

Maik Gramelichy Mello
Mônico Torres Mônico

**Tribômetro pino sobre disco com
percurso em espiral de arquimedes:
Projeto e construção.**

Vitória, ES

2016

Maik Gramelichy Mello
Mônico Torres Mônico

**Tribômetro pino sobre disco com
percurso em espiral de arquimedes:
Projeto e construção.**

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Universidade Federal do Espírito Santo - UFES
Centro Tecnológico
Departamento de Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Cherlio Scandian.

Vitória, ES
2016

Maik Gramelichy Mello
Mônico Torres Mônico

**Tribômetro pino sobre disco com
percurso em espiral de arquimedes:
Projeto e construção.**

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Trabalho aprovado. Vitória, ES, 2016:

Prof. Dr. Cherlio Scandian.
Orientador

Prof. Dr. Fernando César Meira Menandro
Examinador

Me. Nathan Fantecelle Strey
Examinador

Vitória, ES
2016

Dedicamos este trabalho a todos os familiares e amigos, que sempre nos apoiaram e torceram por nós.

Dedicamos, ainda, a Deus que nos proporcionou condições para realização deste trabalho.

Agradecimentos

Ao PET Mecânica, que através dele nos foi possível abraçar o desenvolvimento desse projeto, que junto com o tutor Fernando Menandro nos deu total apoio durante o processo.

Ao Professor Dr. Cherlio Scandian, por nos presentear com a possibilidade de desenvolver este complexo equipamento.

Ao Me. Nathan Strey, que esteve presente desde o início dando todo o suporte necessário, com críticas e sugestões, contribuindo com amplo conhecimento e experiência.

Aos mestres, que nos proporcionaram todo o ganho de conhecimento durante o curso, sem o qual seria impossível concretizar este projeto.

À família, por estar presente em todos os momentos, confiando e apoiando nosso trabalho.

Aos amigos, que fizeram parte de toda a caminhada até aqui.

À HKM Indústria e Comércio, pela doação da mesa do projeto.

À Geremia Redutores, pela doação do motorreductor usado para o deslocamento do fuso.

A Deus, por tudo.

Agradeço todas as dificuldades que enfrentei; não fosse por elas, eu não teria saído do lugar. As facilidades nos impedem de caminhar.
(Chico Xavier)

Resumo

O presente trabalho consiste no projeto mecânico de um tribômetro do tipo pino sobre disco. Trata-se de um equipamento para reprodução de fenômenos de atrito e desgaste que é de fundamental importância para estudos tribológicos.

O tribômetro pino sobre disco reproduz os mecanismos de atrito e desgaste por meio do contato entre um disco revestido por um abrasivo e um pino (corpo de prova). Com o movimento de giro do disco, giro em torno do próprio eixo e movimento de translação do pino, surge movimento relativo entre abrasivo e pino e assim ocorrem os fenômenos a serem estudados.

Os parâmetros de projeto foram definidos com base na norma ASTM G132-96, que padroniza as características do ensaio, bem como do equipamento utilizado. O trabalho engloba materiais utilizados; cálculos mecânicos de resistência, rigidez e cinemática; adequação a métodos de fabricação e redução de custos; desenho computacional tridimensional; discussão e definição acerca de viabilidade de alternativas.

A execução se deu em quatro etapas: estudo da norma ASTM G132-96, dimensionamento mecânico e desenho tridimensional, seleção de componentes mecânicos/elétricos e elaboração de desenhos técnicos para fabricação.

O resultado final consiste de toda a especificação de componentes mecânicos e elétricos, além de desenhos técnicos para fabricação de elementos sob encomenda.

Palavras-chave: Tribômetro; Tribologia; Abrasômetro; Ensaio; Projeto;

Abstract

The present work consists of the mechanical design of a pin-on-disk tribometer. It is an equipment for reproduction of friction and wear phenomena that is of fundamental importance for tribological studies.

The pin-on-disk tribometer reproduces the mechanisms of friction and wear by means of the contact between a disk coated by an abrasive and a pin (test piece). With the rotation of the disk, turning around the axis and movement of translation of the pin, there is a relative movement between the abrasive and the test body, so the phenomena to be studied occurs.

The design parameters were defined based on the ASTM standard G132-96, which standardizes the characteristics of the test, as well as the equipment used. The work includes materials used; Mechanical calculations of strength, stiffness and kinematics; Suitability to manufacturing methods and cost reduction; Three-dimensional computational design; Discussion and definition about the feasibility of alternatives.

The execution took place in four stages: study of the ASTM G132-96 standard, mechanical sizing and three-dimensional drawing, selection of mechanical / electrical components and elaboration of technical drawings for fabrication.

The final result consists of all the specification of mechanical and electrical components, as well as technical drawings for the fabrication of elements.

Keywords: Tribometer; Tribology; Abrasometer; Test; Project; english

Lista de figuras

Figura 1 – Rugosidades nas superfícies.	16
Figura 2 – Parâmetros que influenciam no desgaste.	17
Figura 3 – Desgaste a dois corpos.	18
Figura 4 – Desgaste a três corpos.	18
Figura 5 – Diversas formas de representar uma situação de campo.	19
Figura 6 – Movimentos e cargas atuantes durante ensaio.	25
Figura 7 – Vista explodida dos componentes do Cabeçote.	26
Figura 8 – Vista explodida dos componentes da Torre.	27
Figura 9 – Vista explodida dos componentes do Braço Superior.	27
Figura 10 – Vista explodida dos componentes do Braço Inferior.	28
Figura 11 – Vista explodida dos componentes do Disco.	29
Figura 12 – Vista explodida dos componentes do suporte da célula de carga.	30
Figura 13 – Vista explodida dos componentes do Batente de Elevação.	30
Figura 14 – Croqui elaborado na etapa de projeto preliminar.	31
Figura 15 – Mecanismo de translação.	34
Figura 16 – Elemento rolante e rampa.	34
Figura 17 – Mecanismo de inclinação do braço.	35
Figura 18 – Mecanismo de giro do disco.	35
Figura 19 – Mecanismo de giro do pino.	36
Figura 20 – Mecanismo de leitura da força de atrito.	37
Figura 21 – Célula de carga.	37
Figura 22 – Desenho representativo com cotas para os rolamentos de esferas.	39
Figura 23 – Desenho representativo com cotas para o rolamento de rolos cônicos.	39
Figura 24 – Desenho representativo com cotas para as unidades de rolamento.	39
Figura 25 – Rolamentos dos braços	40
Figura 26 – Rolamentos dos braços no catálogo do fabricante.	41
Figura 27 – Rolamentos do cabeçote.	41
Figura 28 – Rolamento superior do cabeçote	42
Figura 29 – Rolamento inferior do cabeçote	43
Figura 30 – Rolamento do disco	43
Figura 31 – Rolamento do disco no catálogo do fabricante	44
Figura 32 – Rolamentos centrais	45
Figura 33 – Vista de corte no alojamento dos rolamentos centrais.	45
Figura 34 – Rolamentos de rolos cônicos no catálogo do fabricante.	46
Figura 35 – Rolamentos de esferas no catálogo do fabricante.	46
Figura 36 – Micro redutor selecionado para o equipamento.	50

Figura 37 – Mandril selecionado para o equipamento.	51
Figura 38 – Coxim selecionado para o equipamento.	52
Figura 39 – Amortecedor selecionado para os pés do equipamento.	53
Figura 40 – Vista com os braços e suportes de cargas apontados.	54
Figura 41 – Pino defletido devido à força de atrito durante o ensaio.	55
Figura 42 – Erro na medição ocasionado pelo desalinhamento do pino sobre o disco.	56
Figura 43 – Perfil escolhido com a representação dos eixos de inércia.	57
Figura 44 – Diagrama de corpo livre do braço superior (Visão superior).	58
Figura 45 – Diagrama de corpo livre do braço superior (Visão lateral).	58
Figura 46 – Diagrama de corpo livre usado na análise de tração e compressão devido ao momento fletor no braço de suporte superior da célula de carga.	59
Figura 47 – Diagrama de corpo livre usado na análise de tração e compressão devido ao momento fletor no braço de suporte inferior da célula de carga.	60
Figura 48 – Erro na medição ocasionado pela deflexão dos braços.	61
Figura 49 – Contrapesos móveis.	62
Figura 50 – Mancal sob análise apontado no desenho tridimensional.	62
Figura 51 – Vista da seção central do mancal.	63
Figura 52 – Vista frontal da geometria do pino dos rolamentos.	64
Figura 53 – Malha utilizada na simulação do pino dos rolamentos.	64
Figura 54 – Resultado da simulação do pino dos rolamentos.	65
Figura 55 – Vista lateral do eixo do cabeçote.	65
Figura 56 – Malha utilizada na simulação do eixo do cabeçote.	66
Figura 57 – Resultado da simulação no eixo do cabeçote.	66
Figura 58 – Diagrama de corpo livre do pé da mesa.	67
Figura 59 – Perfil selecionado com os eixos de inércia apresentados.	68
Figura 60 – Projeto final da mesa (Vista isométrica).	69
Figura 61 – Massas para aplicação de carga normal (peso morto).	70
Figura 62 – Parafusos críticos apontados no desenho tridimensional.	70
Figura 63 – Projeto mecânico final.	72

Lista de tabelas

Tabela 1 – Dados calculados	40
Tabela 2 – Dados - rolamento superior do cabeçote	42
Tabela 3 – Dados calculados - rolamento inferior do cabeçote	42
Tabela 4 – Dados calculados - rolamento do disco	44
Tabela 5 – Dados calculados - rolamento de rolos cônicos	45
Tabela 6 – Dados calculados - rolamento de esferas	45
Tabela 7 – Dados de entrada para o dimensionamento do motor do fuso.	47
Tabela 8 – Dados calculados e definidos para o motorreductor do fuso.	48
Tabela 9 – Dados de entrada para o dimensionamento do motorreductor do disco.	48
Tabela 10 – Dados definidos/calculados	49
Tabela 11 – Motorreductor selecionado para movimento do fuso	49
Tabela 12 – Motorreductor selecionado para rotação do disco	49
Tabela 13 – Cálculo de torque	50
Tabela 14 – Dados técnicos - Micro motoreductor	50
Tabela 15 – Especificações do Coxim N1.	52
Tabela 16 – Especificações do amortecedor MAC, da linha tradicional Vibra-Stop.	53
Tabela 17 – Dados utilizados para a análise dos braços.	57
Tabela 18 – Resultados da análise de deflexão nos braços.	58
Tabela 19 – Resultados encontrados devido ao momento fletor no braço superior.	59
Tabela 20 – Dados usados na análise dos suportes da célula de carga.	59
Tabela 21 – Resultados das análises nos suportes da célula de carga.	60
Tabela 22 – Dados mancal	63
Tabela 23 – Dados necessários para a análise do pé da mesa.	68
Tabela 24 – Resultados das análises do pé da mesa	68
Tabela 25 – Resultados das análises nos parafusos	71

Lista de abreviaturas e símbolos

σ_{med}	Tensão normal média em qualquer ponto da área da seção transversal.
P	Resultante da força normal interna, aplicada no centróide da área da seção transversal. P é determinada pelo método das seções e pelas equações de equilíbrio.
A	Área da seção transversal da barra.
$\sigma_{máx}$	Tensão normal máxima no elemento, que ocorre no ponto da área da seção transversal mais afastado do eixo neutro.
M	Momento interno resultante, determinado pelo método das seções e pelas equações de equilíbrio, e calculado em torno do eixo neutro da seção transversal.
I	Momento de inércia da área da seção transversal calculado em torno do eixo neutro.
c	= Distância perpendicular do eixo neutro ao ponto mais afastado desse eixo, no qual $\sigma_{máx}$ atua.
τ	= Tensão de cisalhamento no ponto localizado a uma distância y' do eixo neutro do elemento; supõe-se que essa tensão seja constante, e, portanto, média ao longo da largura t do membro.
V	= Força cortante resultante interna, determinada pelo método das seções e pelas equações de equilíbrio.
t	= Largura da área da seção transversal do elemento medida no ponto em que τ deve ser determinado.
Q	= $\int A' y' dA' = \bar{y} A'$, onde A' é a parte superior (ou inferior) da área da seção transversal do elemento, definida pela seção onde t é medido, e \bar{y} é a distância até o centróide de A' , medida a partir do eixo neutro.
$v_{máx}$	= Deslocamento máximo da viga em relação a posição original.
P	= Carga pontual aplicada na viga.
L	= Comprimento da viga.
E	= Módulo de elasticidade do material.

P	= Carga crítica ou carga axial máxima na coluna imediatamente antes de começar a flambagem; essa carga não deve permitir que a tensão na coluna exceda o limite de proporcionalidade.
L_{col}	= Comprimento da coluna sem apoio, cujas extremidades são presas por pinos.
V_t	= velocidade mínima de translação
d	= diâmetro do pino
e	= espaçamento entre marcas
N_d	= Velocidade de rotação do disco
N_f	= rotação do fuso
V_t	= velocidade mínima de translação
p	= passo do fuso
f	= frequência a ser setada no inversor
N_{mc}	= velocidade controlada de giro no motor
T	= Torque (Nm)
F	= Força máxima de atrito (N)
R	= Distância do ponto de aplicação da força até o centro do disco (mm)
T_m	= Torque na saída do motorreductor (Nm)
P	= Potência do motorreductor (CV)
i	= Relação de redução do motorreductor

Sumário

1	Introdução	15
2	Embasamento teórico	16
2.1	Tribologia	16
2.1.1	Atrito	16
2.1.2	Aspecto sistêmico dos fenômenos de atrito e desgaste	16
2.1.3	Desgaste abrasivo	17
2.1.4	O ensaio tribológico	18
2.2	As norma ASTM G132-96	19
2.3	Resistência dos materiais	20
2.3.1	Carga axial	20
2.3.2	Flexão	21
2.3.3	Cisalhamento transversal	21
2.3.4	Deflexão de vigas e eixos	21
2.3.5	Flambagem de colunas	22
3	Trabalhos anteriores	23
4	Metodologia do projeto	24
4.1	Definição do problema	24
4.2	Projeto conceitual	24
4.2.1	Definições	25
4.2.2	Premissas	30
4.3	Projeto preliminar	31
4.4	Projeto detalhado	32
5	Resultados	33
5.1	Os mecanismos de funcionamento	33
5.1.1	O mecanismo de translação	33
5.1.2	O mecanismo de finalização do ensaio	34
5.1.3	O mecanismo de quatro barras	35
5.1.4	O mecanismo de giro do disco	35
5.1.5	O mecanismo de giro do pino	36
5.1.6	O mecanismo de medição da força de atrito	36
5.2	Seleção de materiais	37
5.3	Seleção de componentes	38
5.3.1	Rolamentos	38
5.3.2	Motorreduztores	46

5.3.2.1	Motorreductor do fuso	47
5.3.2.2	Motorreductor do disco	48
5.3.2.3	Micro motorreductor do cabeçote	49
5.3.3	Mandril para fixação do pino	50
5.3.4	Amortecedores	51
5.4	Dimensionamento dos componentes estruturais	53
5.4.1	Braços e suportes da célula de carga	54
5.4.1.1	Braços	56
5.4.1.2	Suportes da célula de carga	59
5.4.1.3	Interpretação dos resultados através do gráfico apresentado na figura 42	60
5.4.2	Contrapesos móveis	61
5.4.3	Mancais de rolamento	62
5.4.4	Pinos dos rolamentos	64
5.4.5	Eixo do cabeçote	65
5.4.6	Mesa	67
5.4.7	Cargas de ensaio	69
5.4.8	Parafusos	70
6	Considerações finais	72
	Referências	74
	Apêndices	75
	APÊNDICE A – Desenhos técnicos	76

1 Introdução

A Tribologia tem por finalidade, o estudo do atrito, desgaste e lubrificação, que é um assunto interdisciplinar que envolve a experiência do físico, químico e o engenheiro mecânico, (HUTCHINGS, 1992).

Um estudo no Reino Unido (HUTCHINGS, 1992) fez uma estimativa das poupanças que poderiam ser feitas pela indústria se os princípios tribológicos conhecidos fossem amplamente aplicados. Estudos semelhantes foram posteriormente realizados em vários outros países e suas conclusões são semelhantes: pelo menos 1% do produto nacional bruto pode ser poupado com mais investimentos em pesquisas.

O Tribômetro então, vem ser a ferramenta necessária para o desenvolvimento desses estudos, seu propósito é prover simulações de atrito e desgaste sob condições controladas. Portanto, os tribômetros são a tecnologia básica utilizada na maioria das investigações tribológicas.

O presente trabalho tem como objeto o projeto mecânico e construção de um tribômetro/abrasômetro na configuração pino sobre disco de acordo com a norma ASTM G132-96, a ser alocado no Laboratório de Tribologia e Corrosão dos Materiais da Universidade Federal do Espírito Santo (UFES).

2 Embasamento teórico

2.1 Tribologia

Segundo Jost (2006), tribologia (do grego 'tribo' significando 'esfregar, atritar, friccionar' 'logos' significando 'estudo') foi definida em 1966 como "a ciência e tecnologia da interação de superfícies em movimento relativo e assuntos e práticas relacionados".

A tribologia é subdividida em três principais ramos de estudo, sendo eles: atrito, desgaste e lubrificação.

2.1.1 Atrito

Atrito é a força de contato que atua sempre que dois corpos se tocam e há tendência ao movimento. É gerada pela aspericidade das superfícies, conforme ilustrado na figura 1.

Figura 1: Rugosidades nas superfícies.



Fonte: Van Beek, Anton.

A força de atrito é paralela às superfícies em interação e contrária ao movimento relativo entre elas, representando sempre resistência ao movimento. O coeficiente de atrito é uma grandeza adimensional que relaciona a força de atrito e a força de compressão entre dois corpos. Esse coeficiente depende dos materiais envolvidos e uma série de outros fatores sistêmicos.

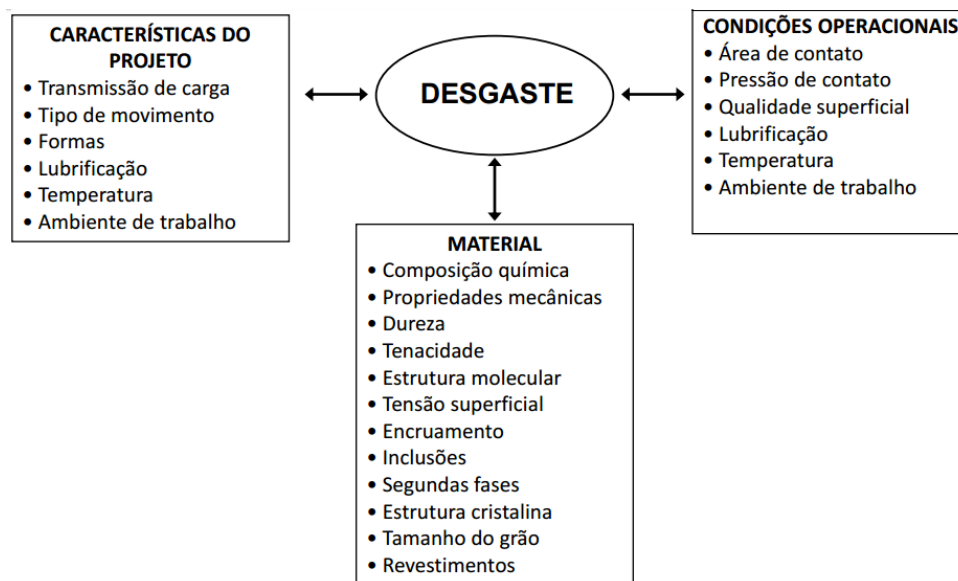
2.1.2 Aspecto sistêmico dos fenômenos de atrito e desgaste

O ato de dizer que atrito e desgaste são propriedades do material é um erro comum entre leigos no assunto, ocorrendo com frequência. Enganam-se os que o dizem. Na verdade, os fatores sistêmicos, como temperatura e umidade do ambiente, afetam muito o atrito e o desgaste dos materiais. Afetam de tal forma que, um sistema no qual tem-se resultados desejáveis com um material A e péssimos resultados com um material B, pode representar o oposto de um sistema distinto, na qual ocorre inviabilidade do material A e favorecimento do material B.

Conclui-se, portanto, que atrito e desgaste não são propriedades intrínsecas dos materiais, mas sim do sistema tribológico imposto (tribosistema), razão pela qual diz-se que o desgaste é um fenômeno de caráter sistêmico.

Muitas são as características que influenciam no desgaste, entre elas: características do projeto, condições operacionais e propriedades do material. Fatores que compõem o tribosistema são apresentados na figura 2.

Figura 2: Parâmetros que influenciam no desgaste.



Fonte: ZHUM GHAR

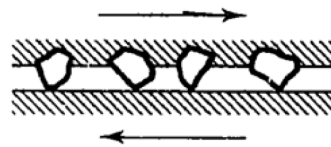
2.1.3 Desgaste abrasivo

No desgaste abrasivo, material é removido ou deslocado de uma superfície por uma partícula dura, ou as vezes, por uma protuberância forçada e arrastada contra a superfície que sofre desgaste (HUTCHINGS, 1992). A remoção de material no desgaste abrasivo pode ocorrer devido a fenômenos onde predomina a deformação plástica (microsulcamento, microcorte), ou onde predomina a fratura frágil (microtrincamento). No caso de remoção por deformação plástica, o material de menor dureza irá se deformar plasticamente até que seja removido, enquanto o de maior dureza apresentará pouca ou nenhuma deformação plástica. Já na situação em que predomina a remoção de material por fratura frágil, o material de menor tenacidade à fratura sofrerá com um número maior de microtrincas que causarão o desprendimento de material. O segundo caso tende a representar desgaste mais severo, já que geralmente provoca desprendimento de maiores volumes de matéria.

Esse tipo de desgaste ainda pode ser subdividido em dois grupos: dois corpos ou três corpos. No primeiro caso, as partículas duras responsáveis pelo desgaste encontram-se presas a uma das superfícies. Já no segundo caso, as partículas de alta dureza encontram-se

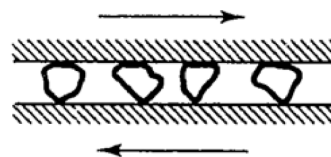
soltas entre as superfícies. Tal classificação pode ser adotada com cautela, uma vez que uma partícula presa a uma superfície pode se soltar durante o deslizamento, tornando imprecisa a distinção entre os mecanismos de remoção de material. As figuras 3 e 4 ilustram os tipos de desgaste abrasivo supracitados.

Figura 3: Desgaste a dois corpos.



Fonte: HUTCHINGS (1992)

Figura 4: Desgaste a três corpos.



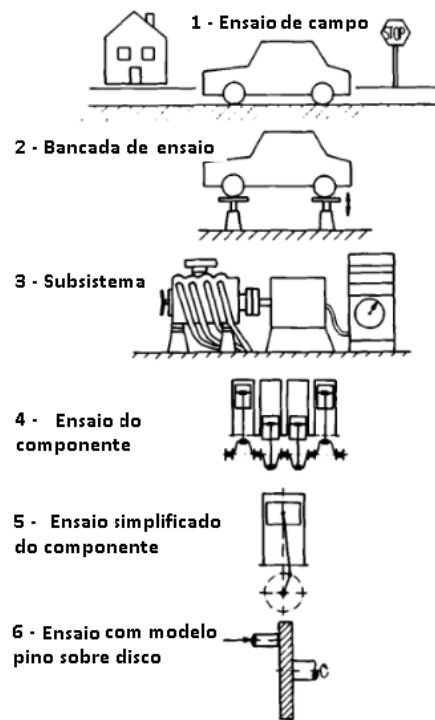
Fonte: HUTCHINGS (1992)

2.1.4 O ensaio tribológico

De acordo com o que foi previamente citado, sabe-se da relevância econômica dos estudos tribológicos. Um estudo em campo geralmente é inviável ou impossível. Sendo assim, recorre-se à reprodução dos mecanismos de atrito e desgaste em laboratório. Para cada caso, usa-se um equipamento que possa representar a aplicação real em estudo, ou um mecanismo semelhante. Uma vez identificado o mecanismo de desgaste, pode-se definir soluções de acordo com o que se deseja. Pode-se também estimar taxa de desgaste e coeficiente de atrito para os materiais em análise.

A figura 5 ilustra as diversas formas de estudar fenômenos tribológicos em um motor de automóvel, a partir de várias simplificações, com modelos cada vez mais reduzidos que representam a situação real de campo.

Figura 5: Diversas formas de representar uma situação de campo.



Fonte: ZUM GAHR (traduzido).

2.2 As norma ASTM G132-96

A norma ASTM G132-96 define os procedimentos padrões do ensaio em laboratório para determinação de resistência ao desgaste de um material. Os itens relevantes a este trabalho foram expostos a seguir:

1. O desgaste do pino deve ser mensurado através da perda de massa, com auxílio de um sistema de medição com sensibilidade de 0.0001 g ou melhor. A perda de massa deve ser convertida para perda volumétrica e deve ser relatada como resultado do ensaio, juntamente ao comprimento percorrido pelo pino e a carga normal aplicada.
2. A velocidade tangencial relativa entre pino e disco deve permanecer constante durante todo o ensaio. Sendo assim, a velocidade de rotação do disco deve variar de forma inversamente proporcional à distância do pino para o disco.
3. A velocidade de rotação do pino em torno do próprio eixo deve permanecer constante durante ensaio.
4. Recomenda-se o que o pino tenha diâmetro mínimo de 2 mm e máximo de 10 mm.

5. A carga de ensaio e o diâmetro do pino devem ser definidos com base na pressão de contato entre pino e disco. Esta deve variar entre 1 MPa e 2.5 Mpa, pois nesta faixa a tensão de contato é rigorosamente proporcional à carga aplicada.
6. A velocidade média de translação do pino deve estar entre 1 cm/s e 10 cm/s.
7. A rotação do pino em torno do próprio eixo deve se manter entre 15 rpm e 50 rpm.
8. A temperatura ambiente deve permanecer entre 20°C e 25°C. A humidade relativa deve ser relatada junto aos resultados. Qualquer outra situação incomum do ambiente também deve ser relatada.
9. O comprimento exposto do pino não deve exceder 4 mm, de forma a limitar a flexão do mesmo.
10. A carga deve ser aplicada em direção perpendicular à superfície abrasiva do disco. Para tal, o pino deve ser mantido alinhado ao plano vertical.

2.3 Resistência dos materiais

Como descrito por HIBBELER (2006), a resistência dos materiais é um ramo da mecânica que estuda as relações entre cargas externas aplicadas a um corpo deformável e a intensidade das forças internas que atuam dentro do corpo. Esse assunto abrange também o cálculo da deformação do corpo e o estudo da sua estabilidade, quando ele está submetido a forças externas.

No projeto de qualquer estrutura ou máquina é necessário seguir as seguintes etapas:

1. Determinar as forças que atuam sobre e no interior dos corpos;
2. Determinar as dimensões dos elementos;
3. Determinar as propriedades dos materiais dos corpos e seu comportamento.

Neste trabalho serão aplicados alguns conceitos fundamentais de resistência dos materiais retirados de HIBBELER (2006), e serão apresentados nos tópicos seguintes.

2.3.1 Carga axial

Um corpo a qual esteja submetido com esforços axiais, sejam eles de tração ou de compressão, pode ter a tensão determinada com a equação 2.1.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2.1)$$

2.3.2 Flexão

Nesta seção, apresentaremos uma equação que relaciona a distribuição de tensão longitudinal de uma viga ao momento fletor resultante interno que atua na seção transversal dessa viga.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mc}{I} \quad (2.2)$$

2.3.3 Cisalhamento transversal

Será apresentado um método para encontrar a tensão de cisalhamento em vigas com seção transversal prismática, feitas de material homogêneo que se comporta de maneira linear-elástica. Esse método de análise a ser desenvolvido limita-se de certo modo a casos especiais de geometria de seção transversal. Não obstante, ele é amplamente aplicado em projetos e análises de engenharia.

A equação 2.3 é denominada *fórmula do cisalhamento*. Apesar de termos considerado apenas as tensões de cisalhamento que atuam no plano longitudinal da viga, a fórmula aplica-se igualmente para determinar a tensão de cisalhamento transversal na área da seção transversal. Isso porque as tensões de cisalhamento transversal e longitudinal são complementares e numericamente iguais.

$$\tau = \frac{VQ}{It} \quad (2.3)$$

2.3.4 Deflexão de vigas e eixos

Frequentemente é preciso estabelecer limites para o valor da deflexão que uma viga ou eixo podem suportar quando submetidos a cargas; por conta disso, nesta seção apresentaremos as equações usadas no desenvolvimento deste projeto para encontrar a deflexão máxima nas vigas neste solicitadas.

A equação 2.4 faz referência às vigas engastadas e com solicitação em sua extremidade.

$$v_{m\acute{a}x} = \frac{-PL^3}{3EI} \quad (2.4)$$

2.3.5 Flambagem de colunas

Será tratado neste tópico uma situação específica de carregamento sobre uma coluna, e o comportamento da mesma a esse carregamento. Em uma análise de flambagem, a variável a se analisar é chamada de Carga Crítica, onde baseado nas características de perfil, comprimento, área, entre outros, é determinado qual o esforço máximo que a coluna pode suportar.

A equação 2.5 é usada para o caso de uma viga pinada sofrendo uma força axial de compressão em sua face superior.

$$P = \frac{\pi^2 EI}{L_{col}^2} \quad (2.5)$$

3 Trabalhos Anteriores

Os ex-graduandos, atualmente engenheiros, Eduardo e Jackson, iniciaram este trabalho em 2011 como projeto de graduação. Na ocasião, foi elaborado um pré-projeto, foram feitas definições fundamentais, bem como aquisições de peças e equipamentos. No legado, destaca-se a definição e compra dos seguintes elementos:

1. Um fuso de alta qualidade e precisão, montado a partir de elementos da marca NSK.
2. Um conjunto motorreductor de potência 1/2 cv e redução 1:20 para acionamento do disco.
3. Um conjunto disco, eixo e acoplamento polimérico.
4. Uma célula de carga analógica de fabricante HBM com capacidade de carga de 50N.
5. Uma placa de aquisição AD/DA - 14 bits - USB.
6. Um inversor de frequência Danfoss FC 51 1CV-220VM.

4 Metodologia do projeto

A metodologia irá consistir primeiramente na definição do problema, partindo daí serão descritos os projetos: conceitual, preliminar e detalhado.

4.1 Definição do problema

Nesse caso, o problema é o Projeto Mecânico de um Tribômetro pino sobre disco, com movimento em espiral de arquimedes, seguindo os parâmetros das normas ASTM G-132-96 e ASTM G99 (2005). Deve ser eficiente de forma a garantir repetibilidade e reprodutibilidade aos ensaios, e conseqüentemente, uma maior precisão.

4.2 Projeto conceitual

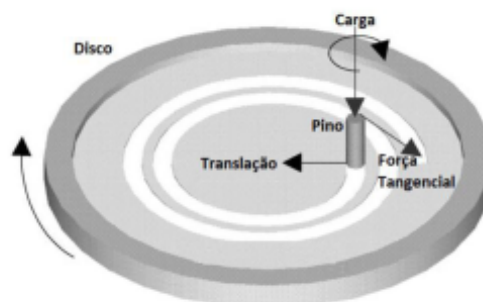
Nessa etapa do projeto serão abordados os fundamentos teóricos necessários para a elaboração de um ensaio tribológico em um Tribômetro Pino sobre Disco, dando enfoque nos parâmetros que influenciam diretamente nas etapas de dimensionamento, seleção de materiais e fabricação.

Como base, nesta etapa, foi estudado o projeto de graduação feito pelos estudantes Eduardo e Jackson em 2011, que tinha como objetivo o Projetar e Construir um Tribômetro, como este. Entretanto, por motivos diversos, o projeto não chegou a ser elaborado por completo na ocasião, mas algumas ideias e premissas já haviam sido definidas com base tribológica e seguindo as normas ASTM G-132-96 (2006) e G99. Foi então realizada uma revisão do já estabelecido para se obter um maior aproveitamento e a partir daí a norma foi reestudada e todas as premissas foram definidas.

Não só no contexto teórico, alguns equipamentos e partes da máquina já haviam sido comprados/fabricados e poderiam ser aproveitados, como é o caso do: sistema do fuso; motorreductor do disco; eixo e disco de suporte da lixa; inversor de frequência. Foi necessário adaptar-se a esses equipamentos, como é o caso do tamanho do braço que será descrito posteriormente como uma premissa, adotada principalmente devido ao comprimento do fuso.

É importante ressaltar os principais movimentos e cargas atuante no ensaio. Estes podem ser vistos na figura 6. Pode-se observar os movimentos de giro do pino e do disco; movimento de translação do pino; força de atrito e carga aplicada.

Figura 6: Movimentos e cargas atuantes durante ensaio.



Fonte: Projeto de graduação de Eduardo e Jackson (2011).

4.2.1 Definições

Para melhor comunicação entre os autores deste trabalho e os leitores do conteúdo, faz-se necessário o entendimento de alguns termos que serão usados nos tópicos subsequentes. Estes são apresentados nesta seção:

1. Pino: corpo cilíndrico composto pelo material que se deseja conhecer as propriedades. Também chamado de corpo de prova. O pino faz parte do sistema do cabeçote da figura 7.
2. Cabeçote: conjunto de alocação do pino, composto pelo mandril, micro motorreductor, eixo de ligação entre mandril e o motor, rolamentos e demais componentes mecânicos estruturais. Os componentes podem ser vistos na figura 7.

Figura 8: Vista explodida dos componentes da Torre.



Fonte: Elaborado pelos autores.

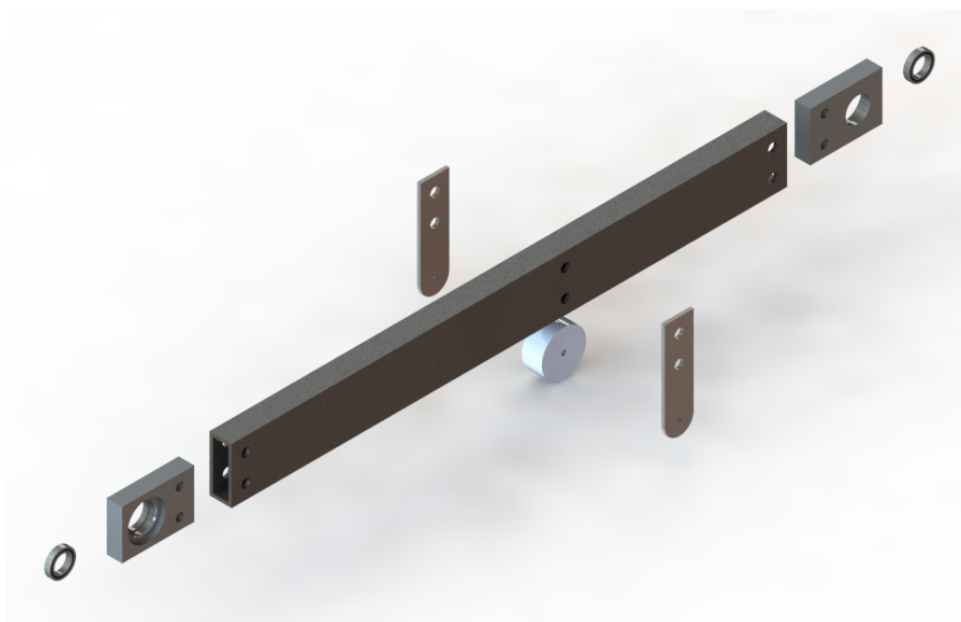
4. Braços: são hastes vazadas que unem o centro da torre ao cabeçote e centro da torre a contrapesos. Fornecem sustentação ao cabeçote e aos contrapesos. Os braços com todos seus componentes podem ser vistos nas figuras 9 e 10.

Figura 9: Vista explodida dos componentes do Braço Superior.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Figura 10: Vista explodida dos componentes do Braço Inferior.



Fonte: Elaborado pelos autores.

5. Sistema do disco: constitui o sistema da base da lixa usada no ensaio, onde fazem parte a base, o mecanismo de fixação da lixa, o eixo do motorreductor e os terminais de rolamento. Seus componentes podem ser vistos na figura 11.

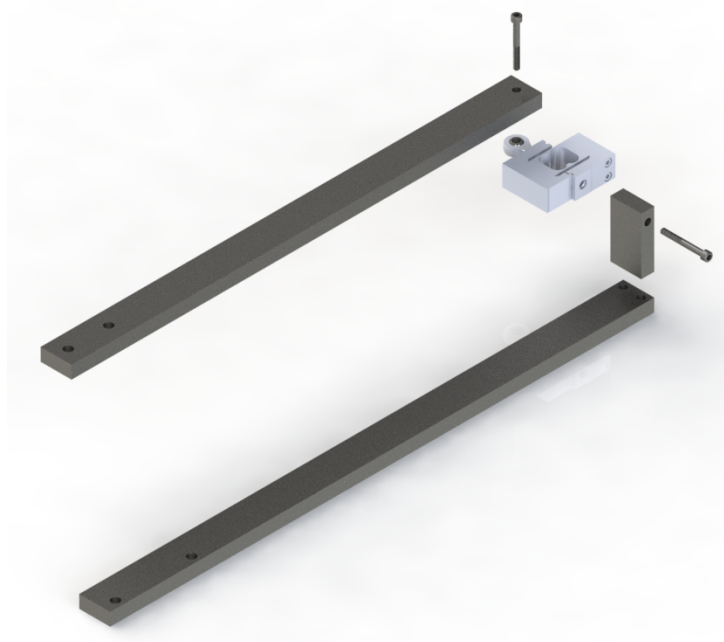
Figura 11: Vista explodida dos componentes do Disco.



Fonte: Elaborado pelos autores.

6. Contrapeso: é a massa responsável por eliminar o peso do cabeçote sobre o pino, mantendo apenas o peso real de ensaio.
7. Suportes da célula de carga: É o mecanismo responsável por realizar a medição da força de atrito gerada no ensaio. Seus componentes podem ser vistos na figura 12.

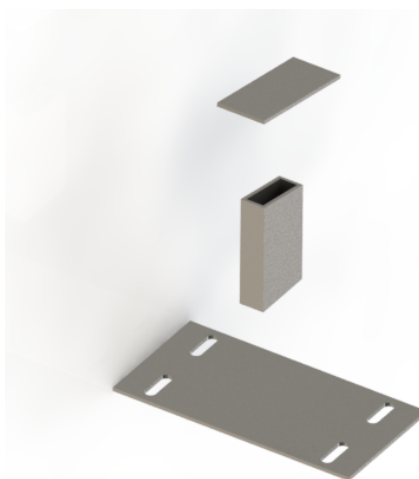
Figura 12: Vista explodida dos componentes do suporte da célula de carga.



Fonte: Elaborado pelos autores.

8. Batente de elevação: é o responsável por interromper o ensaio quando o pino atinge seu ponto final de trajetória. Seus componentes podem ser vistos na figura 13.

Figura 13: Vista explodida dos componentes do Batente de Elevação.



Fonte: Elaborado pelos autores.

4.2.2 Premissas

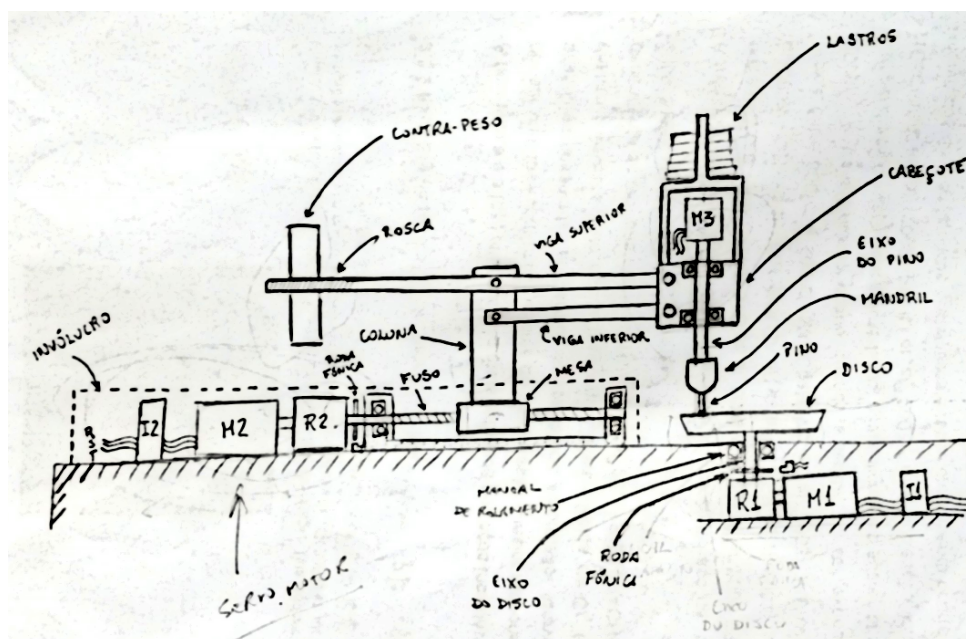
As premissas são definidas como as informações essenciais que servem de base para um raciocínio, um estudo que levará a uma conclusão. Pensando assim, serão enumeradas a seguir as premissas essenciais para o desenvolvimento deste projeto.

1. O sistema deve medir a força de atrito durante o ensaio.
2. Velocidade do motor variável, para manter uma velocidade absoluta constante.
3. Os motores devem ser montados de forma que sua vibração não interfira no ensaio.
4. É necessário haver um contrapeso para assegurar que a única carga aplicada no pino seja a escolhida.
5. A perpendicularidade do pino com a lixa deve permanecer durante todo o ensaio.
6. O suporte do pino e o braço devem ter massa relevante para absorver a vibração gerada pelo movimento dos motores.
7. A velocidade de rotação do disco deve ser inversamente proporcional à distância do pino ao centro do disco;
8. Coeficiente máximo de atrito = 1;
9. Máxima carga de ensaio = 50N.

4.3 Projeto preliminar

Nessa etapa é realizada a modelagem do equipamento, sendo definida sua configuração geral, de forma simples e sem a adoção de critérios de seleção aprofundados, seguindo principalmente as diretrizes estabelecidas na etapa de projeto conceitual. Com base nisso, foi elaborado um croqui à mão, que pode ser visto na figura 14.

Figura 14: Croqui elaborado na etapa de projeto preliminar.



Fonte: Elaborado por Nathan Strey.

Foi definido nessa etapa:

1. Utilização de um motor para o fuso e outro para o disco;
2. Utilizar um contrapeso móvel para melhor equilibrar o peso do cabeçote;
3. Posição de alguns rolamentos (os observados na figura 14);
4. Disposição das vigas (braços);
5. Utilização de um batente de elevação para delimitar o final do curso do pino.

Detalhes definidos nessa etapa foram posteriormente alterados na etapa do projeto detalhado.

4.4 Projeto detalhado

Após serem realizados os projetos conceitual e preliminar, deve ser elaborado o projeto detalhado, que abrangerá de forma criteriosa todas as partes do equipamento. Nessa etapa procura-se atingir um comportamento ótimo para o equipamento, tendo como prioridades (nessa ordem): precisão; rigidez; vida útil; custos. Outros fatores como segurança, espaço e manutenibilidade também foram levados em consideração.

Essa etapa será completamente detalhada na seção ?? (Desenvolvimento do projeto), onde será definido todo o layout do equipamento. É feita uma completa seleção de componentes mecânicos, dimensionamento estrutural e seleção de materiais, em acordo com os catálogos dos principais fabricantes.

5 Resultados

Nesta etapa do projeto será descrita detalhadamente toda a forma de seleção e dimensionamento de materiais e componentes do Tribômetro/Abrasômetro Pino sobre Disco, assim como seus mecanismos de funcionamento. Primeiramente será descrito como foram elaborados cada mecanismo de funcionamento, posteriormente a forma com a qual foram selecionados cada componente de compra (como motores, rolamentos, mandril), de acordo com dados de catálogos de fornecedores. Posteriormente será detalhado como foi dimensionado cada componente mecânico estrutural, e como chegou-se à sua configuração, sempre também tomando como base catálogos de fornecedores. Lembrando que este processo é iterativo, onde busca-se um perfil estrutural ou componente mecânico e posteriormente o mesmo é validado para a aplicação, caso o mesmo não atenda, é feita uma nova especificação até que se encontre o item ótimo.

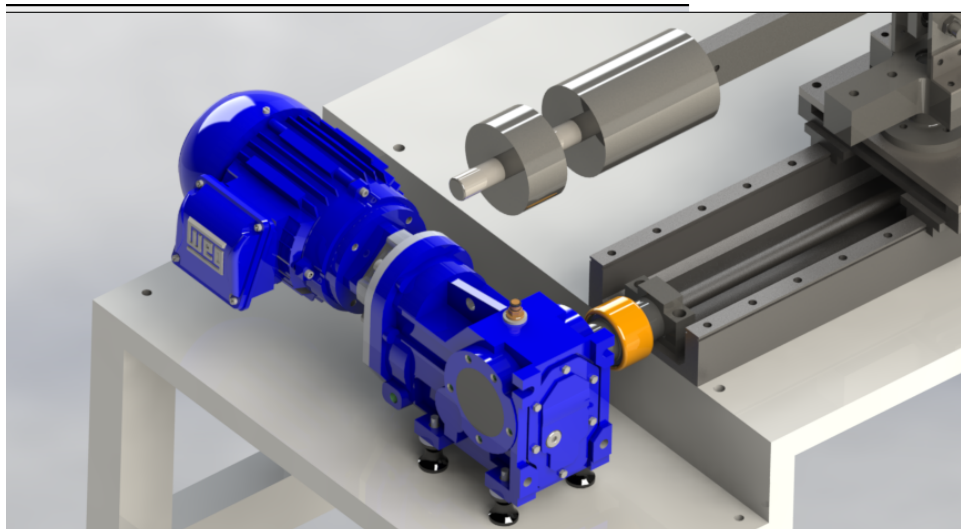
5.1 Os mecanismos de funcionamento

O equipamento em questão alia uma série de mecanismos, que funcionando harmonicamente, compõem seu funcionamento. Na torre, há o mecanismo de translação e o de inclinação. Há dois mecanismos de giro, sendo um deles no disco de ensaio e um segundo no pino. Há também o sistema de medição da força de atrito, que se dá por meio de leitura da força de reação em uma célula de carga. Para controlar a carga de ensaio, há o mecanismo de adição de peso morto e um contrapeso móvel para equilíbrio do braço. Nos tópicos seguintes serão apresentados cada mecanismo desses acima citados e que compõem parte do desenvolvimento do Tribômetro/Abrasômetro.

5.1.1 O mecanismo de translação

O mecanismo de translação é responsável pelo movimento linear da torre, necessário para que o pino se movimente sobre o disco durante o ensaio. Este se dá por meio de um motorreductor conectado, através de um acoplamento elástico, ao eixo de um fuso, que provoca movimento de translação na torre e, conseqüentemente, no pino. O sistema que compõe o mecanismo de translação pode ser observado na figura 15.

Figura 15: Mecanismo de translação.

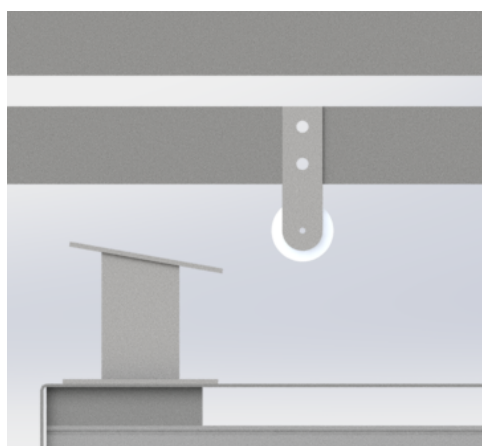


Fonte: Elaborado pelos autores.

5.1.2 O mecanismo de finalização do ensaio

O mecanismo de finalização do ensaio, que tem a função de erguer verticalmente o pino, é necessário para promover o término do ensaio, por meio do afastamento entre pino e disco. É composto por um elemento rolante e uma rampa. Assim que o pino atinge o ponto final de sua trajetória, o elemento rolante toca o início da rampa e começa a erguer o braço, provocando afastamento entre pino e o disco. O mecanismo acima citado está apresentado na figura 16.

Figura 16: Elemento rolante e rampa.

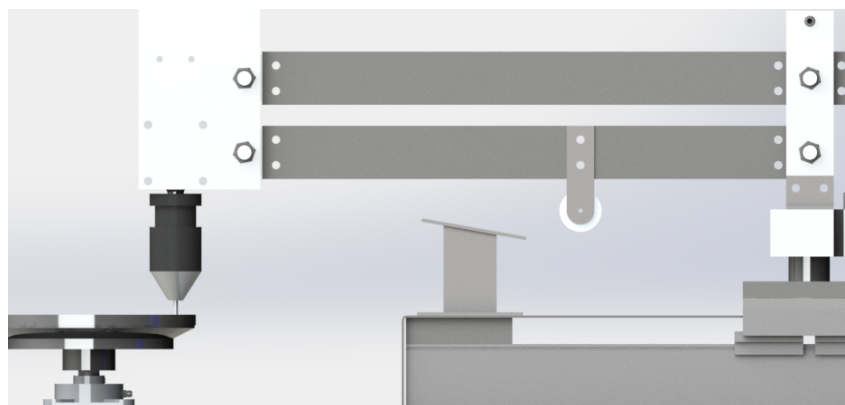


Fonte: Elaborado pelos autores.

5.1.3 O mecanismo de quatro barras

Durante o ensaio, a medida que o pino vai sendo desgastado, a perpendicularidade do sistema é assegurada pelo mecanismo apresentado na figura 17. Esse mecanismo com quatro barras e quatro rolamentos garante o movimento do pino sempre de forma perpendicular em relação à lixa.

Figura 17: Mecanismo de inclinação do braço.

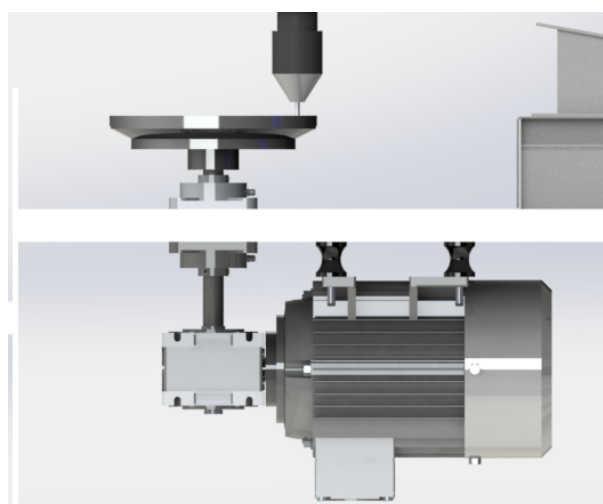


Fonte: Elaborado pelos autores.

5.1.4 O mecanismo de giro do disco

O mecanismo de giro do disco é um dos responsáveis pelo movimento relativo entre o disco e pino, que gera desgaste deste segundo e ainda a força de atrito de ensaio. É composto por um conjunto motorreductor, duas unidades de rolamento, um acoplamento elástico, um eixo de transmissão, quatro amortecedores e o disco.

Figura 18: Mecanismo de giro do disco.

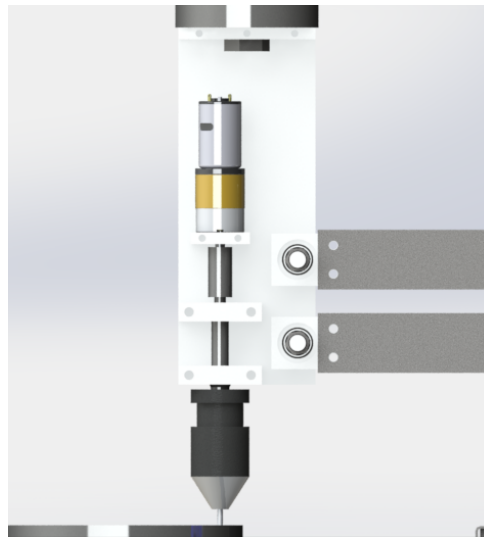


Fonte: Elaborado pelos autores.

5.1.5 O mecanismo de giro do pino

O giro no pino é necessário para garantir desgaste não direcional neste. O contato entre pino e disco não se dá pontualmente e apresenta uma área determinada de acordo com o ensaio, sendo assim, pontos do pino que estão mais próximos do centro do disco são submetidos a uma velocidade relativa menor, uma vez que esta cresce linearmente com a distância para o centro do disco. Para minimizar este efeito, provoca-se giro no pino, fazendo com que cada ponto passe por todas as posições. O mecanismo de giro é composto por um micro motorreductor de corrente contínua, um acoplamento rígido, dois mancais de rolamento, dois rolamentos, um eixo de transmissão e um mandril.

Figura 19: Mecanismo de giro do pino.



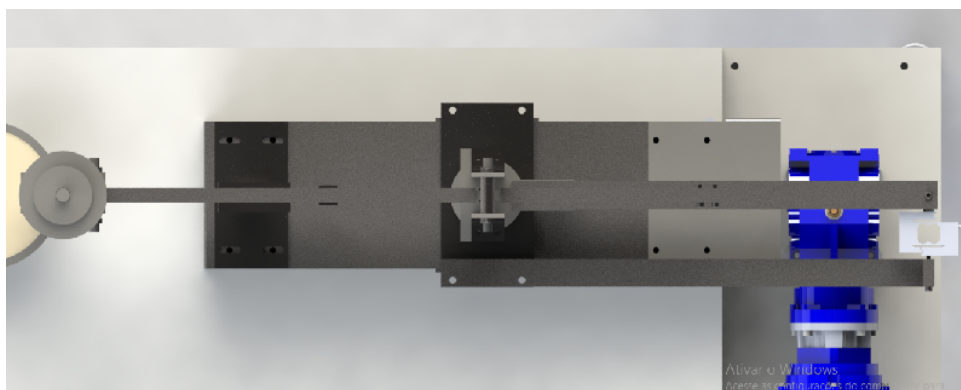
Fonte: Elaborado pelos autores.

5.1.6 O mecanismo de medição da força de atrito

A leitura da força de atrito de ensaio se dá pela reação em uma célula de carga. Durante o ensaio, surge uma força tangencial provocada pelo movimento relativo entre disco e pino. Tal força se apresenta aproximadamente na direção perpendicular ao raio (será explicado melhor no dimensionamento estrutural dos braços e suportes da célula de carga), gerando um momento torsor em torno do centro do braço, onde há um rolamento para permitir livre giro deste. Na extremidade oposta do braço, encontra-se uma célula de carga que impedirá o giro por meio de uma reação. Uma vez que essa reação é diretamente proporcional à força de atrito, pode-se estimar esta última. Nota-se que a reação na célula de carga é também inversamente proporcional à distância a qual esta se encontra do centro do braço. Como a célula de carga apresenta limitações de carga máxima, optou-se por colocá-la a uma distância considerável, devidamente calculada para uma condição crítica de ensaio, além disso a mesma conta com um terminal rotular para anular os momentos

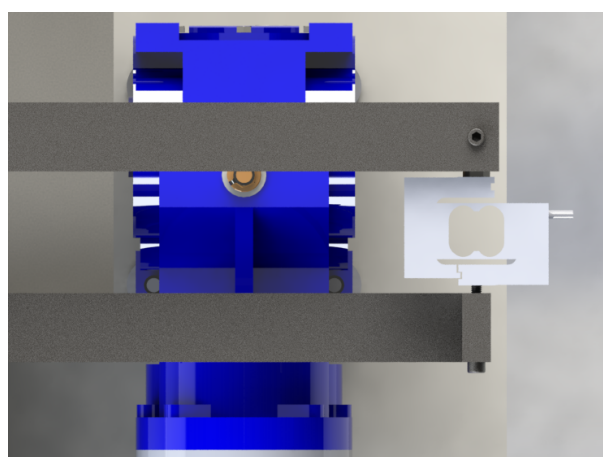
indesejados. Na figura 20 é possível observar o mecanismo completo de uma vista superior e na figura 21, uma visualização próxima da célula de carga fixada nos suportes.

Figura 20: Mecanismo de leitura da força de atrito.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Figura 21: Célula de carga.



Fonte: Elaborado pelos autores.

5.2 Seleção de materiais

Para a seleção dos materiais, foram levados em consideração duas premissas: longa vida útil e rigidez. Assim definiu-se como prioridade a utilização do aço nos componentes, mais precisamente o Aço Inoxidável AISI 304, por este apresentar também resistência à corrosão. Assim sendo, todos os componentes com exceção de: roda do batente e mesa, foram dimensionados tendo como base o aço acima citado.

Para a mesa, optou-se pelo uso do AÇO 1020 por esta ter sido adquirida como doação da empresa *HKM Indústria e Comércio*. Essa escolha gerou uma redução de custo em material, de cerca de R\$ 3.294,00, sem considerar o fator mão-de-obra. Visto que o aço

1020 é facilmente degradado quando exposto à um ambiente corrosivo, o mesmo ainda foi revestida com tinta epóxi, na cor branca, garantindo a proteção necessária ao equipamento.

Para a roda do batente, optou-se pela utilização de uma roda maciça em NYLON 6, por esse material geralmente apresentar um baixo coeficiente de atrito quando em contato com o aço.

5.3 Seleção de componentes

Nessa seção será posto detalhadamente como foi selecionado cada componente do tribômetro, sendo eles:

- Rolamentos;
- Motorreduzores;
- Micro motorreductor;
- Mandril;
- Amortecedores.

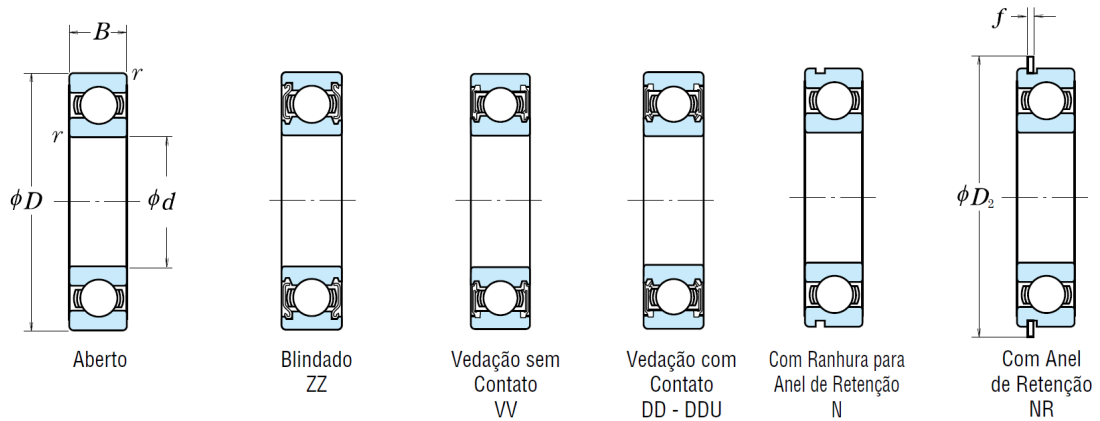
5.3.1 Rolamentos

Para a escolha dos rolamentos adequados a cada caso, foram consideradas na ordem citada, as seguintes etapas:

1. Classificação do carregamento em esforço radial, axial ou composto;
2. Velocidade de giro;
3. Intensidade da carga;
4. Dimensões do eixo e/ou alojamento;

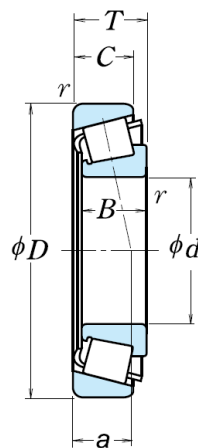
As dimensões especificadas nos catálogos que serão apresentados a seguir obedecem às figuras 22, 23 e 24, apresentadas abaixo para cada tipo de rolamento.

Figura 22: Desenho representativo com cotas para os rolamentos de esferas.



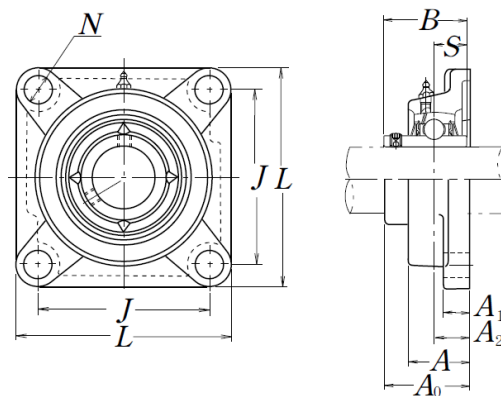
Fonte: Catálogo geral NSK.

Figura 23: Desenho representativo com cotas para o rolamento de rolos cônicos.



Fonte: Catálogo geral NSK.

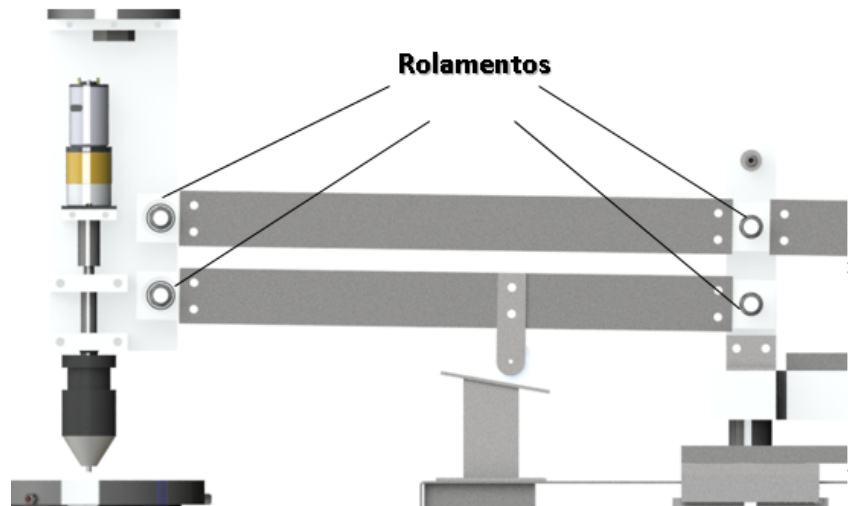
Figura 24: Desenho representativo com cotas para as unidades de rolamento.



Fonte: Catálogo geral NSK.

Os rolamentos dos braços estão submetidos a esforços similares, por isso foi escolhido um único modelo de rolamento para o conjunto. Os rolamentos dos braços são apresentados na figura 25.

Figura 25: Rolamentos dos braços



Fonte: Elaborado pelos autores.

O carregamento nestes é predominantemente radial. A velocidade de giro é baixa e a intensidade das cargas foi determinada através das equações básicas da mecânica estática. Os valores usados e calculados/definidos são representados na tabela 1.

Tabela 1: Dados calculados

Variável	Valor
Esforço radial máximo ao qual está submetido	200 N
Esforço radial suportado pelo rolamento	2070 N
Esforço axial máximo ao qual está submetido	50 N
Representatividade do esforço axial	0,024

Fonte: Elaborado pelos autores.

O modelo escolhido é de fabricante NSK. Segundo a fabricante, um modelo simples para verificar se a carga axial está abaixo do limite é calculando a representatividade desta, ou seja, a razão entre carga axial submetida e carga radial suportada. Esta é considerada aceitável quando abaixo de 0,4, o que ocorreu no caso, como pode ser verificado pela tabela 1. Optou-se por um modelo do tipo vedado com contato para maior vida útil do equipamento. O item selecionado e suas características são vistas na figura 26.

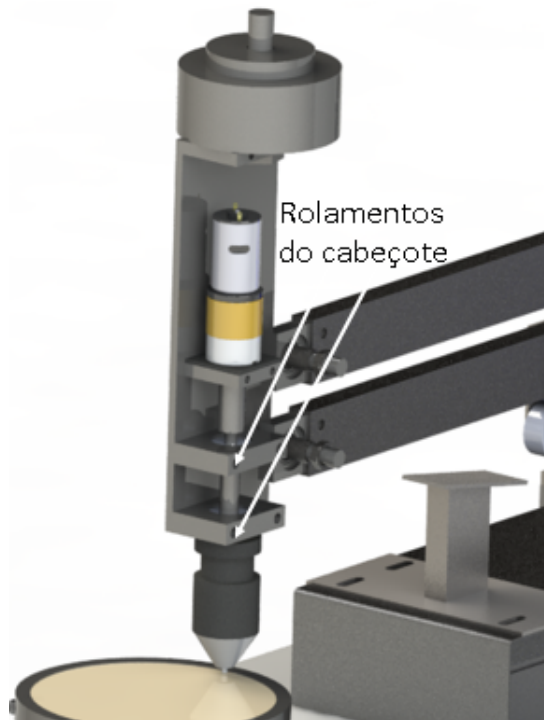
Figura 26: Rolamentos dos braços no catálogo do fabricante.

d	Dimensões (mm)			Capacidade de Carga Básica (N)				Fator f_0	Limite de Rotação (rpm)			Número do Rolamento			
	D	B	r min.	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}		Graxa		Óleo	Aberto	Blindado	Vedado	
									Aberto Z-ZZ V-VV	DU DDU	Aberto Z				
10	19	5	0,3	1 720	840	175	86	14,8	34 000	24 000	40 000	6800	ZZ	VV	DD
	22	6	0,3	2 700	1 270	275	129	14,0	32 000	22 000	38 000	6900	ZZ	VV	DD
	26	8	0,3	4 550	1 970	465	201	12,4	30 000	22 000	36 000	6000	ZZ	VV	DDU
	30	9	0,6	5 100	2 390	520	244	13,2	24 000	18 000	30 000	6200	ZZ	VV	DDU
12	35	11	0,6	8 100	3 450	825	350	11,2	22 000	17 000	26 000	6300	ZZ	VV	DDU
	21	5	0,3	1 920	1 040	195	106	15,3	32 000	20 000	38 000	6801	ZZ	VV	DD
	24	6	0,3	2 890	1 460	295	149	14,5	30 000	20 000	36 000	6901	ZZ	VV	DD
	28	7	0,3	5 100	2 370	520	241	13,0	28 000	—	32 000	16001	—	—	—
	28	8	0,3	5 100	2 370	520	241	13,0	28 000	18 000	32 000	6001	ZZ	VV	DDU
	32	10	0,6	6 800	3 050	695	310	12,3	22 000	17 000	28 000	6201	ZZ	VV	DDU
	37	12	1	9 700	4 200	990	425	11,1	20 000	16 000	24 000	6301	ZZ	VV	DDU
	15	24	5	0,3	2 070	1 260	212	128	15,8	28 000	17 000	34 000	6802	ZZ	VV
28		7	0,3	4 350	2 260	440	230	14,3	26 000	17 000	30 000	6902	ZZ	VV	DD

Fonte: Catálogo geral NSK.

Os rolamentos do cabeçote devem ser usados aos pares para que resistam ao momento fletor gerado pela força de atrito. Estes podem ser vistos na figura 27.

Figura 27: Rolamentos do cabeçote.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Os rolamentos do cabeçote estão submetidos a esforços axiais e radiais. A velocidade de giro é relativamente alta. Os valores usados e calculados/definidos são representados na tabela 2 e 3.

Tabela 2: Dados - rolamento superior do cabeçote

Variável	Valor
Esforço radial máximo ao qual está submetido	168 N
Esforço radial suportado pelo rolamento	8100 N
Esforço axial máximo ao qual está submetido	50 N
Representatividade do esforço axial	0,006

Fonte: Elaborado pelos autores.

Tabela 3: Dados calculados - rolamento inferior do cabeçote

Variável	Valor
Esforço radial máximo ao qual está submetido	218 N
Esforço radial suportado pelo rolamento	7650 N
Esforço axial máximo ao qual está submetido	50 N
Representatividade do esforço axial	0,006

Fonte: Elaborado pelos autores.

Foram escolhidos para o cabeçote rolamentos radiais de esferas da fabricante NSK, do tipo vedado com contato. É importante ressaltar que para possibilidade de montagem, é preciso que o rolamento inferior tenha diâmetro interno maior que o superior, pois o eixo será encaixado de baixo para cima. Os itens selecionados estão representados nas figuras 28 e 29.

Figura 28: Rolamento superior do cabeçote

d	Dimensões (mm)			Capacidade de Carga Básica (N)				Fator f_0	Limite de Rotação (rpm)			Número do Rolamento			
	D	B	r mín.	C_r	C_{0r}	kgf			Graxa		Óleo	Aberto	Blindado	Vedado	
						C_r	C_{0r}		Aberto Z - ZZ V - VV	DU DDU	Aberto Z				
10	19	5	0,3	1 720	840	175	86	14,8	34 000	24 000	40 000	6800	ZZ	VV	DD
	22	6	0,3	2 700	1 270	275	129	14,0	32 000	22 000	38 000	6900	ZZ	VV	DD
	26	8	0,3	4 550	1 970	465	201	12,4	30 000	22 000	36 000	6000	ZZ	VV	DDU
	30	9	0,6	5 100	2 390	520	244	13,2	24 000	18 000	30 000	6200	ZZ	VV	DDU
	35	11	0,6	8 100	3 450	825	350	11,2	22 000	17 000	26 000	6300	ZZ	VV	DDU

Fonte: Catálogo geral NSK.

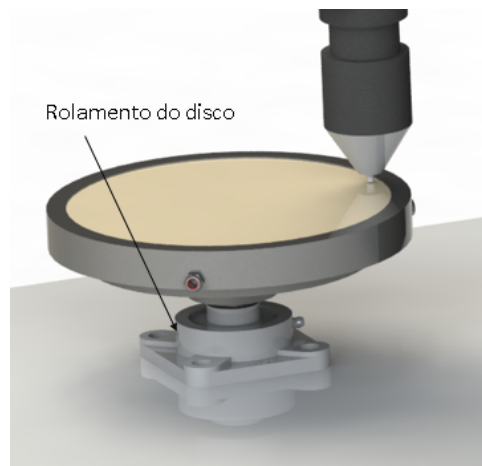
Figura 29: Rolamento inferior do cabeçote

Dimensões (mm)	Capacidade de Carga Básica							Fator f_0	Limite de Rotação (rpm)			Número do Rolamento				
	d	D	B	$r_{\text{mín.}}$	(N)				Graxa		Óleo	Aberto	Blindado	Vedado		
					C_r	C_{Or}	C_r		C_{Or}	Aberto Z - ZZ V - VV	DU DDU				Aberto Z	
10	19	5	0,3		1 720	840	175	86	14,8	34 000	24 000	40 000	6800	ZZ	VV	DD
	22	6	0,3		2 700	1 270	275	129	14,0	32 000	22 000	38 000	6900	ZZ	VV	DD
	26	8	0,3		4 550	1 970	465	201	12,4	30 000	22 000	36 000	6000	ZZ	VV	DDU
	30	9	0,6		5 100	2 390	520	244	13,2	24 000	18 000	30 000	6200	ZZ	VV	DDU
	35	11	0,6		8 100	3 450	825	350	11,2	22 000	17 000	26 000	6300	ZZ	VV	DDU
12	21	5	0,3		1 920	1 040	195	106	15,3	32 000	20 000	38 000	6801	ZZ	VV	DD
	24	6	0,3		2 890	1 460	295	149	14,5	30 000	20 000	36 000	6901	ZZ	VV	DD
	28	7	0,3		5 100	2 370	520	241	13,0	28 000	—	32 000	16001	—	—	—
	28	8	0,3		5 100	2 370	520	241	13,0	28 000	18 000	32 000	6001	ZZ	VV	DDU
	32	10	0,6		6 800	3 050	695	310	12,3	22 000	17 000	28 000	6201	ZZ	VV	DDU
37	12	1		9 700	4 200	990	425	11,1	20 000	16 000	24 000	6301	ZZ	VV	DDU	
15	24	5	0,3		2 070	1 260	212	128	15,8	28 000	17 000	34 000	6802	ZZ	VV	DD
	28	7	0,3		4 350	2 260	440	230	14,3	26 000	17 000	30 000	6902	ZZ	VV	DD
	32	8	0,3		5 600	2 830	570	289	13,9	24 000	—	28 000	16002	—	—	—
	32	9	0,3		5 600	2 830	570	289	13,9	24 000	15 000	28 000	6002	ZZ	VV	DDU
	35	11	0,6		7 650	3 750	780	380	13,2	20 000	14 000	24 000	6202	ZZ	VV	DDU
42	13	1		11 400	5 450	1 170	555	12,3	17 000	13 000	20 000	6302	ZZ	VV	DDU	

Fonte: Catálogo geral NSK.

Para giro do disco, definiu-se uma unidade de rolamento, uma vez que seria inviável usinar o alojamento na mesa. Esta está indicada na figura 30.

Figura 30: Rolamento do disco



Fonte: Elaborado pelos autores.

Existem nesta unidade de rolamento esforços axiais e radiais, devido ao momento fletor gerado pela aplicação da carga de ensaio. Os dados definidos/calculados são apresentados na tabela 6.

Tabela 4: Dados calculados - rolamento do disco

Variável	Valor
Esforço radial máximo ao qual está submetido	60 N
Esforço radial suportado pelo rolamento	9400 N
Esforço axial máximo ao qual está submetido	50 N
Representatividade do esforço axial	0,005

Fonte: Elaborado pelos autores.

Optou-se por uma unidade de rolamento da fabricante NSK, ilustrada no catálogo do fabricante na figura 31.

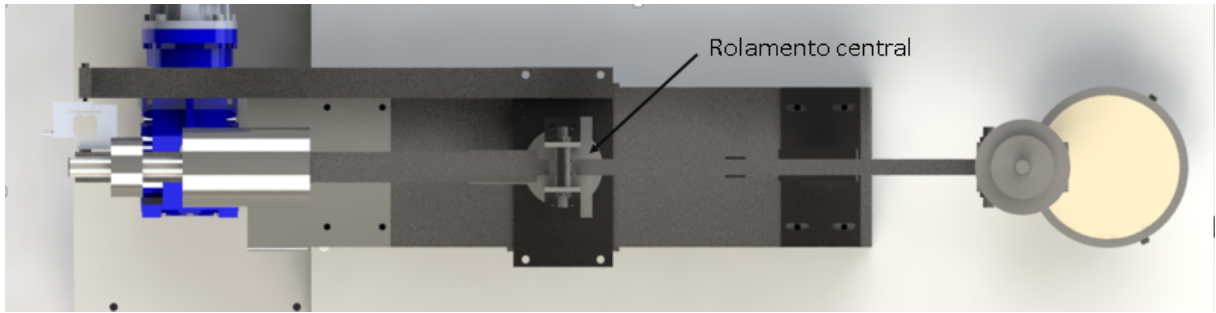
Figura 31: Rolamento do disco no catálogo do fabricante

Diâmetro do Eixo mm pol.	Número da Unidade(*)	Dimensões										Parafuso Fixação mm pol.	Número do Rolamento
		mm pol.											
		L	J	A ₂	A ₁	A	N	A ₀	B	S			
12 1/2	UCF201D1	86	64	15	11	25,5	12	33,3	31	12,7	M10	UC201D1	
	UCF201-008D1	33/8	233/64	19/32	7/16	1	15/32	15/16	1,2205	0,500	3/8	UC201-008D1	
15 9/16 5/8	UCF202D1	86	64	15	11	25,5	12	33,3	31	12,7	M10	UC202D1	
	UCF202-009D1	33/8	233/64	19/32	7/16	1	15/32	15/16	1,2205	0,500	3/8	UC202-009D1	
	UCF202-010D1											UC202-010D1	
17 11/16	UCF203D1	86	64	15	11	25,5	12	33,3	31	12,7	M10	UC203D1	
	UCF203-011D1	33/8	233/64	19/32	7/16	1	15/32	15/16	1,2205	0,500	3/8	UC203-011D1	
20 3/4	UCF204D1	86	64	15	11	25,5	12	33,3	31	12,7	M10	UC204D1	
	UCF204-012D1	33/8	233/64	19/32	7/16	1	15/32	15/16	1,2205	0,500	3/8	UC204-012D1	

Fonte: Catálogo geral NSK.

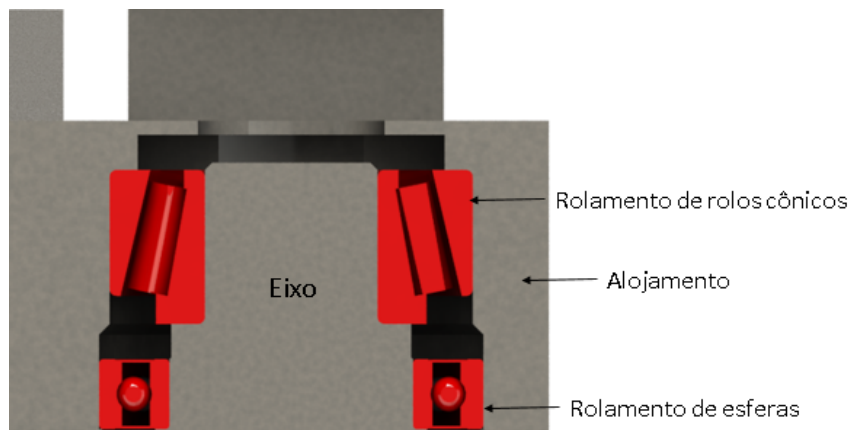
Os rolamentos centrais suportam todo o peso da torre. Como é possível que, durante curtos períodos de regime transiente, ocorra o surgimento de um momento fletor; estes rolamentos devem constituir um par ação-reação para eliminar o momento gerado. Assim, optou-se por colocar um rolamento de rolos cônicos para suportar o peso da torre e um rolamento de esferas para gerar uma reação radial de forma a eliminar os efeitos do momento fletor. Estes estão ilustrados nas figuras 32 e 33.

Figura 32: Rolamentos centrais



Fonte: Elaborado pelos autores.

Figura 33: Vista de corte no alojamento dos rolamentos centrais.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Tabela 5: Dados calculados - rolamento de rolos cônicos

Variável	Valor
Esforço axial máximo ao qual está submetido	1500 N
Esforço axial suportado pelo rolamento	47500 N
Esforço radial máximo ao qual está submetido	750 N
Representatividade do esforço axial	0,012

Fonte: Elaborado pelos autores.

Tabela 6: Dados calculados - rolamento de esferas

Variável	Valor
Esforço radial máximo ao qual está submetido	750 N
Esforço radial suportado pelo rolamento	10600 N
Esforço axial máximo ao qual está submetido	0 N
Representatividade do esforço axial	0

Fonte: Elaborado pelos autores.

Os rolamentos definidos são da fabricante NSK. O rolamento de rolos cônicos e o de esferas estão representados em catálogo nas figuras 34 e 35, respectivamente.

Figura 34: Rolamentos de rolos cônicos no catálogo do fabricante.

Número do Rolamento	Sistema de Dimensão ISO355	Dimensão de Encosto (mm)								Centro da Linha de Carga (mm) a	Constante e	Fatores de Carga Axial		Massa (kg) aprox.	
		d_a min.	d_b min.	D_a min.	D_b min.	S_a min.	S_b min.	Cone r_a max.	Capa r_b max.			Y_1	Y_0		
30202	—	23	19	30	30	33	2	1,5	0,6	0,6	8,2	0,32	1,9	1,0	0,053
HR 30302 J	2FB	24	22	36	36	38,5	2	3	1	1	9,5	0,29	2,1	1,2	0,098
HR 32023 J	2DB	26	23	34	34	37,5	2	2	1	1	9,7	0,35	1,7	0,96	0,079
HR 32203 J	2DD	26	22	34	34	37	2	3	1	1	11,2	0,31	1,9	1,1	0,103
HR 30303 J	2FB	26	24	41	40	43	2	3	1	1	10,4	0,29	2,1	1,2	0,134
30303 D	—	29	23	41	34	44	2	4,5	1	1	15,4	0,81	0,74	0,41	0,129
HR 32303 J	2FD	28	23	41	39	43	2	4	1	1	12,5	0,29	2,1	1,2	0,178
HR 32004 XJ	3CC	28	24	37	35	40	3	3	0,6	0,6	10,6	0,37	1,6	0,88	0,097
HR 30204 J	2DB	29	27	41	40	44	2	3	1	1	11,0	0,35	1,7	0,96	0,127
HR 30204 C-A-	—	29	26	41	37	44	2	3	0,3	1	13,0	0,55	1,1	0,60	0,126
HR 32204 J	2DD	29	25	41	38	44,5	3	4	1	1	12,6	0,33	1,8	1,0	0,161
HR 32204 CJ	5DD	29	25	41	36	44	2	4	1	1	14,5	0,52	1,2	0,64	0,166
HR 30304 J	2FB	31	27	44	44	47,5	2	3	1,5	1,5	11,6	0,30	2,0	1,1	0,172
30304 D	—	34	26	43	37	49	2	4	1,5	1,5	16,7	0,81	0,74	0,41	0,168
HR 32304 J	2FD	33	26	43	42	48	3	4	1,5	1,5	13,9	0,30	2,0	1,1	0,241
HR 320/22 XJ	3CC	30	27	39	37	42	3	3,5	0,6	0,6	11,1	0,40	1,5	0,83	0,103
HR 302/22	—	31	29	44	42	47	2	3	1	1	11,6	0,37	1,6	0,90	0,139
HR 302/22 C	—	31	29	44	40	47	2	3	1	1	13,0	0,49	1,2	0,67	0,144
HR 322/22	—	31	28	44	41	47	2	4	1	1	13,5	0,37	1,6	0,89	0,18
HR 322/22 C	—	31	29	44	39	48	2	4	1	1	15,2	0,51	1,2	0,65	0,185
HR 303/22	—	33	30	47	46	50	2	3	1,5	1,5	12,4	0,32	1,9	1,0	0,208
HR 303/22 C	—	33	30	47	44	52,5	3	4	1,5	1,5	15,9	0,59	1,0	0,56	0,207
HR 32005 XJ	4CC	33	30	42	40	45	3	3,5	0,6	0,6	11,8	0,43	1,4	0,77	0,116
HR 33005 J	2CE	33	29	42	41	44	3	3	0,6	0,6	11,0	0,29	2,1	1,1	0,131
HR 30205 J	3CC	34	31	46	44	48,5	2	3	1	1	12,7	0,37	1,6	0,88	0,157
HR 30205 C	—	34	32	46	43	49,5	2	4	1	1	14,4	0,53	1,1	0,62	0,155
HR 32205 J	2CD	34	30	46	44	50	2	3	1	1	13,5	0,36	1,7	0,92	0,189
HR 32205 C	—	34	30	46	40	50	2	4	1	1	15,8	0,53	1,1	0,62	0,19
HR 33205 J	2DE	34	29	46	43	49,5	4	4	1	1	14,1	0,35	1,7	0,94	0,221
HR 30305 J	2FB	36	34	54	54	57	2	3	1,5	1,5	13,2	0,30	2,0	1,1	0,27

Fonte: Catálogo geral NSK.

Figura 35: Rolamentos de esferas no catálogo do fabricante.

Dimensões (mm)	Capacidade de Carga Básica (N)				Fator		Limite de Rotação (rpm)			Número do Rolamento					
	d	D	B	r min.	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	f_0	Graxa		Óleo	Aberto	Blindado	Vedado
										Aberto Z-V	Aberto Z	Aberto Z			
25	37	7	0,3	4 500	3 150	455	320	16,1	18 000	10 000	22 000	6805	ZZ	VV	DD
	42	9	0,3	7 050	4 550	715	460	15,4	16 000	10 000	19 000	6905	ZZ	VV	DDU
	47	8	0,3	8 850	5 600	905	570	15,1	15 000	—	18 000	16005	—	—	—
	47	12	0,6	10 100	5 850	1 030	595	14,5	15 000	9 500	18 000	6005	ZZ	VV	DDU
	52	15	1	14 000	7 850	1 430	800	13,9	13 000	9 000	15 000	6205	ZZ	VV	DDU
	62	17	1,1	20 600	11 200	2 100	1 150	13,2	11 000	8 000	13 000	6305	ZZ	VV	DDU
28	52	12	0,6	12 500	7 400	1 270	755	14,5	14 000	8 500	16 000	60/28	ZZ	VV	DDU
	58	16	1	16 600	9 500	1 700	970	13,9	12 000	8 000	14 000	62/28	ZZ	VV	DDU
	68	18	1,1	26 700	14 000	2 730	1 430	12,4	10 000	7 500	13 000	63/28	ZZ	VV	DDU
30	42	7	0,3	4 700	3 650	480	370	16,4	15 000	9 000	18 000	6806	ZZ	VV	DD
	47	9	0,3	7 250	5 000	740	510	15,8	14 000	8 500	17 000	6906	ZZ	VV	DDU
	55	9	0,3	11 200	7 350	1 150	750	15,2	13 000	—	15 000	16006	—	—	—
	55	13	1	13 200	8 300	1 350	845	14,7	13 000	8 000	15 000	6006	ZZ	VV	DDU
	62	16	1	19 500	11 300	1 980	1 150	13,8	11 000	7 500	13 000	6206	ZZ	VV	DDU
	72	19	1,1	26 700	15 000	2 720	1 530	13,3	9 500	6 700	12 000	6306	ZZ	VV	DDU
32	58	13	1	15 100	9 150	1 530	935	14,5	12 000	7 500	14 000	60/32	ZZ	VV	DDU
	65	17	1	20 700	11 600	2 120	1 190	13,6	10 000	7 100	12 000	62/32	ZZ	VV	DDU
	75	20	1,1	29 900	17 000	3 050	1 730	13,2	9 000	6 300	11 000	63/32	ZZ	VV	DDU
35	47	7	0,3	4 900	4 100	500	420	16,7	14 000	7 500	16 000	6807	ZZ	VV	DD
	55	10	0,6	10 600	7 250	1 080	740	15,5	12 000	7 500	15 000	6907	ZZ	VV	DDU
	62	9	0,3	11 700	8 200	1 190	835	15,6	11 000	—	13 000	16007	—	—	—

Fonte: Catálogo geral NSK.

5.3.2 Motorreduztores

Para definição das características dos motorreduztores, avaliou-se o torque necessário, bem como as velocidades de giro. Em seguida, adequou-se as características encontradas ao que existe comercialmente.

5.3.2.1 Motorreductor do fuso

Para definição do motorreductor que movimentará o fuso, foram necessárias algumas considerações, que são apresentadas a seguir:

1. Rotação do disco: mínimo de 25 rpm;
2. Diâmetro do disco: de 200 a 300 mm;
3. Diâmetro do pino: de 5 a 8 mm;
4. O contato entre o disco e pino não deve se repetir ao longo da espiral formada durante o ensaio.

Para atender a necessidade de o pino não passar por duas vezes por mesmo ponto durante a formação da espiral, fez-se necessário calcular a velocidade de translação do pino sobre o disco. A velocidade mínima de translação depende da rotação do disco, do diâmetro do pino e do espaçamento desejado entre as marcas, pois precisa-se garantir que o pino translate sobre o disco o seu próprio diâmetro somado ao espaçamento entre as marcas a cada volta do disco. Esta foi calculada segundo a equação 5.1

$$V_t = \frac{(d + e)N_d}{60} \quad (5.1)$$

Sabendo a velocidade de translação e o passo do fuso, podemos saber qual a rotação necessária no fuso, de acordo com a equação 5.2.

$$N_f = \frac{60V_t}{p} \quad (5.2)$$

De posse da rotação do fuso, definiu-se a relação de redução, e de posse desses dados, determinou-se e a frequência a ser setada no inversor, através da equação 5.3 .

$$f = \frac{60N_{mc}}{1670} \quad (5.3)$$

Tabela 7: Dados de entrada para o dimensionamento do motor do fuso.

Variável	Valor
Velocidade de giro do disco	25 rpm
Passo do fuso	5 mm
Diâmetro máximo do pino	10 mm
Espaçamento entre as marcas	2,5 mm

Fonte: Elaborado pelos autores.

Tabela 8: Dados calculados e definidos para o motorreductor do fuso.

Variável	Valor
Velocidade de avanço mínima calculada	0,52 cm/s
Velocidade de avanço mínima considerada	1 cm/s
Redução	1:8
Velocidade de giro do fuso	120,2 rpm
Velocidade controlada do motor	961,54 rpm
Frequência inversor	34,54 Hz

Fonte: Elaborado pelos autores.

Com isso, definiu-se o motorreductor do fuso com relação de redução de 1:8 e potência 1 cv, de eixos ortogonais, tipo parafuso sem fim. Adquiriu-se o equipamento por meio de doação da fabricante Geremia Redutores.

5.3.2.2 Motorreductor do disco

Para o motorreductor que movimentava o disco, usou-se o conjunto motorreductor que se tinha disponível e verificou-se se o torque e velocidade (a partir do uso de um inversor de frequência) era suficiente para uma condição crítica de ensaio. Esta condição é representada por 50 N a uma distância de 150 mm do centro do disco. Usou-se a equação 5.6 para estimar o torque gerado.

$$T = \frac{FR}{1000} \quad (5.4)$$

Para analisar o torque disponível no eixo de saída do motorreductor, utilizou-se da equação 5.5.

$$T_m = \frac{60 * 735,49 * P * i}{1670 * 2 * \pi} \quad (5.5)$$

São apresentados nas tabelas 9 e 12 os dados de entrada e dados calculados/definidos, respectivamente.

Tabela 9: Dados de entrada para o dimensionamento do motorreductor do disco.

Variável	Valor
Força máxima de atrito	50 N
Raio do disco	150 mm
Relação de redução do motorreductor	1:20
Potência do motorreductor	0,5 cv

Fonte: Elaborado pelos autores.

Tabela 10: Dados definidos/calculados

Variável	Valor
Torque máximo de ensaio	7,5 Nm
Torque do motorreductor	42,1 Nm
Coefficiente de segurança	5,61

Dessa forma, conclui-se que o motorreductor com a razão de redução e potência especificados atende à aplicação. Os motorredutores do disco e do fuso são apresentados nas tabelas, respectivamente.

Tabela 11: Motorreductor selecionado para movimento do fuso

Variável	Valor
Razão de redução	1:8
Potência	1 cv
Rotação	1670 rpm
Número de polos	4
Fabricante reductor	Geremia Redutores
Fabricante motor	Weg

Tabela 12: Motorreductor selecionado para rotação do disco

Variável	Valor
Razão de redução	1:20
Potência	0,5 cv
Rotação	1670 rpm
Número de polos	4
Fabricante reductor	Weg
Fabricante motor	Siemens

5.3.2.3 Micro motorreductor do cabeçote

Para seleção do micro motorreductor do cabeçote considerou-se dois pontos importantes:

1. A velocidade de giro que o pino deve apresentar segundo a norma ASTM G132-96, que deve estar entre 15 rpm e 50 rpm.
2. O torque necessário para vencer o atrito entre o pino e o disco.

Para cálculo do torque, utilizou-se novamente a equação 5.6

$$T = \frac{FR}{1000} \quad (5.6)$$

É necessário citar que determinar a localização exata da posição da resultante da força é um processo complexo, portanto optou-se por calcular o torque teórico máximo considerando

essa força o mais distante posição do centro de giro. Assim, não se sabe exatamente o valor do torque de atrito no pino, mas sabe-se que este é necessariamente inferior ao valor calculado, informação que é suficiente. Os dados utilizados para cálculo, bem como dados calculados, são apresentados na tabela 14:

Tabela 13: Cálculo de torque

Variável	Valor
R	5 mm
F	50 N
Torque	0,25 Nm

Sendo assim, selecionou-se um micro motorreductor que atendesse ao torque mínimo com uma rotação de saída entre 15 rpm a 50 rpm. Optou-se por um modelo de corrente contínua da marca Lilo Redutores. A tabela apresenta especificação do equipamento:

Tabela 14: Dados técnicos - Micro motoreductor

Variável	Valor
Torque suportado	1,825 Nm
Velocidade de rotação sem carga	35,2 rpm
Velocidade de rotação com carga	26,4 rpm
Tensão	24 V

A figura 36 ilustra o equipamento selecionado:

Figura 36: Micro reductor selecionado para o equipamento.



Fonte: Lilo redutores

5.3.3 Mandril para fixação do pino

Para especificar o mandril adequado ao equipamento, primeiro foi necessário determinar qual o tamanho de pino poderá ser usado. Através de uma determinação da

norma para a pressão sobre o pino, concluiu-se que o que o mesmo pode ter seu diâmetro entre 5 e 8 mm, logo, consultando fabricantes, foi escolhido um mandril onde as castanhas variam com um diâmetro de 1 a 13 mm. Outro detalhe é que optou-se por um mandril de alta precisão, para que o erro de concentricidade ou perpendicularidade entre o pino e a lixa seja minimizado. Além disso, o mandril conta com encaixe B16, que foi utilizado posteriormente no projeto do eixo do mandril.

O mandril escolhido pode ser visto na figura 37.

Figura 37: Mandril selecionado para o equipamento.



Fonte: Romeu Ferramentas.

5.3.4 Amortecedores

Os amortecedores são de vital importância para atenuar a vibração inserida no sistema através dos motorredutores e interferências externas. Sendo assim, todos os motores contam com um sistema de amortecimento, assim como a mesa. Com exceção do motor do mandril, que conta com uma camada de tecido de borracha com espessura de 3 mm, os demais componentes contam com amortecedores da fabricante Vibra-Stop, ideais para máquinas ferramentas.

Os motorredutores do fuso e do disco, que são consideravelmente de maior porte que o motorreductor do mandril (micro motorreductor), contam com um amortecedor Coxim N1, aos quais podem ser vistas as especificações na tabela 15, para o micro motorreductor será adotado uma camada de borracha com 3 milímetros entre o motor e o suporte do mesmo.

Tabela 15: Especificações do Coxim N1.

Nome	Valor
Capacidade de carga por compressão	70 kg
Capacidade de carga por tração	14 kg
Diâmetro	30 mm
Altura	30 mm
Altura da borracha + parafuso	75 mm
Dureza da borracha	55 shore A
Deflexão	1,4 mm / 70 kg
Parafusos de ajuste	5/16"

Fonte: Vibra-Stop.

O Coxim N1 é o apresentado na figura 38.

Figura 38: Coxim selecionado para o equipamento.



Fonte: Vibra-Stop.

Para a mesa, foi usado um amortecedor MAC, da linha tradicional da Vibra-Stop, feito especificamente para pés de máquinas ferramentas e capaz de suportar grandes cargas, suas especificações estão apresentadas na tabela 16.

Tabela 16: Especificações do amortecedor MAC, da linha tradicional Vibra-Stop.

Nome	Valor
Carga estática por peça	200 kg
Carga dinâmica por peça	800 kg
Diâmetro externo	62 mm
Diâmetro da borracha	52 mm
Altura regulável	25 - 30 mm
Dureza da borracha	55 shores A
Parafusos de ajuste	5/16" x 2.1/2"

Fonte: Vibra-Stop.

Este amortecedor pode ser visualizado na figura 39.

Figura 39: Amortecedor selecionado para os pés do equipamento.



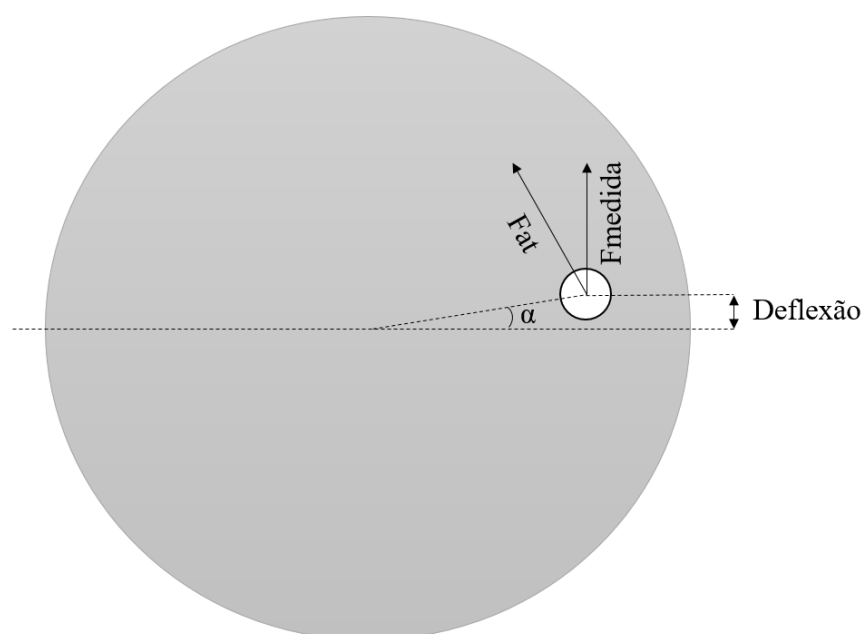
Fonte: Vibra-Stop.

5.4 Dimensionamento dos componentes estruturais

Para que fosse realizado o dimensionamento dos componentes estruturais, considerou-se a carga máxima de ensaio igual a 5 kg e o coeficiente de atrito máximo no pino igual a 1,0. Demais características como o peso dos componentes também foram levados em consideração.

No geral, será possível observar que os componentes estruturais estão super dimensionados quanto à resistência mecânica, devido à alta rigidez requerida.

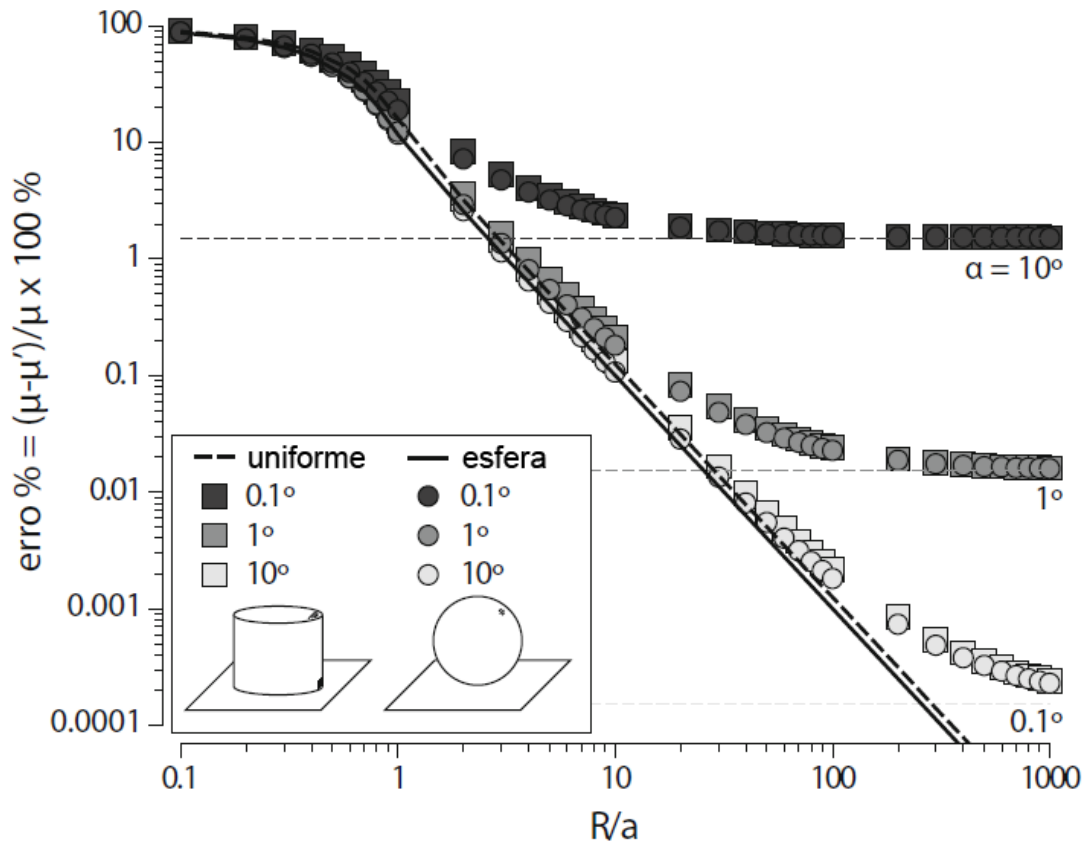
Figura 41: Pino defletido devido à força de atrito durante o ensaio.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Pensando nesse problema, foi elaborado um artigo por KRICK B./ SIDEBOTTOM onde é realizada uma análise do erro total no experimento de acordo com o diâmetro do pino (a), o raio do disco (R) e o ângulo de erro (α) do pino sobre o disco. Na figura 42 é possível identificar o percentual de erro acumulado de acordo com o ângulo deslocado em relação ao centro do disco, e esse é o parâmetro que deve ser minimizado nessa seção.

Figura 42: Erro na medição ocasionado pelo desalinhamento do pino sobre o disco.



Fonte: KRICK B./ SIDEBOTTOM.

Foi feita uma análise por inspeção, onde foi escolhido através dos catálogos dos fabricantes um perfil de tubo retângular para os braços e um perfil retangular maciço para os suportes da célula de carga. O material, como descrito na seção 5.2 (Seleção de materiais) é o Aço Inox AISI 304, para ambas as partes.

Primeiramente serão apresentados os resultados para os braços e posteriormente para os suportes da célula de carga, ao final será realizada uma análise do resultado em conjunto.

5.4.1.1 Braços

Além da análise da deflexão nos braços no sentido de aplicação da força de atrito, também foi calculado se o braço suportaria o peso do cabeçote e do contrapeso. Para tais, foram necessários alguns dados, esses citados na tabela 17.

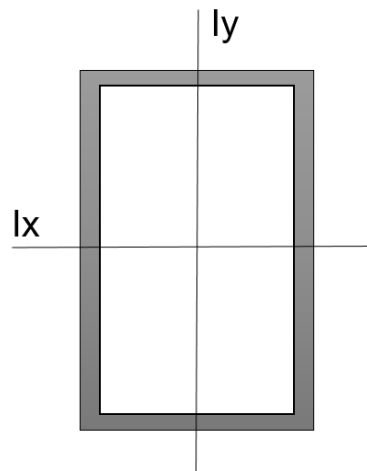
Tabela 17: Dados utilizados para a análise dos braços.

Variável	Resultado
Largura	20 mm
Altura	50 mm
Espessura do perfil	3 mm
Comprimento do braço	600 mm
Módulo de elasticidade	200 GPa
Tensão de escoamento	210 MPa
I_x	108952 mm ⁴
I_y	23272 mm ⁴
M_x	30000 N.mm ²
M_y	23272 N.mm ²

Fonte: Elaborado pelos autores.

O formato do perfil pode ser visto na figura 43, assim como seus eixos de inércia representados.

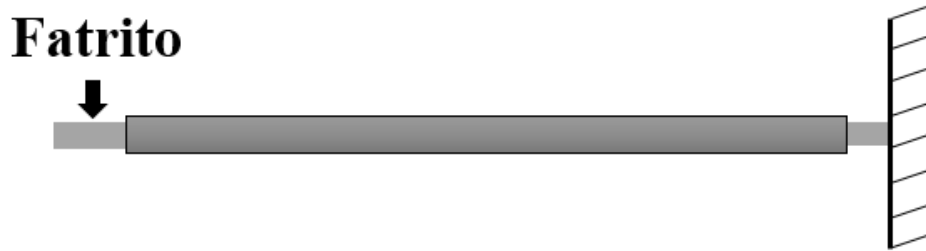
Figura 43: Perfil escolhido com a representação dos eixos de inércia.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Para realizar a análise de deflexão no braço, utilizou-se o diagrama de corpo livre apresentado na figura 44, onde a distância de aplicação da força em relação ao engaste no centro é o “Comprimento do braço” apresentado na tabela 17. Vale lembrar, que para fins de simplificação, considerou-se que o perfil seria utilizado durante toda a extensão do braço até o ponto de aplicação da força, o que pode ser considerado como um caso pior do que o real, onde há a utilização de mancais maciços nas extremidades. Para tal utilizou-se a equação 2.4 descrita na seção 2.3.4, para o caso de uma viga engastada com uma força aplicada em sua extremidade.

Figura 44: Diagrama de corpo livre do braço superior (Visão superior).



Fonte: Elaborado pelos autores.

Os resultados dessa análise podem ser vistos na tabela 18, onde pode ser notado que o valor de tensão máxima no braço é 36,34 vezes menor que o valor efetivamente suportado pelo material. A deflexão máxima será analisada ao final da seção 5.4.1 (Braços e suportes da célula de carga).

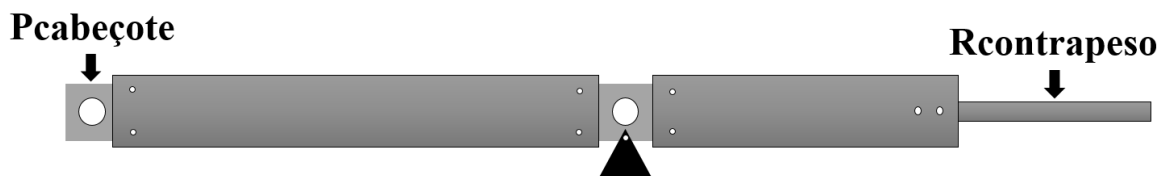
Tabela 18: Resultados da análise de deflexão nos braços.

Dado	Valor
Tensão máxima	6,44 MPa
Fator de segurança	36,34
Deflexão máxima	0,39 mm

Fonte: Elaborado pelos autores.

Para a análise de tração e compressão devido ao momento fletor causado pelos pesos do cabeçote e do contrapeso, foi utilizada a equação 2.2, apresentada na seção 2.3.2. O diagrama de corpo livre pode ser observado na figura 45

Figura 45: Diagrama de corpo livre do braço superior (Visão lateral).



Fonte: Elaborado pelos autores.

Os resultados encontrados podem ser vistos na tabela 19. Nota-se que a tensão máxima atingida é muitas vezes menor do que a suportada pela viga.

Tabela 19: Resultados encontrados devido ao momento fletor no braço superior.

Dado	Valor
Tensão máxima	8,26 MPa
Fator de segurança	28,33

Fonte: Elaborado pelos autores.

5.4.1.2 Suportes da célula de carga

São dois os suportes da célula de carga, como os mesmos não exercem função de sustentação no eixo Z, estes apresentaram uma tensão máxima desprezível, sendo assim foi colocado neste trabalho apenas a análise de deflexão devido à resposta na célula de carga para a força aplicada no pino que está sob ensaio. Para fins de cálculo, foi considerado um caso extremo onde as vigas estivessem engastadas em uma ponta, com a força aplicada na outra, usando-se assim a equação 2.4 descrita na seção 2.3.4.

Alguns dados foram necessários para realizar os cálculos, sendo eles apresentados na tabela 20.

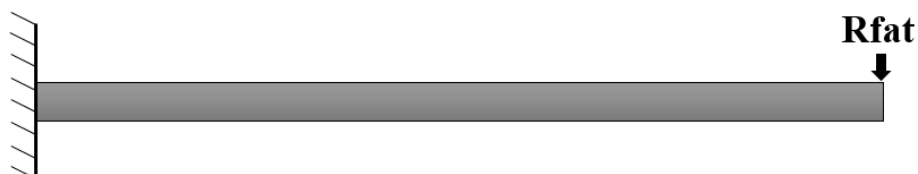
Tabela 20: Dados usados na análise dos suportes da célula de carga.

Variável	Resultado
Largura	38,1 mm
Altura	15,88 mm
Comprimento do suporte superior	580 mm
Comprimento do suporte inferior	670 mm
Módulo de elasticidade	200 GPa
Tensão de escoamento	234 MPa
I	73188,72 mm ⁴
Rfat	50 N

Fonte: Elaborado pelos autores.

Para o braço superior foi utilizado o diagrama de corpo livre apresentado na figura 46.

Figura 46: Diagrama de corpo livre usado na análise de tração e compressão devido ao momento fletor no braço de suporte superior da célula de carga.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Para a validação das dimensões do braço inferior, foi utilizado o diagrama de corpo livre apresentado na figura 47.

Figura 47: Diagrama de corpo livre usado na análise de tração e compressão devido ao momento fletor no braço de suporte inferior da célula de carga.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Os resultados encontrados podem ser vistos na tabela 21. Nota-se que novamente a tensão máxima foi desprezível, entretanto é necessário realizar a análise para a deflexão final no equipamento, que será efetuada na seção 5.4.1.3 (Interpretação dos resultados através do gráfico apresentado na figura 42).

Tabela 21: Resultados das análises nos suportes da célula de carga.

Variável	Resultado
Tensão máxima na barra superior	7,55 MPa
Tensão máxima na barra inferior	3,83 MPa
Deflexão máxima na barra superior	0,22 mm
Deflexão máxima na barra inferior	0,28 mm

Fonte: Elaborado pelos autores.

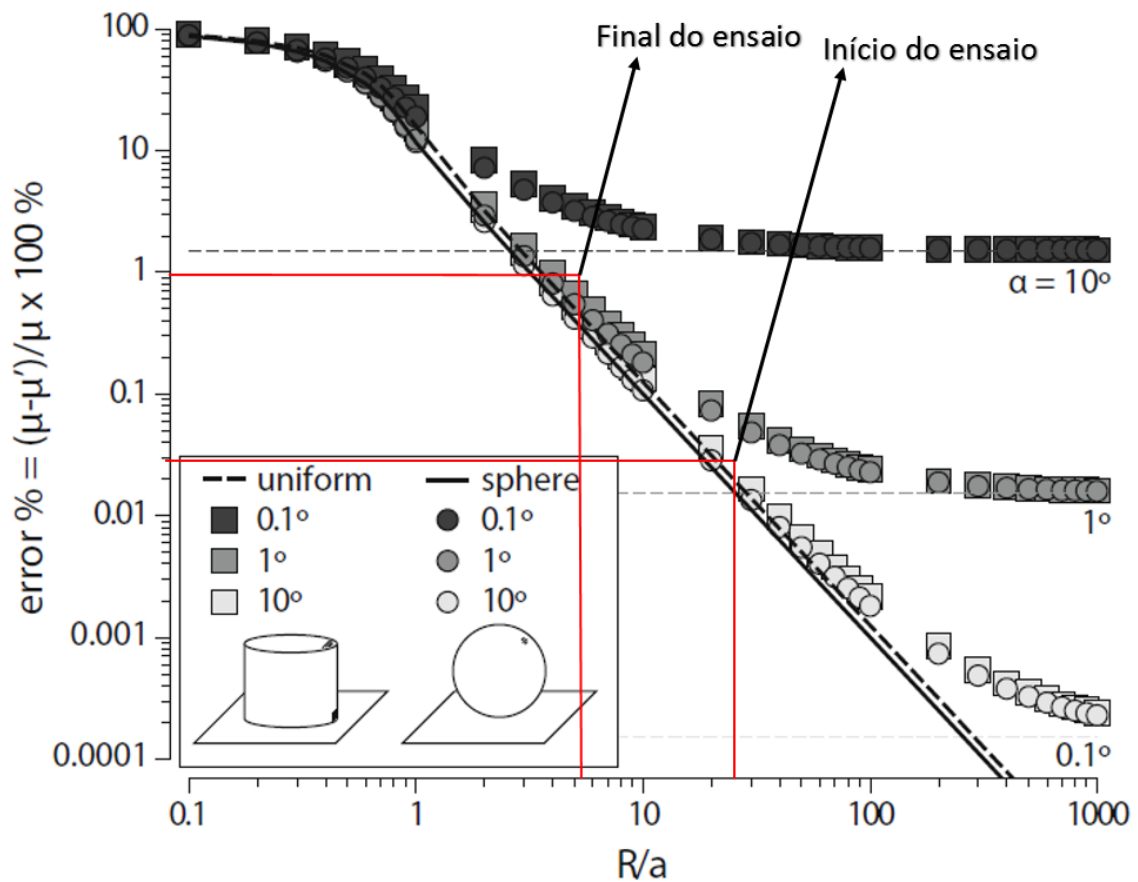
5.4.1.3 Interpretação dos resultados através do gráfico apresentado na figura 42

Após realizados todos os cálculos, é hora de checar se o equipamento está atendendo os requisitos de apresentar um baixo erro na medida do atrito (considerado inicialmente aceitável até menos de 1%) devido à flexão gerada pela força de atrito no pino de ensaio. Para tal, é necessário somar as deflexões obtidas nos componentes que estão sendo defletidos e converter em ângulo em relação ao centro do disco.

A deflexão total encontrada é igual a soma de todas as deflexões, nesse caso, igual à 0,89 mm. Sabendo-se que o raio inicial do pino no disco (R) é de aproximadamente 100 milímetros e final de aproximadamente 20 milímetros, sendo o valor máximo do raio do pino (a) durante o ensaio pode ser igual à 3,9 mm, temos que R/a é igual à 25,64 e 5,13. O ângulo α em relação ao centro do disco ocasionado pela deflexão será igual a $0,5^\circ$ no início do ensaio e $2,55^\circ$ ao final. O erro no instrumento ficou em torno de 0,02% para o início do ensaio e um pouco abaixo de 1% ao final, como pode ser visto na figura 48. Conclui-se

então que os perfis das vigas foram bem seleccionados e garantem precisão ao ensaio. As plantas podem ser vistas no APÊNDICE A (Desenhos técnicos).

Figura 48: Erro na medição ocasionado pela deflexão dos braços.



Fonte: Krick B./ Sidebottom (2015) e adaptado pelos autores.

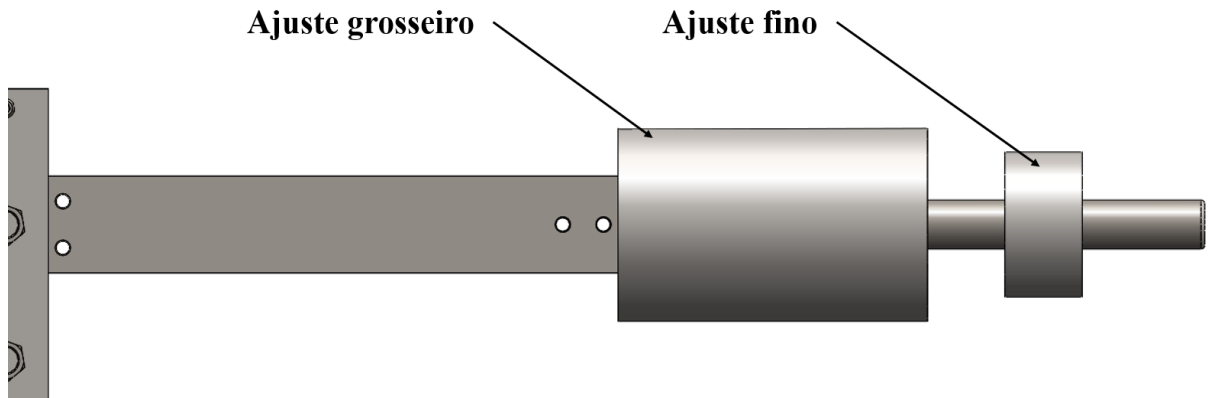
5.4.2 Contrapesos móveis

Para anular o peso do cabeçote e assim garantir que a carga aplicada seja proveniente unicamente do peso morto, tem-se um sistema de contrapesos móveis alocados na extremidade oposta do braço, com relação ao cabeçote. Estes podem ser ajustados por meio de uma barra roscada, e estão divididos em um ajuste grosseiro e um ajuste fino. Através da movimentação dessas massas, altera-se a distância para o centro do braço e consequentemente o momento gerado, de forma a promover o equilíbrio necessário.

Para dimensionar o contrapeso, foi necessário levantar o peso de cada componente da parte frontal e realizar um balanceamento de momentos, como resultado temos um contrapeso de massa igual à 9.404,0 g que modifica a carga aplicada sobre o pino de ensaio em 15,67 g por milímetro, e um de massa 1.251 g que modifica em 2 g por milímetro deslocado. Como o passo da barra equivale à 3,175 mm, temos um deslocamento de massa

para o ajuste fino de $8,819 \cdot 10^{-3}$ g por grau. O desenho final dos contrapesos móveis pode ser visto na figura 49 e demais informações no APÊNDICE A (Desenhos técnicos).

Figura 49: Contrapesos móveis.

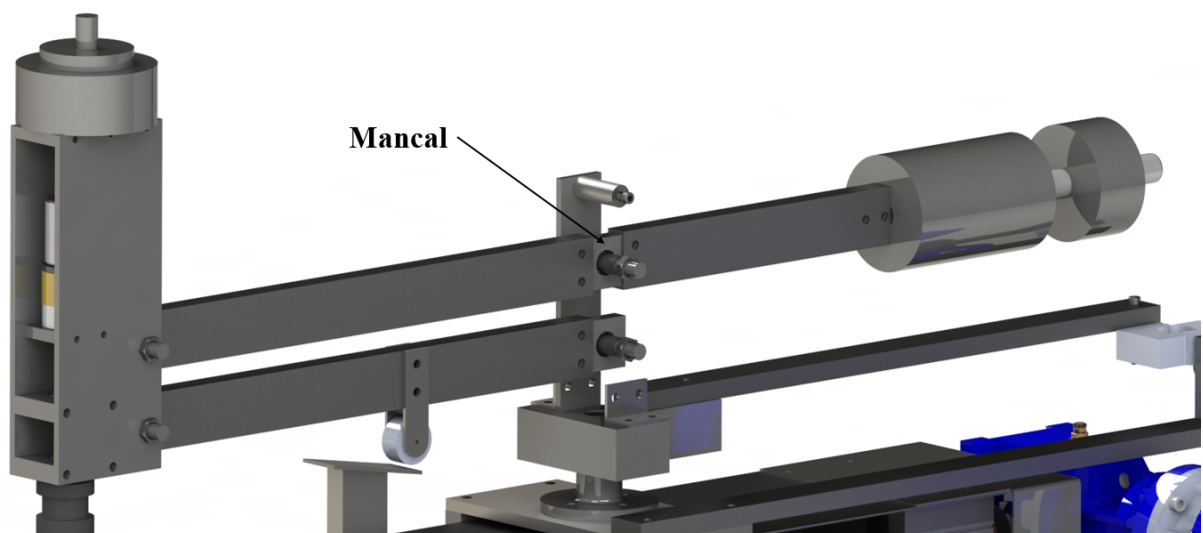


Fonte: Elaborado pelos autores.

5.4.3 Mancais de rolamento

Os mancais de rolamento foram apenas validados para a solicitação a qual está submetido, sendo o mancal central do tribômetro, do braço superior o mais solicitado, representado na figura 50, o cálculo foi baseado nele.

Figura 50: Mancal sob análise apontado no desenho tridimensional.

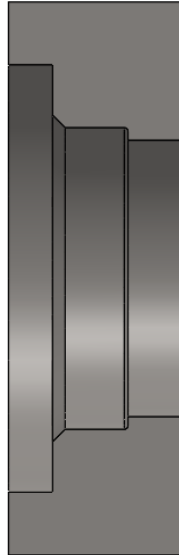


Fonte: Elaborado pelos autores.

O perfil adotado pode ser observado na figura 51, suas dimensões de altura e largura foram baseadas no tamanho interno do perfil do braço que será adquirido, suas dimensões internas foram baseadas nas especificações do rolamento selecionado. Sendo assim, esse

capítulo tem apenas por objetivo validar o mancal, e verificar se o mesmo não apresenta um baixo coeficiente de segurança (menor que 5).

Figura 51: Vista da seção central do mancal.



Fonte: Elaborado pelos autores.

A massa do cabeçote foi estimada na seção 5.4.2, e é aproximadamente igual à 8,5 kg. Considerando que o contrapeso deve gerar um momento contrário à fim de equilibrar as forças, foi feita uma análise baseando-se nesse peso do cabeçote.

Tabela 22: Dados mancal

Variável	Valor
Altura do mancal	44 mm
Tensão de escoamento	234 MPa
Ix	77013 MPa
Mx	25015,5 N.mm

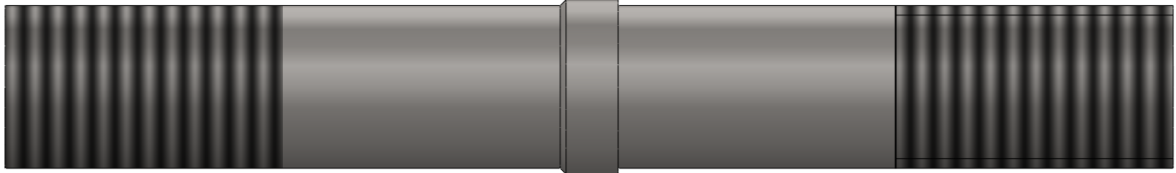
Fonte: Elaborado pelos autores.

Com os dados da tabela 22 e usando a equação 2.4 definida na seção 2.3.4, chegou-se a conclusão que a tensão máxima no mancal é igual à 7,15 MPa e 32,73 vezes menor que a tensão de escoamento.

5.4.4 Pinos dos rolamentos

O pino dos rolamentos foi selecionado com base no diâmetro interno do rolamento usado. Sua geometria foi escolhida com o intuito de facilitar a montagem, e pode ser vista na figura 52.

Figura 52: Vista frontal da geometria do pino dos rolamentos.

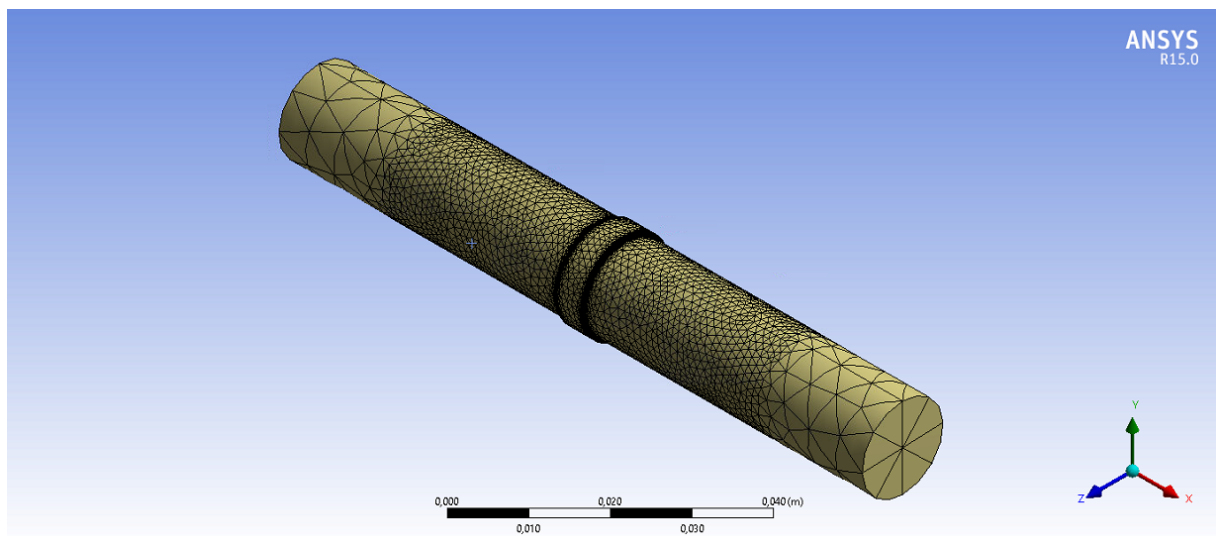


Fonte: Elaborado pelos autores.

Ao total são usados 4 pinos como este no projeto, sendo o mais solicitado o pino central superior, que deve resistir à carga do contrapeso e do cabeçote. Como sua geometria apresenta um chanfro e um canto, escolheu-se por realizar uma análise numérica através do software ANSYS Inc.

Para tal, elaborou-se uma malha triangular onde a região do canto e do chanfro teria seu tamanho reduzido em relação aos demais. A malha conta com 200 mil nós e 130 mil elementos e pode ser vista na figura 53. Os apoios foram colocados de acordo com a posição real, e no centro do pino onde é posicionado o rolamento, foi posto uma força de 252,52 N, resultante da carga do contrapeso mais o cabeçote.

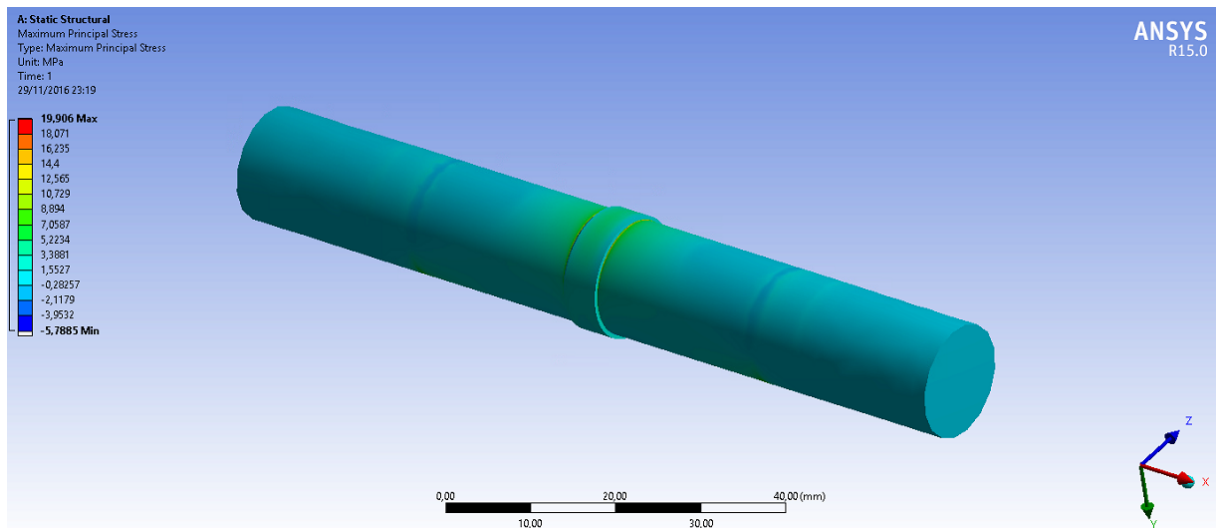
Figura 53: Malha utilizada na simulação do pino dos rolamentos.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Efetuada a simulação, constatou-se que a tensão máxima no pino será igual à 19,906 MPa, sendo essa 11,56 vezes menor que a tensão de escoamento. Os resultados obtidos no software podem ser visualizados na figura 54.

Figura 54: Resultado da simulação do pino dos rolamentos.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Concluí-se que o pino está apto a realizar sua tarefa sem que o mesmo atinja seu limite físico em trabalho. Os desenhos técnicos, tolerâncias e demais informações podem ser vistos no APÊNDICE A (Desenhos técnicos).

5.4.5 Eixo do cabeçote

É o elemento que faz ligação entre o mandril e o motor que gira o pino. É responsável por suportar a carga axial e radial a qual o pino é submetido, para que tal carga não seja transmitida ao motor. Sua geometria é complexa e está submetido a vários tipos de carregamento, axial, transversal e torque, para fins de maior exatidão escolheu-se por realizar uma análise numérica. Sua geometria pode ser visualizada na figura 55.

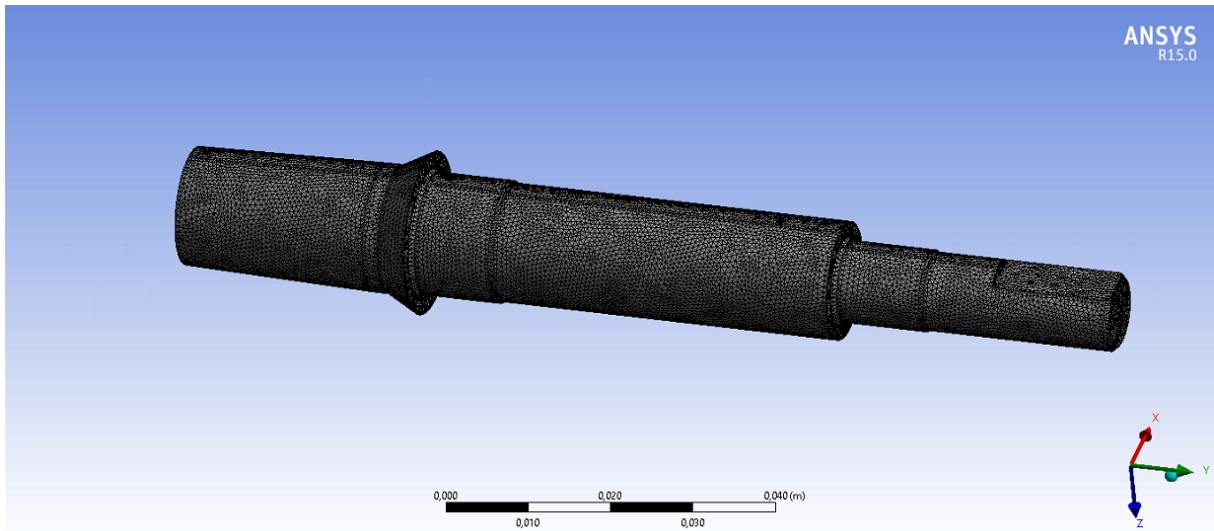
Figura 55: Vista lateral do eixo do cabeçote.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Como o eixo é todo solicitado e o esforço computacional para análises estáticas estruturais é baixo, optou-se por usar uma malha inteiramente refinada em todo o elemento. Esta possui 191 mil nós e 111 mil elementos e pode ser visualizada na figura 56.

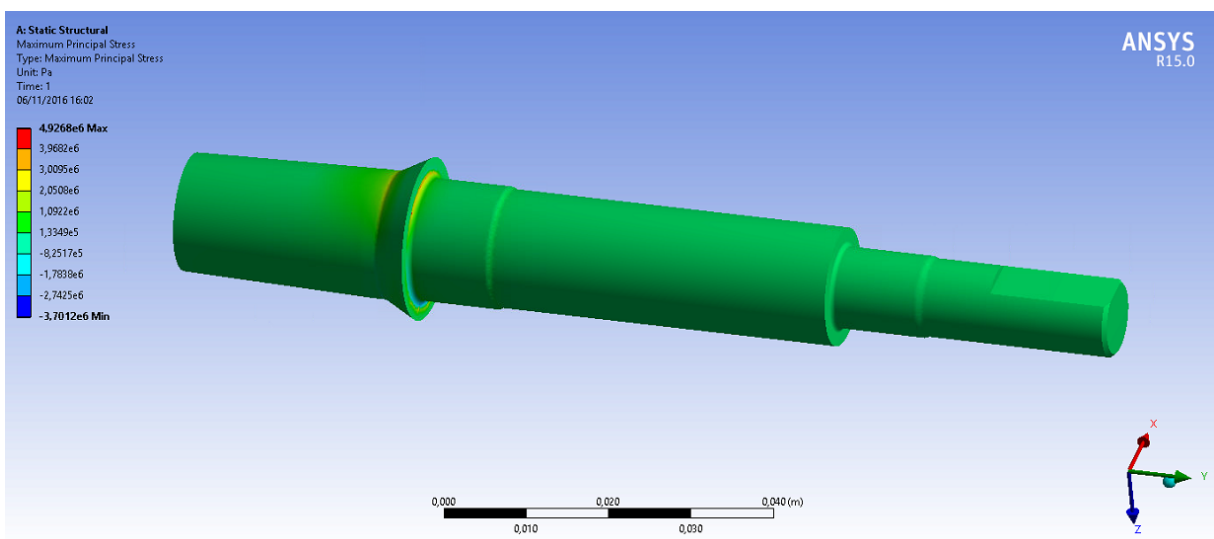
Figura 56: Malha utilizada na simulação do eixo do cabeçote.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Como resultado da simulação, é possível notar que o esforço máximo é igual à 4,93 MPa, sendo este 47,46 vezes menor que a tensão de escoamento. Esse resultado está apresentado na figura 57.

Figura 57: Resultado da simulação no eixo do cabeçote.



Fonte: Elaborado pelos autores.

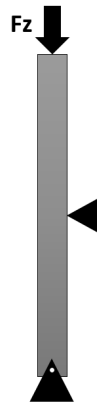
5.4.6 Mesa

Para o dimensionamento da mesa levou-se em consideração que a mesma deve absorver toda a vibração que possa interferir no ensaio e deve suportar à si mesma e o restante do equipamento. Sua configuração foi definida na etapa de projeto preliminar (Seção 4.3).

Para resolver o problema da vibração, foi considerado que a mesa deveria ser rígida e possuir elevada quantidade de massa. Como realizar uma análise de vibração demandaria elevada dedicação e aprofundamento no conteúdo devido ao seu grau de dificuldade, estipulou-se a espessura de 32 mm para a espessura das tampas superiores.

A partir daí já foi possível estabelecer qual a força máxima (F_z) a qual os pés estariam submetidos e assim efetuar o seu dimensionamento, com o auxílio do diagrama de corpo livre que pode ser visto na figura 58.

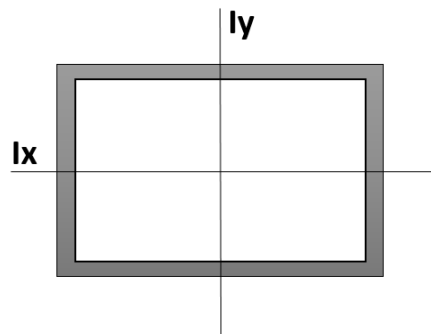
Figura 58: Diagrama de corpo livre do pé da mesa.



Fonte: Elaborado pelos autores.

O perfil à ser utilizado para a confecção do pé foi escolhido de acordo com a disponibilidade da fabricante e doadora da mesa do projeto (HKM Indústria e Comércio), em seguida, validado para os casos de flambagem e compressão.

Figura 59: Perfil selecionado com os eixos de inércia apresentados.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Para a realização das análises foram utilizados os dados da tabela 23, que podem ser vistos logo abaixo.

Tabela 23: Dados necessários para a análise do pé da mesa.

Dado	Valor
Comprimento	70 mm
Largura	50 mm
Espessura do perfil	5 mm
Altura do pé	800 mm
Posição do engaste lateral	400 mm
Módulo de elasticidade	200 GPa
Tensão de escoamento	234 MPa
Ix	235573 mm ⁴
Iy	399323 mm ⁴

Fonte: Elaborado pelos autores.

A partir de agora, tomando como premissa os dados apresentados na tabela 23, usando a equação 2.1 para a análise de compressão e a equação 2.5 para verificar se o pé flamba, tendo este uma carga na face superior e um pé de borracha, pode-se chegar às conclusões apresentadas na tabela 25.

Tabela 24: Resultados das análises do pé da mesa

Dado	Valor
Coefficiente de segurança em compressão	214,5
Carga crítica para flambar	726.566 N

Fonte: Elaborado pelos autores.

Constatou-se então que a mesma apresenta comportamento de hiper dimensionamento, o que garante além de resistência ao peso de todo o equipamento, a rigidez

requisitada para a absorção de toda a vibração. O resultado pode observado na figura 60 e as plantas podem ser vistas no APÊNDICE A (Desenhos técnicos).

Figura 60: Projeto final da mesa (Vista isométrica).

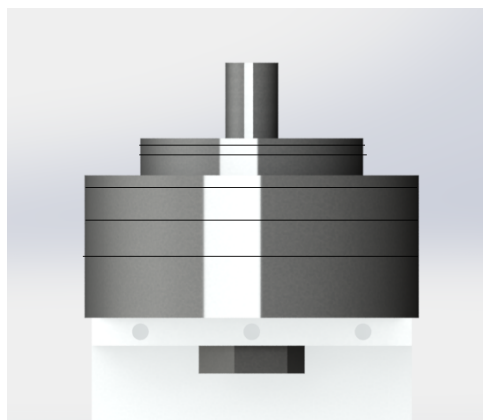


Fonte: Elaborado pelos autores.

5.4.7 Cargas de ensaio

Para controle da carga de ensaio, há o mecanismo de adição de peso morto. O rigoroso controle desse parâmetro se faz necessário para que possa ser estimado o coeficiente de atrito em determinada condição sistêmica. Além disso, é sabido que a carga pode exercer influência no mecanismo de desgaste, razão pela qual esta deve ser bem conhecida. O sistema é composto por um conjunto de massas que podem representas de 100g a 6 kg, distribuídas da seguinte forma: 1 corpo com 2 kg, 2 corpos com 1 kg, 1 corpo com 500 g, 2 corpos com 200 g e 1 corpo com 100 g. A soma dessas massas é igual a 5 kg e pode ser visto representado na figura 61.

Figura 61: Massas para aplicação de carga normal (peso morto).

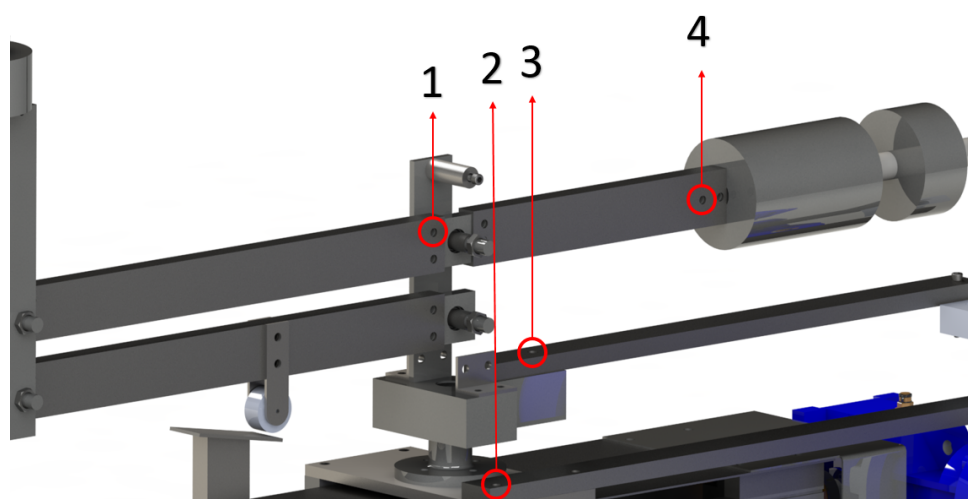


Fonte: Elaborado pelos autores.

5.4.8 Parafusos

A maioria dos parafusos foram super dimensionados para suas aplicações. Foi realizada uma verificação nos parafusos considerados críticos do projeto, os quais para o padrão utilizado, estavam submetidos a maiores cargas. Os mesmos podem ser vistos na figura 62.

Figura 62: Parafusos críticos apontados no desenho tridimensional.



Fonte: Elaborado pelos autores.

As respectivas tensões encontradas e o diâmetro do parafuso adotado, podem ser visualizados na tabela

Tabela 25: Resultados das análises nos parafusos

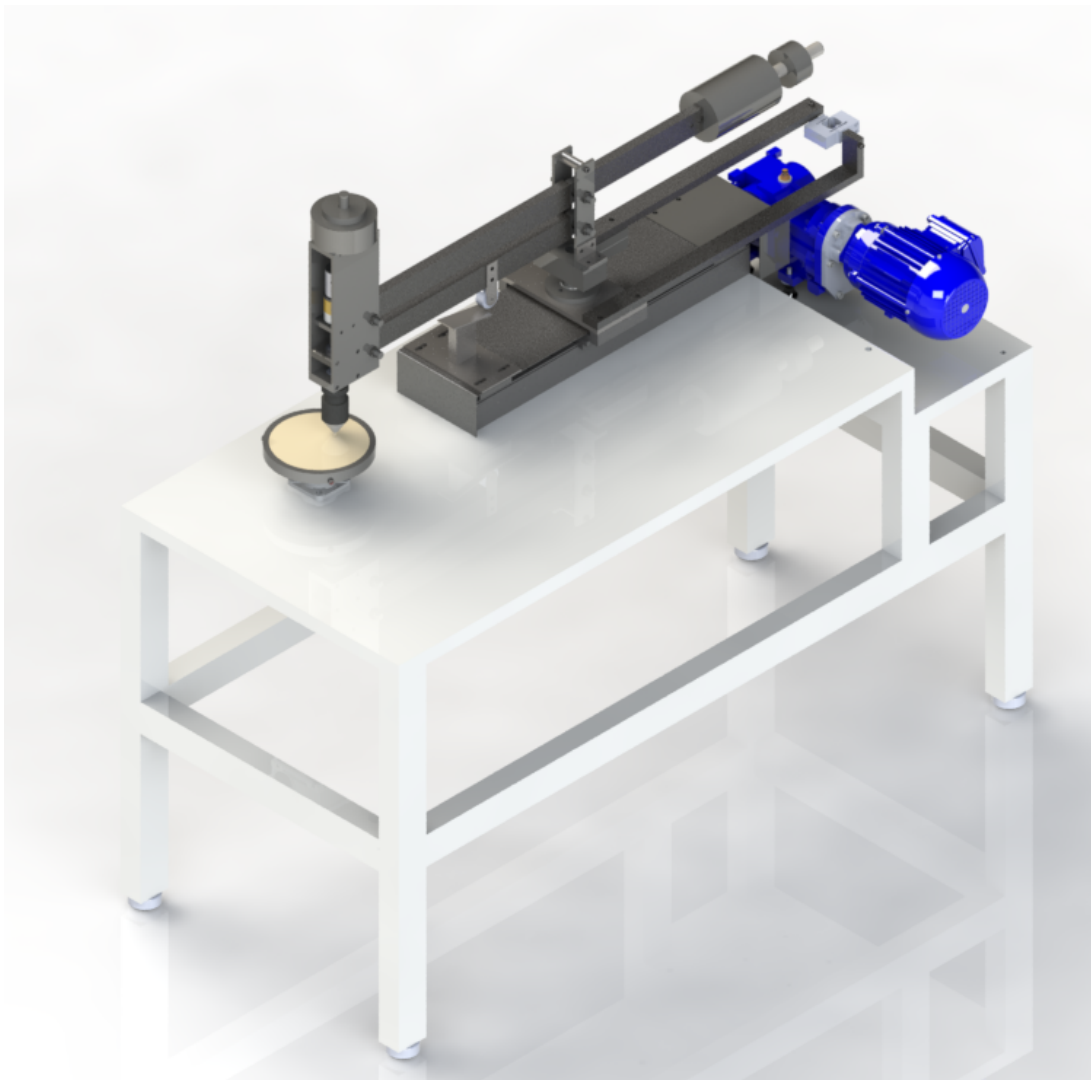
Índice	Padrão	Tensão máxima	Coefficiente de segurança
1	M8	68,97 MPa	3,39
2	M10	58,4 MPa	4
3	M10	26,52 MPa	8,82
4	M8	32,39 MPa	7,22

Fonte: Elaborado pelos autores.

6 Considerações finais

Neste relatório foi apresentado um completo projeto mecânico estrutural, que garante o comportamento exigido através dos parâmetros previamente estabelecidos nas etapas iniciais. Tal projeto está apresentado abaixo na figura 63. As plantas deste se encontram no APÊNDICE A.

Figura 63: Projeto mecânico final.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Até o presente momento, além do adquirido em trabalhos anteriores e citado na seção 3, já se encontra como fruto deste projeto a mesa do equipamento, o motorreductor do fuso, o micro motorreductor do cabeçote, o mandril de precisão, o terminal rotular e todos os rolamentos. As demais peças se encontram na etapa de orçamento e em breve

estarão disponíveis para que seja realizada a montagem.

Para trabalhos futuros fica a fabricação dos componentes estruturais e a montagem do sistema, assim como a elaboração da automação necessária para o mesmo.

Referências

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. *G132 - 96*: Standard test method for pin abrasion testing. Rio de Janeiro, 2007. Citado na página 24.

HIBBELER, R. C. *Resistência dos Materiais*. 5. ed. [S.l.]: Person, 2006. ISBN 85-87918-67-2. Citado na página 20.

HUTCHINGS, I. M. *Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials*. [S.l.]: Edward Arnold, 1992. (621.89, v. 1). ISBN 0 340 56184 X. Citado 3 vezes nas páginas 15, 17 e 18.

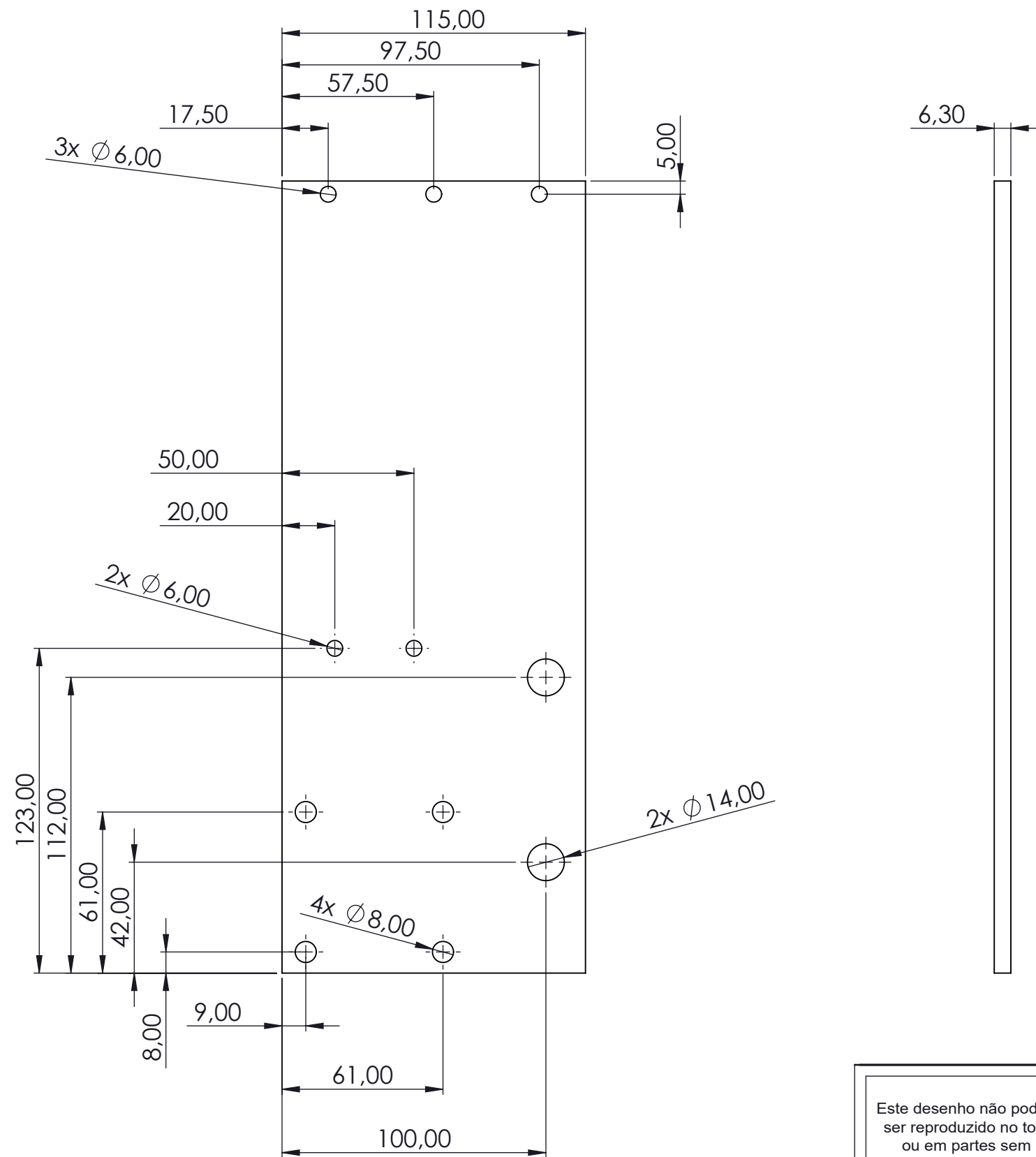
JOST, H. P. *Tribology and Lubrication Technology*: Tribology: How a word was coined 40 years ago. [S.l.: s.n.], 2006. Citado na página 16.

KRICK B./ SIDEBOTTOM, M. *Transducer Misalignment and Contact Pressure Distributions as Error Sources in Friction Measurement on Small-Diameter Pin-on-Disk Experiments*. [S.l.]: Tribology Letters, 2015. Citado 3 vezes nas páginas 55, 56 e 61.


Apêndices

APÊNDICE A – Desenhos técnicos

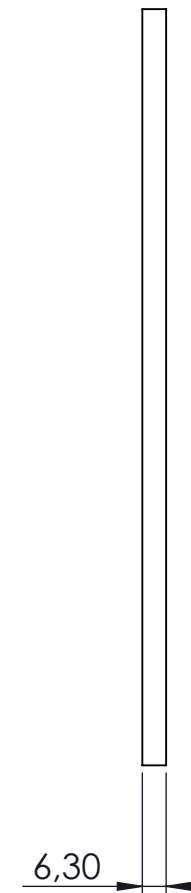
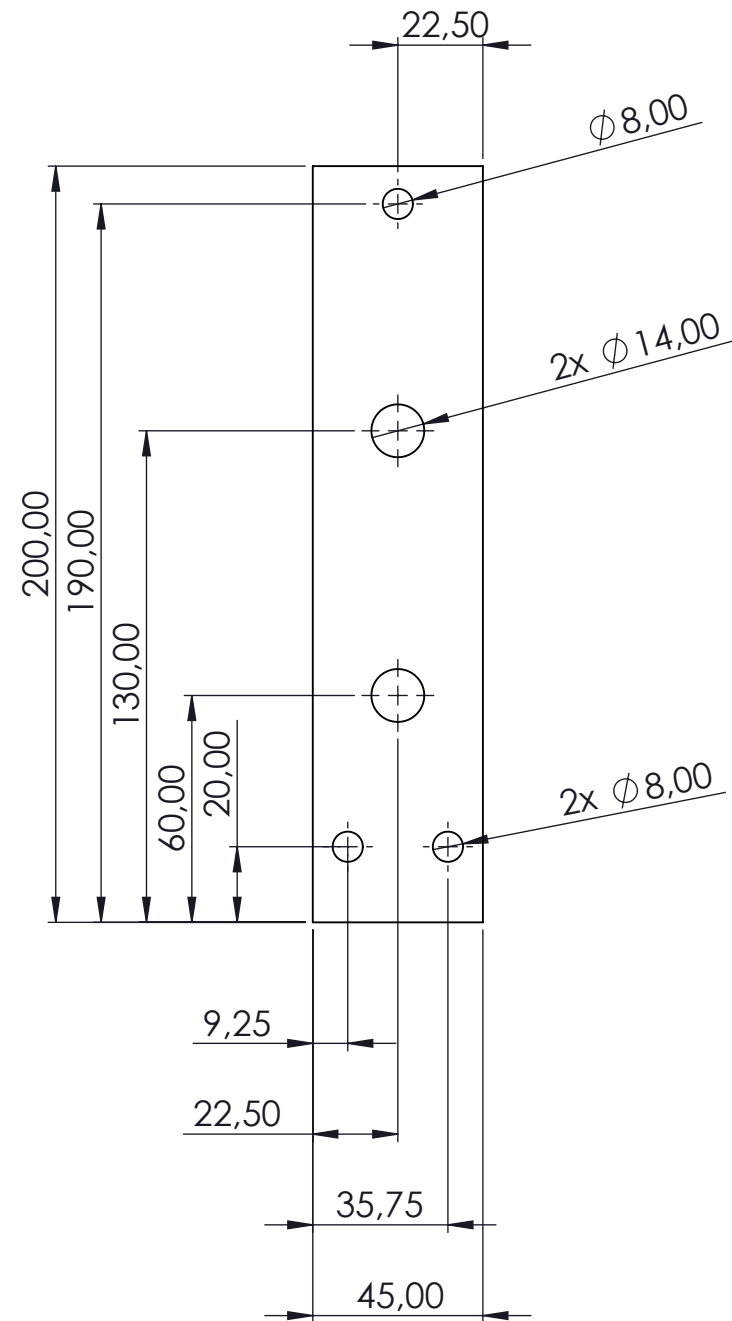
ITEM 1




Especificações para fabricação	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	2

Este desenho não poderá ser reproduzido no todo ou em partes sem autorização dos desenhistas.	Data	Resp.	
	Desenhistas	31/10/2016	Maik Gramelichy Mello Mônico Torres Mônico
	Visto		Nathan Strey
 <p>TRICORRMAT LABORATÓRIO DE TRIBOLOGIA, CORROSÃO E MATERIAS ENGENHARIA MECÂNICA - UFES</p>	Peça	ITEM 1	Escala 1:2
			Folha 1 de 1

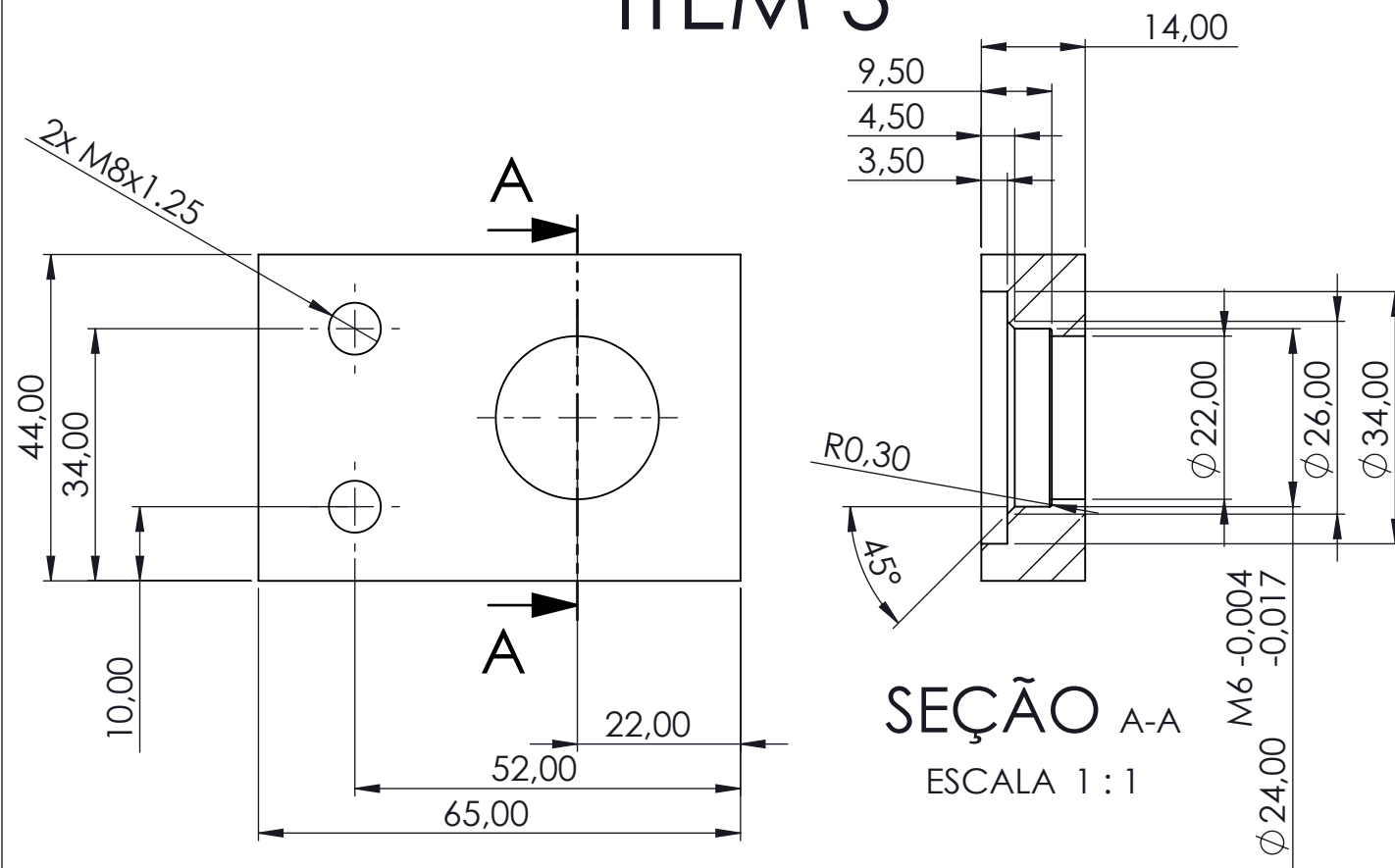
ITEM 2



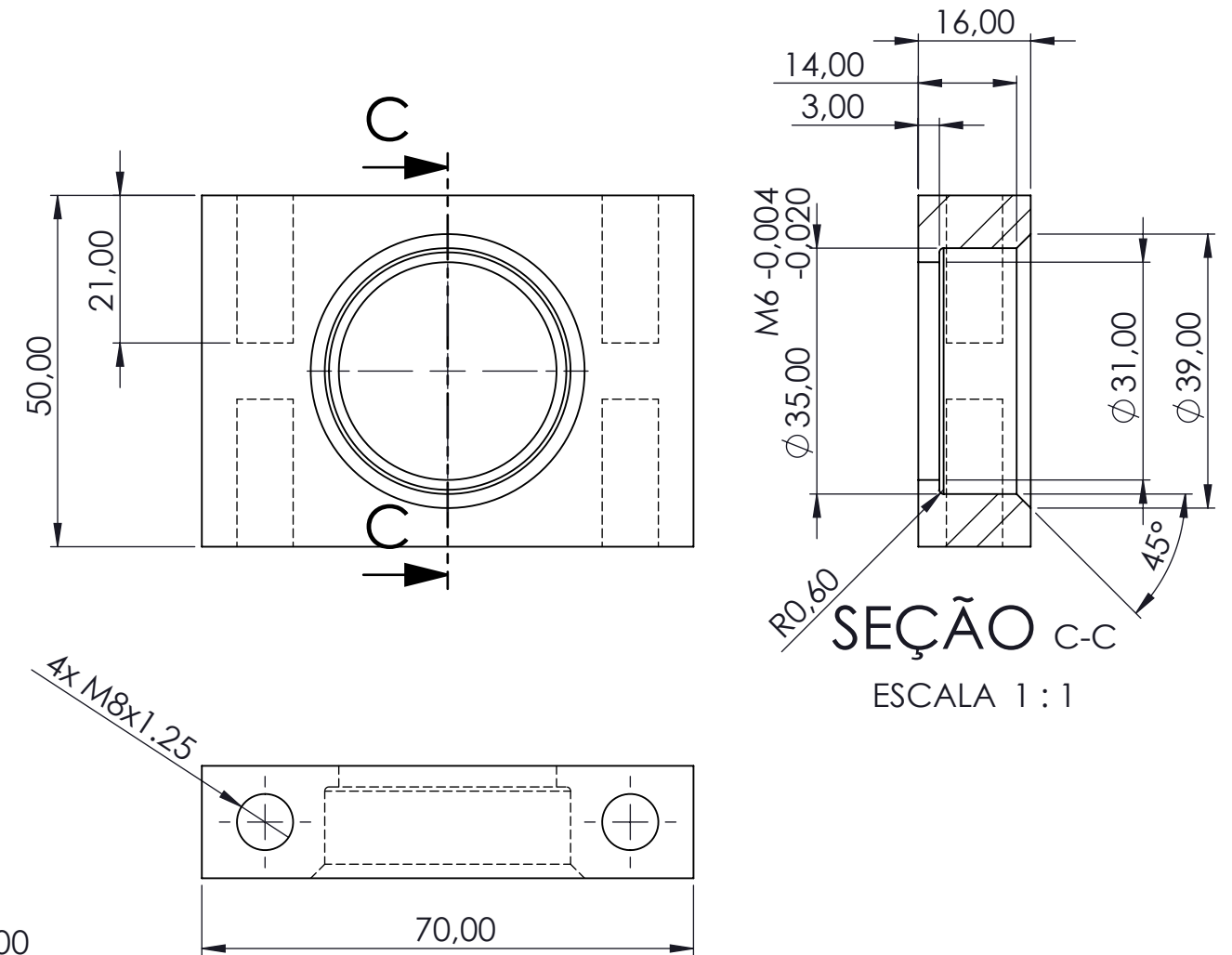
Especificações para fabricação	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	2

Este desenho não poderá ser reproduzido no todo ou em partes sem autorização dos desenhistas.		Data	Resp.
	Desenhistas	31/10/2016	Maik Gramelichy Mello Mônico Torres Mônico
	Visto		Nathan Strey
 <p>TRICORRMAT LABORATÓRIO DE TRIBOLOGIA, CORROSÃO E MATERIAS ENGENHARIA MECÂNICA - UFES</p>	Peça		ITEM 2
			Escala 1:2 Folha 1 de 1

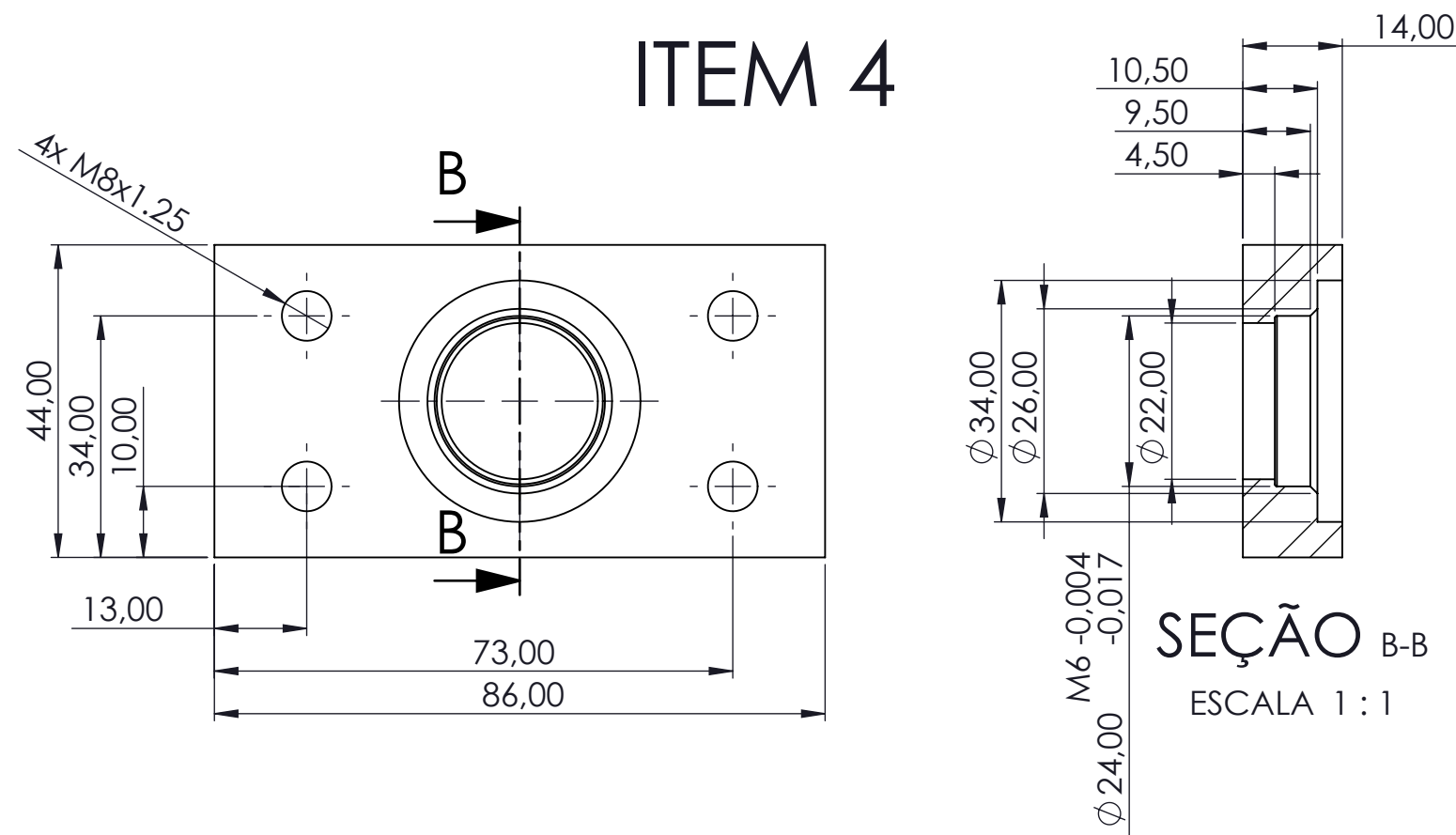
ITEM 3




ITEM 5



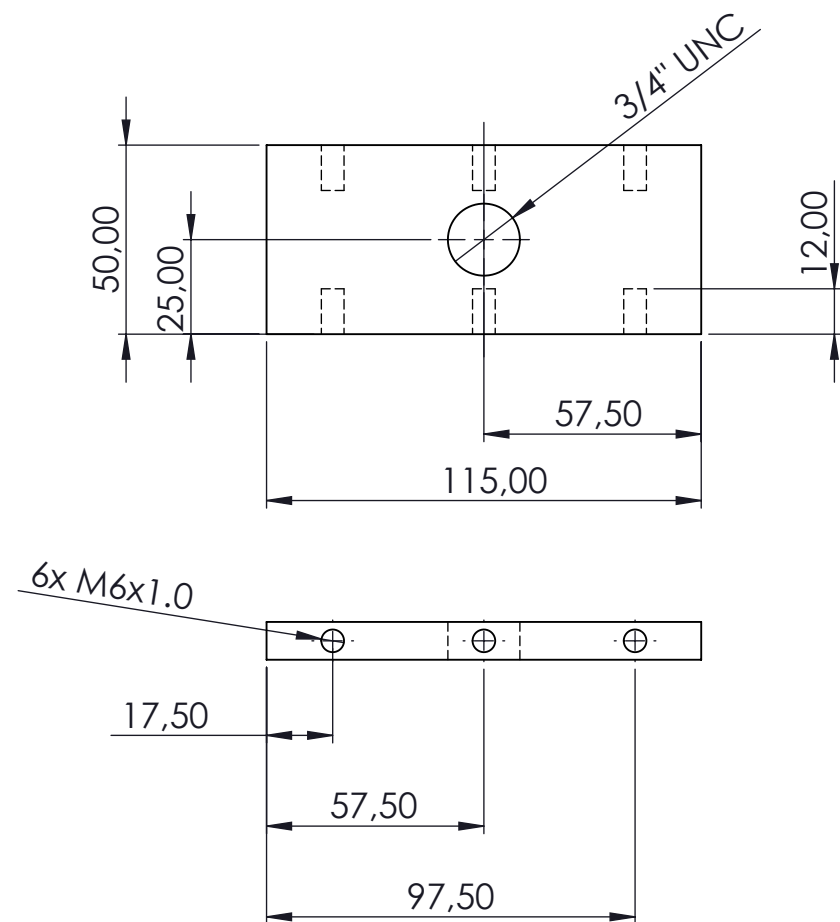
ITEM 4



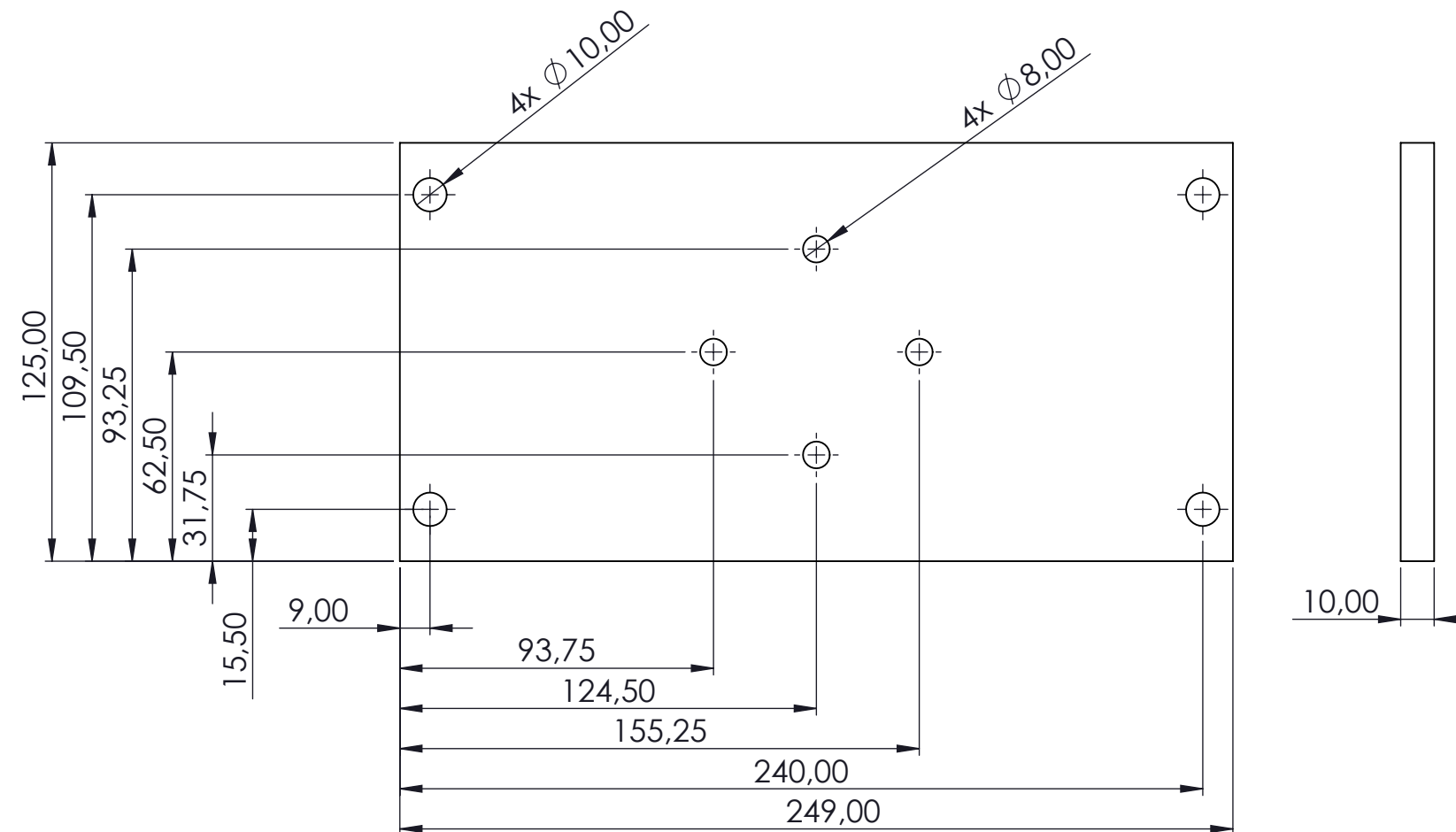
Especificações para fabricação	
ITEM 3	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	3
ITEM 4	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1
ITEM 5	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	2

Este desenho não poderá ser reproduzido no todo ou em partes sem autorização dos desenhistas.	Data	31/10/2016	Resp.	Maik Gramelichy Mello Mônico Torres Mônico	
	Desenhistas				
	Visto				
 <p>TRICORRMAT LABORATÓRIO DE TRIBOLOGIA, CORROSÃO E MATERIAS ENGENHARIA MECÂNICA - UFES</p>	Peça	ITENS 3, 4 e 5		Escala	1:2
					Folha

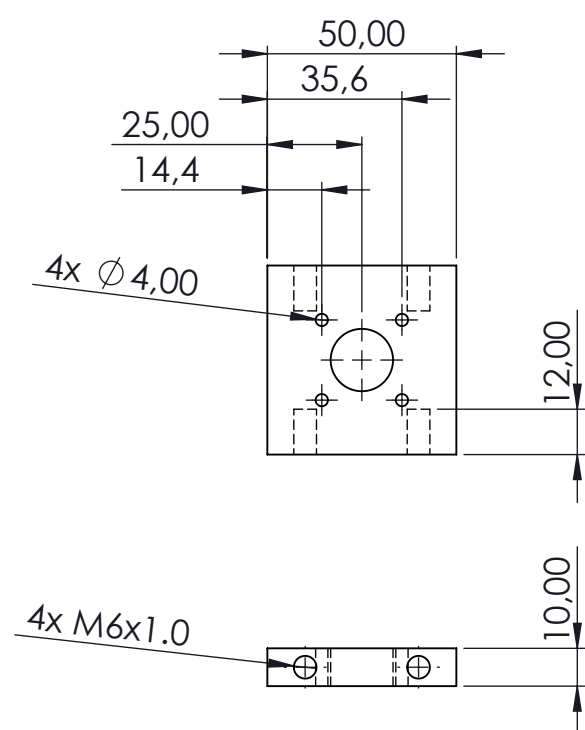
ITEM 6




ITEM 7



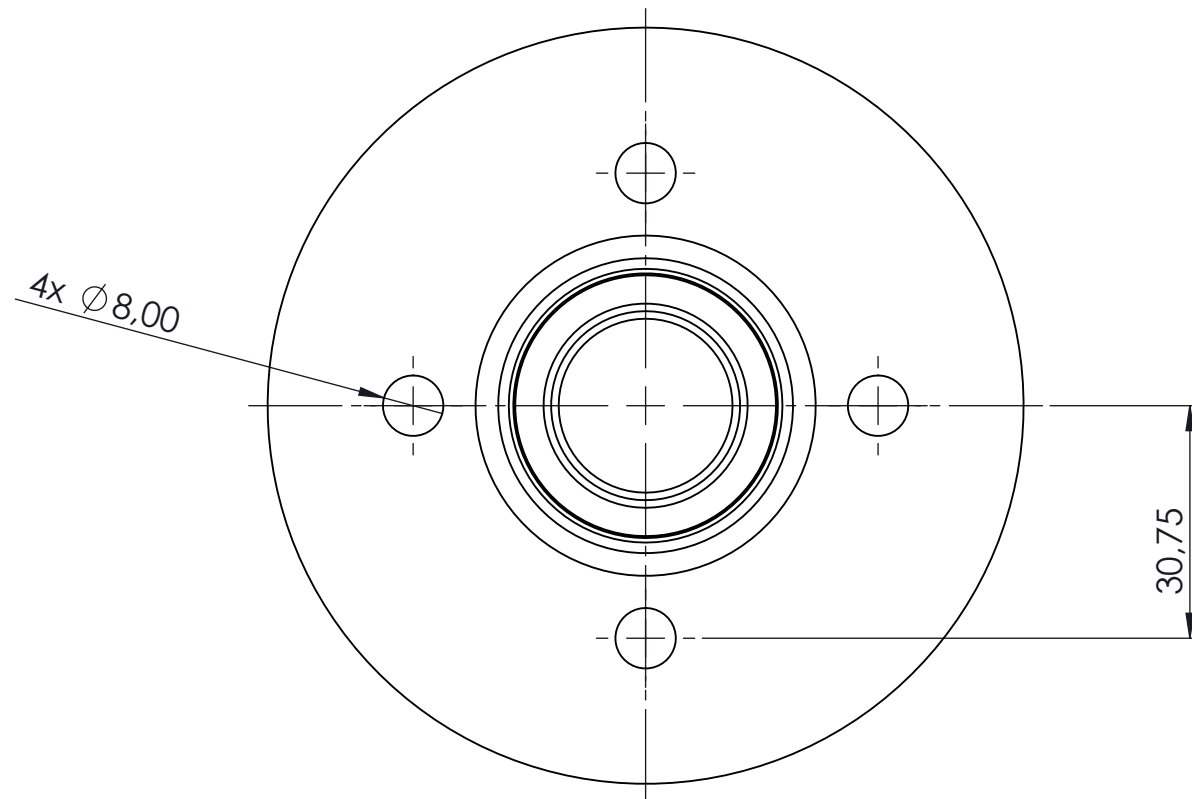
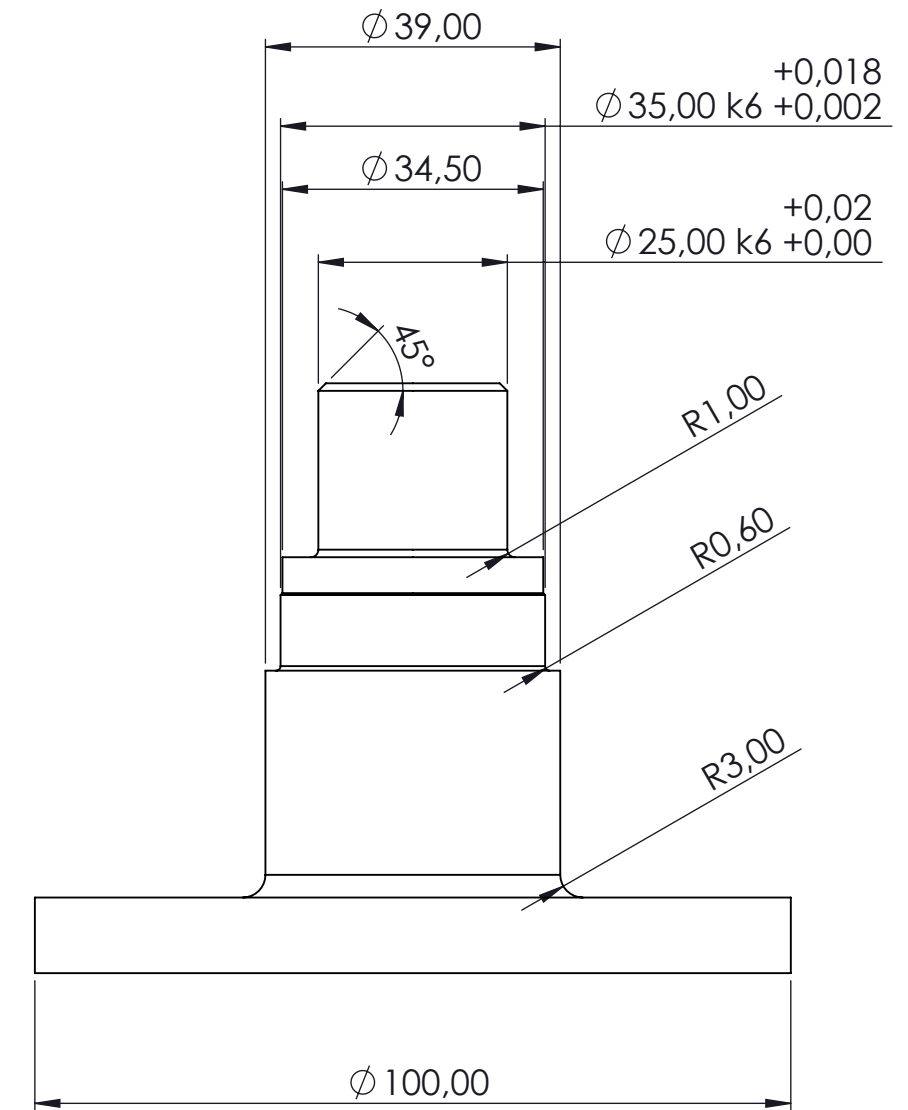
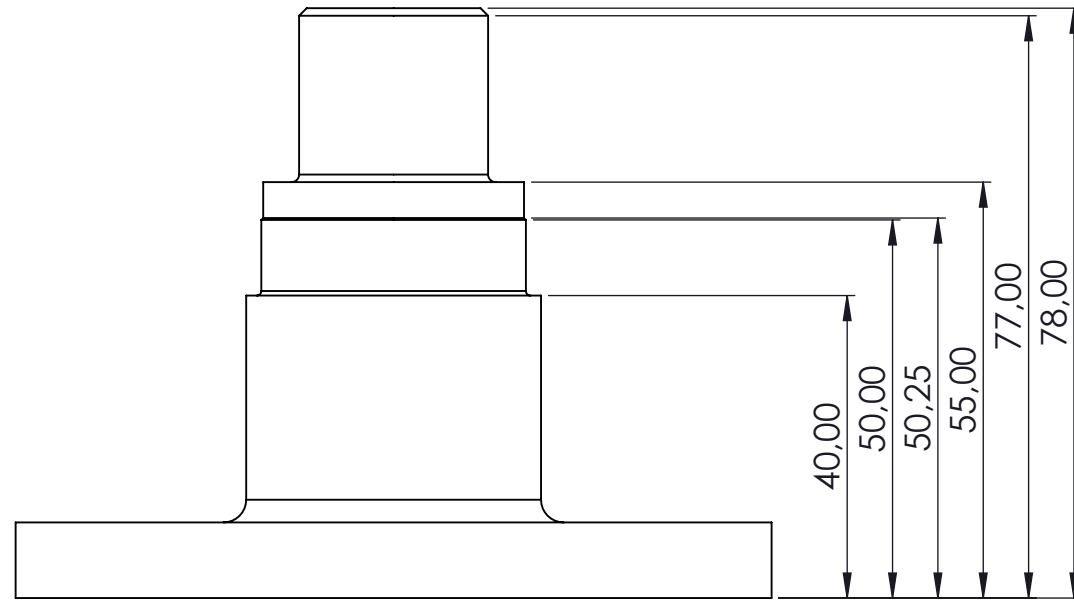
ITEM 8




Especificações para fabricação	
ITEM 6	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1
ITEM 7	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1
ITEM 8	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1

Este desenho não poderá ser reproduzido no todo ou em partes sem autorização dos desenhistas.	Data	Resp.	
	Desenhistas	31/10/2016	Maik Granelichy Mello Mônico Torres Mônico
	Visto		
	Peça	Itens 6, 7 e 8	
	Escala 1:2 Folha 1 de 1		

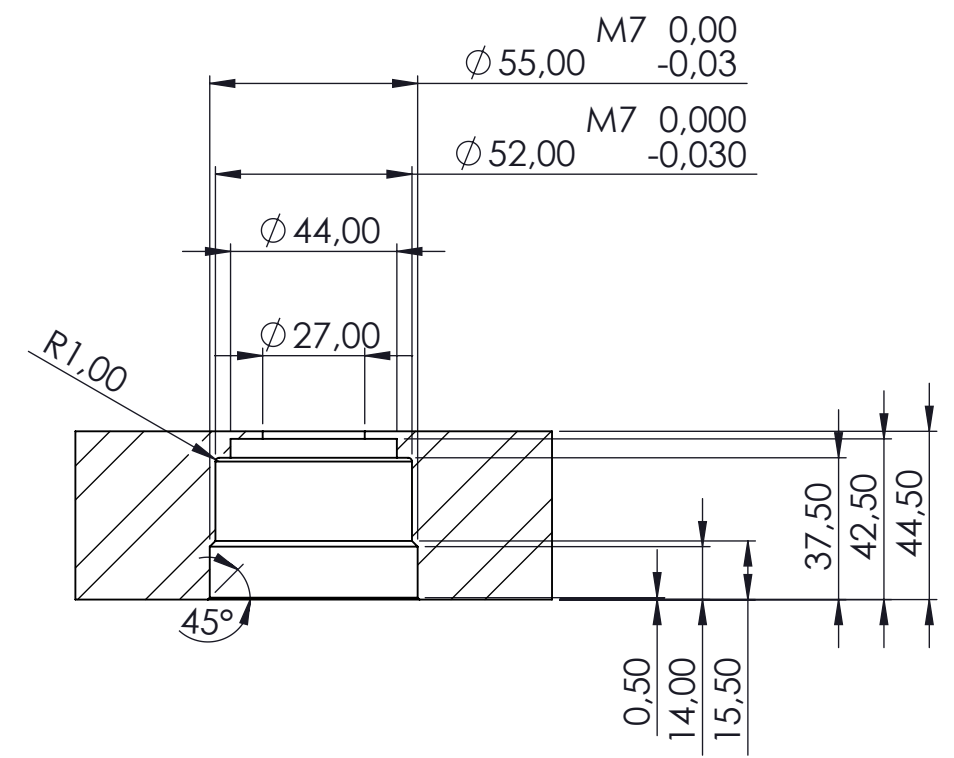
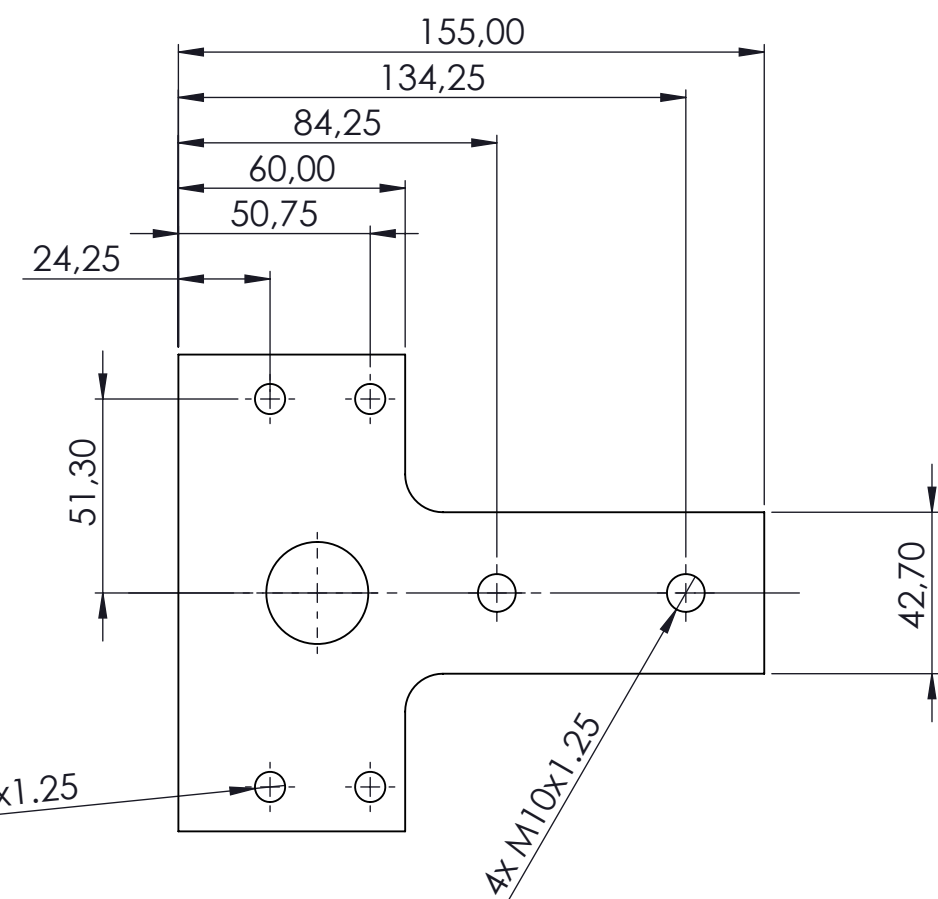
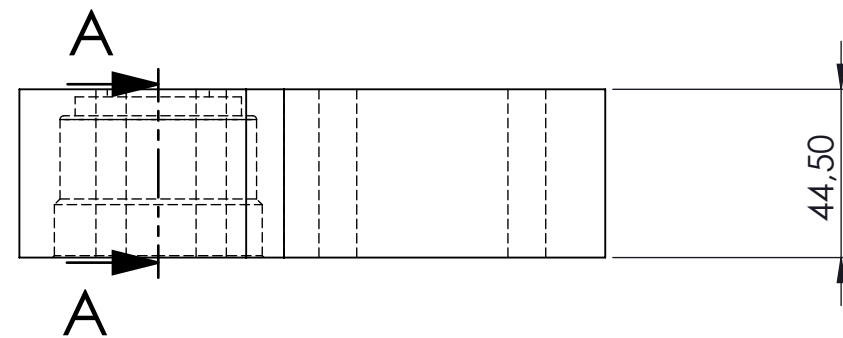
ITEM 9



Especificações para fabricação	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1


Este desenho não poderá ser reproduzido no todo ou em partes sem autorização dos desenhistas.		Data	Resp.
	Desenhistas	31/10/2016	Maik Gramelichy Mello Mônico Torres Mônico
	Visto		
	Peça		ITEM 9
			Escala 1:1 Folha 1 de 1

ITEM 10

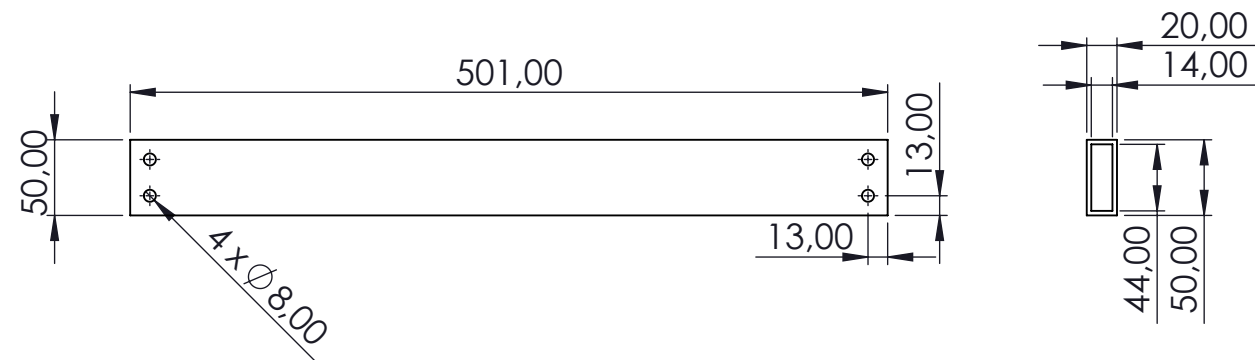


SEÇÃO A-A

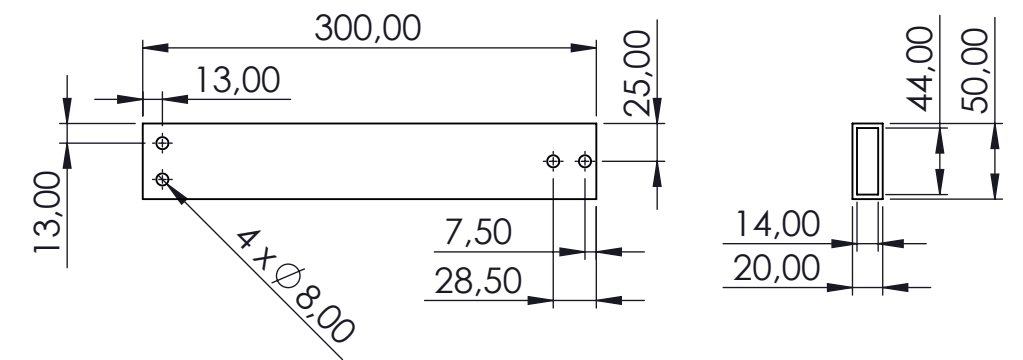
Especificações para fabricação	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1

Este desenho não poderá ser reproduzido no todo ou em partes sem autorização dos desenhistas.	Data	Resp.	
	Desenhistas	31/10/2016	Maik Granelichy Mello Mônico Torres Mônico
	Visto		Nathan Strey
	Peça		ITEM 10
			Escala 1:2 Folha 1 de 1

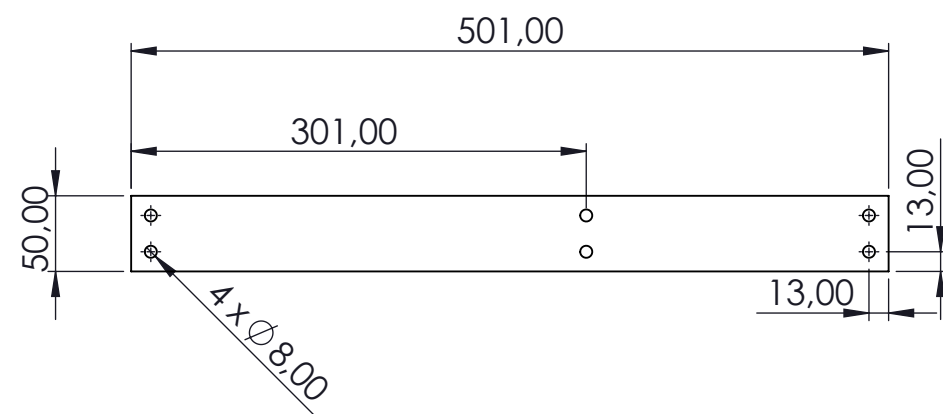
ITEM 11




ITEM 12



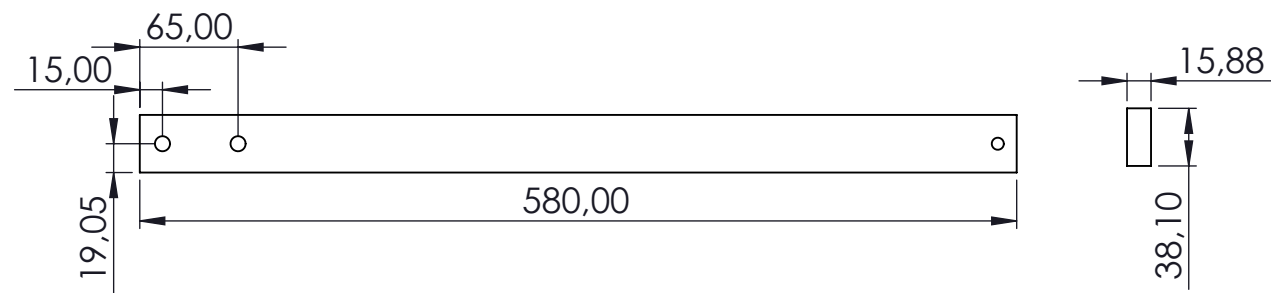
ITEM 13



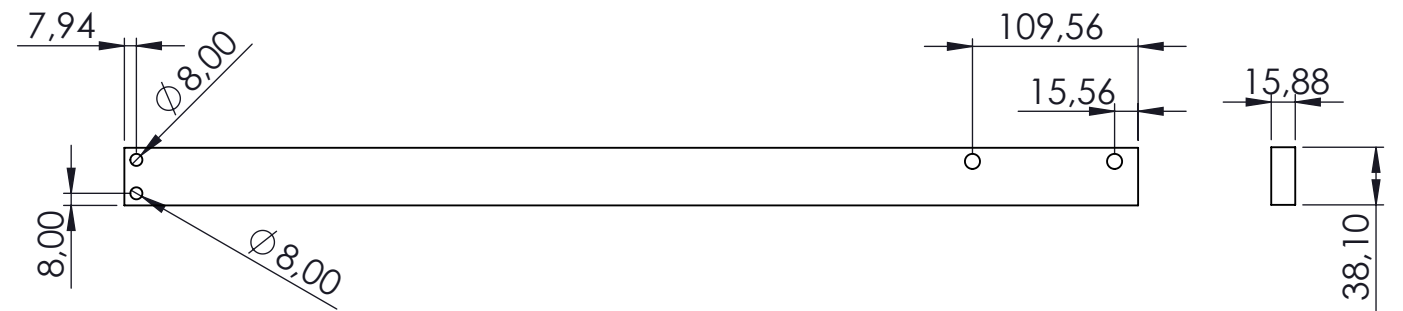
Especificações para fabricação	
ITEM 11	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1
ITEM 12	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1
ITEM 13	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1

Este desenho não poderá ser reproduzido no todo ou em partes sem autorização dos desenhistas.		Data	Resp.
	Desenhistas	31/10/2016	Maik Granelichy Mello Mônico Torres Mônico
	Visto		Nathan Strey
	Peça		ITENS 11, 12 e 13
			Escala 1:5 Folha 1 de 1

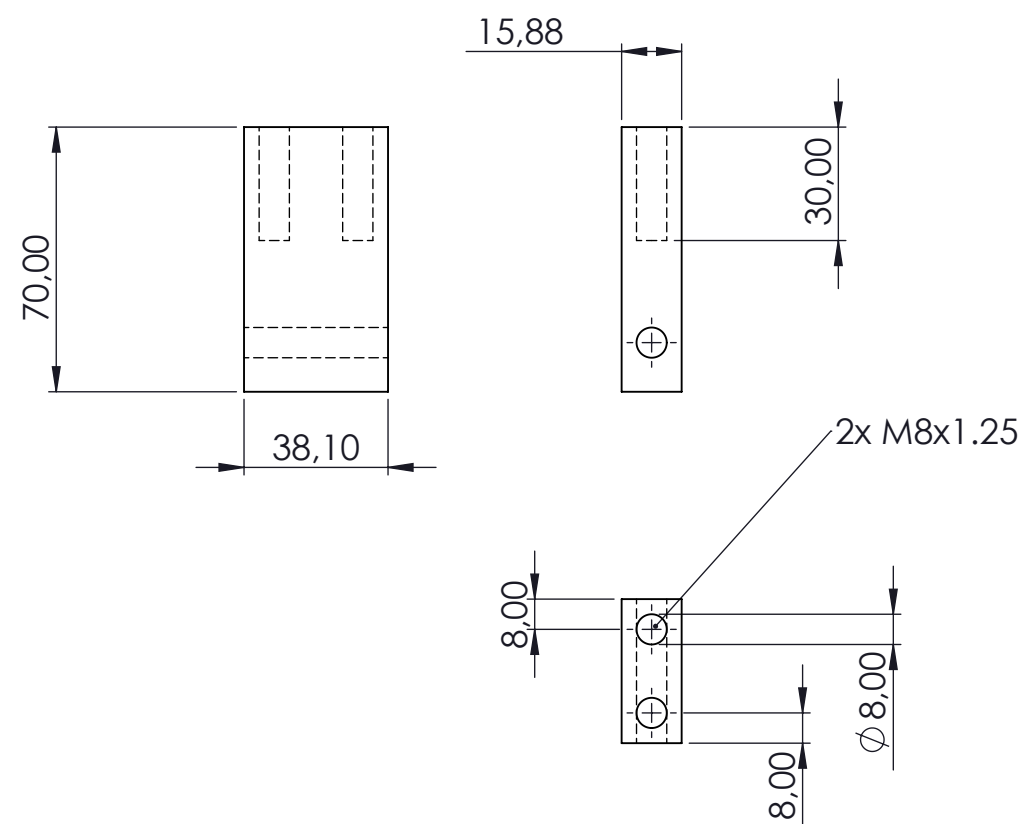
ITEM 14




ITEM 15



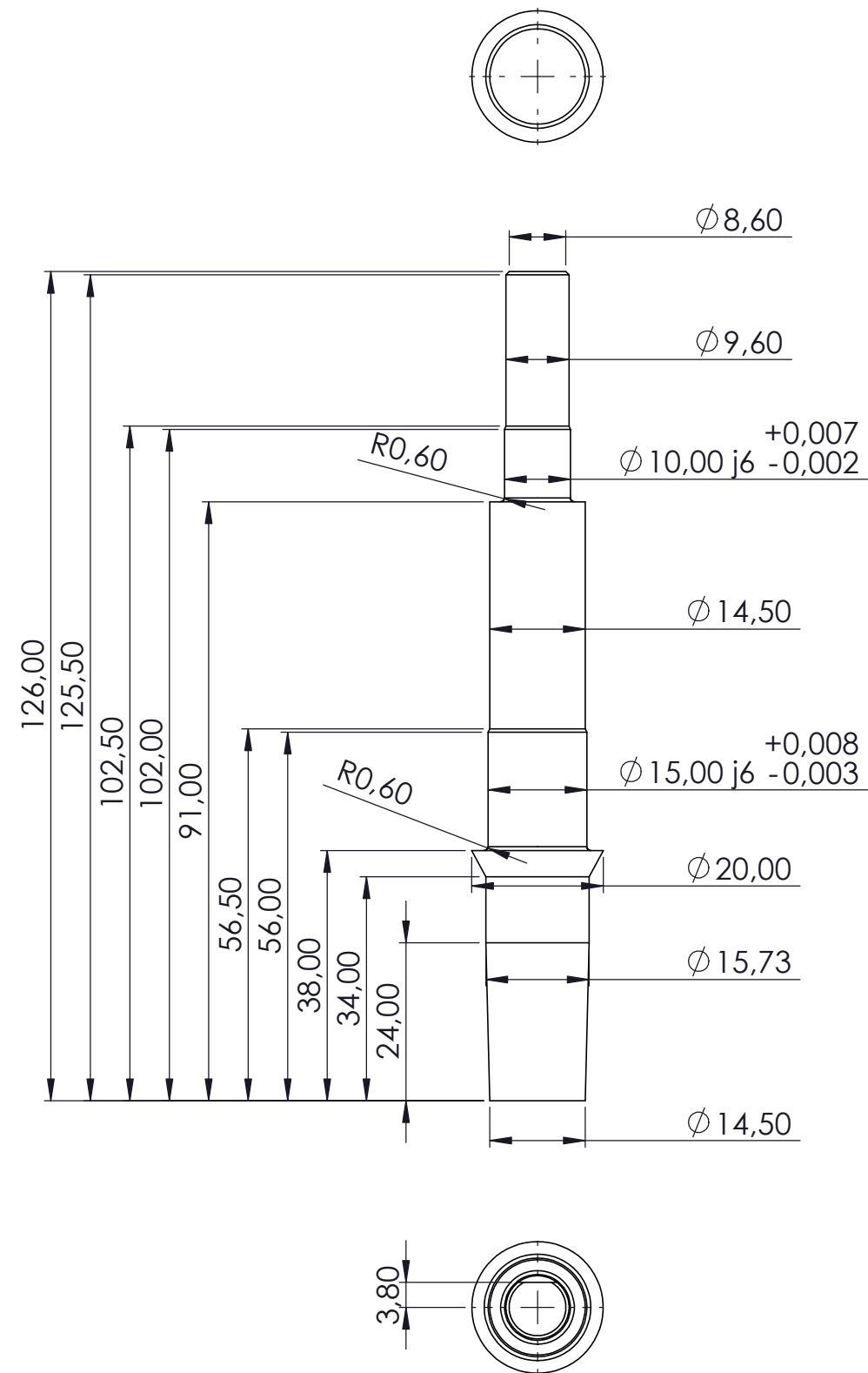
ITEM 16



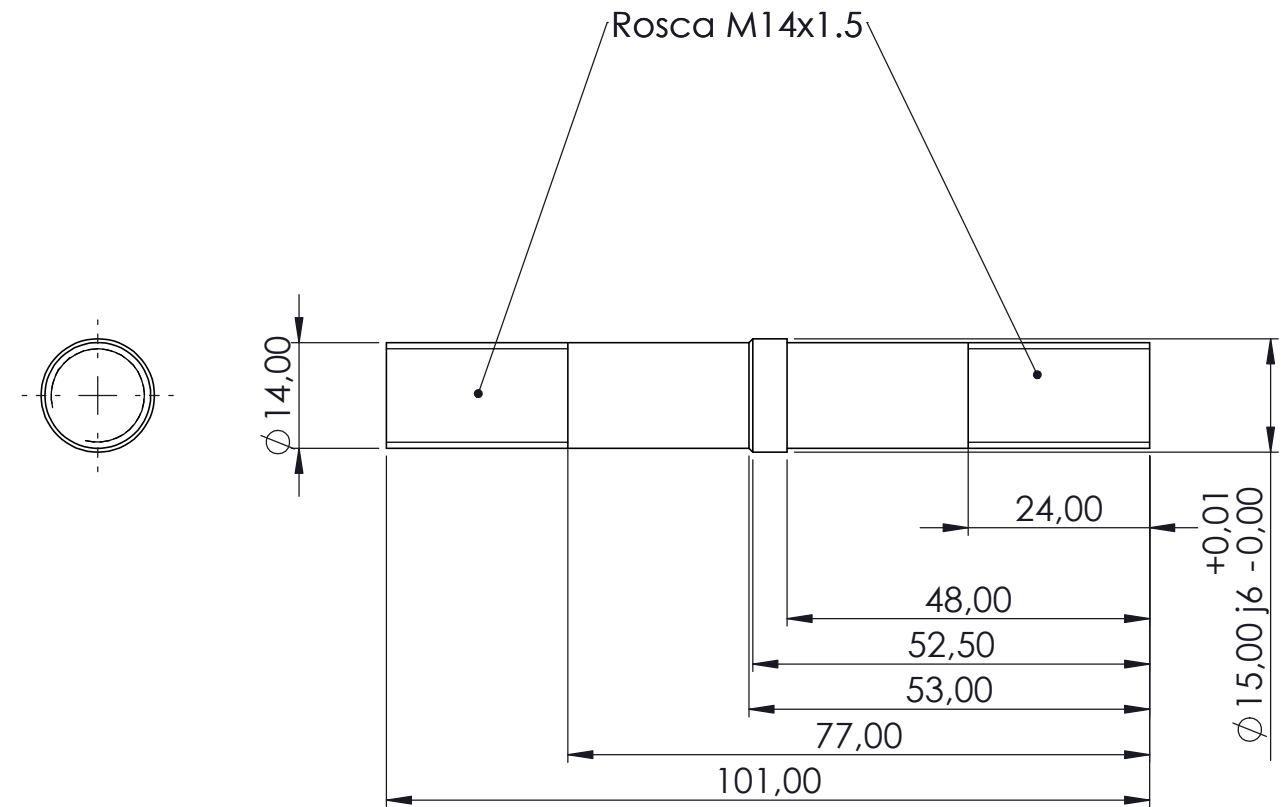
Especificações para fabricação	
ITEM 14	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1
ITEM 15	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1
ITEM 16	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1

Este desenho não poderá ser reproduzido no todo ou em partes sem autorização dos desenhistas.	Desenhistas	Data	Resp.
	Visto	31/10/2016	Maik Gramelichy Mello Mônico Torres Mônico
			Nathan Strey
	Peça		ITENS 14, 15 E 16
			Escala 1:5 Folha 1 de 1


ITEM 17



ITEM 18

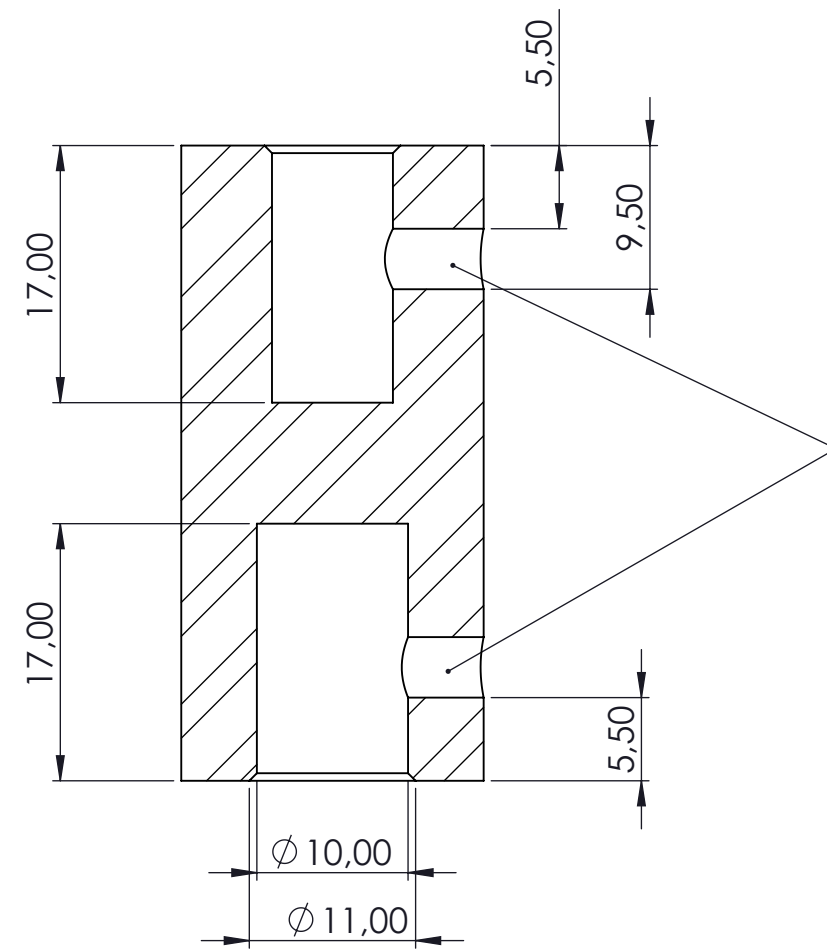
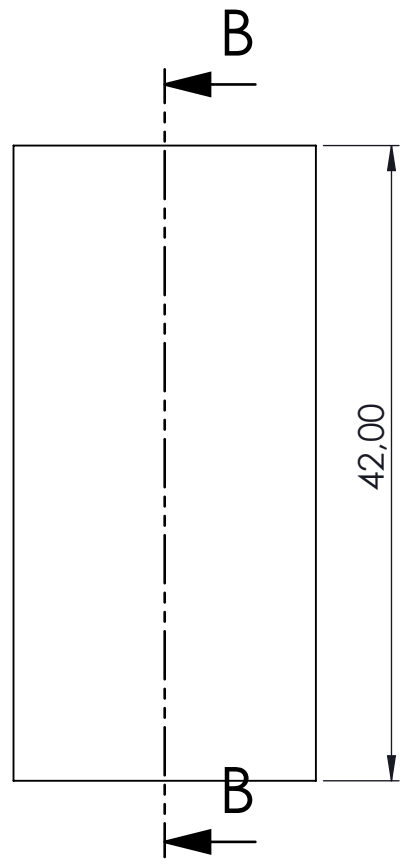
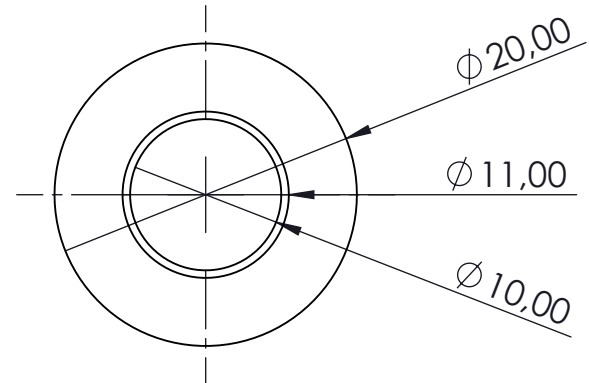


Especificações para fabricação	
ITEM 17	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1
ITEM 18	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1

Este desenho não poderá ser reproduzido no todo ou em partes sem autorização dos desenhistas.	Data	Resp.
	Desenhistas	Maik Gramelichy Mello Mônico Torres Mônico
	Visto	Nathan Strey
	Peça	
	ITENS 17 E 18	
		Escala 1:2 Folha 1 de 1

ITEM 19

Especificações para fabricação	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1

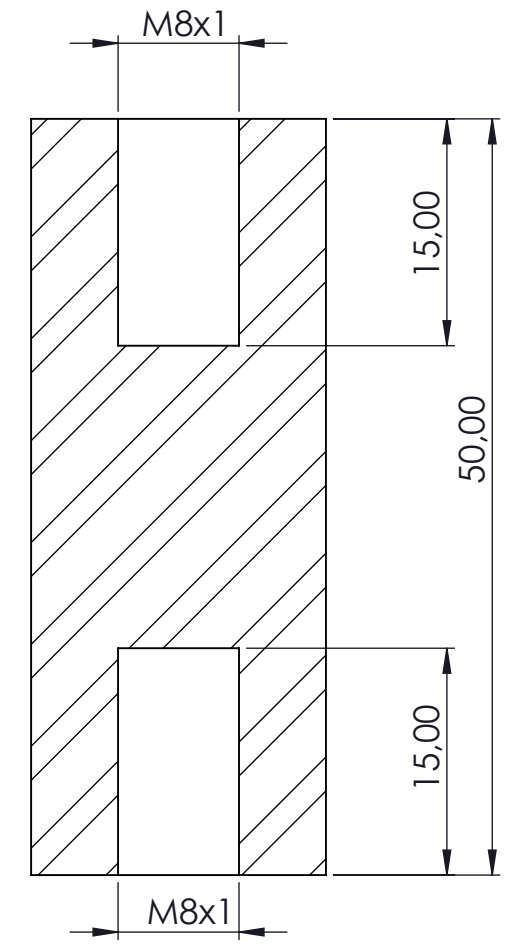
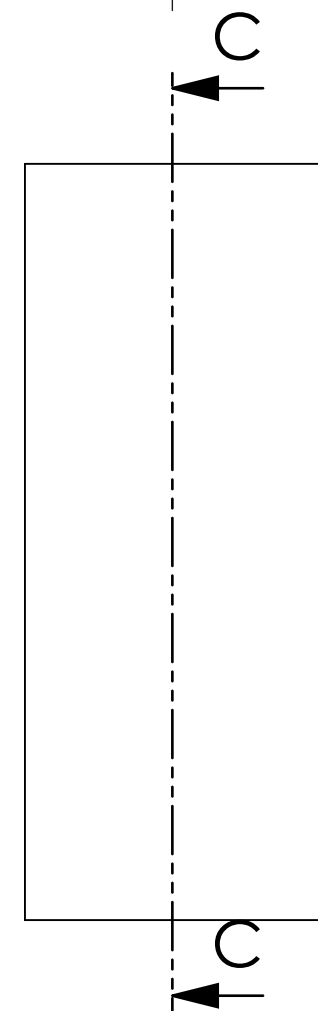
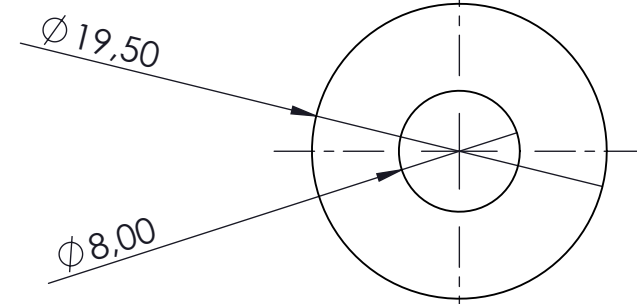


SEÇÃO B-B


Rosca M4x1

ITEM 20

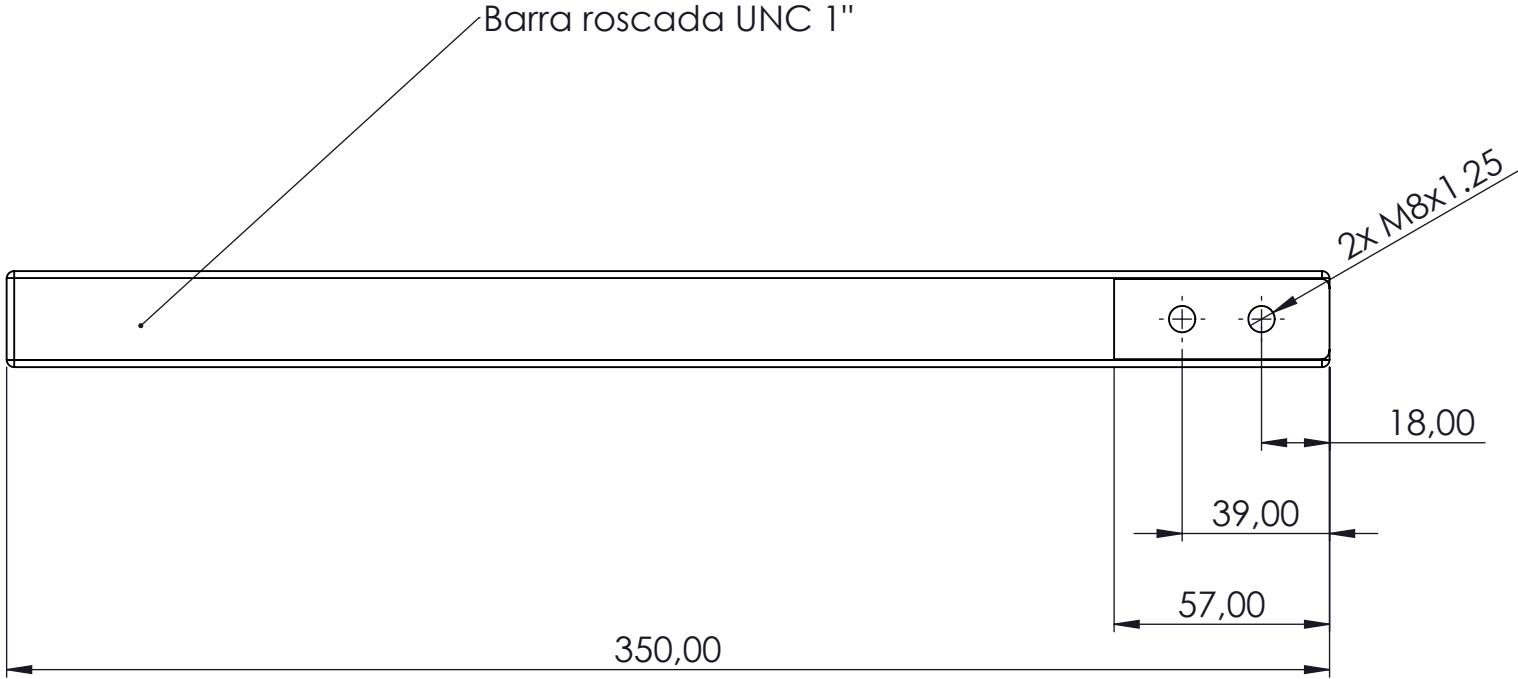
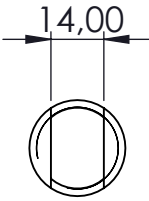
Especificações para fabricação	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1




SEÇÃO C-C

Este desenho não poderá ser reproduzido no todo ou em partes sem autorização dos desenhistas.	Data	Resp.	
	Desenhistas	31/10/2016	Maik Gramelichy Mello Mônico Torres Mônico
	Visto		Nathan Strey
	Peça		ITENS 19 E 20
			Escala 2:1 Folha 1 de 1

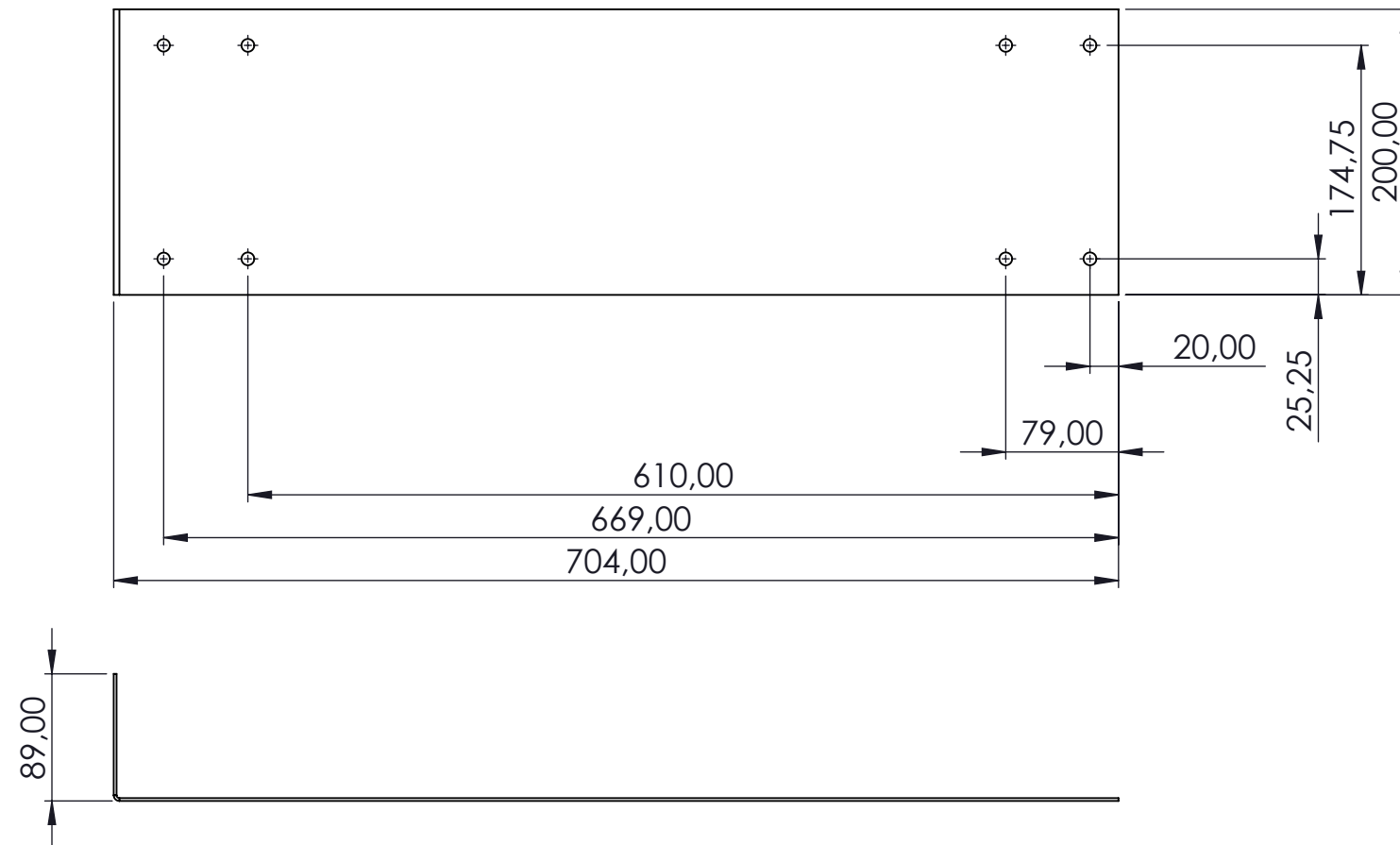
ITEM 21



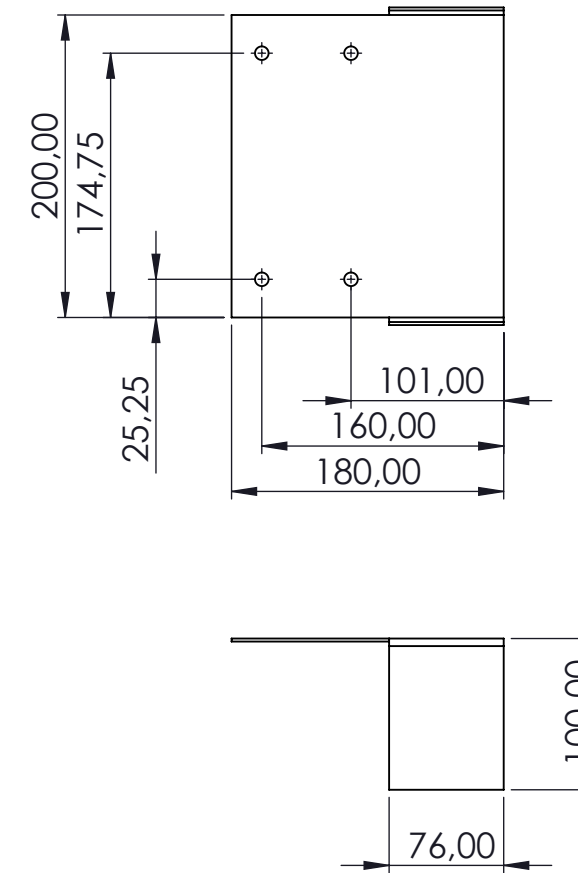
Especificações para fabricação	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1

Este desenho não poderá ser reproduzido no todo ou em partes sem autorização dos desenhistas.		Data	Resp.
	Desenhistas	31/10/2016	Maik Gramelichy Mello Mônico Torres Mônico
	Visto		Nathan Strey
 <p>TRICORRMAT LABORATÓRIO DE TRIBOLOGIA, CORROSÃO E MATERIAS ENGENHARIA MECÂNICA - UFES</p>	Peça		ITEM 21
			Escala 1:2 Folha 1 de 1

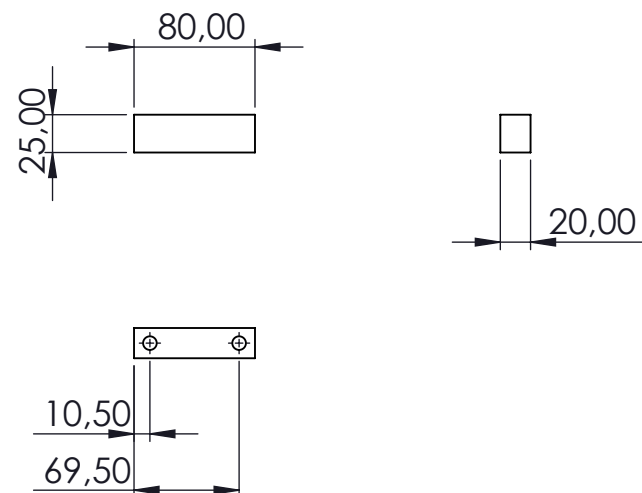
ITEM 26




ITEM 27



ITEM 28

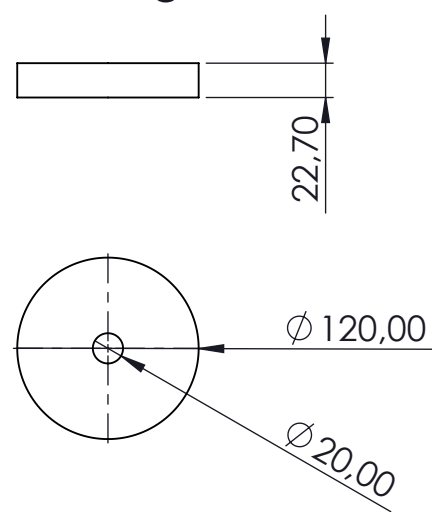


Especificações para fabricação	
ITEM 26	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1
ITEM 27	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	1
ITEM 28	
Material	Aço Inox 304
Quantidade	4

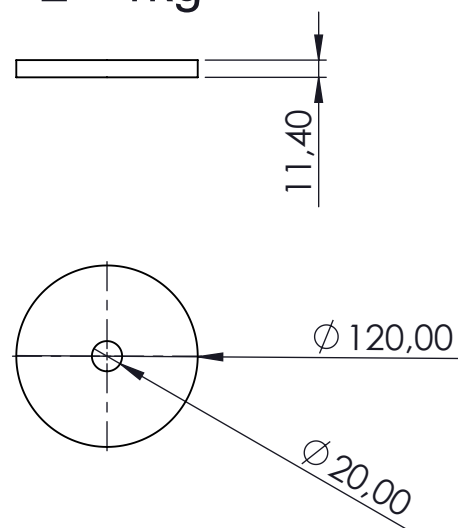
Este desenho não poderá ser reproduzido no todo ou em partes sem autorização dos desenhistas.	Data	Resp.	
	Desenhistas	31/10/2016	Maik Gramelichy Mello Mônico Torres Mônico
	Visto		Nathan Strey
	Peça	ITENS 26, 27 E 28	
	Escala 1:5 Folha 1 de 1		

ITEM 24

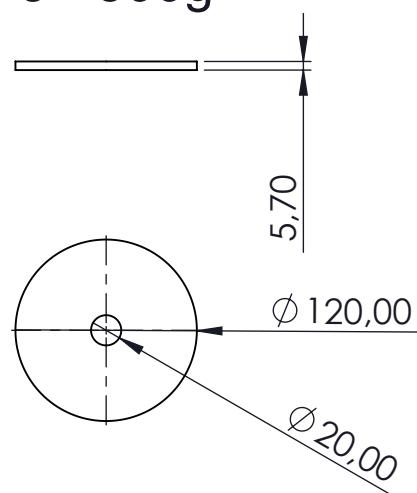
1 - 2kg



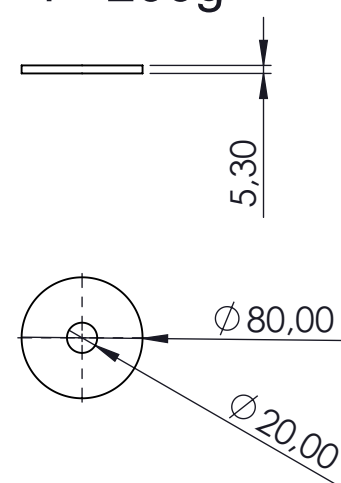
2 - 1kg



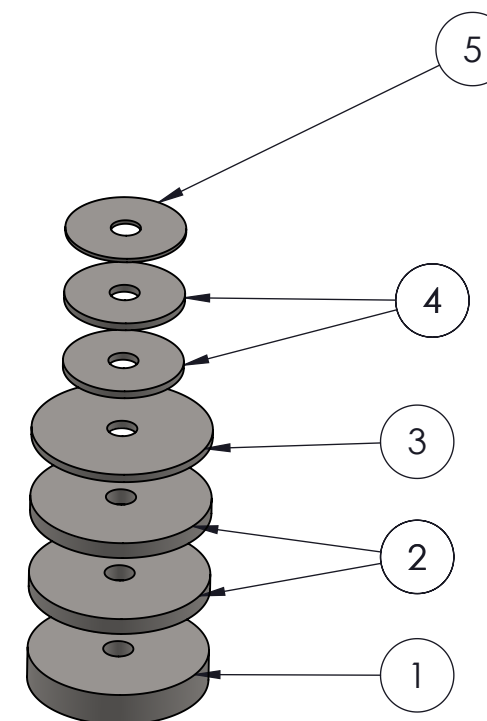
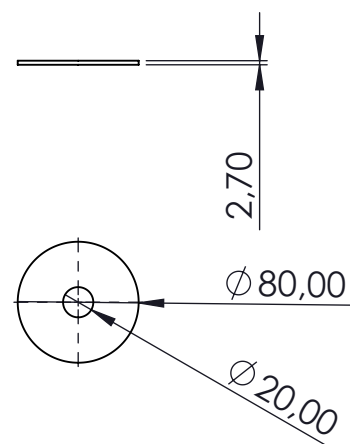
3 - 500g



4 - 200g



5 - 100g



MASSA ESPERADA	MATERIAL	QTD.
2kg	Aço Inox 304	1
1kg	Aço Inox 304	2
500g	Aço Inox 304	1
200g	Aço Inox 304	2
100g	Aço Inox 304	1

Este desenho não poderá ser reproduzido no todo ou em partes sem autorização dos desenhistas.

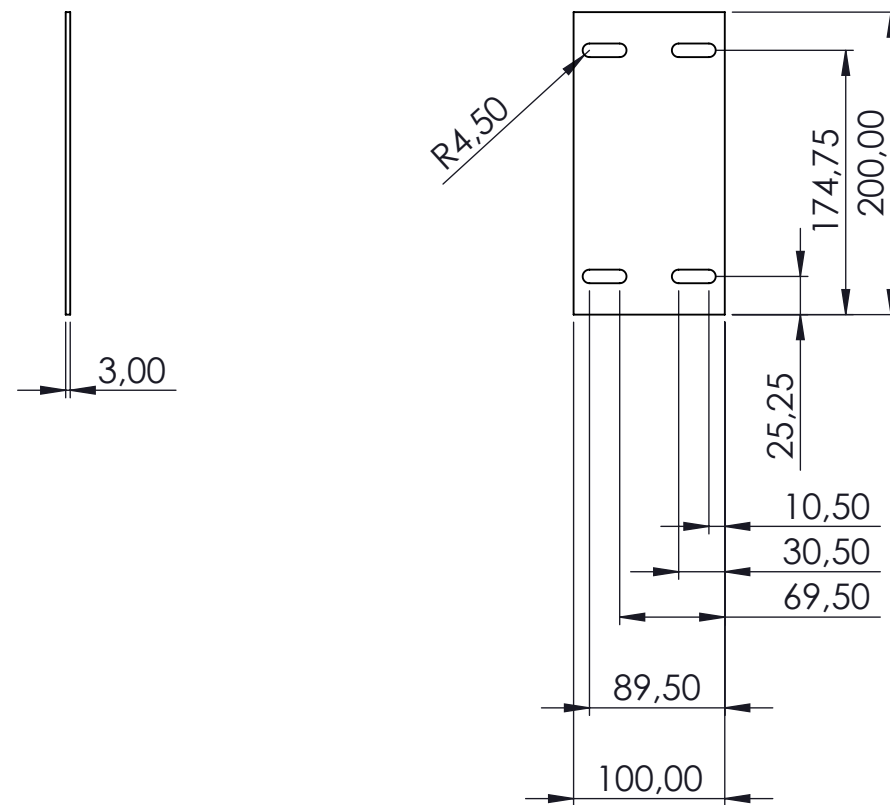
	Data	Resp.
Desenhistas	dd/mm/2016	Maik Gramelichy Mello Mônico Torres Mônico
Visto	xx/xx/2016	Nathan Strey



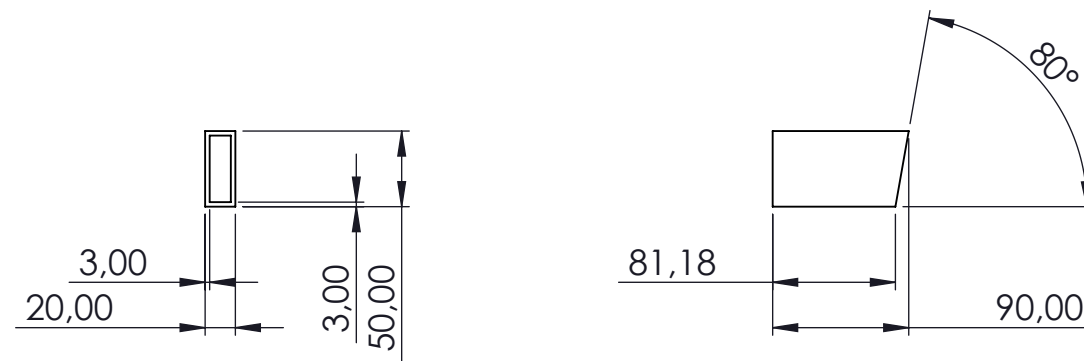
Peça	ITEM 24	Escala 1:5
		Folha 1 de 1

ITEM 25

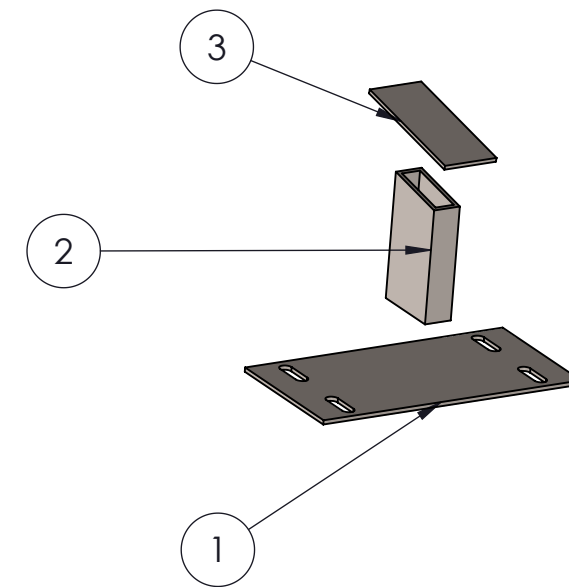
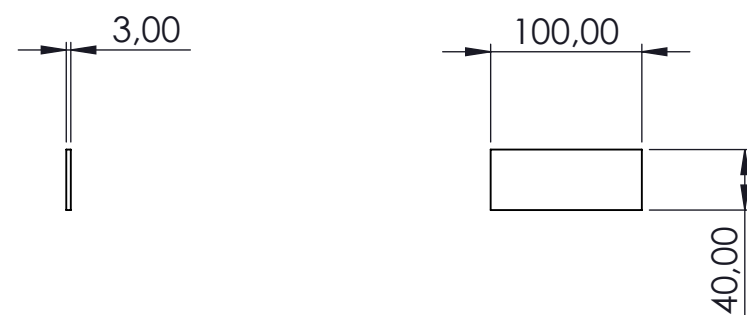
1 - Base




2 - Coluna



3 - Deslizante



Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	MATERIAL	QTD.
1	Batente - Base	Aço Inox 304	1
2	Batente - Coluna	Aço Inox 304	1
3	Batente - Deslizante	Aço Inox 304	1

Este desenho não poderá ser reproduzido no todo ou em partes sem autorização dos desenhistas.	Data	Resp.	
	Desenhistas	dd/mm/2016	Maik Gramelichy Mello Mônico Torres Mônico
	Visto	xx/xx/2016	Nathan Strey
	Peça		ITEM 25
			Escala 1:5 Folha 1 de 1