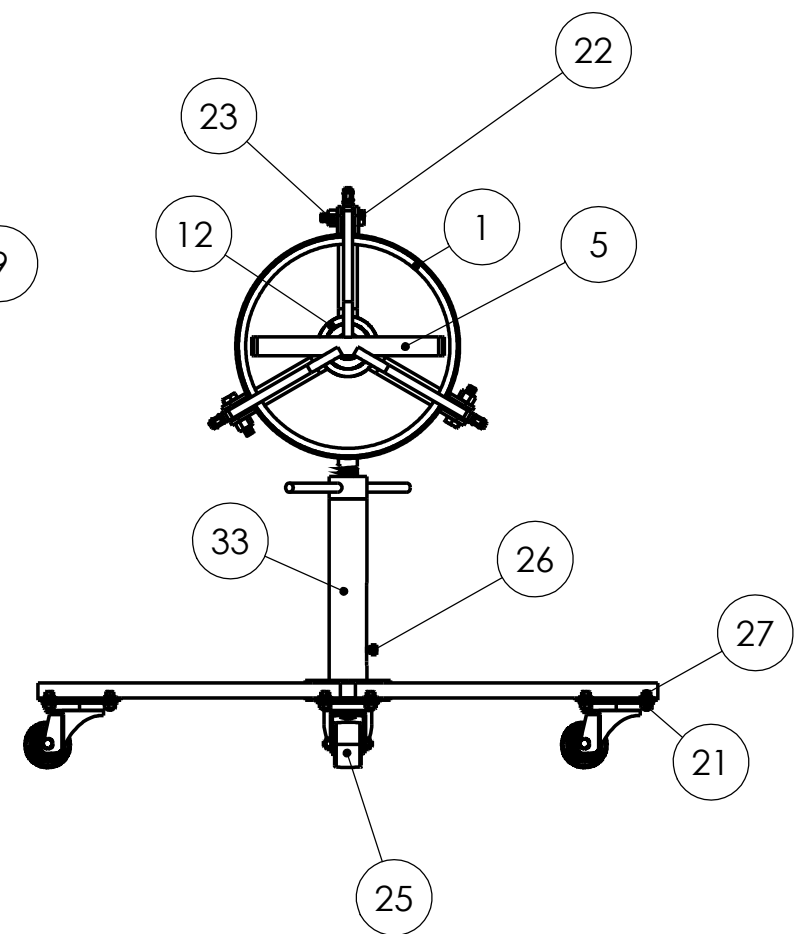
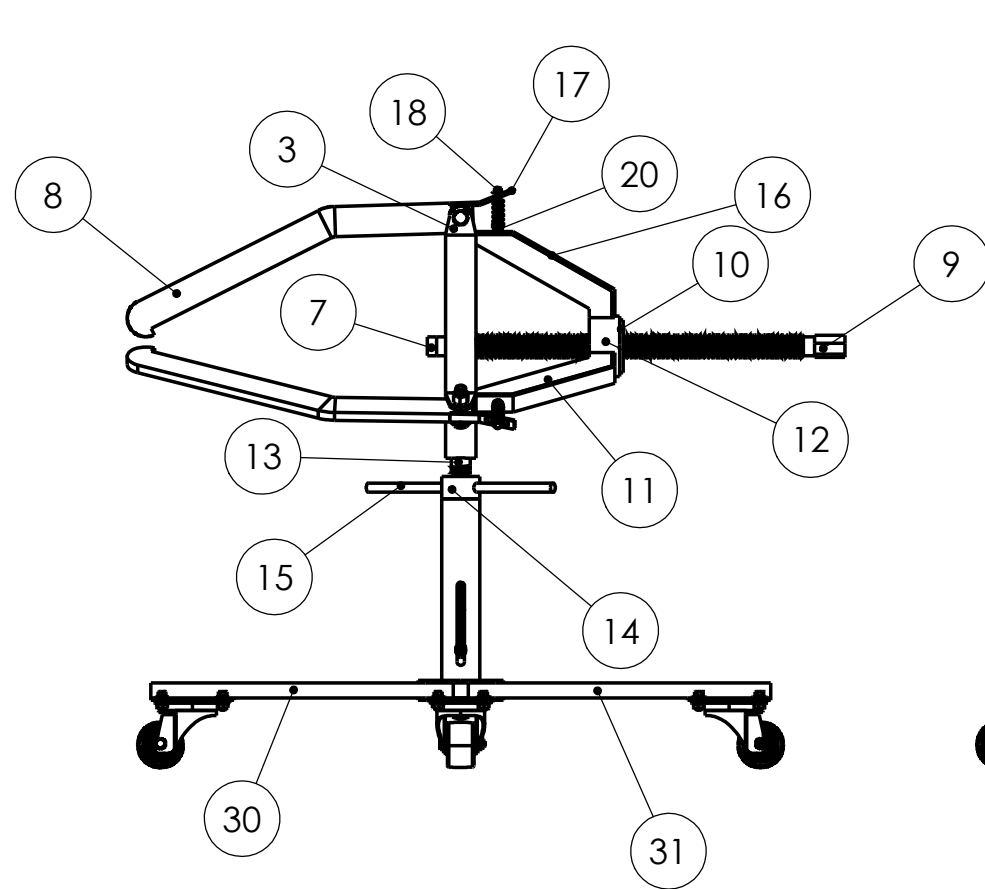
Conclui-se, que a adopção da máquina extractora de tambor é altamente vantajosa para a empresa, tanto do ponto de vista operacional como financeiro, proporcionando uma utilização mais eficiente dos recursos e uma melhoria na qualidade do serviço prestado.

Referências Bibliográficas

- [1]. Campos, A. (2020). *Disposições específicas para exame de condução de automóveis pesados*. Lisboa: Editora de Transportes.
- [2]. Costa, M., & Ferreira, L. (2020). *Inovação Tecnológica na Manutenção de Frotas de Transporte Público*. Porto: Editorial Académica.
- [3]. Hibbeler, R. C. (2010). *Resistência dos Materiais* (7ª ed.). São Paulo: Pearson Prentice Hall.
- [4]. Rui Vasco. (2005). *Soldadura*. Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade Eduardo Mondlane, Moçambique: Maputo.
- [5]. Silva, J. (2018). *Manutenção Automóvel: Tecnologias e Desafios*. Lisboa: Editora Técnica.
- [6]. <https://sacchelli.com.br/aco-sae-1035/>
- [7]. <https://pt.yijinmetal.com/steel/carbon-steel/aisi-1035-steel-uns-g10350.html>
- [8]. <https://www.materiais.gelsonluz.com/2017/10/aco-sae-1035-propriedades-mecanicas.html>
- [9]. https://pdf.directindustry.com/pdf/miller-electric-mfg/thunderbolt-160and-210/5196739741.html#https://img.directindustry.com/pdf/repository_di/5196/thunderbolt-160and-210-739741_1b.jpg
- [10]. <https://www.superfreios.com.br/para-que-serve-o-tambor-de-freio-quando-devo-troca-lo/>
- [11]. <https://arc-depot.com/products/thunderbolt-160-dc-stick-welder>
- [12]. https://eur.vevor.com/air-impact-wrench-c_10041/vevor-1-inch-air-impact-wrench-up-to-5175-ft-lbs-beast-reverse-torque-output-pneumatic-impact-gun-w-8-inch-extended-anvil-for-repairs-and-maintenance-of-heavy-duty-machinery-semi-truck-bus-p_010980485178?lang=pt
- [13]. <https://www.lcsoldas.com.br/eletrodo-aco-carbono-e6013-2-50x350mm-5kg>
- [14]. <https://macsteelsolucoes.com/>
- [15]. Gitman, L. J., & Zutter, C. J. (2012). *Princípios de Administração Financeira* (13ª ed.). São Paulo: Pearson Prentice Hall.

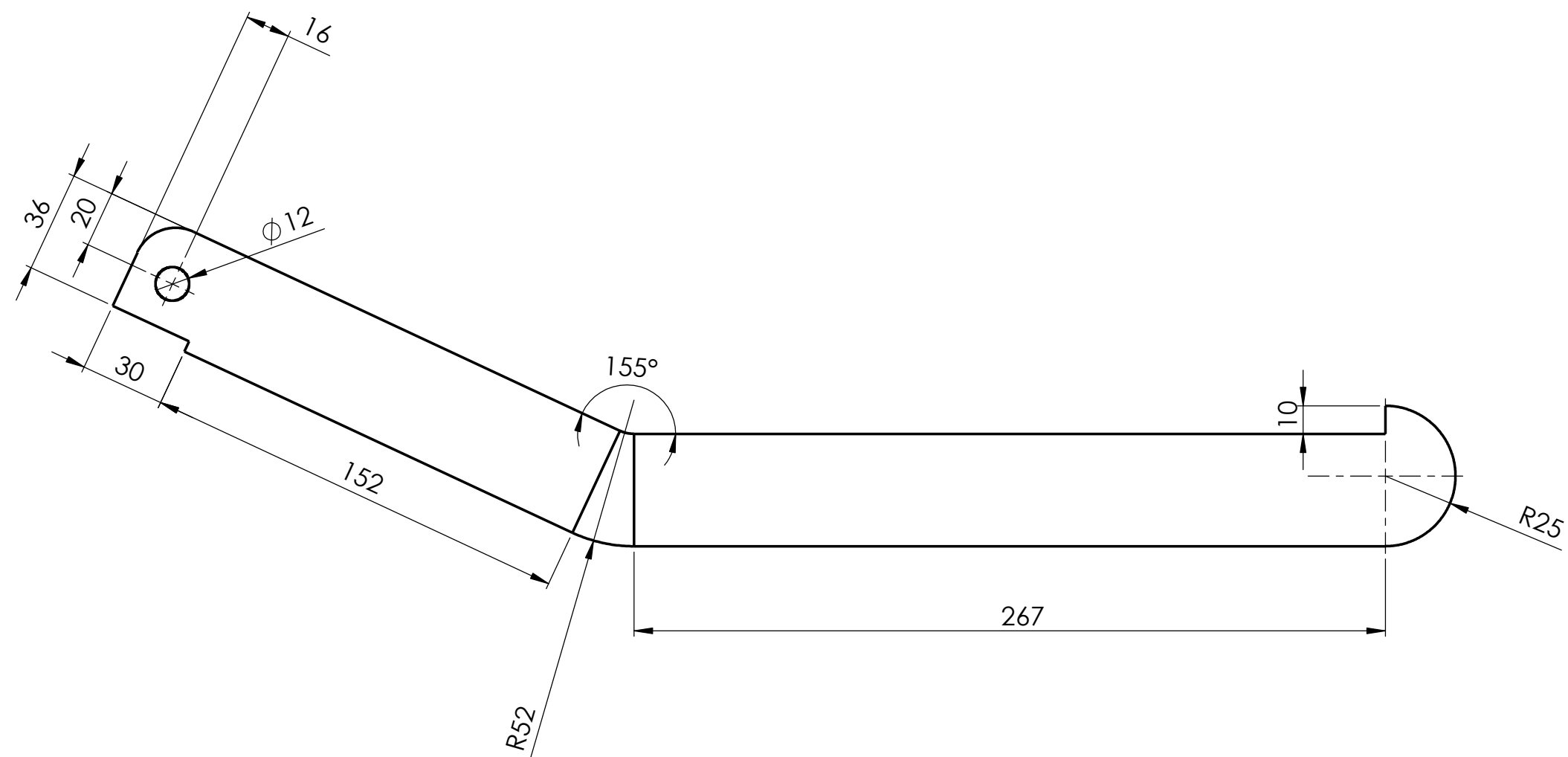


Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA					
Julio		Tembisse							
Verificou	Data	Apelido							
Dionisio		Langa							
1:10	Extrator de tambor de freio			EP-2024					



Especificações técnicas	
Peso	27 Kg
Mobilidade	Movel
Capacidade	2t
Pintura	Electrostatica

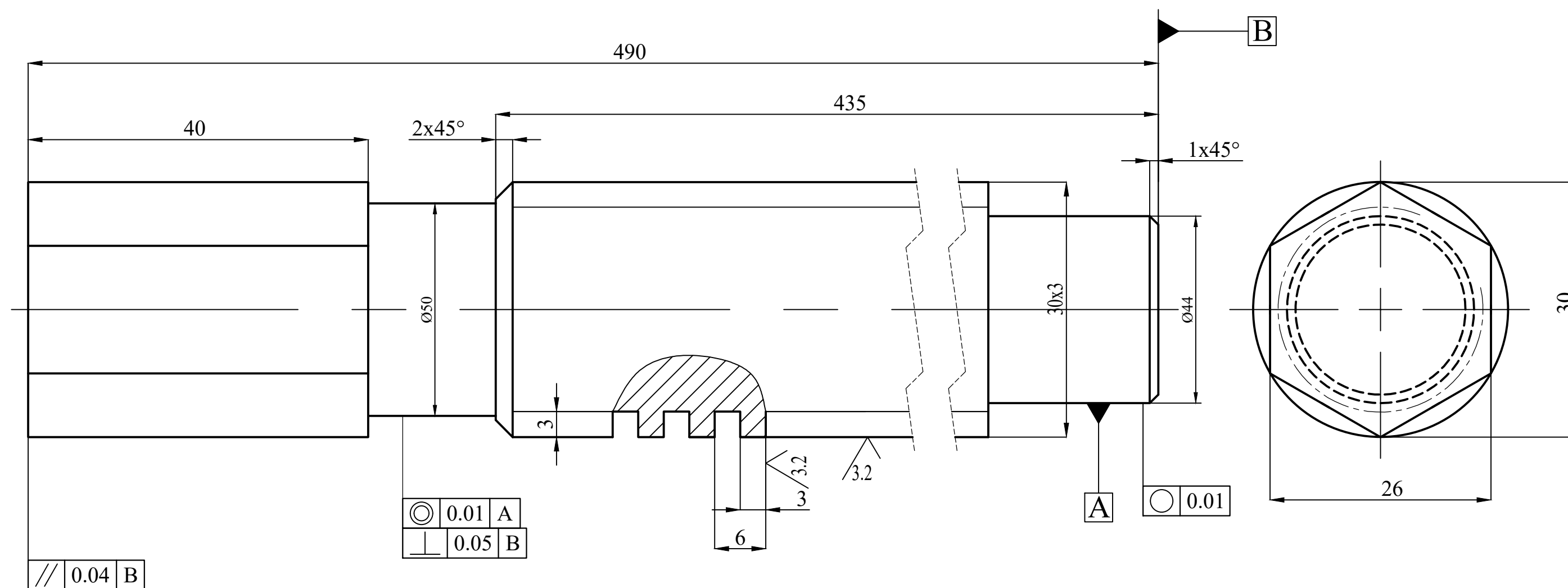
Denom.	Nome das peças		QTY.								
1	Suporte circular menor		1								
2	Suporte circular maior		1								
3	Apoio das garras 1		3								
4	Apoio das garras 2		3								
5	Barra de encosto		1								
6	Corpo de deslizamento		1								
7	Barra auxiliar		1								
8	Garra		3								
9	Eixo roscado horizontal		1								
10	Luva superior		1								
11	Suporte traseiro maior		3								
12	Cilindro externo		1								
13	Eixo roscado vertical		1								
14	Luva inferior		1								
15	Binario		2								
16	Suporte traseiro		3								
17	Barra de aperto		3								
18	Parafuso M6x1x90		3								
20	Porca M6x1		3								
22	Parafuso M12x1.5		3								
23	Porca hexagonal M12x1.5		3								
24	Mola		3								
25	Roda		4								
26	Parafuso de cabeça cilindrica M6x1.8		1								
27	Parafuso e porca hexagonal M8x1.5		16								
28	Base central		2								
29	Barra maior		1								
30	Barra menor		1								
31	Barra menor 2		1								
32	Barra das rodas		4								
33	ISO 4162 - M8 x 16 x 16-S		1								
Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA							
Julio		Tembisse									
Verificou	Data	Apelido									
Dionisio		Langa									
1:10	Lista de peças			EP-2024							



1. Dimensões não indicadas: H14, h14; $\pm T14/2$

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA					
Julio		Tembissee							
Verificou	Data	Apelido							
Dionisio		Langa							
1:2	Garra			EP-2024					

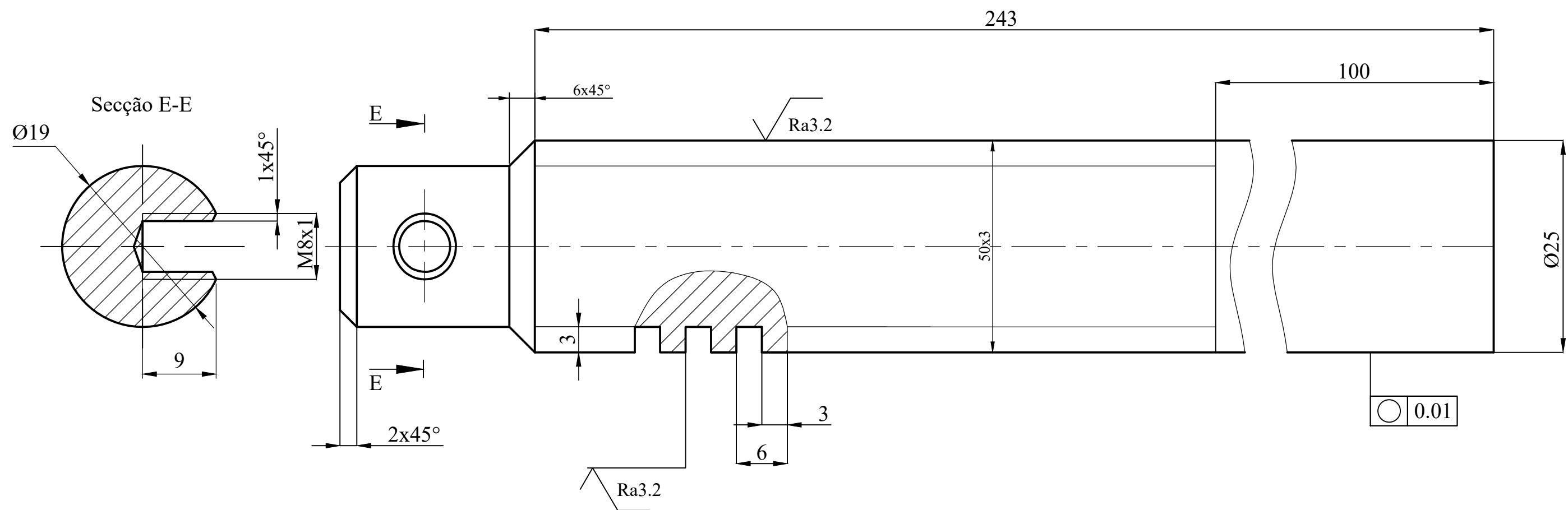
80 (✓)



1. Dimensões não indicadas: H14, h14; $\pm IT14/2$

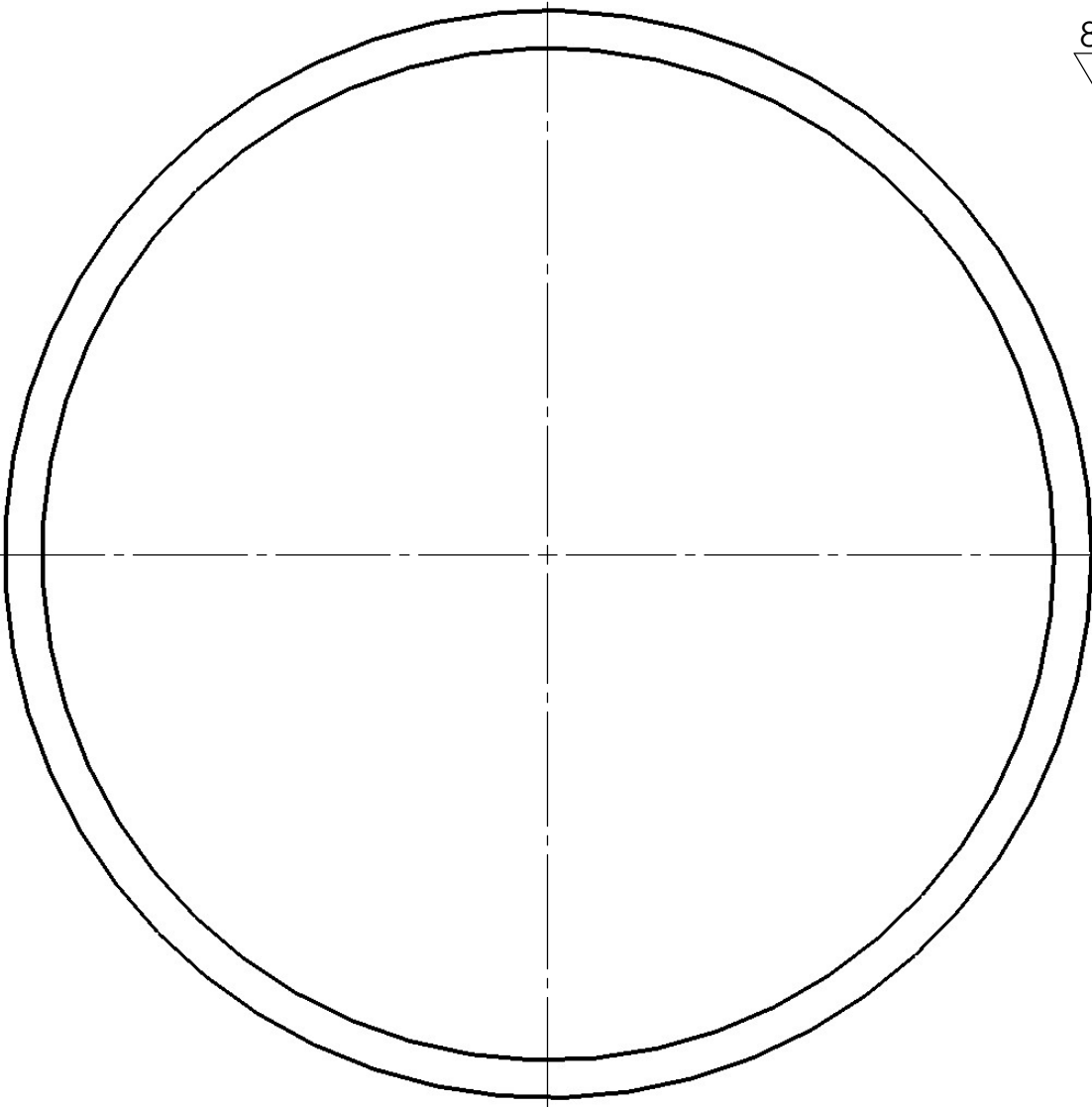
Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA					
Julio		Tembissee							
Verificou	Data	Apelido							
Dionisio		Langa							
2:1	Veio roscado horizontal			EP-2024					

√ Rz80 (√)



1. Dimensões não indicadas: H14, h14; $\pm IT14/2$

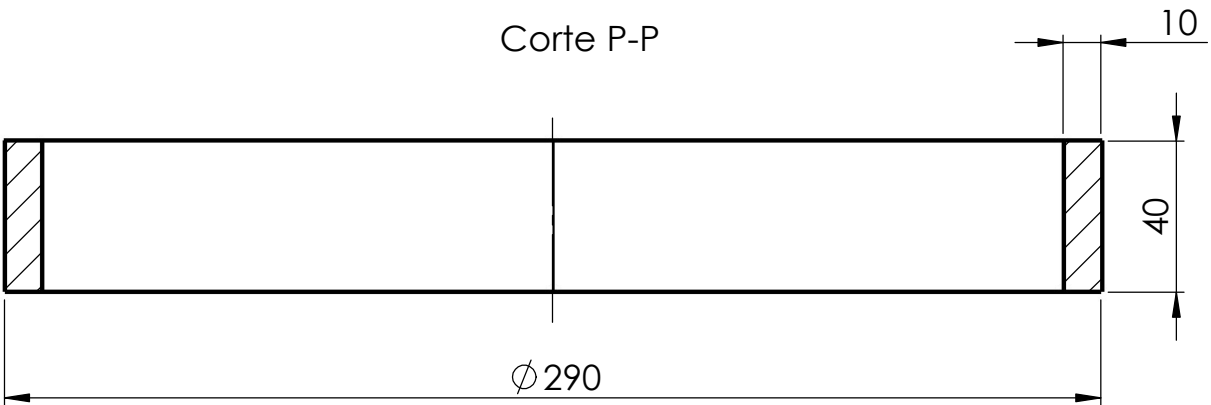
Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA																										
Julio		Tembisse																												
Verificou	Data	Apelido																												
Dionisio		Langa																												
2:1	Veio roscado vertical			EP-2024																										
				<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td colspan="7"></td></tr></table>																										



P

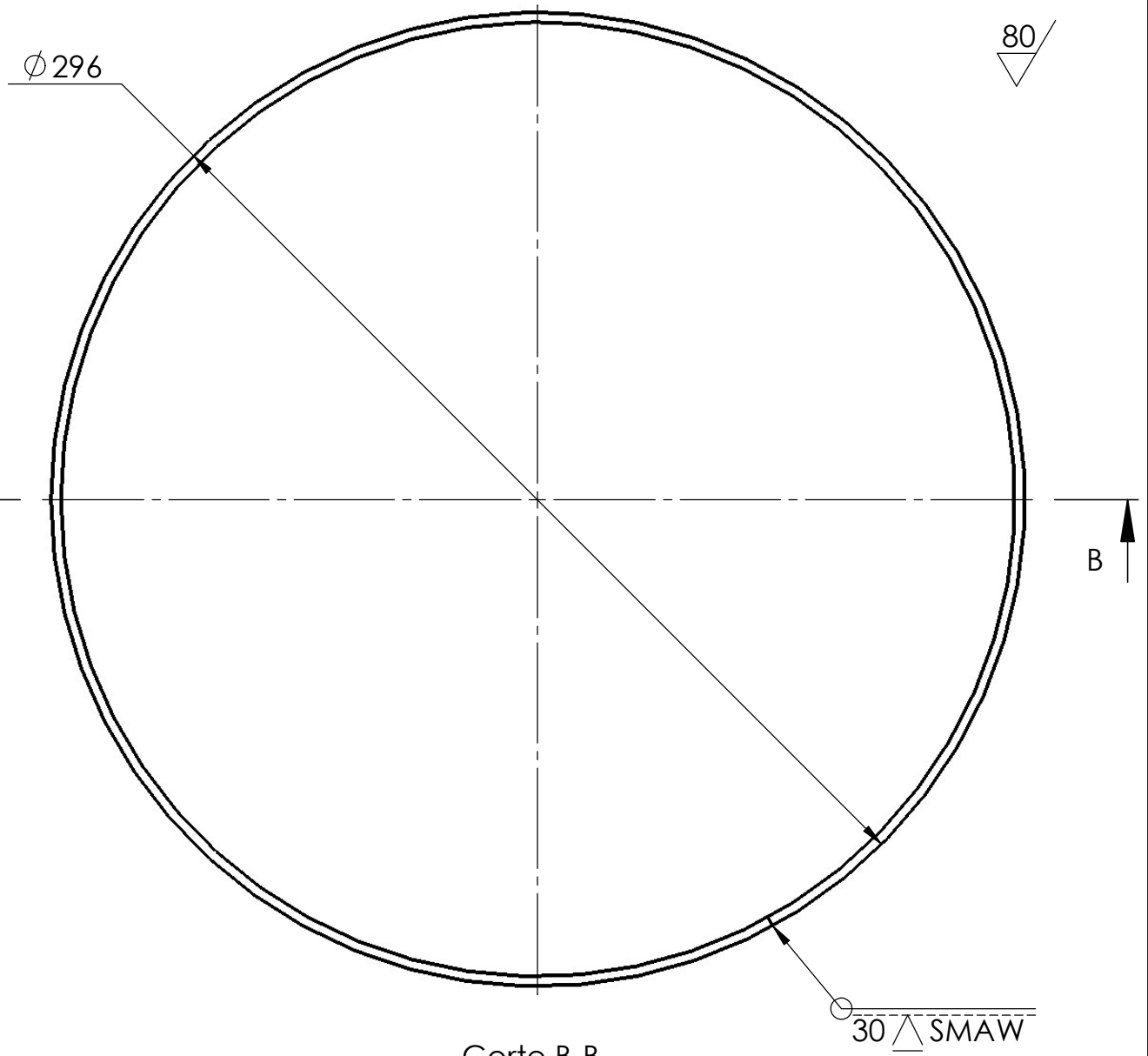
P

Corte P-P

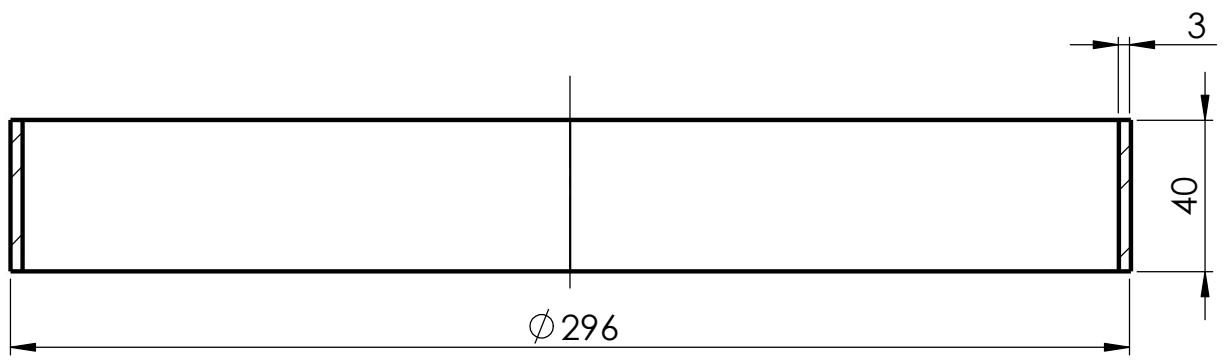


1. Dimensões não indicadas: H14, h14; $\pm IT14/2$

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA																				
Julio		Tembisse																						
Verificou	Data	Apelido																						
Dionísio		Langa																						
1:2	Suporte circular menor			EP-2024																				
				<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>																				

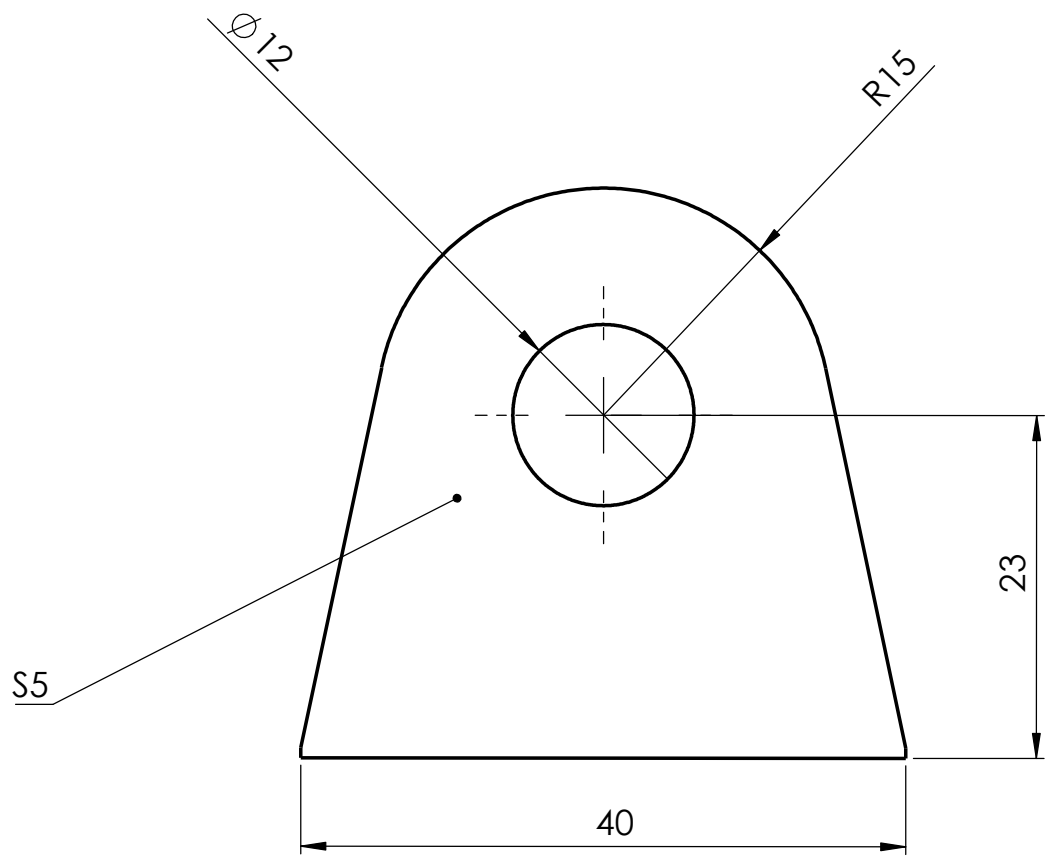


Corte B-B



1. Dimensões não indicadas: h14; ±IT14/2

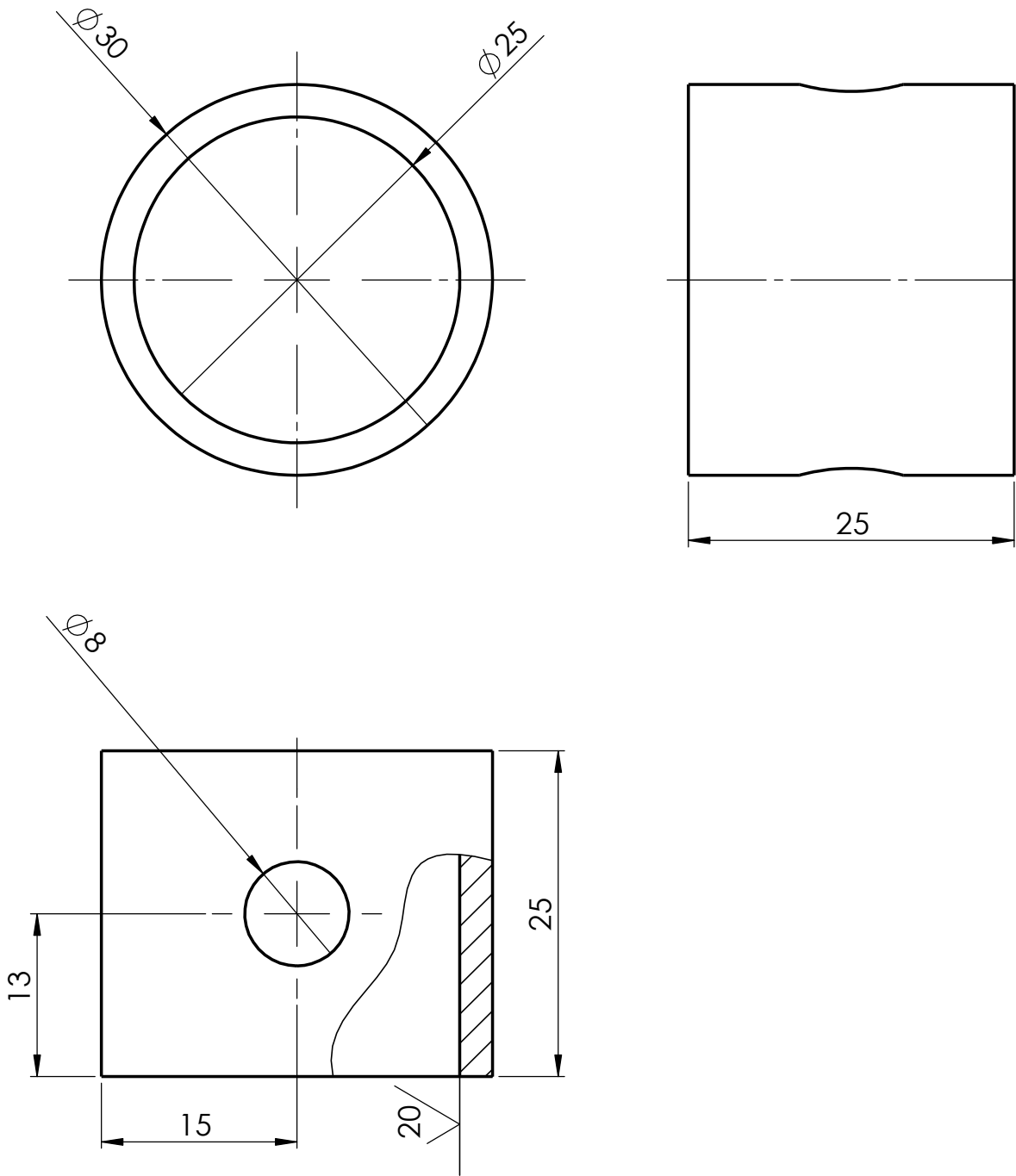
Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA																				
Julio		Tembisse																						
Verificou	Data	Apelido																						
Dionisio		Langa																						
1:5	Suporte circular maior			EP-2024																				
				<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>																				



1. Dimensões não indicadas: H14, h14; ±IT14/2

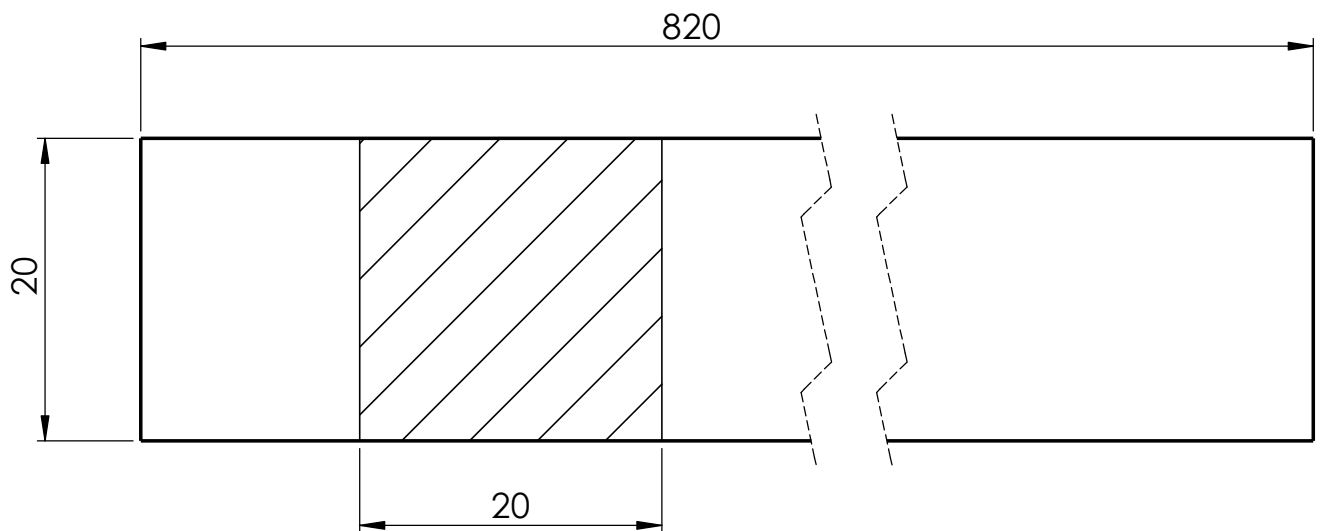
Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA						
Julio		Tembisse								
Verificou	Data	Apelido								
Dionisio		Langa								
2:1	Apoio dos braços			EP-2024						

80/ (✓)



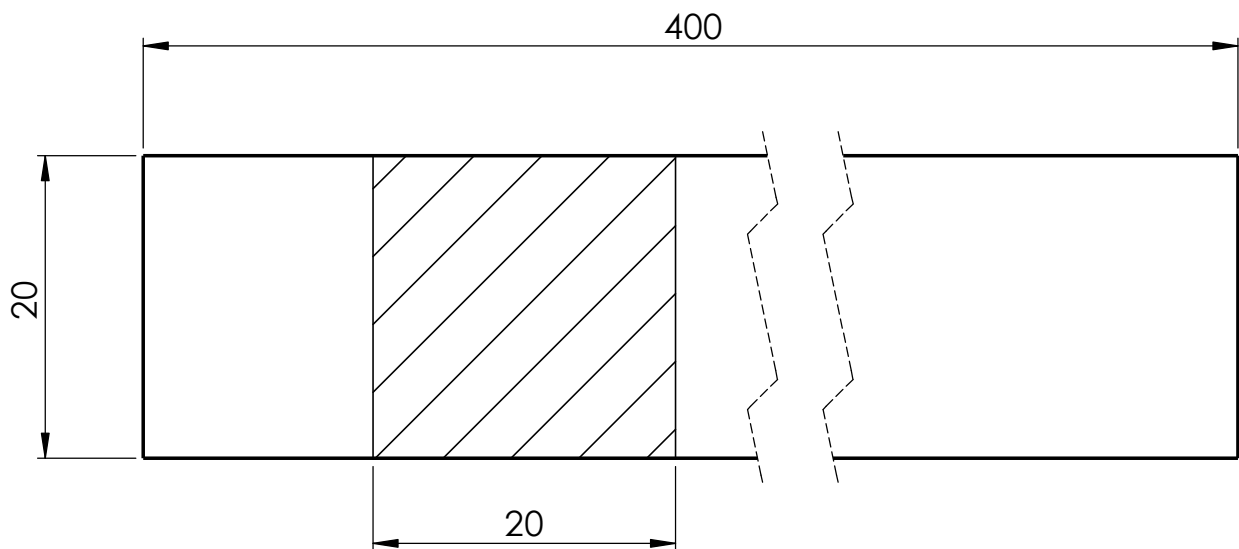
1. Dimensões não indicadas: H14, h14; $\pm IT14/2$

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA						
Julio		Tembisse								
Verificou	Data	Apelido								
Dionisio		Langa								
2:1	Corpo de deslizamento			EP-2024						



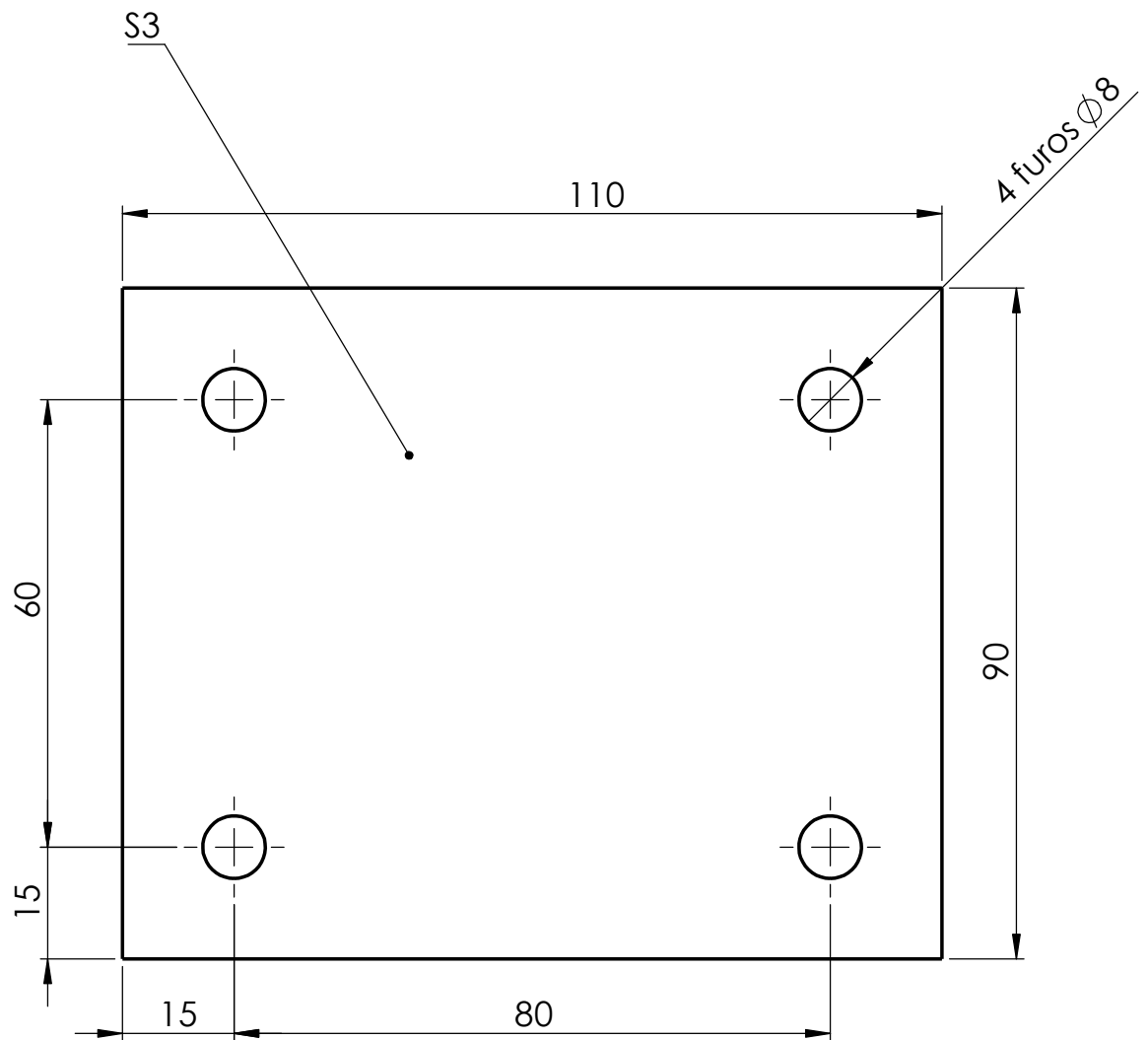
1. Dimensões não indicadas: h14; $\pm T14/2$

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA						
Julio		Tembisse								
Verificou	Data	Apelido								
Dionisio		Langa								
1:1	Barra maior			EP-2024						



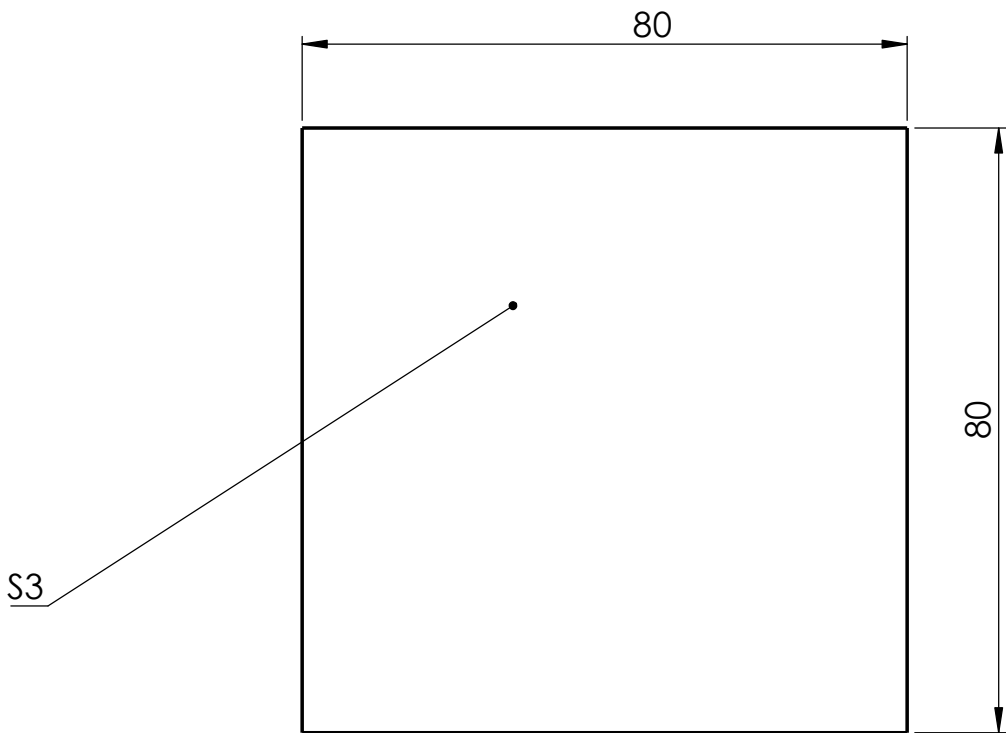
1. Dimensões não indicadas: h14; $\pm IT14/2$

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA						
Julio		Tembisse								
Verificou	Data	Apelido								
Dionisio		Langa								
1:1	Barra menor			EP-2024						



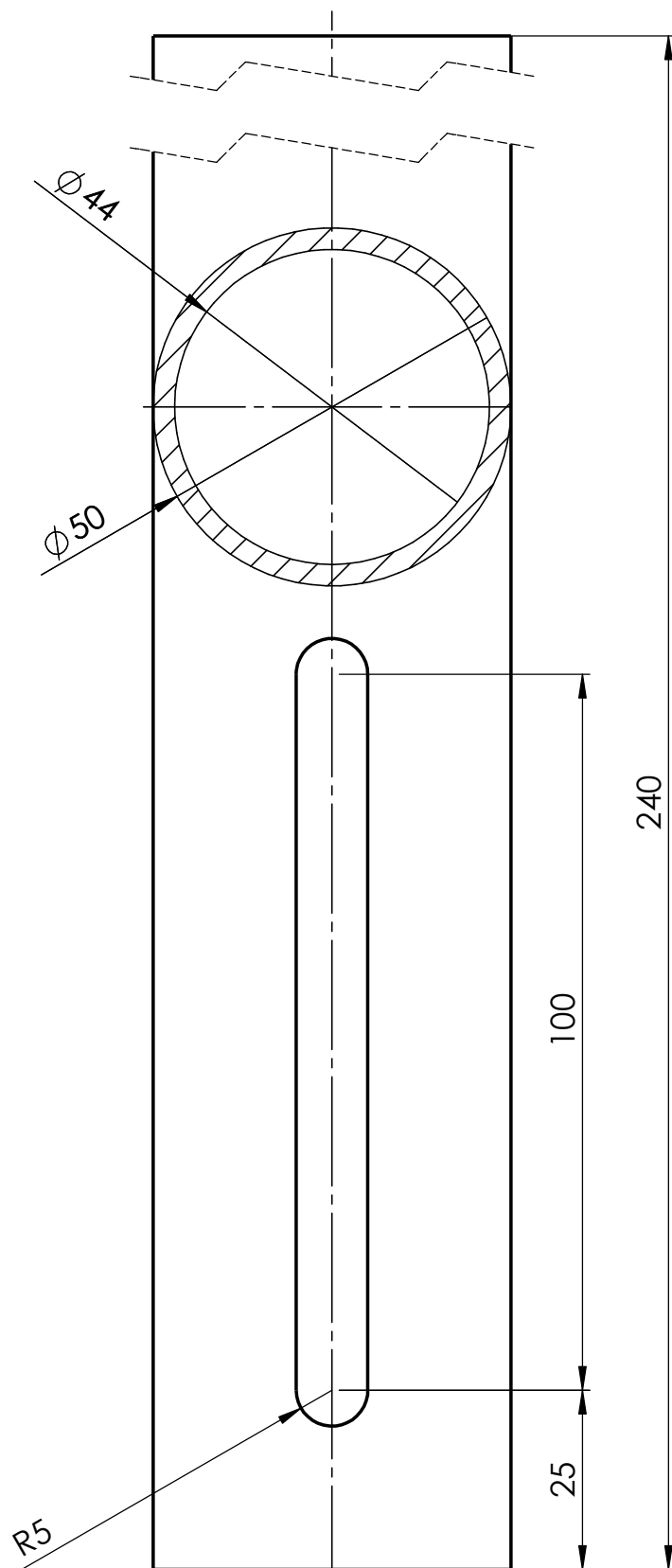
1. Dimensões não indicadas: h14; ±T14/2

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA						
Julio		Tembisse								
Verificou	Data	Apelido								
Dionisio		Langa								
1:1	Base das rodas			EP-2024						



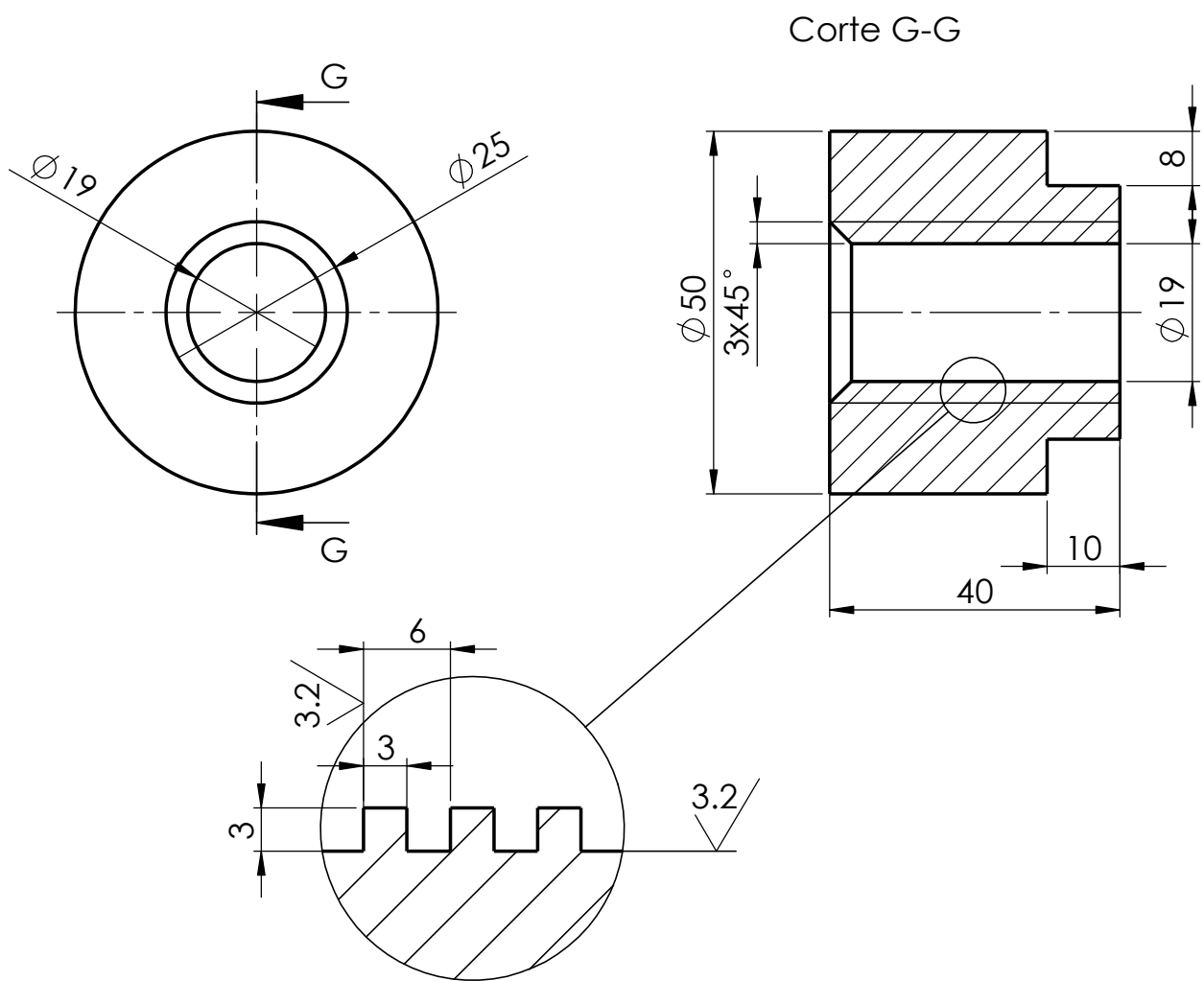
1. Dimensões não indicadas: h14; ±IT14/2

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA						
Julio		Tembisse								
Verificou	Data	Apelido								
Dionisio		Langa								
1:1	Base central			EP-2024						



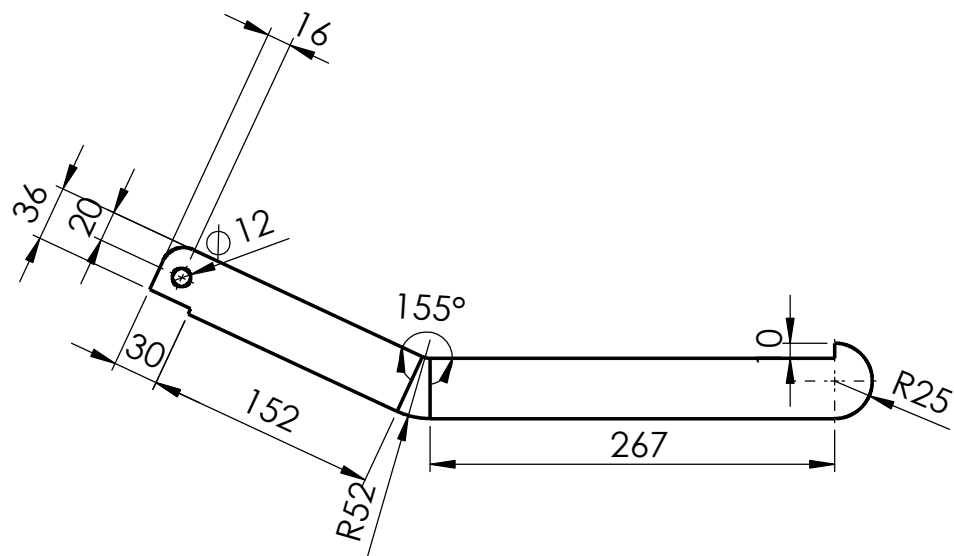
1. Dimensões não indicadas: H14, h14; $\pm$ IT14/2

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA						
Julio		Tembisse								
Verificou	Data	Apelido								
Dionisio		Langa								
1:1	Tubo de ranhurado			EP-2024						



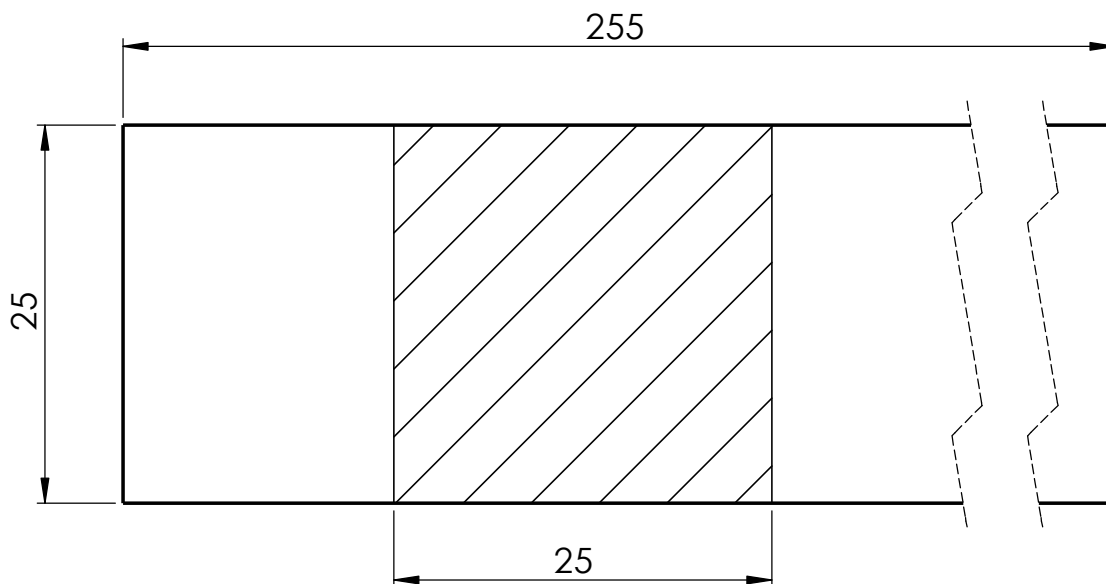
1. Dimensões não indicadas: H14, h14; $\pm$ T14/2

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA						
Julio		Tembisse								
Verificou	Data	Apelido								
Dionisio		Langa								
1:1	Luva roscada			EP-2024						



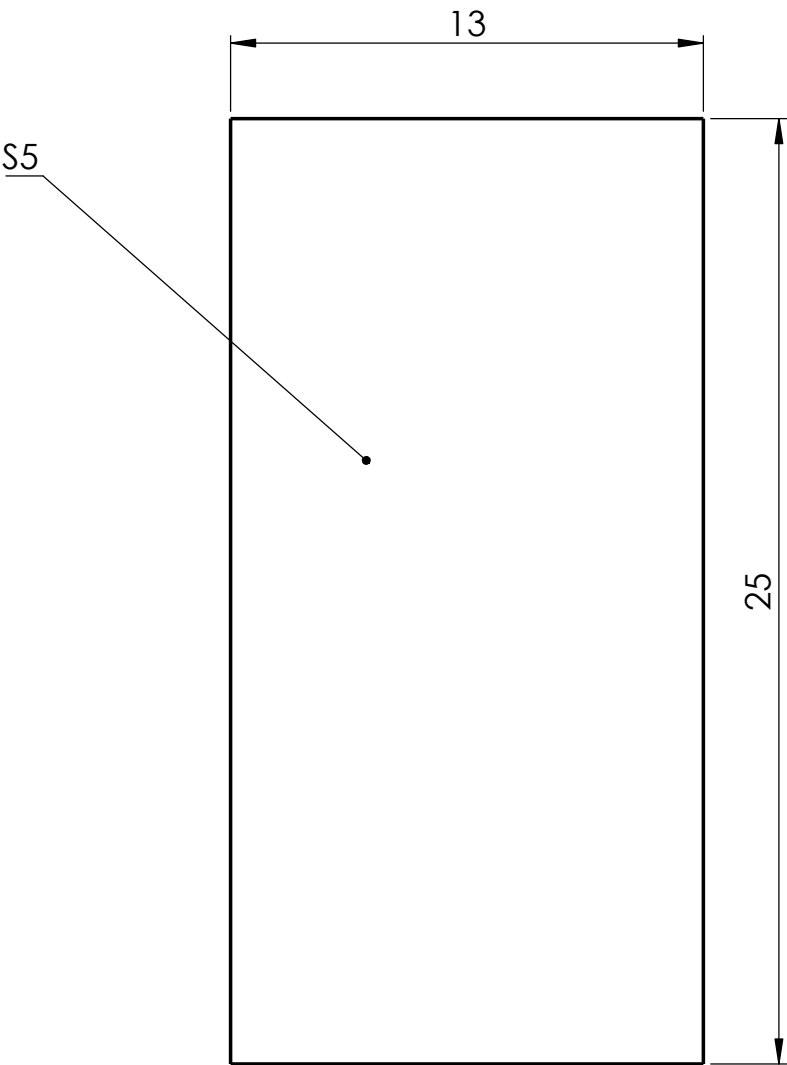
1. Dimensões não indicadas: H14, h14; $\pm IT14/2$

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA						
Julio		Tembisse								
Verificou	Data	Apelido								
Dionisio		Langa								
1:5	Garra			EP-2024						



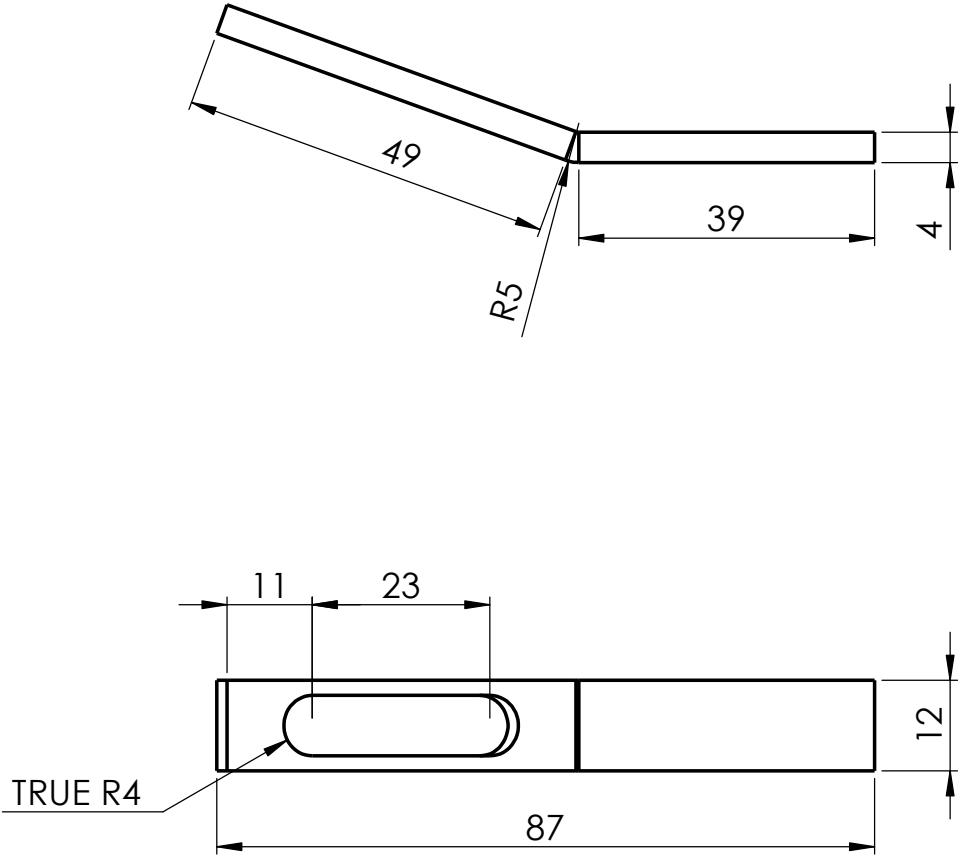
1. Dimensões não indicadas: H14, h14; $\pm IT14/2$

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA																				
Julio		Tembisse																						
Verificou	Data	Apelido																						
Dionisio		Langa																						
2:1	Barra de encosto			EP-2024																				
				<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>																				



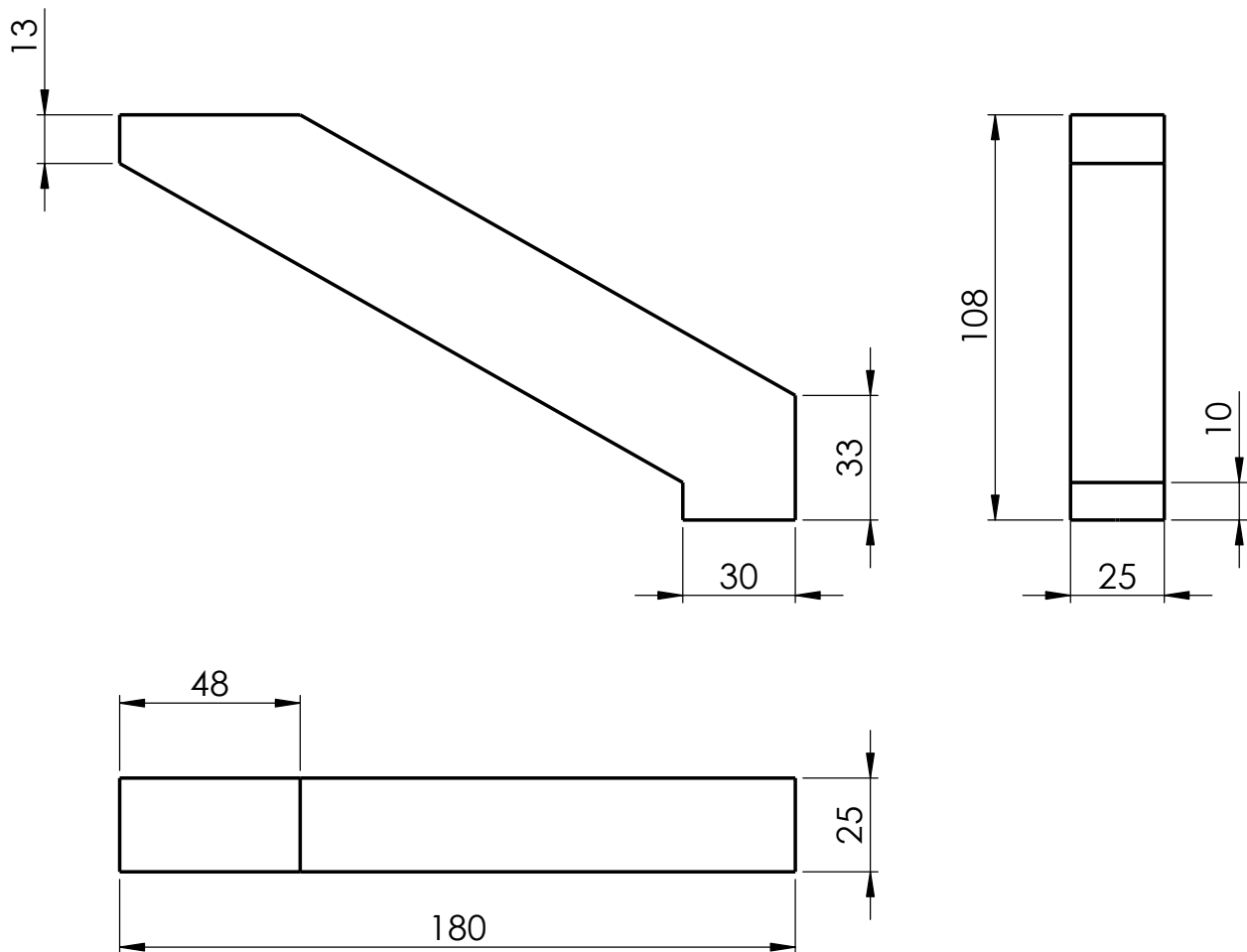
1. Dimensões não indicadas: h14; ±IT14/2

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA						
Julio		Tembisse								
Verificou	Data	Apelido								
Dionisio		Langa								
5:1	Barras auxiliares			EP-2024						



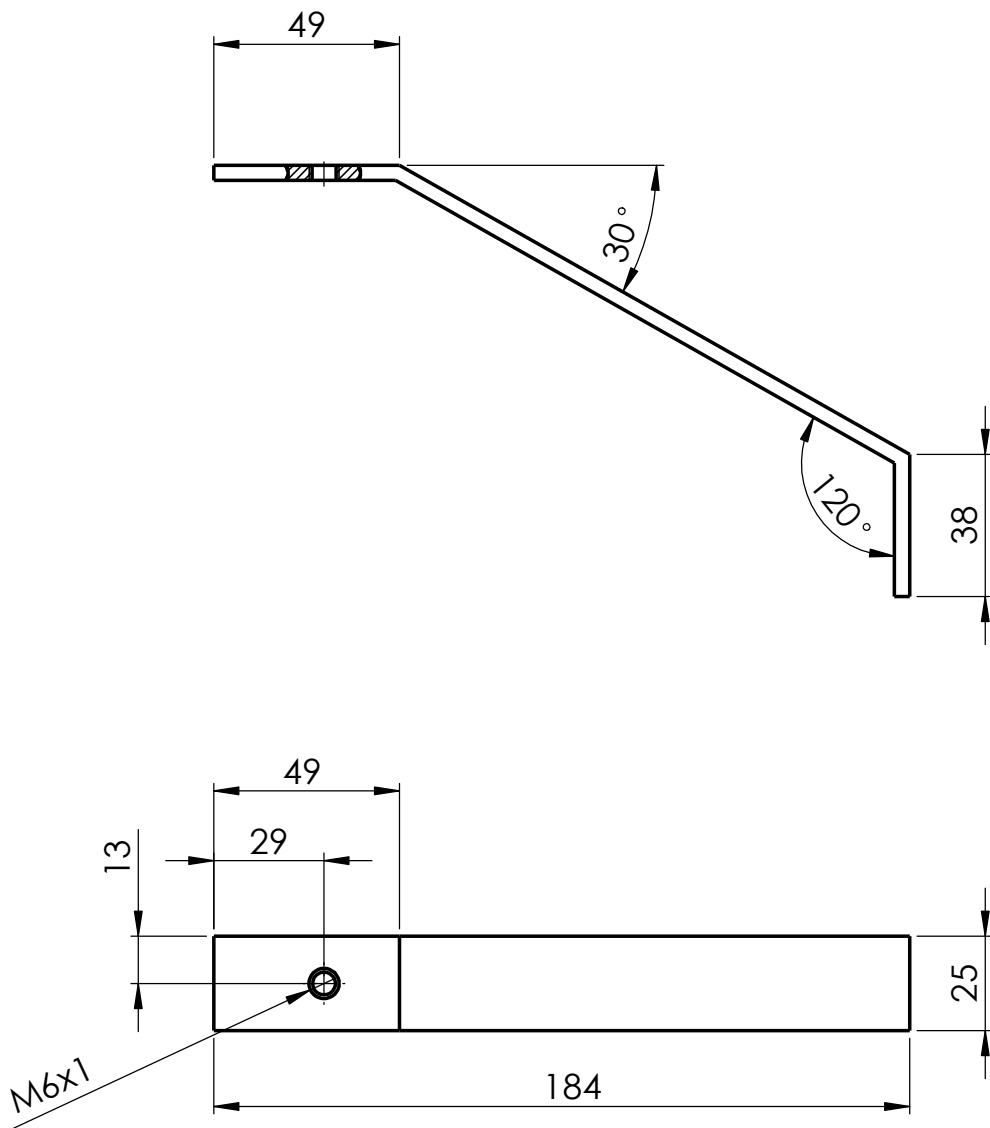
1. Dimensões não indicadas: h14; $\pm T14/2$

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA						
Julio		Tembisse								
Verificou	Data	Apelido								
Dionisio		Langa								
1:1	Barra de aperto			EP-2024						



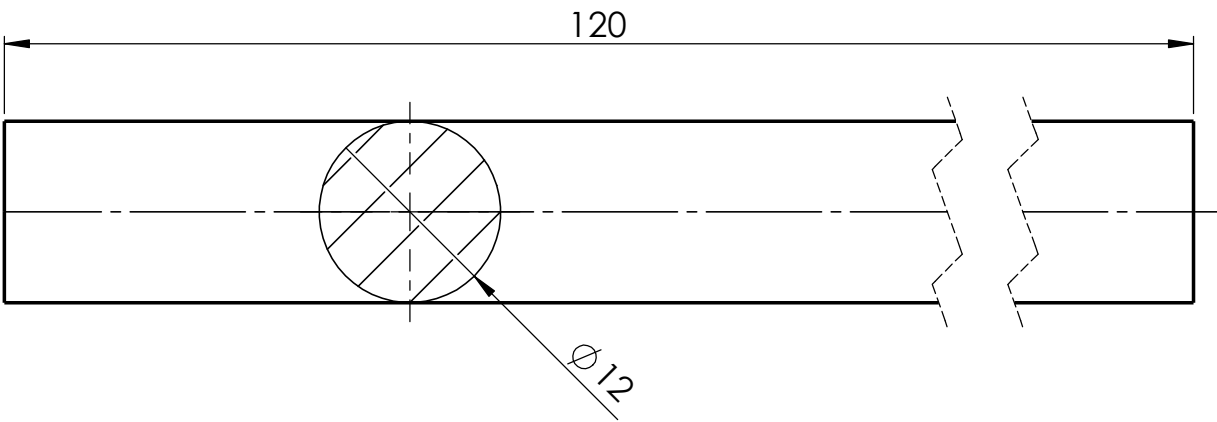
1. Dimensões não indicadas: h14; ±IT14/2

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA						
Julio		Tembisse								
Verificou	Data	Apelido								
Dionisio		Langa								
1:2	Suporte traseiro maior			EP-2024						



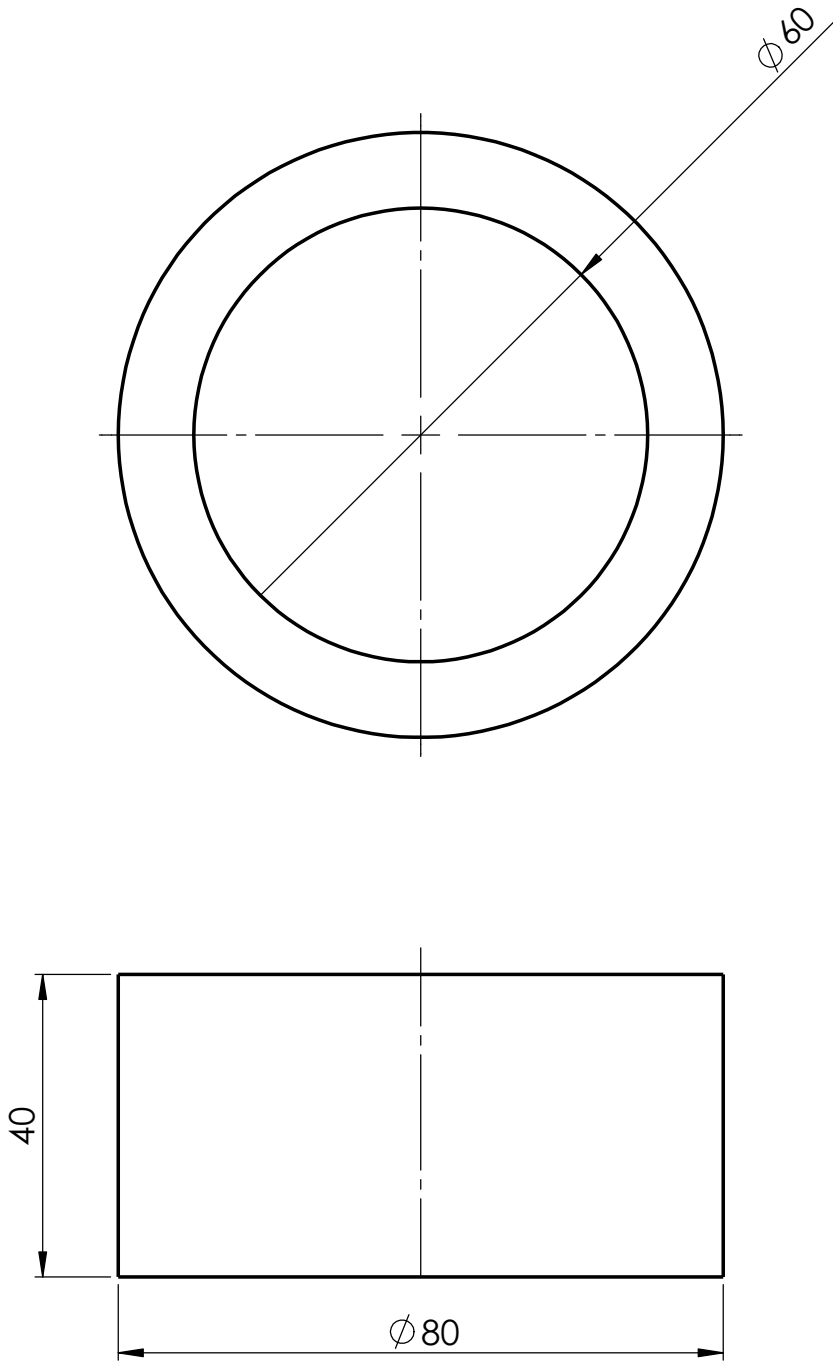
1. Dimensões não indicadas: h14; $\pm$ IT14/2

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA						
Julio		Tembisse								
Verificou	Data	Apelido								
Dionisio		Langa								
1:2	Suporte traseiro			EP-2024						



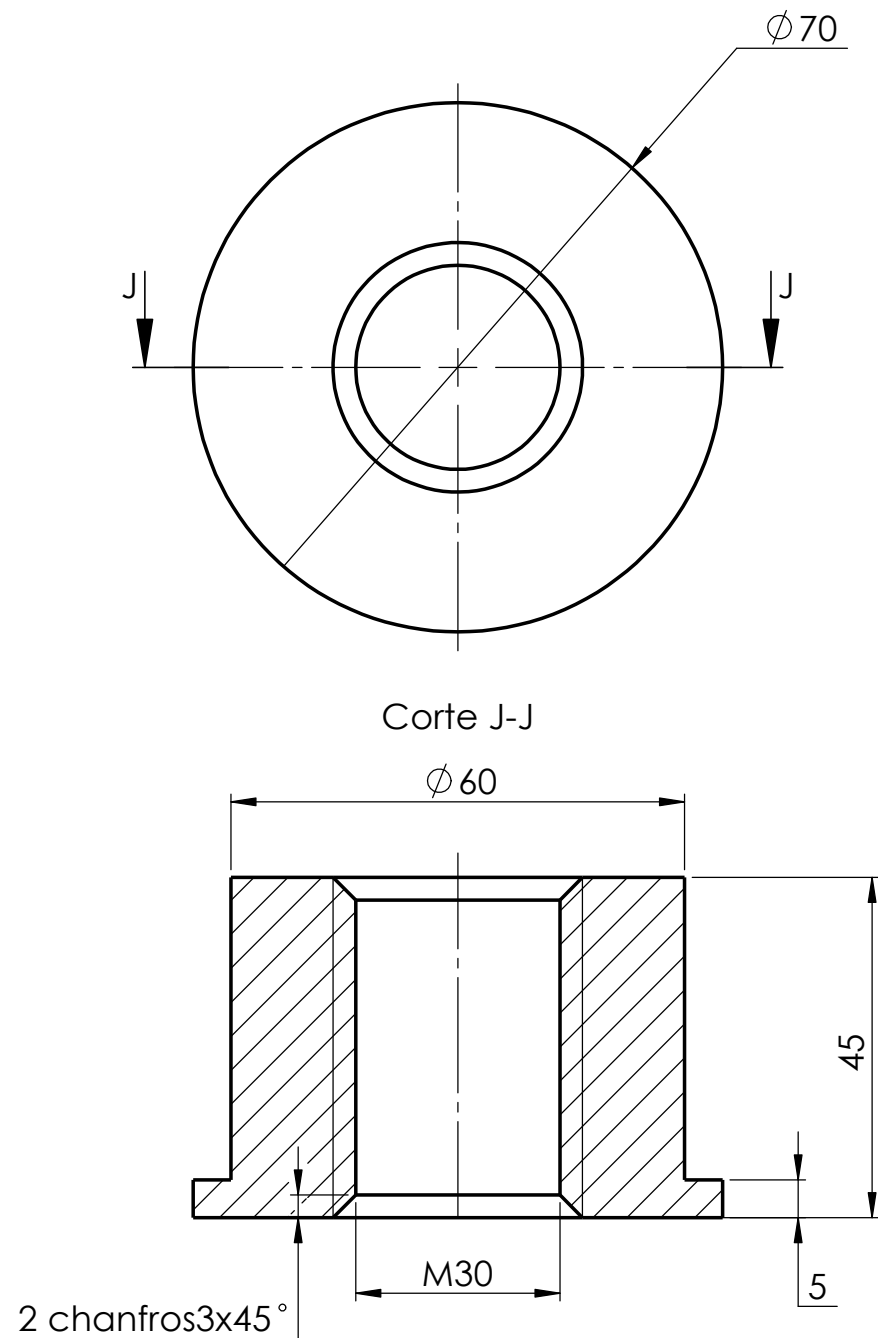
1. Dimensões não indicadas: h14; ±IT14/2

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA						
Julio		Tembisse								
Verificou	Data	Apelido								
Dionisio		Langa								
2:1	Binario			EP-2024						



1. Dimensões não indicadas: h14; $\pm IT14/2$

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA						
Julio		Tembisse								
Verificou	Data	Apelido								
Dionisio		Langa								
1:1	Cilindro externo			EP-2024						



1. Dimensões não indicadas: h14; $\pm IT14/2$

Desenhou	Data	Apelido	Aço AISI 1035	UEM-FE-DEMA						
Julio		Tembisse								
Verificou	Data	Apelido								
Dionisio		Langa								
1:1	Luva superior			EP-2024						