

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CÂMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

ALAN DOUGLAS PEREIRA

**MESA DE POSICIONAMENTO DE 3 EIXOS PARA O *SETUP* DE
CALIBRAÇÃO DOS DETECTORES DE RAIOS X NO LABORATÓRIO NACIONAL
DE LUZ SÍNCROTRON (LNLS)**

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CÂMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

ALAN DOUGLAS PEREIRA

**MESA DE POSICIONAMENTO DE 3 EIXOS PARA O *SETUP* DE
CALIBRAÇÃO DOS DETECTORES DE RAIOS X NO LABORATÓRIO NACIONAL
DE LUZ SÍNCROTRON (LNLS)**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Faculdade de Engenharia de
Ilha Solteira – Unesp como parte dos
requisitos para obtenção do título de
Engenheiro Mecânico.

Prof. Dr. Miguel Ângelo Menezes
Orientador

Ilha Solteira
2023

FICHA CATALOGRÁFICA
Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

P436m Pereira, Alan Douglas.
Mesa de posicionamento de 3 eixos para o setup de calibração dos
detectores de raios x no laboratório nacional de luz síncrotron (LNSL) / Alan
Douglas Pereira. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2024
174 f. : il.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) -
Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, 2024

Orientador: Miguel Ângelo Menezes

Inclui bibliografia

1. Mesa de posicionamento. 2. Projeto e dimensionamento. 3. Calibração.

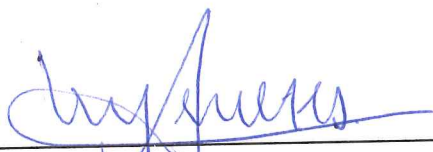

Erika Renata Bocchi Lomba

Bibliotecária - CRB/8 - 10792
Seção Técnica de Aquisição e Tratamento da Informação
Diretoria Técnica de Biblioteca e Documentação

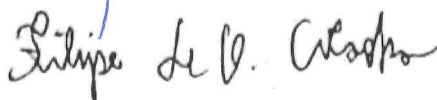
ATA DE DEFESA DO TRABALHO DE GRADUAÇÃO

Aos 09 dias do mês de Janeiro do ano de dois mil e vinte e quatro, as 18h30min, por videoconferência, no Departamento de Engenharia Mecânica, do Campus da UNESP, da Faculdade de Engenharia – Campus de Ilha Solteira, o discente **Alan Douglas Pereira**, matriculado sob o número 161051821, tendo como banca examinadora, o orientador Prof. Ph.D. Miguel Ângelo Menezes, o Engenheiro Mecânico Filipe de Oliveira Ataoka (Siemens) e o Prof. Dr. Wyser José Yamakami apresentou o Trabalho de Graduação intitulado: “Mesa de Posicionamento de 3 Eixos para o *Set Up* de Calibração dos Detectores de Raios X no Laboratório Nacional de Luz Síncrotron (LNLS)”, obtendo a nota final (9,0) Nove.

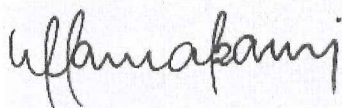
Por ser verdade, os membros da banca examinadora e o discente assinam em seguida.



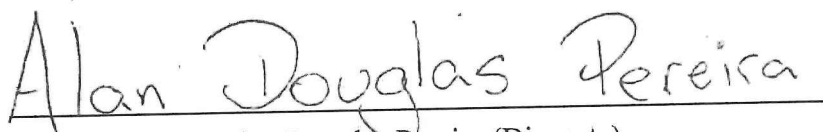
Prof. Ph.D. Miguel Ângelo Menezes (Orientador)



Eng. Mec. Filipe de Oliveira Ataoka (Siemens)



Prof. Dr. Wyser José Yamakami



Alan Douglas Pereira (Discente)

AGRADECIMENTOS

Expresso meus sinceros agradecimentos a todas as pessoas que integraram minha jornada ao longo da graduação, dedicando uma gratidão especial à minha mãe, Gislaine, e ao meu pai, João, cujo apoio constante desde o início e estímulo ao meu sonho de estudar e tornar-me engenheiro foram fundamentais.

Aos companheiros de república, presentes em diversos momentos marcantes durante minha estadia em Ilha Solteira, considero-os como irmãos de outra mãe, guardando lembranças felizes desse período.

Minha imensa gratidão se estende à equipe Fênix Racing de Formula SAE, na qual participei ao longo de toda a graduação, especialmente na área de Transmissão. Essa experiência proporcionou o desenvolvimento de habilidades cruciais para minha formação profissional, além de ter me apresentado com amizades que carregarei para toda a vida.

Agradeço a todos os grupos do Centro Nacional de Pesquisa em Energia e Materiais (CNPEM), com os quais tive a oportunidade de interagir durante a realização deste trabalho. Em particular, expresso minha gratidão ao grupo de Detectores, onde estagiei, sendo especialmente grato ao meu orientador de estágio e líder do grupo, Jean Marie Polli, pela confiança ao indicar o presente projeto. Além disso, agradeço a todos os membros do grupo de Detectores, em especial a Erick Battiston, que me acompanhou durante todo o período de estágio e desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço também o corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica por todo o conhecimento adquirido ao longo da graduação e pela assistência prestada diante das dificuldades enfrentadas durante o curso, em especial ao meu orientador Miguel Ângelo, que vem me acompanhando desde o período no qual fiz parte da equipe Fênix Racing.

Por fim, dedico meu agradecimento à minha namorada, Isabella, por estar sempre ao meu lado nos momentos mais desafiadores, incentivando-me a ser uma pessoa melhor em todos os aspectos.

RESUMO

Após o desenvolvimento dos detectores híbridos de raios X π MEGA para as linhas de luz do Sirius no Laboratório Nacional de Luz Síncrotron (LNLS), e a fabricação em parceria com a empresa Pi-Tecnologia (π TEC), como parte de todo instrumento de medição é necessária a criação de rotinas e instrumentação para calibração e caracterização dos detectores que seja móvel e que garanta a precisão de posicionamento dos equipamentos utilizados nestes procedimentos. O presente trabalho envolveu o projeto de uma mesa de 3 eixos para o posicionamento de maneira controlada e precisa dos instrumentos utilizados nas calibrações, testes e caracterizações dos detectores, de modo a agilizar, garantir a repetibilidade e minimizar o erro humano durante estes processos. Embora com alguns problemas encontrados que impediram a montagem e o teste da mesa para avaliação compreensiva dos resultados do projeto idealizado, como dos testes com os detectores, pode-se concluir que o projeto se mostrou satisfatório e exequível.

Palavras-chave: Mesa de posicionamento; Projeto e dimensionamento; Calibração; Detectores de raios X.

ABSTRACT

After the development of the hybrid X-ray detectors π MEGA for the beamlines of Sirius at the National Synchrotron Light Laboratory (LNLS), and the manufacturing in partnership with Pi-Tecnologia (π TEC), as part of the entire measurement instrument, it is necessary to create routines and instrumentation for the calibration and characterization of detectors that are mobile and ensure the precise positioning accuracy of the equipment used in these procedures. This work involved the design of a 3-axis table for the controlled and precise positioning of instruments used in calibrations, tests, and characterizations of detectors, aiming to streamline processes, ensure repeatability, and minimize human error during these procedures. Although there were some problems encountered that prevented the assembly and testing of the table for a comprehensive evaluation of the results of the idealized project, such as tests with the detectors, it can be concluded that the project proved to be satisfactory and feasible.

Keywords: Positioning table; Design and sizing; Calibration; X-ray detectors.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Chip Medipix3RX.....	24
Figura 2 – Mobipix 15D (resolução ~ 0,26 Megapixels)	24
Figura 3 – π MEGA 135D (resolução ~ 2,36 Megapixels).....	25
Figura 4 – π MEGA 450D (resolução ~ 7.86 Megapixels).....	25
Figura 5 – π MEGA 540D (resolução ~ 9.44 Megapixels).....	25
Figura 6 – Plataforma pantográfica	28
Figura 7 – Exemplo de guia de deslizamento.....	29
Figura 8 – Exemplo de guia de elementos rolantes, com corte de seção demonstrando a carreira de esferas	30
Figura 9 – Exemplo de guia com lubrificação por filme fluido.....	30
Figura 10 – Controlador Galil DMC 4183	33
Figura 11 – EPICS Ready powerpack.....	33
Figura 12 – Treliza presente em um telhado (a) e simplificação para uma treliza plana (b).....	36
Figura 13 – Exemplos de vigas estaticamente determinadas e indeterminadas.....	39
Figura 14 – Processo de cálculo para criar o diagrama de força cortante e momento fletor para uma viga submetida a uma força concentrada. (a) DCL da viga, (b) seção para determinar V e M no ponto D (c) seção para determinar V e M no ponto E (d) diagrama para a força cortante V (e) diagrama para o momento fletor M.....	40
Figura 15 – Convenção de sinal para os esforços internos.....	41
Figura 16 – Corpo sujeito a uma carga axial: (a) corte transversal com área A (b) tensão devido a carga axial.....	41
Figura 17 – Estado geral de tensões em um dado ponto Q	43
Figura 18 – Estado plano de tensões.....	43
Figura 19 – Elipse do critério de falha da energia de distorção máxima	46
Figura 20 – Condições de contorno e curvas de deflexão de colunas	47
Figura 21 – Concentração de tensões em uma amostra medidas por foto elasticidade e por análise de elementos finitos	50
Figura 22 – Roscas padronizadas para parafusos de potência.....	52
Figura 23 – Diagrama de forças que atuam em um parafuso de rosca quadrada em movimento horizontal	52

Figura 24 – Simplificação da estrutura da mesa elevatória pantográfica	58
Figura 25 – Gráfico da elevação da mesa (h) pelo deslocamento dos pinos centrais (x).....	59
Figura 26 – Gráfico da variação da elevação da mesa (h') pelo deslocamento dos pinos centrais (x).....	60
Figura 27 – Gráfico da elevação da mesa (h) em função do ângulo da barra da tesoura em relação a base (θ)	61
Figura 28 – Esboço inicial da mesa de elevação	61
Figura 29 – Diagrama de corpo livre para a mesa de elevação	62
Figura 30 – Diagrama de corpo livre para o nó 1	63
Figura 31 – Diagrama de corpo livre para o nó 2	64
Figura 32 – Diagrama de corpo livre para o nó 3	65
Figura 33 – Diagrama de corpo para o nó 4.....	66
Figura 34 – Seção transversal do tampo da mesa (viga U)	67
Figura 35 – Diagrama de corpo livre para o tampo da mesa	69
Figura 36 – Diagrama da força cortante (V_m) ao longo do comprimento da mesa (cm)	70
Figura 37 – Diagrama do momento fletor (M_{fm}) ao longo do comprimento da mesa (cm).....	70
Figura 38 – Ensaio de tração para corpos de prova de diferentes polímeros utilizados em impressão 3D	73
Figura 39 – Diagrama de corpo livre para uma barra da mesa	75
Figura 40 – Diagrama da força cortante (V_b) ao longo do comprimento da barra (L_b)	76
Figura 41 – Diagrama do momento fletor (M_{fb}) ao longo do comprimento da barra (L_b).....	76
Figura 42 – Gráfico da força interna na barra (F_b) em relação ao ângulo da base (θ)	77
Figura 43 – Diagrama de corpo livre para a viga do eixo y	81
Figura 44 – Diagrama de força cortante (V_v) ao longo do comprimento da viga (L_v)	84
Figura 45 – Diagrama de momento fletor (M_{fv}) ao longo do comprimento da viga (L_v)	84

Figura 46 – Direção das cargas máximas suportadas pelo patim	87
Figura 47 – Sistema de rotação dos filtros de fluorescência de raios X	92
Figura 48 – Sistema de rotação encaixado na caixa recoberta em fita de chumbo para blindar o espalhamento de raios X	92
Figura 49 – Conceito final da mesa elevatória aberta	93
Figura 50 – Conceito final para a mesa elevatória fechada	93
Figura 51 – Conceito final para o estágio de movimentação X-Y	94
Figura 52 – Gráfico da elevação real da mesa (h_r) pelo deslocamento dos pinos centrais (x_d)	95
Figura 53 – Montagem do protótipo do estágio X-Y sem os eixos	97
Figura 54 – Tampo impresso em ABS para a mesa de elevação	97
Figura 55 – Vista aproximada do tampo da mesa, evidenciando o empenamento devido a contração do material ao resfriar	98
Figura 56 – Aplicação de uma carga de 18,23 kg no tampo da mesa impresso	98
Figura 57 – Empenamento durante a impressão da base da mesa	99
Figura 58 – Problemas na impressão em PLA da base da mesa	100

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comprimentos efetivos relacionados a cada condição de contorno	48
Tabela 2 - Fatores utilizados para determinar um coeficiente de segurança para materiais dúcteis	49

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

π TEC	Pi - Tecnologia
ABS	Acrilonitrila butadieno estireno
AISC	<i>American Institute of Steel Construction</i>
CERN	<i>Conseil Européen pour la Recherche Nucléaire</i>
CNPEM	Centro Nacional de Pesquisa em Energia e Materiais
DCL	Diagrama de Corpo Livre
LNLS	Laboratório Nacional de Luz Síncrotron
PETG	Politereftalato de etileno com adição de glicol
PLA	Ácido Polilático
POLI-USP	Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
UNESP	Universidade Estadual Paulista

LISTA DE SÍMBOLOS

®	Marca registrada
$\bar{x}$	Coordenada do centroide no eixo x
$\bar{y}$	Coordenada do centroide no eixo y
$\int$	Sinal de integral
Σ	Sinal de somatório
dA	Diferencial de área
A	Área
I_x	Momento de inércia de área em relação ao eixo x que passa pelo centroide
I_y	Momento de inércia de área em relação ao eixo y que passa pelo centroide
x	Distância do elemento de área até o eixo de rotação em x; eixo x; deslocamento dos pinos centrais
y	Distância do elemento de área até o eixo de rotação em y
I'_x	Momento de inércia de área em relação ao eixo x' que paralelo ao centroide
I'_y	Momento de inércia de área em relação ao eixo y' que paralelo ao centroide
dx	Distância entre o eixo paralelo a x em relação ao centroide
dy	Distância entre o eixo paralelo a y em relação ao centroide
$M(x)$	Momento fletor em função do comprimento da viga
E	Módulo de elasticidade ou de Young
I	Momento de inércia de área da seção transversal em relação à linha neutra

M	Momento fletor
V	Força cortante
P	Carga axial
σ	Tensão normal
c	Distância máxima da superfície neutra
τ	Tensão de cisalhamento
Q	Momento estático em relação à linha neutra
A'	Área acima ou abaixo da linha neutra
$\bar{y}'$	Distância do centroide da área A' a linha neutra
t	largura da seção transversal do elemento
$\tau_{máx}$	Tensão de cisalhamento máxima
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	Tensões normais paralelas aos eixos cartesianos em um estado geral de tensões
$\tau_{xy}, \tau_{zy}, \tau_{zx}$	Tensões de cisalhamento paralelas aos planos formados por dois eixos cartesianos
σ_a, σ_b	Tensões principais para um estado plano de tensões
u_d	Energia de distorção por unidade de volume
G	Módulo de elasticidade transversal
σ_E	Tensão de escoamento
P_{cr}	Carga crítica de flambagem
π	Pi
l	Comprimento da coluna
S_r	Índice de esbeltez
k	Raio de giração

l_{ef}	Comprimento efetivo da coluna
$F.S.$	Fator de segurança
σ_{EVM}	Tensão equivalente de Von Mises
P_{adm}	Carga admissível calculada para a coluna
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima
k_t	Fator de concentração de tensões
σ_{nom}	Tensão normal calculada considerando a seção transversal contínua
p	Passo da rosca do parafuso de potência
d	Diâmetro externo da rosca do parafuso de potência
d_p	Diâmetro primitivo da rosca do parafuso de potência
d_r	Diâmetro da raiz da rosca do parafuso de potência
N	Força normal no fio da rosca do parafuso de potência
N_x, N_y	Componentes da força normal no fio da rosca do parafuso de potência
F	Força aplicada no fio da rosca do parafuso de potência; carga estipulada no projeto
f	Força de atrito na rosca do parafuso de potência
f_x, f_y	Componentes da força de atrito na rosca do parafuso de potência
f_c	Força de atrito no colar do parafuso de potência
L	Avanço do parafuso de potência
$\sin$	Seno
$\cos$	Cosseno
λ	Ângulo de avanço do parafuso de potência
F_x, F_y	Componente da força que agem em um corpo
μ	Coeficiente de atrito entre o fio de rosca e a porca

μ_c	Coeficiente de atrito do colar do parafuso de potência
$\tan$	Tangente
$\therefore$	Portanto
T_{hq}	Torque para movimentação horizontal utilizando parafuso de rosca quadrada
T_{colar}	Torque para movimentação do colar
α	Ângulo de rosca
T_{ht}	Torque para movimentação horizontal utilizando parafuso de rosca quadrada
$e_{quadrada}$	Eficiência de um parafuso com rosca quadrada
$e_{trapezoidal}$	Eficiência de um parafuso com rosca trapezoidal
n	Número de voltas de um motor de passo
D	Distância percorrida
f_{motor}	Frequência de rotação do motor de passo
Δt	Intervalo de tempo escolhido para percorrer a distância de projeto
f_0	Frequência de ressonância do motor de passo
n_p	Número de polos do rotor
T_0	Torque estático do motor
J_r	Inércia do rotor
L_b	Comprimento da barra da tesoura
h	Altura da mesa; elevação da mesa
h'	Variação da altura da mesa
θ	Ângulo da base em relação a barra da tesoura
R_{2x}	Reação de apoio na direção x na mesa

R_{1y}, R_{2y}	Reações de apoio na direção y na mesa
R_{2y}, R_{3y}	Reações de apoio na direção y na estrutura em 3 dimensões da mesa
$F_{13}, F_{23}, \dots$	Forças internas nas barras da tesoura
CG_x, CG_y	Coordenadas do centroide do tampo da mesa
L_m	Largura do tampo da mesa
H_m	Altura do tampo da mesa
e_m	Espessura do tampo da mesa
$I_n, I_{x1}, \dots$	Momentos de inércia de área em relação ao eixo x de cada parte do tampo da mesa
V_m	Força cortante no tampo da mesa
M_{fm}	Momento fletor no tampo da mesa
c_m	Comprimento do tampo da mesa
$V_m^{máx}$	Força cortante máxima no tampo da mesa
$M_{fm}^{máx}$	Momento fletor máximo no tampo da mesa
T_{ym}	Tensão normal devido ao momento fletor no tampo da mesa
τ_{xym}	Tensão de cisalhamento máximo no tampo da mesa
σ_{am}, σ_{bm}	Tensões principais no tampo da mesa
r_{dw}	Razão entre o diâmetro do furo e a largura da mesa
df	Diâmetro do furo
k_{tfm}	Fator de concentração de tensões para um furo em flexão no tampo da mesa
V_b	Força cortante na barra da tesoura
M_{fb}	Momento fletor na barra da tesoura
$V_b^{máx}$	Força cortante máxima na barra da tesoura

$M_{fb}^{m\acute{a}x}$	Momento fletor máximo na barra da tesoura
F_b	Força interna na barra da tesoura
$F_b^{m\acute{a}x}$	Força interna máxima na barra da tesoura
b	Espessura da barra
h_b	Largura da barra
T_{yb}	Tensão normal devido ao momento fletor na barra da tesoura
T_x	Tensão normal devido a carga axial na barra da tesoura
σ_{ab}, σ_{bb}	Tensões principais na barra da tesoura
k_{tt}	Fator de concentrao de tensões para furo em traço
τ_{cis}	Limite de escoamento em cisalhamento
τ_{xypino}	Tensão de cisalhamento no pino da mesa de elevao
D_{ext}, D_{int}	Diâmetro externo e interno do pino da mesa de elevao
P_{my}	Carga na viga do eixo de movimento y
L_v	Comprimento da viga do eixo de movimento y
R_{1x}, R_{3x}	Reaes de apoio na direo x na viga do eixo de movimento y
R_1, R_3	Reao de apoio na direo y na viga do eixo de movimento y
C	Constante
$M_{m\acute{a}x}$	Momento fletor máximo para uma viga bi engastada
V_v	Força cortante na viga do eixo de movimento y
M_{fv}	Momento fletor na viga do eixo de movimento y
b_v	Espessura da viga do eixo de movimento y
h_v	Largura da viga do eixo de movimento y
df_v	Diâmetro dos furos na viga do eixo de movimento y

T_{yv}	Tensão normal devido ao momento fletor na viga do eixo de movimentação y
T_{xyv}	Tensão de cisalhamento na viga do eixo de movimentação y
σ_{av}, σ_{bv}	Tensões principais na viga do eixo de movimentação y
k_{tfv}	Fator de concentração de tensões para furo em flexão
T_{mz}, T_{my}, T_{mx}	Torque de movimentação para cada parafuso de potência nos eixos de movimentação
e_{pz}, e_{py}, e_{px}	Eficiência para cada parafuso de potência nos eixos de movimentação
h_r	Elevação real da mesa de elevação
x_d	Deslocamento do parafuso tendo como referência os pinos centrais da mesa de elevação
x_0	Distância entre os pinos centrais quando a mesa está totalmente aberta
h_0	Altura da mesa de elevação completamente fechada

SUMÁRIO

1. Introdução.....	23
1.1 Justificativa	26
1.2 Requisitos de projeto.....	27
1.3 Escopo do projeto e considerações iniciais.....	28
1.3.1 Mesa de elevação (Eixo Z).....	28
1.3.2 Estágio de movimentação X-Y	29
1.3.3 Motores de passo.....	30
1.4.3.1 Vantagens na utilização de um motor de passo.....	31
1.4.3.2 Desvantagens na utilização de um motor de passo	32
1.4.4 Controlador e <i>driver</i> para movimentação dos motores.....	32
2. Objetivos	33
3. Revisão bibliográfica	34
3.1 Cálculo estrutural	34
3.1.1 Equilíbrio de um corpo rígido.....	34
3.1.2 Diagrama de corpo livre (DCL).....	34
3.1.3 Forças internas.....	35
3.1.3.1 Treliza simples, método dos nós e método das seções	35
3.1.4 Centroide ou centro geométrico	37
3.1.5 Momento de inércia de área.....	37
3.1.6 Teorema dos eixos paralelos	38
3.1.7 Análise de vigas em flexão.....	38
3.1.8 Diagrama de força cortante e momento fletor	39
3.1.9 Tensão devido a uma carga axial.....	41
3.1.10 Tensões normais em uma viga	42
3.1.11 Tensões de cisalhamento em vigas	42

3.1.12 Estado de tensões.....	43
3.1.13 Tensões principais	44
3.1.14 Critério de falha para materiais dúteis.....	44
3.1.14.1 Critério da energia de distorção máxima ou de Von Mises	45
3.1.15 Flambagem	46
3.1.16 Fator de segurança	48
3.1.17 Concentração de tensões.....	50
3.2 Parafuso de potência	51
3.2.1 Torque para movimentação horizontal de carga utilizando parafuso de rosca quadrada ou rosca trapezoidal	52
3.2.3 Eficiência de parafusos de potência.....	55
3.3 Parâmetros para a escolha de um motor de passo.....	55
4. Materiais e métodos	56
4.1 Dimensionamento dos componentes do sistema de movimentação	56
4.1.1 Cálculo da função que descreve a elevação da mesa elevatória (eixo Z).....	57
4.1.2 Cálculo das forças de reação nos apoios da mesa elevatória.....	61
4.1.3 Cálculos das forças internas nos elementos da mesa.....	63
4.1.3.1 Nó 1.....	63
4.1.3.2 Nó 2.....	64
4.1.3.3 Nó 3.....	65
4.1.3.4 Nó 4.....	66
4.1.3.5 Forças internas para os demais elementos.....	66
4.1.4 Dimensionamento do tampo da mesa	67
4.1.4.1 Centroide da seção transversal do tampo da mesa	67
4.1.4.2 Momento de inércia de área (I_x).....	68
4.1.4.3 Cálculo das reações no tampo da mesa	69
4.1.4.4 Diagrama de força cortante e momento fletor para o tampo da mesa	70

4.1.4.5 Tensões atuantes no tampo da mesa	71
4.1.4.6 Seleção do material para fabricação e fator de segurança para o tampo da mesa	72
4.1.5 Dimensionamento das barras da mesa	74
4.1.5.1 Cálculo das reações na barra.....	74
4.1.5.2 Diagramas de força cortante e momento fletor para a barra da mesa	75
4.1.5.3 Força interna na barra ao longo da elevação da mesa	77
4.1.5.4 Tensões atuantes na barra da mesa	77
4.1.5.5 Seleção do material para a construção da barra da mesa	79
4.1.5.6 Carga crítica de flambagem	79
4.1.5.7 Fator de segurança com relação as tensões atuantes	80
4.1.6 Dimensionamento dos pinos da mesa elevatória	80
4.1.7 Dimensionamento da barra do eixo de movimentação y	81
4.1.7.1 Diagramas de força cortante e momento fletor para a viga	83
4.1.7.2 Tensões atuantes na viga	84
4.1.7.3 Seleção de material para fabricação da viga.....	85
4.1.7.4 Fator de segurança para a viga.....	86
4.1.8 Dimensionamento dos parafusos de potência para movimentação dos eixos x, y e z.....	86
4.1.8.1 Considerações e parâmetros para cálculo	86
4.1.8.2 Torque necessário para movimentação da carga nos eixos X, Y e Z	88
4.1.8.3 Fator de segurança de flambagem para o parafuso do eixo z	89
4.1.9 Escolha dos motores de passo e cálculo dos parâmetros.....	89
4.1.10 Desenho do sistema de rotação dos filtros de fluorescência de raios X	91
4.1.11 Conceito final da mesa elevatória e estágio de movimentação X-Y	93
4.1.12 Correção da função que descreve o movimento da mesa elevatória pelos parâmetros da estrutura	95
5. Análise e discussão de resultados	96

5.1 Fabricação e montagem do estágio de movimentação X-Y	96
5.2 Fabricação e montagem da mesa de elevação (eixo Z).....	97
6. Conclusão	101
6.1 Sugestões para trabalhos futuros.....	102
7. Referências	103
Anexo A – Fatores geométricos de concentração de tensões	108
Apêndice A – Script de cálculo para o dimensionamento dos componentes	110
Apêndice B – Sistema de rotação para os filtros de fluorescência de raios X.....	127
Apêndice C – Estágio de movimentação X-Y.....	132
Apêndice D – Mesa elevatória (Eixo Z)	156

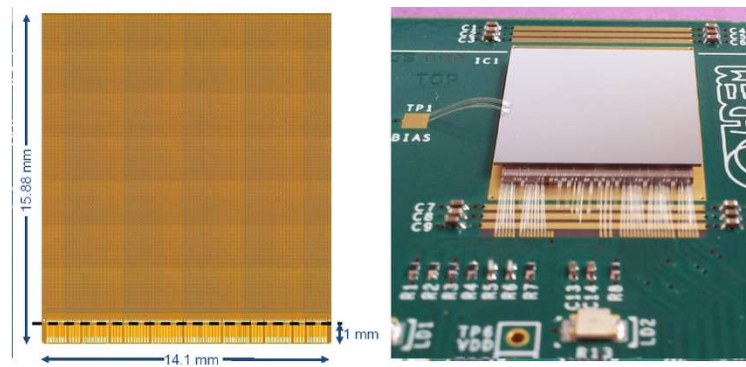
1. Introdução

Criado em 1984, o Laboratório Nacional de Luz Síncrotron foi responsável pelo projeto (1984 a 1987), construção (1987 a 1997) e administração do chamado UVX – A Primeira Fonte de Luz Síncrotron do Hemisfério Sul, inaugurado em 1997 e operando até agosto de 2019, quando foi descomissionado (CENTRO NACIONAL DE PESQUISA EM ENERGIA E MATERIAIS - CNPEM, 2023).

Com o fim do UVX e inauguração do Sirius em 14 de novembro de 2018, tendo seu projeto iniciado em 2012 (CUNHA, 2018), sendo o primeiro e único síncrotron de quarta geração da América do Sul e que possui este nome em referência a estrela mais brilhante do céu noturno visível a olho nu por conta de seu feixe de raios X com alto fluxo em uma grande faixa de energia (SANFELICI et al., 2019), o que possibilita a realização de experimentos de maneira muito mais rápida e em mais energias comparado ao UVX. Atualmente, o CNPEM conta com aproximadamente 1000 colaboradores com as mais variadas áreas de atuação, como físicos, biólogos, engenheiros, químicos etc. sendo um local totalmente multidisciplinar.

Neste contexto, o grupo de Detectores – DET que era responsável pelo suporte em sistemas avançados de detecção de radiação do UVX, também se tornou responsável pela coordenação de atividades como o desenvolvimento de novos detectores híbridos de grande área ativa e altas taxas de imagens por segundo para serem utilizados nas linhas de luz do Sirius, além de realizar testes, calibração, caracterização e manutenção de detectores (CNPEM, 2023). Com isso, o grupo DET, em parceria com a Pi – Tecnologia (π TEC), desenvolveu a família de detectores π MEGA utilizando chips Medipix3RX com pixels de 55 μm (Figura 1) (BALLABRIGA et al., 2013) que são desenvolvidos em colaboração com a Organização Europeia para a Pesquisa Nuclear, conhecida como CERN (em francês: *Conseil Européen pour la Recherche Nucléaire*). (WIKIPÉDIA, 2023)

Figura 1 – Chip Medipix3RX



Fonte: Ballabriga *et al.* (2013).

Com o desenvolvimento dos detectores π MEGA, tornou-se necessária a criação de vários protocolos de testes, caracterizações e calibrações que atendessem as especificações de cada detector, que atualmente são compostos por quatro modelos em uso, de acordo com a área de detecção, e consequentemente a quantidade total de pixels, sendo eles Mobipix 15D, π MEGA 135D, π MEGA 450D, π MEGA 540D apresentados abaixo nas Figuras 2 a 5. Como cada detector apresenta uma geometria diferente, apesar de apresentarem o mesmo procedimento, as calibrações possuem uma montagem de instalação (*setup*) específica para cada modelo, sendo necessário diferentes posicionamentos do gerador de raios X e filtros de fluorescência utilizados.

Figura 2 – Mobipix 15D (resolução ~ 0,26 Megapixels)



Fonte: Campanelli e Polli (2023).

Figura 3 – π MEGA 135D (resolução ~ 2,36 Megapixels)



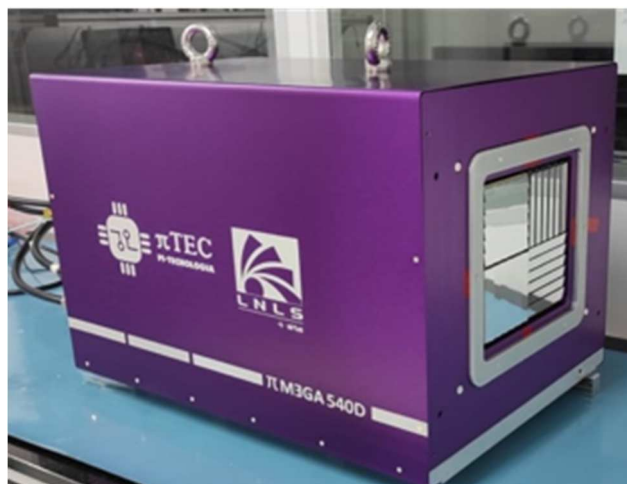
Fonte: Campanelli e Polli (2023).

Figura 4 – π MEGA 450D (resolução ~ 7.86 Megapixels)



Fonte: Campanelli e Polli (2023).

Figura 5 – π MEGA 540D (resolução ~ 9.44 Megapixels)



Fonte: Campanelli e Polli (2023).

1.1 Justificativa

Atualmente, a montagem e posicionamento das instalações para calibração e caracterização dos detectores são feitas manualmente, o que acaba dificultando a realização dos experimentos devido à dificuldade do alinhamento do gerador de raios X e os filtros de fluorescência, o que prejudica a repetibilidade dos experimentos além do tempo gasto durante os ajustes devido a proteção radiológica das cabanas experimentais¹ das linhas de luz², onde é necessária a realização de um procedimento de segurança chamado PROCURA (*SEARCH*), que leva este nome pois consiste em realizar uma verificação dentro da cabana experimental de modo a procurar por pessoas que estejam no local antes de fechar as portas e assim ligar a fonte de raios X que pode ser um gerador, que é o mais utilizado para as calibrações ou abrir o obturador do feixe da linha de luz.

Ao passar o cartão e pressionar o botão para iniciar o procedimento de procura um aviso sonoro e luminoso se inicia e fica ativo durante todo o procedimento, com isso o operador deve passar sozinho pela cortina de luz presente na porta da cabana e apertar uma sequência de botões luminosos dispostos de maneira circular ao longo da cabana para que o operador possa verificar todos os espaços e certificar-se de que não há ninguém. Após apertar todos os botões e retornar pela porta na qual entrou e fechá-la, o operador deve apertar novamente o botão de procura para finalizar o procedimento, tocando assim um sinal sonoro bem alto e piscar uma luz azul dentro da cabana, para o caso de que haja uma pessoa desavisada dentro que não foi avistada, e assim, ela possa apertar o botão de emergência “quebrando” assim a procura e desativando a possibilidade de feixe dentro do ambiente experimental.

Todo este processo leva por volta de 2 minutos para ser realizado e tem que ser repetido toda vez que a porta da cabana experimental é aberta para ajuste do posicionamento dos componentes utilizados na calibração, o que

¹ Cabanas onde são realizados os experimentos, construídas de modo a promover a proteção radiológica, blindando a radiação ionizante dentro da cabana.

² São estações experimentais ligadas em pontos específicos do anel de armazenamento do acelerador de elétrons que distribuem a radiação síncrotron para cada uma das cabanas experimentais.

dependendo da quantidade de ajustes que são feitos pode levar vários minutos até horas para efetivamente começarem os experimentos de calibração.

Dadas as limitações atuais durante o processo de calibração, o projeto em questão vem com o intuito de agilizar o posicionamento, fazendo-o de maneira remota e precisa, evitando assim a realização de sucessivos procedimentos de procura, e conseqüentemente, a diminuição do tempo de preparação para a realização de calibrações e ou caracterizações de detectores.

1.2 Requisitos de projeto

A seguir são apresentados os parâmetros de projeto que foram definidos ao analisar as especificidades de cada estação experimental das linhas de luz do Sirius e observar as diferentes configurações de experimentos realizados para a calibração e/ou caracterização dos detectores.

- Carga máxima suportada pela mesa de 15 kg;
- Elevação máxima da mesa (eixo z) de 500 mm;
- Tampo da mesa com dimensões de 300 x 300 mm;
- Furos para fixação na mesa no padrão M4;
- Movimentação dos eixos x e y em um espaço de 300 x 300 mm;
- Sistema que seja compacto, leve, portátil e que seja modular (Eixo Z podendo ser separado do estágio de movimentação X-Y);
- Altura máxima de 200 mm para o sistema (x, y, z) totalmente fechado;
- Posicionamento com resolução menor que $55\ \mu m$ (1 pixel do detector) para os três eixos e de 1 grau para o sistema de rotação;
- Utilização das instalações do CNPEM para fabricação e montagem do sistema;
- Reaproveitar componentes oriundos do descomissionamento das instalações do UVX;
- Sistema para rotação dos filtros de fluorescência de raios X com intervalo de 0 a 140°;
- Utilizar motores compatíveis com os controladores e drivers utilizados atualmente no LNLS.

1.3 Escopo do projeto e considerações iniciais

A partir dos requisitos definidos para a realização do projeto, o mais importante é a questão da portabilidade, pois como há ao menos um detector em cada linha de luz presente no Sirius, a instalação de calibração e caracterização tem que ser transportada de uma linha a outra de modo que seja da maneira mais simples possível, sem exigir um transporte trabalhoso e que demande um equipamento específico como uma paleteira, por exemplo. Para a precisão do posicionamento, de início o controle da movimentação será realizado em malha aberta (sem realimentação por um sensor de posição ou *encoder*), por conta de preço e disponibilidade de sensores de posicionamento para serem utilizados no projeto.

1.3.1 Mesa de elevação (Eixo Z)

Considerando os pontos levantados anteriormente, foi escolhida a mesa pantográfica, também chamada de plataforma tesoura, como o modelo a ser utilizado para confecção do eixo z, que será responsável pela elevação dos equipamentos utilizados durante a calibração, por conta de sua capacidade de ser compacta, de construção simples e de fácil manutenção por possuir poucos componentes em sua estrutura.

A Figura 6 traz o exemplo de uma plataforma pantográfica ou de tesouras de grande porte comercializada pela empresa Famasa Elevadores.

Figura 6 – Plataforma pantográfica



Fonte: Famasa Elevadores (2023).

1.3.2 Estágio de movimentação X-Y

Para o estágio de movimentação X-Y, visando atender os requisitos de projeto, foi determinada a utilização de um sistema de patins e guias lineares que são elementos de máquinas que tem por função básica absorver os carregamentos e minimizar o movimento de rotação em qualquer direção, permitindo somente a translação ao longo de um eixo (ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO - POLI-USP, 2020).

Segundo Silveira (2019), as guias lineares são divididas com base em seu princípio de movimentação, sendo elas:

- Guias de deslizamento;
- Guias de elementos rolantes;
- Guias com lubrificação por filme fluido;
- Guias Magnéticas;
- Guias de elementos elásticos.

As Figuras 7, 8 e 9 demonstram as guias lineares mais comuns utilizadas nos sistemas de movimentação linear.



Figura 7 – Exemplo de guia de deslizamento

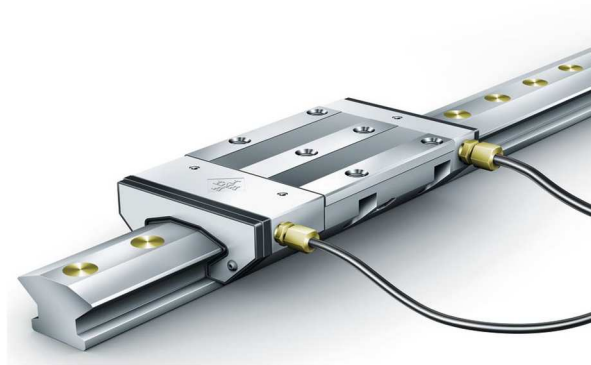
Fonte: POLI-USP (2020).

Figura 8 – Exemplo de guia de elementos rolantes, com corte de seção demonstrando a carreira de esferas



Fonte: POLI-USP (2020).

Figura 9 – Exemplo de guia com lubrificação por filme fluido



Fonte: POLI-USP (2020).

Sendo assim, para a movimentação do estágio X-Y, foi escolhida a utilização de guias lineares de elementos rolantes ou guias de deslizamento por conta de estas apresentarem uma montagem simples e sem necessidade de componentes auxiliares em sua utilização, como é o caso da guia com lubrificação por filme fluido que necessita de uma linha de alimentação de fluido pressurizado para funcionar.

1.3.3 Motores de passo

Segundo Brites e Santos (2008), os motores de passo são dispositivos eletromecânicos que convertem pulsos elétricos em movimentos mecânicos com variações angulares discretas, de modo que, o rotor ou eixo do motor é rotacionado em pequenos incrementos angulares, que são chamados de

passos, à medida que os pulsos elétricos são aplicados em uma certa sequência em seus terminais.

Por conta disso, os motores de passo são utilizados em aplicações no qual se necessita uma alta precisão na sua movimentação, já que tal movimentação é determinada pelo número de pulsos que são enviados a suas bobinas, sendo esta sua principal vantagem a frente de outros motores elétricos, permitindo assim uma ótima precisão de movimentação cujo erro de posicionamento é pequeno sendo este em torno de 5%, além de permitir um controle em malha aberta, diferente de um servomotor que necessita de uma referência de posicionamento para ter a mesma precisão (BRITES; SANTOS, 2008).

O funcionamento do motor de passo é dado pelo uso de solenoides alinhados dois a dois que quando energizados atraem o rotor, fazendo-o se alinhar com o eixo determinado pelo solenoide, causando assim uma variação pequena no ângulo (passo), sendo a velocidade e o sentido determinados pela forma de ativação de cada solenoide. De acordo com a polarização de seus solenoides, o motor pode movimentar o rotor entre as bobinas (meio passo ou “*half step*”) ou alinhados com elas (passo completo ou “*full step*”). (BRITES; SANTOS, 2008)

1.4.3.1 Vantagens na utilização de um motor de passo

Entre as vantagens de se utilizar um motor de passo, como enunciado por Brites e Santos (2008), pode-se citar:

- Segue uma lógica digital:

O motor é ativado segundo uma sequência de pulsos elétricos que ativam sequencialmente suas bobinas, o que faz com que o rotor se alinhe com elas provocando um deslocamento angular.

- Alta precisão de posicionamento:

O posicionamento do motor é preciso de modo que o rotor se movimenta em ângulos bem determinados, os chamados passos, com erros de posicionamento pequenos.

- Precisão no torque aplicado:

As variações no torque do motor são pequenas tendo em vista seu funcionamento.

- Excelente resposta a aceleração e desaceleração:

A resposta para a aceleração e desaceleração é rápida devido ao alinhamento rápido do rotor com as bobinas que estão energizadas.

1.4.3.2 Desvantagens na utilização de um motor de passo

Entre as desvantagens de se utilizar um motor de passo, como enunciado por Brites e Santos (2008), pode-se citar:

- Baixo desempenho em altas velocidades:

Com o aumento da velocidade de rotação do motor de passo, torna-se necessário um rápido chaveamento entre as suas bobinas de modo a manter a velocidade de rotação, o que pode causar uma perda de passos caso sua velocidade seja maior que o tempo de ativação da bobina, perdendo assim a precisão no movimento.

- Requer um certo grau de complexidade na operação:

Como o motor de passo trabalha seguindo uma lógica digital, se este for simplesmente ligado em uma fonte de energia, começará a rotacionar sem controle, com isso torna-se necessária a utilização de um controlador para ativar suas bobinas de maneira sequencial e assim garantir a precisão de movimentação. Tal complexidade aumenta à medida que aumenta o número de passos do motor, uma vez que mais passos necessitam de mais terminais para ser ativados e controlados.

- Ocorrência de ressonância por controle inadequado:

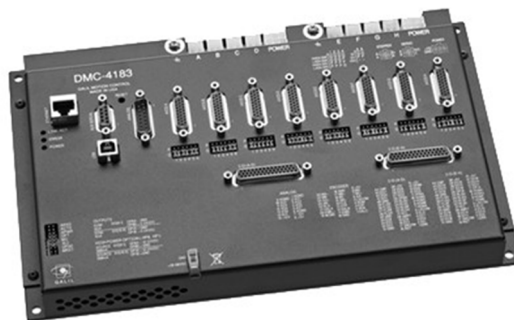
O motor de passo apresenta uma frequência de ressonância, que caso a rotação do rotor seja nesta frequência, o motor começará a oscilar, perder passos e aquecer. Isto pode ser resolvido mudando o modo de operação do motor para meio passo ou passo completo.

1.4.4 Controlador e *driver* para movimentação dos motores

Para a escolha dos motores, torna-se necessário também levar em conta o controlador e *driver* utilizado de modo a evitar incompatibilidades durante a

operação do sistema. Deste modo, para o presente projeto, os motores são escolhidos tendo em mente a compatibilidade com controlador Galil DMC 4183 produzido pela Galil® Motion Control (Figura 10) que conta com oito portas para controle de motores. Este controlador está montado em uma fonte de potência chamada EPICS Ready Powerpack (ERPP) (Figura 11) produzido pela PP-Electronic®, que permite uma tensão máxima de 70 VDC e potência máxima de 1200 VA, também possui *drivers* Phytron ZMX+ para o controle da velocidade e passos do motor (LABORATÓRIO NACIONAL DE LUZ SÍNCROTRON - LNLS, 2012), permitindo a utilização de divisões nos passos do motor chamadas de micro passos, para aumentar ainda mais a precisão de posicionamento.

Figura 10 – Controlador Galil DMC 4183



Fonte: Galil Motion Control (2016).

Figura 11 – EPICS Ready powerpack



Fonte: Laboratório Nacional de Luz Síncrotron (2012).

2. Objetivos

Este trabalho tem o intuito de projetar uma mesa de posicionamento de 3 eixos controlada remotamente e que permita o desacoplamento do eixo de elevação (eixo z) do estágio de posicionamento X-Y, além da implementação de

um motor para rotação dos filtros de raios X, adequando-se assim às diferentes instalações de calibração de cada detector de raios X.

3. Revisão bibliográfica

Nesta seção é apresentada uma breve revisão bibliográfica utilizando fontes especializadas em métodos utilizados no cálculo estrutural para o dimensionamento dos componentes, tendo em vista seu funcionamento da melhor maneira possível, sem que haja falha, evitando assim a parada do sistema, o que acaba gerando custos adicionais para a substituição de componentes danificados.

Após isso, é apresentado o método utilizado para determinar o torque necessário para movimentar a carga utilizando um parafuso de potência, possibilitando assim a escolha do motor que atenda às especificações.

Por fim, é apresentado o método para calcular a rotação do motor de passo e sua frequência de ressonância para evitar que haja perda de passos durante sua operação.

3.1 Cálculo estrutural

3.1.1 Equilíbrio de um corpo rígido

Segundo Hibbeler (2011), um corpo rígido está em condição de equilíbrio quando a resultante do somatório de forças que agem neste corpo é igual a zero e a soma dos momentos de todas estas forças também seja igual a zero. Isto é expresso matematicamente pelas equações (1) e (2).

$$\sum F = 0 \quad (1)$$

$$\sum M = 0 \quad (2)$$

3.1.2 Diagrama de corpo livre (DCL)

Para se aplicar as equações de equilíbrio demonstradas anteriormente, torna-se necessária a especificação completa de todas as forças externas

conhecidas e desconhecidas que agem sobre o corpo; com isso, a melhor maneira de representar estas forças é desenhando o diagrama de corpo livre do corpo analisado, representando-o de forma isolada de seu ambiente, ou seja, um corpo livre (HIBBELER, 2011).

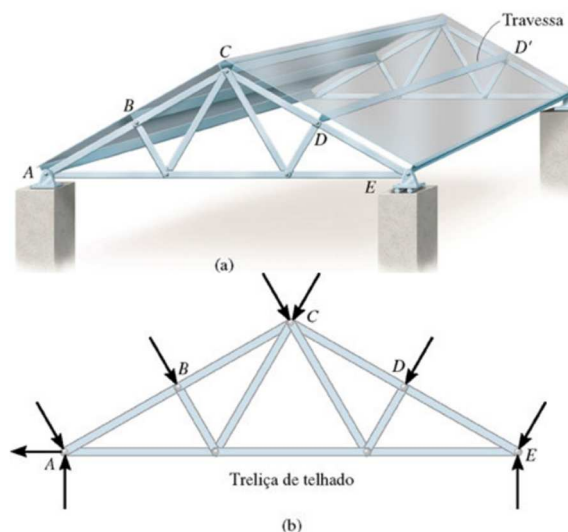
3.1.3 Forças internas

Como descrito por Hibbeler (2011), as forças internas são aquelas que atuam entre partículas adjacentes em um corpo e que ocorrem sempre em pares colineares, de modo que suas intensidades sejam iguais, mas que agem em direções opostas, respeitando a terceira Lei de Newton. Como estas forças se cancelam, não é criado um efeito externo no corpo; por conta disso, as forças internas não são incluídas no DCL se o corpo inteiro precisa ser considerado na análise.

3.1.3.1 Treliça simples, método dos nós e método das seções

Uma treliça simples é uma estrutura com membros esbeltos conectados entre si em suas extremidades, sendo seus membros normalmente constituídos de escoras de madeira ou barras de metal. A Figura 12a a seguir apresenta um tipo de treliça de um telhado, enquanto a Figura 12b mostra a simplificação para uma treliça plana já que as forças que agem no telhado estão no mesmo plano (HIBBELER, 2011).

Figura 12 – Trelça presente em um telhado (a) e simplificação para uma trelça plana (b)



Fonte: Hibbeler (2011).

Para realizar a análise de uma trelça, Hibbeler (2011) propõe a utilização do método dos nós, método este que se baseia no fato de que se a trelça está em equilíbrio, então cada um de seus nós também está. Fazendo o diagrama de equilíbrio para cada nó e aplicando as equações de equilíbrio de força, pode-se obter as forças que estão agindo sobre cada nó e assim determinar a força que age em cada membro da trelça. As forças encontradas para cada membro indicam se este membro está sendo tracionado ou comprimido na trelça, isso é observado através do sinal dos escalares encontrados através da equação de equilíbrio, considerando inicialmente todas as forças como sendo positivas no diagrama de forças no nó; se o resultado for positivo o membro está sendo tracionado e se for negativo o membro está sendo comprimido.

Já o método das seções é descrito por Hibbeler (2011), como sendo um método que se baseia no princípio de que se uma trelça está em equilíbrio, então qualquer segmento dela também está. Com isso, pode-se seccionar um membro ou uma parte da trelça inteira a fim de se aplicar as equações de equilíbrio, e assim, determinar as forças internas que agem em cada segmento que foi seccionado.

3.1.4 Centroide ou centro geométrico

O centroide representa o centro geométrico de um corpo, sendo este ponto correspondente ao centro de massa somente se o material que compõe o corpo for homogêneo. Para calculá-lo é necessário realizar o equilíbrio de momentos dos elementos geométricos, para corpos que possuem uma forma contínua os elementos são integrados usando elementos diferenciais. O centroide sempre estará em um eixo de simetria (HIBBELER, 2011).

Matematicamente, isto é representado pelas equações (3) e (4).

$$\bar{x} = \frac{\int_A \bar{x} dA}{\int_A dA} = \frac{\Sigma \bar{x} \cdot A}{\Sigma A} \quad (3)$$

$$\bar{y} = \frac{\int_A \bar{y} dA}{\int_A dA} = \frac{\Sigma \bar{y} \cdot A}{\Sigma A} \quad (4)$$

Sendo $\bar{x}$ e $\bar{y}$ as coordenadas do centroide, dA o elemento diferencial de área a ser integrado e A a área do corpo.

3.1.5 Momento de inércia de área

O momento de inércia de área é tido como o segundo momento de área em relação a um eixo, sendo uma propriedade geométrica da seção transversal de um corpo. Se um corpo possui uma área irregular, mas que pode ser descrito matematicamente, torna-se necessária a escolha do elemento diferencial de área e a integração sobre a área total para assim determinar o momento de inércia de área (HIBBELER, 2011).

Matematicamente, isto é descrito pelas equações (5) e (6).

$$I_x = \int_A y^2 dA \quad (5)$$

$$I_y = \int_A x^2 dA \quad (6)$$

Sendo I_x e I_y os momentos de inércia de área em relação ao eixo que passa pelo centroide, x e y é a distância do elemento de área até a eixo de rotação e dA é o diferencial de área.

3.1.6 Teorema dos eixos paralelos

O teorema dos eixos paralelos é utilizado para determinar o momento de inércia de área em relação a um eixo que seja paralelo ao eixo que passa pelo centroide, relacionando assim este momento de inércia ao momento de inércia conhecido calculado em relação ao centroide (HIBBELER, 2011).

Matematicamente, isto é representado pelas equações (7) e (8).

$$I_x = I_{x'} + Ad_y^2 \quad (7)$$

$$I_y = I_{y'} + Ad_x^2 \quad (8)$$

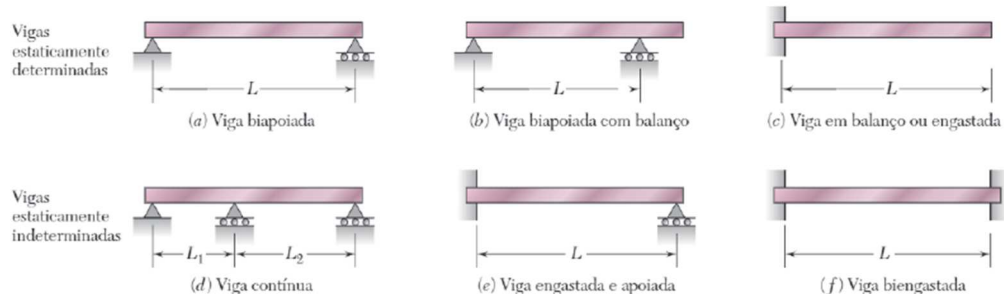
Sendo $I_{x'}$ e $I_{y'}$ o momento de inércia em relação ao eixo paralelo ao centróide, I_x e I_y o momento de inércia em relação ao eixo do centroide, A é a área total e d_x e d_y é a distância dos eixos paralelos ao centroide.

3.1.7 Análise de vigas em flexão

De acordo com Beer *et al.* (2011), vigas são elementos estruturais que suportam forças aplicadas em vários pontos ao longo do seu comprimento, sendo estas geralmente elementos prismáticos retos e longo. Em grande parte de suas aplicações, as vigas suportam forças que são perpendiculares ao seu eixo, de modo que este carregamento transversal provoca somente flexão e cisalhamento, o que não é o caso quando as forças não são perpendiculares com o eixo da viga, gerando assim forças axiais sobre ela. Quando estas vigas apresentam apenas três incógnitas e podem ser resolvidas utilizando as três equações de equilíbrio estático é dito que são vigas estaticamente determinadas, porém quando apresentam mais incógnitas que equações de equilíbrio estático é dito que são vigas estaticamente indeterminadas. A Figura 13 (BEER *et al.*,

2011) mostra alguns exemplos de vigas estaticamente determinadas e indeterminadas.

Figura 13 – Exemplos de vigas estaticamente determinadas e indeterminadas



Fonte: Beer *et al.* (2011).

Com isto, para a determinação de vigas prismáticas estaticamente indeterminadas, Beer et al. (2011) apresenta a resolução utilizando a equação diferencial linear de segunda ordem que governa a linha elástica e caracteriza a forma da viga deformada, equação (9), possibilitando assim mais uma equação para determinar o momento que age na viga de acordo com as condições de contorno aplicadas.

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} \quad (9)$$

Sendo $M(x)$ o momento fletor em função do comprimento da viga, E o módulo de elasticidade e I o momento de inércia de área da seção transversal em relação à linha neutra.

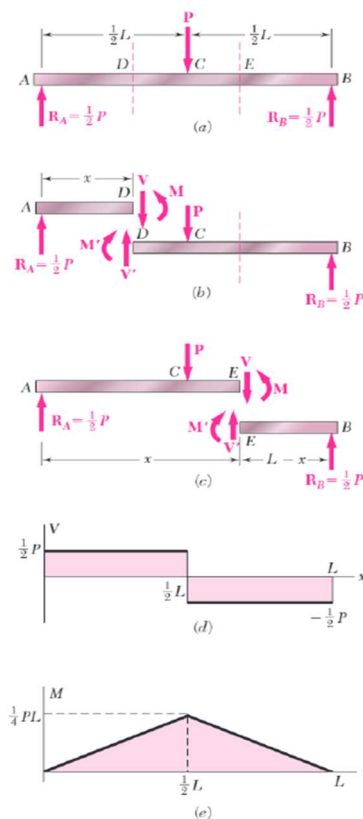
3.1.8 Diagrama de força cortante e momento fletor

Através do método das seções apresentado anteriormente, torna-se possível determinar o momento fletor (M) que provoca tensões normais na seção transversal, e a força cortante (V) que provoca tensões de cisalhamento naquela seção (BEER *et al.*, 2011).

Com isto, pode-se determinar as equações que representam o momento fletor e força cortante ao longo do comprimento da viga, isto é, de grande ajuda

para a visualização do ponto onde os valores de M e V são máximos, para assim determinar as tensões máximas que a viga suporta. A Figura 14 (BEER *et al.*, 2011) exemplifica o diagrama de força cortante e momento fletor para uma viga simplesmente apoiada submetida a uma força concentrada em seu ponto médio.

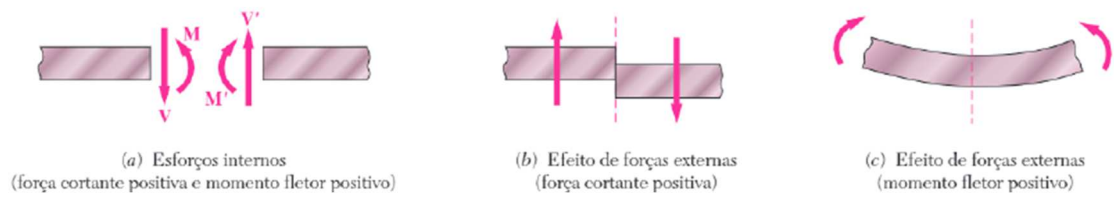
Figura 14 – Processo de cálculo para criar o diagrama de força cortante e momento fletor para uma viga submetida a uma força concentrada. (a) DCL da viga, (b) seção para determinar V e M no ponto D (c) seção para determinar V e M no ponto E (d) diagrama para a força cortante V (e) diagrama para o momento fletor M



Fonte: Beer et al. (2011).

Por convenção, a força cortante é considerada positiva quando as forças externas atuando nela tendem a cisalhar naquele ponto. Para o momento fletor, este é considerado positivo quando as forças externas tendem a tracionar a região inferior e comprimir a região superior. Isto é demonstrado na Figura 15 (BEER *et al.*, 2011).

Figura 15 – Convenção de sinal para os esforços internos

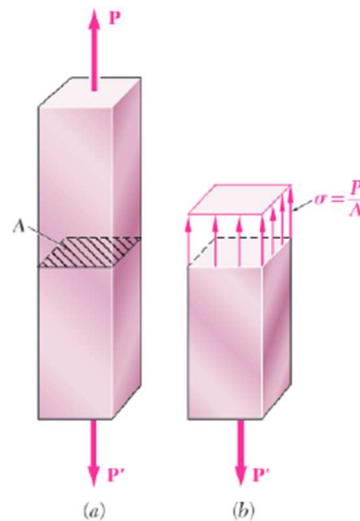


Fonte: Beer et al. (2011)

3.1.9 Tensão devido a uma carga axial

Quando um corpo é sujeito a uma carga axial, como mostra a Figura 16 (BEER et al., 2011), tem-se uma tensão normal (σ) devido à esta carga que é dada pela equação (10).

Figura 16 – Corpo sujeito a uma carga axial: (a) corte transversal com área A (b) tensão devido a carga axial



Fonte: Beer et al. (2011)

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (10)$$

Sendo P a carga axial aplicada e A a área da seção transversal do corpo.

3.1.10 Tensões normais em uma viga

Segundo Beer et al., (2011), na maioria dos casos o critério dominante em um projeto de uma viga quanto a sua resistência é determinar o valor máximo da tensão normal sobre ela, sendo estas tensões geralmente causadas pelo momento fletor ao longo da seção transversal.

Sendo as tensões normais na seção da viga dependentes somente do valor do momento fletor que atua nesta seção e de sua geometria, sendo isto representado pela equação (11).

$$\sigma_m = \frac{|M|c}{I} \quad (11)$$

Onde σ_m a tensão normal máxima, M o valor do momento fletor, c é a distância máxima da superfície neutra e I é o momento de inércia de área da seção transversal em relação a um eixo que passa pelo centroide desta seção perpendicular ao plano do momento.

3.1.11 Tensões de cisalhamento em vigas

Segundo Beer et al., (2011), as tensões de cisalhamento (τ) são muito importantes para o projeto de barras de paredes finas e vigas curtas e grossas, sendo a tensão de cisalhamento dada pela equação (12), no caso para vigas que apresentam um plano vertical de simetria e o carregamento aplicado neste plano.

$$\tau = \frac{VQ}{It} \quad (12)$$

Sendo V a força cortante, $Q = A' \cdot \bar{y}'$ o momento estático em relação à linha neutra, onde A' é a área acima ou abaixo da linha neutra e $\bar{y}'$ é a distância do centroide da área A' a linha neutra, I o momento de inércia da área da seção transversal e t é a largura da seção transversal do elemento.

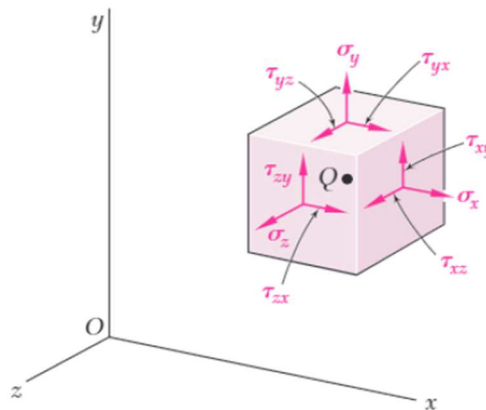
Para o caso de uma viga retangular estreita, temos que a tensão de cisalhamento máxima ocorre na sua linha neutra e é dada pela equação (13).

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{3V}{2A} \quad (13)$$

3.1.12 Estado de tensões

Segundo Beer et al., (2011), o estado mais geral de tensões em um dado ponto Q apresentam 6 componentes de tensão sendo três componentes as forças normais que atuam em sua face e as outras três as tensões de cisalhamento no mesmo elemento. Tal estado é representado na Figura 17.

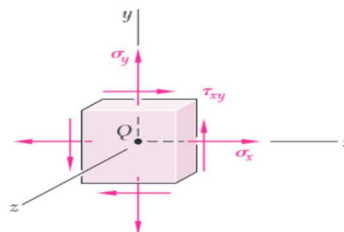
Figura 17 – Estado geral de tensões em um dado ponto Q



Fonte: Beer et al. (2011).

Quando o estado de tensões apresenta duas faces do elemento livres de tensão é chamado de estado plano de tensões, no caso se for o eixo z escolhido como livre de tensões ($\sigma_z = \tau_{zx} = \tau_{zy} = 0$), tem-se somente as tensões σ_x , σ_y e τ_{xy} , sendo este representado pela Figura 18.

Figura 18 – Estado plano de tensões



Fonte: Beer et al. (2011)

3.1.13 Tensões principais

Para o estado plano de tensões, (Beer et al., 2011) indica que as tensões principais são aquelas obtidas através da rotação do plano de tensões de modo a obter o valor máximo e mínimo para as tensões normais no ponto Q. Sendo estes valores obtidos através da equação (14).

$$\sigma_a, \sigma_b = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (14)$$

Sendo σ_a e σ_b os valores máximo e mínimo para as tensões normais, σ_x e σ_y as tensões normais em relação ao eixo x e y, e τ_{xy} a tensão de cisalhamento.

3.1.14 Critério de falha para materiais dúcteis

Durante o projeto de um componente feito de um material dúctil, é esperado que durante seu funcionamento o material não escoe sob as condições de carregamento definidas. Como os ensaios para determinar as propriedades mecânicas de um material são geralmente realizados com um carregamento uniaxial em um corpo de prova (como por exemplo, o ensaio de tração), o material é seguro desde que a tensão uniaxial aplicada seja menor que a tensão de escoamento do material. Porém, quando o componente está sob um estado plano de tensões, torna-se necessário a utilização das tensões principais para assim criar um estado biaxial de tensões, o que difere do estado uniaxial aplicado o corpo de prova, fazendo com que um ensaio em um corpo de prova com um carregamento uniaxial não seja suficiente para prever se o componente falhará ou não. Torna-se assim necessária a utilização de um critério que descreva o mecanismo real de falha do material, permitindo uma comparação entre os dois estados (BEER et al., 2011).

3.1.14.1 Critério da energia de distorção máxima ou de Von Mises

Como descrito por Beer et al., (2011), este critério é baseado na determinação da energia de distorção do material, ou seja, na energia associada às variações de forma do material. Este critério, que também pode ser chamado de critério de Von Mises, em homenagem ao engenheiro e matemático austríaco Richard Von Mises (1883 - 1953), considera que um componente estrutural é seguro se a energia máxima de distorção por unidade de volume for menor que a energia de distorção necessária para provocar o escoamento em um corpo de prova do mesmo material submetido a um ensaio de tração. Tal energia de distorção por unidade de volume (u_d) para um material isotrópico em um estado plano de tensão é dada pela equação (15).

$$u_d = \frac{1}{6G} (\sigma_a^2 - \sigma_a \sigma_b + \sigma_b^2) \quad (15)$$

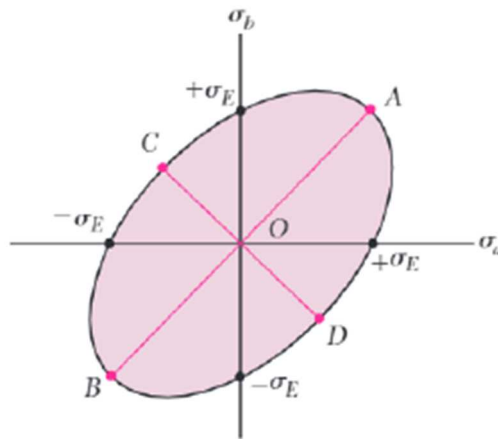
Sendo G o módulo de elasticidade transversal.

Para o caso particular de um corpo de prova no ensaio de tração no início de seu escoamento, tem-se $\sigma_a = \sigma_E, \sigma_b = 0$ e $(u_d)_E = \frac{\sigma_E^2}{6G}$. Sendo assim, o critério indica que o componente é seguro de falha, conforme (16), quando $u_d < (u_d)_E$.

$$\sigma_a^2 - \sigma_a \sigma_b + \sigma_b^2 < \sigma_E^2 \quad (16)$$

Assim, esboçando os pontos em que $\sigma_a^2 - \sigma_a \sigma_b + \sigma_b^2 = \sigma_E^2$, obtém-se a elipse que apresenta a área segura para que o material não escoe representada na Figura 19.

Figura 19 – Elipse do critério de falha da energia de distorção máxima



Fonte: Beer et al. (2011)

3.1.15 Flambagem

Segundo Norton, (2013), a flambagem é o tipo de falha que ocorre quando uma coluna ou barra esbelta está sob uma força de compressão em uma de suas extremidades enquanto a outra está fixa, podendo este tipo de falha ocorrer de forma repentina, mesmo quando a tensão de compressão possa estar bem abaixo da tensão de escoamento do material. Tal falha ocorre quando a carga axial atinge um valor crítico, chamado de carga crítica de flambagem (P_{cr}), que pode ser determinada através da fórmula de Euler para flambagem de colunas com extremidades arredondadas ou biarticuladas, dada pela equação 17).

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} \quad (17)$$

Sendo E o módulo de elasticidade do material, I o momento de inércia de área da seção transversal da coluna e l o comprimento da coluna.

A carga crítica de flambagem pode ser determinada também em função de parâmetros como o índice de esbeltez (S_r), que determina se uma coluna é longa ou curta, a coluna é considerada curta quando $S_r < 10$, e o raio de giração (k), definidos pelas equações (18) e (19).

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (18)$$

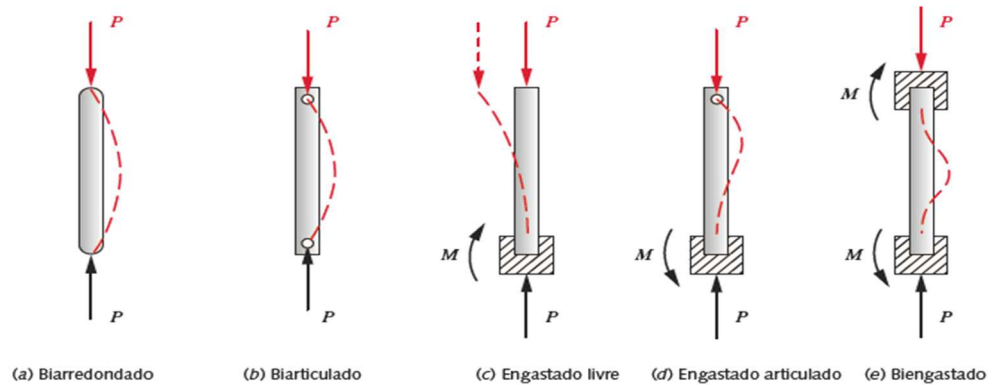
$$S_r = \frac{l}{k} \quad (19)$$

Dessa forma, a equação para encontrar a carga crítica é definida por (20).

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{S_r^2} \quad (20)$$

Para algumas condições de contorno para a fixação de uma coluna (Figura 20), (Norton, 2013) apresenta valores de comprimentos efetivos (l_{ef}) para cada situação, bem como a recomendação do *American Institute of Steel Construction* - AISC (Instituto Americano da Construção em Aço). Tais valores são apresentados na tabela 1.

Figura 20 – Condições de contorno e curvas de deflexão de colunas



Fonte: Norton (2013).

Tabela 1 - Comprimentos efetivos relacionados a cada condição de contorno

Condições de contorno	Valor Teórico	Recomendações do AISC	Valor conservador
Bi arredondado	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$
Biarticulado	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$
Engastado livre	$l_{ef} = 2l$	$l_{ef} = 2,1l$	$l_{ef} = 2,4l$
Engastado articulado	$l_{ef} = 0,707l$	$l_{ef} = 0,8l$	$l_{ef} = l$
Bi engastado	$l_{ef} = 0,5l$	$l_{ef} = 0,65l$	$l_{ef} = l$

Fonte: Norton (2013).

3.1.16 Fator de segurança

Segundo Norton (2013), o fator de segurança (também chamado de coeficiente de segurança) é geralmente expresso como a razão entre dois parâmetros que possuam a mesma unidade, sendo geralmente a tensão de escoamento e a tensão admissível calculada no projeto ou o esforço crítico e o esforço aplicado. O fator de segurança é sempre um número adimensional.

Escolher o valor para o fator de segurança de um projeto consiste, principalmente, na qualidade dos dados obtidos para as propriedades dos materiais utilizados, no ambiente de funcionamento quando comparado ao ambiente dos testes realizados e a precisão dos modelos utilizados para determinar as solicitações e tensões desenvolvidas na análise.

Com isso, Norton (2013) exemplifica algumas situações em que se deve considerar uma faixa de valores para o valor do fator de segurança, os dados estão apresentados na tabela 2.

Tabela 2 - Fatores utilizados para determinar um coeficiente de segurança para materiais dúcteis

Informações	Qualidade das informações	Fator
F1		
Dados das propriedades dos materiais disponíveis a partir de testes	O material realmente utilizado foi testado	1,3
	Dados representativos de testes do material estão disponíveis	2
	Dados razoavelmente representativos de testes do material estão disponíveis	3
	Dados insuficientes representativos de testes do material estão disponíveis	5+
F2		
Condições ambientais nos quais será utilizado	São idênticas às condições dos testes de materiais	1,3
	Essencialmente igual ao ambiente de um laboratório comum	2
	Ambiente moderadamente desafiador	3
	Ambiente extremamente desafiador	5+
F3		
Modelos analíticos para forças e tensões	Os modelos foram testados em experimentos	1,3
	Os modelos representam precisamente o sistema	2
	Os modelos representam aproximadamente o sistema	3
	Os modelos são aproximações grosseiras	5+

Fonte: Norton (2013).

Para os critérios de falha abordados anteriormente, o fator de segurança para cada um é apresentado pelas equações (21) e (22).

$$F.S.Von\ Mises = \frac{\sigma_E}{\sigma_{EVM}} = \frac{\sigma_E}{\sqrt{\sigma_a^2 - \sigma_a\sigma_b + \sigma_b^2}} \quad (21)$$

$$F.S.Flambagem = \frac{P_{cr}}{P_{adm}} \quad (22)$$

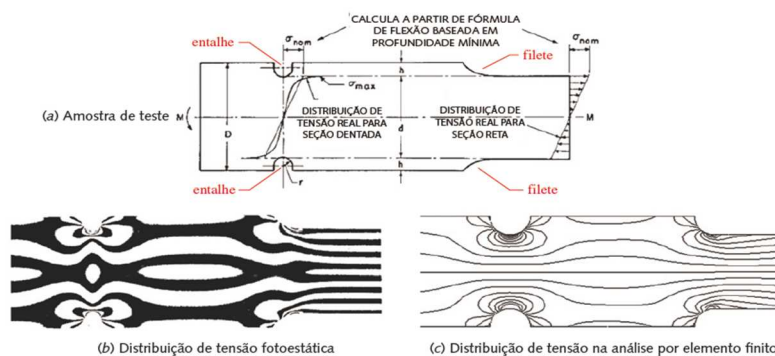
Onde σ_{EVM} é a tensão de Von Mises e P_{adm} é a carga admissível calculada para a coluna.

3.1.17 Concentração de tensões

Todos os métodos de cálculo para determinar as tensões atuantes apresentados até agora foi levando em consideração que suas seções transversais dos elementos eram totalmente uniformes, o que na maioria dos componentes de máquinas não ocorre pois em sua maioria suas seções transversais não são uniformes. Por exemplo, para parafusos há a presença de roscas e sua cabeça tem diâmetro maior que sua haste; para eixos há diferentes diâmetros para acomodar rolamentos, polias ou engrenagens, que podem também apresentar sulcos para anéis elásticos de fixação ou anéis de vedação, furos ou rasgos para fixação de outros componentes. Em resumo, qualquer mudança na geometria da seção transversal do componente resulta em concentração de tensões localizadas (NORTON, 2013).

A Figura 21 (NORTON, 2013) demonstra uma análise de um corpo de prova para visualizar as concentrações de tensão devido a um entalhe e um degrau.

Figura 21 – Concentração de tensões em uma amostra medidas por foto elasticidade e por análise de elementos finitos



Fonte: Norton (2013).

Para solicitações estáticas, os materiais dúcteis escoam localmente em torno do ponto onde está presente a descontinuidade geométrica devido ao aumento de tensões no local, enquanto as partes que estão distantes da descontinuidade permanecem abaixo do valor de escoamento (NORTON, 2013).

Assim, torna-se necessária a determinação de um fator K_t que representa a concentração de tensão no componente, sendo a tensão normal máxima representada pela equação (23).

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_t \cdot \sigma_{nom} \quad (23)$$

Sendo K_t o fator de concentração de tensões e σ_{nom} a tensão normal calculada considerando a seção transversal contínua.

No Anexo A, estão presentes alguns fatores geométricos de concentração de tensões mais comuns encontrados em componentes mecânicos.

3.2 Parafuso de potência

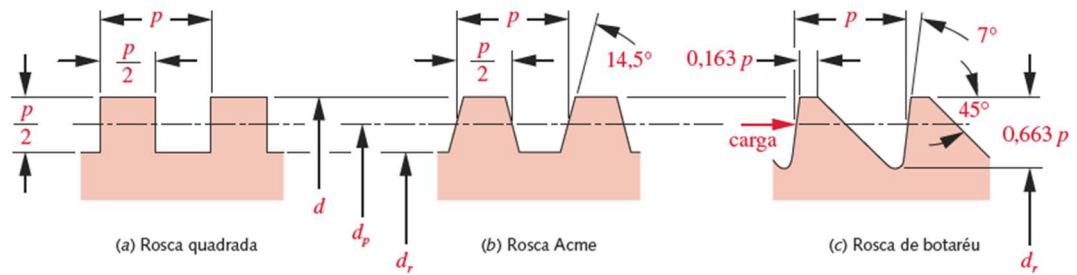
Um parafuso de potência é um elemento de máquina utilizado para transformar um movimento angular em um movimento linear, normalmente usados para transmitir potência, como por exemplo os parafusos de avanço de tornos mecânicos, parafusos para elevadores de carros em oficinas, parafusos para morsas e prensas (BUDYNAS et al., 2011).

Como os parafusos de potência são utilizados para movimentar grandes cargas, torna-se necessária uma rosca que suporte a carga aplicada no parafuso, para isso algumas formas de rosca foram padronizadas para este tipo de aplicação, sendo as mais comuns a rosca quadrada, Acme ou trapezoidal e de botaréu (NORTON, 2013).

A rosca quadrada permite uma máxima eficiência e rigidez, eliminando a força radial entre o parafuso e a porca, porém é de difícil fabricação devido a sua face perpendicular. A rosca Acme ou trapezoidal possui um ângulo de 29°, facilitando assim sua fabricação, sendo esta uma escolha comum para a movimentação de cargas em ambas as direções. Agora se a carga axial na rosca for unidirecional, a rosca de botaréu é a mais indicada por possuir uma maior resistência em sua raiz que as outras roscas descritas anteriormente (NORTON, 2013).

A Figura 22 apresenta as características das roscas para um parafuso de potência.

Figura 22 – Roscas padronizadas para parafusos de potência



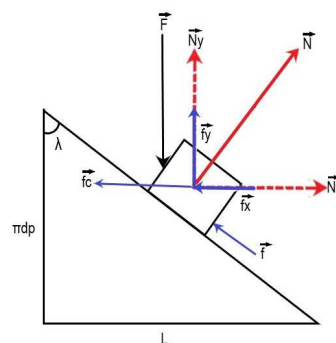
Fonte: Norton (2013).

Onde p é o passo do parafuso, que é a distância entre um fio de rosca e outro, d é o diâmetro externo da rosca, d_p o diâmetro primitivo sendo $d_p = d - 0,25p$ e d_r o diâmetro da raiz do parafuso sendo $d_r = d - 0,5p$. Todas estas relações são válidas para parafusos de rosca quadrada e Acme.

3.2.1 Torque para movimentação horizontal de carga utilizando parafuso de rosca quadrada ou rosca trapezoidal

Utilizando como base os cálculos apresentados por Galdino (2014) e aproximando um fio de rosca para um bloco descendo um plano inclinado como sugere Norton (2013), o diagrama de forças para uma rosca quadrada movimentando horizontalmente é apresentado na Figura 23.

Figura 23 – Diagrama de forças que atuam em um parafuso de rosca quadrada em movimento horizontal



Fonte: Elaborado pelo autor.

Fazendo o equilíbrio das forças no eixo y , tem-se as equações (24) e (25):

$$\uparrow^+ \sum F_y = N_y + F_y - F = 0 \quad (24)$$

$$F = N \sin \lambda + \mu N \cos \lambda \quad (25)$$

Sendo λ o ângulo de avanço do parafuso e μ o coeficiente de atrito da porca com o parafuso.

Isolando-se a força normal N , tem-se a equação (26).

$$N = \frac{F}{(\sin \lambda + \mu \cos \lambda)} \quad (26)$$

Fazendo-se o equilíbrio das forças no eixo x, obtém-se as equações (27) e (28):

$$\rightarrow^+ \sum F_x = N_x - f_x - f_c = 0 \quad (27)$$

$$N \cos \lambda - \mu N \sin \lambda - \mu_c N_c = 0 \quad (28)$$

Isolando-se a força normal (N) e substituindo a equação (26), tem-se as equações (29), (30) e (31):

$$N = \frac{\mu_c N_c}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)} \quad (29)$$

$$\frac{F}{(\sin \lambda + \mu \cos \lambda)} = \frac{\mu_c N_c}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)} \quad (30)$$

$$F = \mu_c N_c \left(\frac{\sin \lambda + \mu \cos \lambda}{\cos \lambda - \mu \sin \lambda} \right) \quad (31)$$

Sendo $\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_p}$, dividindo-se o numerador e o denominador da fração presente na equação (31), obtém-se as equações (32), (33), (34) e (35):

$$F = \mu_c N_c \left(\frac{\frac{\sin \lambda}{\cos \lambda} + \frac{\mu \cos \lambda}{\cos \lambda}}{\frac{\cos \lambda}{\cos \lambda} - \frac{\mu \sin \lambda}{\cos \lambda}} \right) \quad (32)$$

$$F = \mu_c N_c \left(\frac{\tan \lambda + \mu}{1 - \mu \tan \lambda} \right) \quad (33)$$

$$F = \mu_c N_c \left(\frac{\frac{L}{\pi d_p} + \mu}{1 - \mu \frac{L}{\pi d_p}} \right) \quad (34)$$

$$\therefore F = \mu_c N_c \left(\frac{L + \mu \pi d_p}{\pi d_p - \mu L} \right) \quad (35)$$

Sendo F a força aplicada perpendicular ao plano de movimento do parafuso, μ_c o coeficiente de atrito da superfície onde a carga desliza (patins de deslizamento, por exemplo), N_c a força normal da carga que está sendo movimentada, L é o avanço do parafuso e μ o coeficiente de atrito do parafuso com a porca.

Assim, pode-se determinar o torque necessário para rotacionar o parafuso de rosca quadrada e, então, movimentar a carga horizontalmente, multiplicando-se a força F (equação 35) por $\frac{d_p}{2}$. Logo, o torque para movimentação horizontal T_{hq} é dado por (36):

$$T_{hq} = F \frac{d_p}{2} = \frac{\mu_c N_c d_p}{2} \left(\frac{L + \mu \pi d_p}{\pi d_p - \mu L} \right) \quad (36)$$

Porém, este valor de torque só leva em conta a interface parafuso-porca, por conta disso, deve ser somado também o torque necessário para rotacionar o colar de empuxo. Com isso, o torque do colar T_{colar} é dado por (37):

$$T_{colar} = \frac{\mu_{colar} F_{colar} d_c}{2} \quad (37)$$

Para o caso de utilizar rolamentos de esferas para o mancal de apoio ou colar, o torque para rotacionar o colar é bem baixo devido ao atrito pequeno que, segundo Norton (2013), pode estar entre 0,01 e 0,02, o que implica em um torque total desprezível.

Para um parafuso de rosca trapezoidal, tem-se a influência do ângulo de rosca α na força normal entre o parafuso e a porca; logo, a equação do torque para a movimentação horizontal, utilizando-se um parafuso trapezoidal T_{ht} é dado por (38):

$$T_{ht} = \frac{\mu_c N_c d_p}{2} \left(\frac{L \cos \alpha + \mu \pi d_p}{\pi d_p \cos \alpha - \mu L} \right) \quad (38)$$

3.2.3 Eficiência de parafusos de potência

Para parafusos de potência, a eficiência é uma função apenas de sua geometria (NORTON, 2013), sendo assim a eficiência para um parafuso de rosca quadrada é dado por (39):

$$e_{quadrada} = \frac{1 - \mu \tan \lambda}{1 + \cot \lambda} \quad (39)$$

Para o caso das roscas trapezoidais, a eficiência é dada por (40):

$$e_{trapezoidal} = \frac{\cos \alpha - \mu \tan \lambda}{\cos \alpha + \cot \lambda} \quad (40)$$

3.3 Parâmetros para a escolha de um motor de passo

Para realizar a escolha de um motor de passo, além do torque de pico é necessário levar em conta também sua frequência natural, para que assim se evite trabalhar em uma frequência próxima deste valor, de modo a evitar a perda de passos, comprometendo assim a precisão no posicionamento.

Para isso, Galdino (2014) descreve que após selecionar o tipo de rosca e passo adequados para o parafuso que será utilizado no projeto, deve-se primeiro determinar a quantidade de voltas (n) que o motor irá executar para percorrer o espaço requerido. Então, o número de voltas n é dado por (41):

$$n = \frac{D}{L} \quad (41)$$

Onde D é a distância a ser percorrida.

Após determinar o número de voltas do motor, pode-se determinar a frequência de rotação do motor (f_{motor}), conforme a equação (42):

$$f_{motor} = \frac{n}{\Delta t} \quad (42)$$

Onde Δt é o intervalo de tempo escolhido para percorrer a distância de projeto.

Por fim, para evitar que o motor perca passos devido a altas rotações, torna-se necessário determinar sua frequência de ressonância (f_0) (UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA - UNESP, 2013).

A frequência de ressonância f_0 é dada pela equação (43):

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{n_p T_0}{J_r}} \quad (43)$$

Sendo n_p o número de polos do rotor, T_0 o torque estático e J_r a inércia do rotor.

4. Materiais e métodos

Neste capítulo é abordado o dimensionamento de cada componente crítico do sistema, bem como a seleção dos materiais para a construção do protótipo e o modelo 3D final para o sistema.

4.1 Dimensionamento dos componentes do sistema de movimentação

A seção a seguir vem com o intuito de demonstrar as escolhas e cálculos envolvidos durante o projeto da mesa de posicionamento de três eixos, sendo este processo dividido nas seguintes etapas:

- Cálculo da função que descreve a elevação da mesa elevatória (eixo z);
- Cálculo das forças de reação nos apoios da mesa elevatória;
- Cálculos das forças internas nos elementos da mesa;
- Dimensionamento do tampo da mesa;
- Dimensionamento das barras da mesa;
- Dimensionamento dos pinos da mesa elevatória;
- Dimensionamento da barra do eixo de movimentação y;
- Dimensionamento dos parafusos de potência para movimentação dos eixos x, y e z;

- Escolha dos motores de passo e cálculo dos parâmetros;
- Desenho do sistema de rotação dos filtros de fluorescência de raios X;
- Desenho final da mesa elevatória e estágio de movimentação X-Y;
- Correção da função que descreve o movimento da mesa elevatória pelos parâmetros da estrutura.

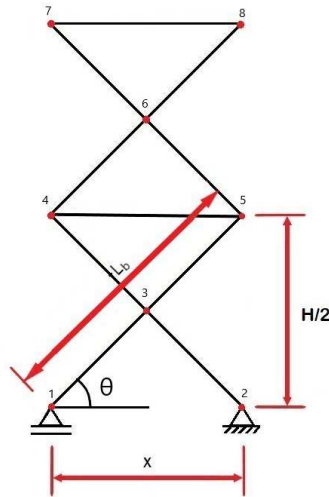
Com isso, todas as equações encontradas durante o processo de dimensionamento dos componentes foram calculadas através de um script criado utilizando o software de código aberto *Jupyter Notebook*[®] que suporta códigos escritos em *Julia*[®], *Python*[®] e *R*[®]. Para o presente projeto, o script de cálculo e confecção dos gráficos foi escrito utilizando a linguagem *Python*[®] na sua versão 3.12 utilizando as bibliotecas *NumPy* e *Matplotlib*. O script está presente no Apêndice A.

Os desenhos dos componentes foram elaborados utilizando o *Software* de modelagem *3D Autodesk*[®] *Inventor*[®] *Professional* 2022, sendo sua licença para utilização disponibilizada pelo CNPEM.

4.1.1 Cálculo da função que descreve a elevação da mesa elevatória (eixo Z)

Para encontrar a função que descreve a elevação da mesa elevatória em função do deslocamento dos pinos centrais, que no caso será onde ficará posicionado o parafuso de potência para movimentação, primeiro foi feita uma simplificação para uma estrutura 2D apresentada pela Figura 24.

Figura 24 – Simplificação da estrutura da mesa elevatória pantográfica



Fonte: Elaborada pelo autor.

Da Figura 24, e das equações (44), (45) e (46), deduziu-se a equação (47), que descreve a elevação da mesa, como:

$$L_b^2 = \left(\frac{h}{2}\right)^2 + x^2 \quad (44)$$

$$L_b^2 = \frac{h^2}{4} + x^2 \quad (45)$$

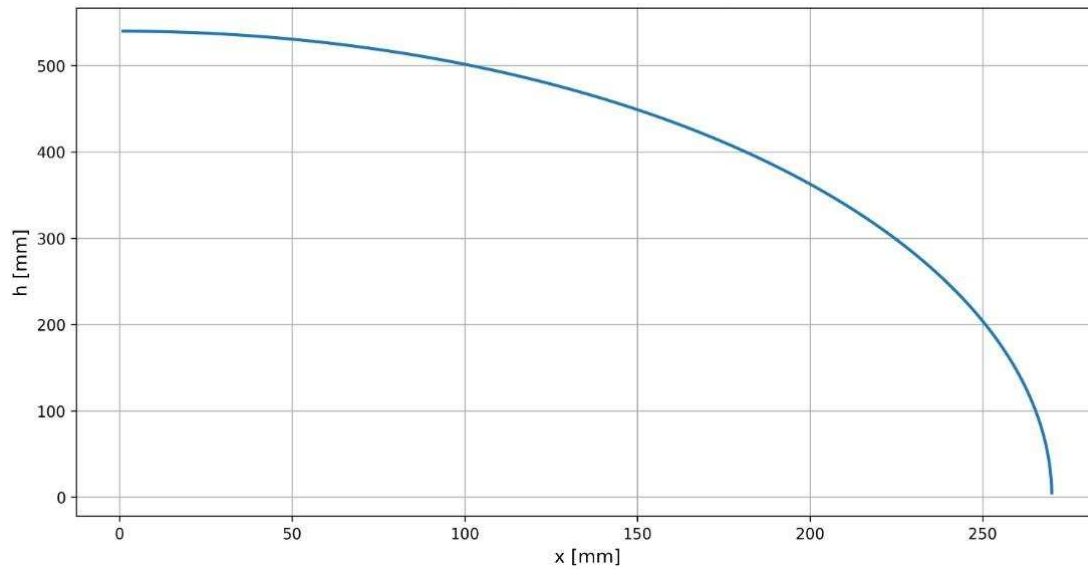
$$\frac{h^2}{4} = L^2 - x^2 \quad (46)$$

$$\therefore h = \sqrt{4(L_b^2 - x^2)} \quad (47)$$

Sendo h a elevação da mesa, L_b o comprimento da barra da tesoura e x o deslocamento dos pinos centrais.

Com isso, utilizando-se a equação (47) se determinou um valor de L_b que atendesse ao requisito de 500 mm de elevação e que impedisse que a elevação máxima ocorresse quando x fosse igual a zero, o que seria impossível na estrutura real, pois implicaria nas barras da tesoura ficarem perpendiculares em relação a base, alinhando-se umas às outras; sendo por fim determinado, L_b igual a 270 mm. Sendo assim, esboçou-se o gráfico que descreve a elevação da mesa (h) em função do deslocamento (x) apresentado na Figura 25.

Figura 25 – Gráfico da elevação da mesa (h) pelo deslocamento dos pinos centrais (x)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Analisando-se o gráfico na Figura 25, nota-se que a altura máxima de projeto ocorre quando x está próximo de 100 mm, evitando-se assim o problema levantado anteriormente sobre as barras ficarem perpendiculares a base.

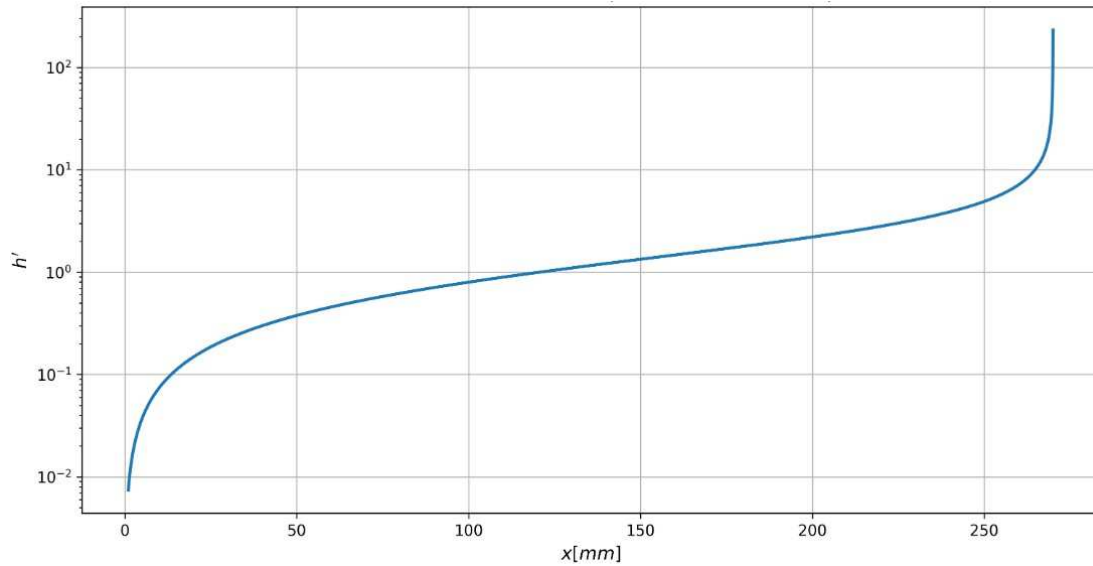
Daí, derivou-se a equação (48) em função de x para se obter a variação de h na medida que o valor de x aumenta. A equação (48), portanto, descreve a variação de h .

$$h' = -\frac{2x}{\sqrt{L_b^2 - x^2}} \quad (48)$$

Sendo h' em (48) a variação da elevação da mesa.

Assim, usando-se a equação (48), esboçou-se o gráfico de variação da elevação (h') em escala logarítmica em função do deslocamento dos pinos centrais (x), como apresentado na Figura (26).

Figura 26 – Gráfico da variação da elevação da mesa (h') pelo deslocamento dos pinos centrais (x)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Pode ser notado da Figura 26, que quando o valor de x se aproxima de 270, que é o tamanho do comprimento da barra da tesoura, maior será a variação na elevação da mesa. Isso implica que, partindo da posição inicial (onde $h = 0$), ao mínimo deslocamento dos pinos centrais gera uma grande variação na elevação da mesa.

A partir da simplificação da estrutura (Figura 24) demonstrada anteriormente, determinou-se o ângulo da barra da tesoura em relação a base (θ) à medida que a mesa se eleva, sendo a dedução da equação obtida das equações (49) e (50) e definida pela equação (51):

$$\frac{h}{2} = x \tan \theta \quad (49)$$

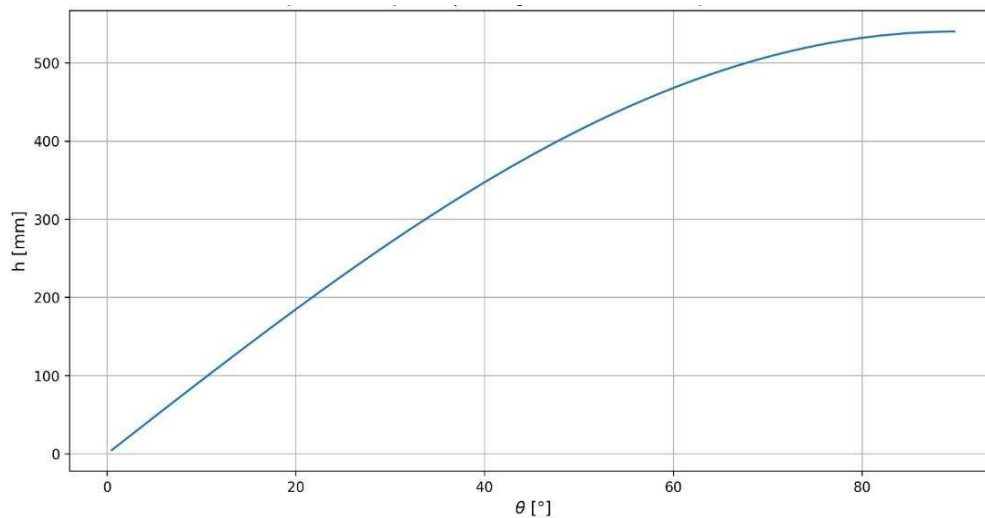
$$\tan \theta = \frac{h}{2x} \quad (50)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{h}{2x} \right) \quad (51)$$

Sendo θ o ângulo da barra da tesoura em relação a base da mesa.

A partir da equação (51), esboçou-se o gráfico mostrado na Figura 27, que demonstra os valores de θ à medida que a mesa vai elevando.

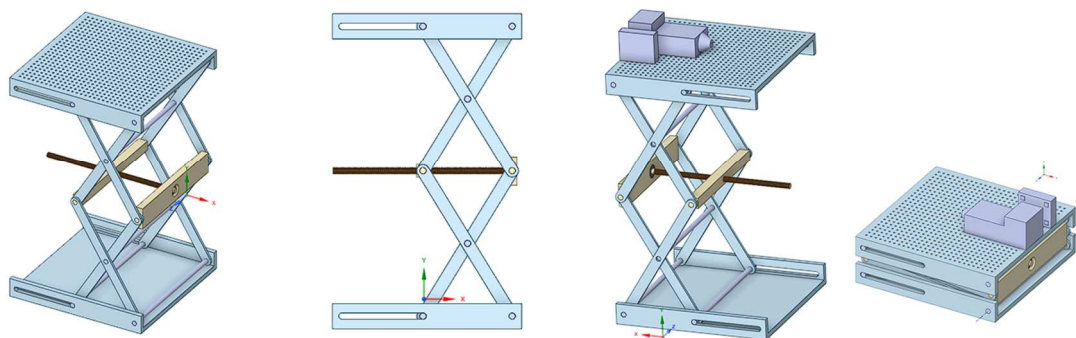
Figura 27 – Gráfico da elevação da mesa (h) em função do ângulo da barra da tesoura em relação a base (θ)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Dessa forma, com os parâmetros determinados, criou-se um esboço da estrutura da mesa de elevação, o qual é apresentado na Figura 28.

Figura 28 – Esboço inicial da mesa de elevação

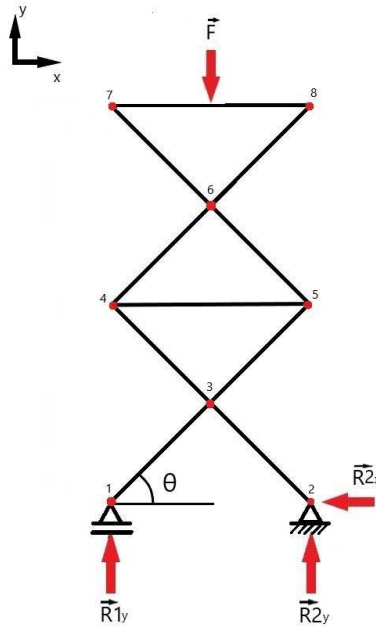


Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.2 Cálculo das forças de reação nos apoios da mesa elevatória

Para determinar as reações de apoio na mesa, foi desenhado o diagrama de corpo livre da estrutura (Figura 29), em que se simplificou a estrutura para um conjunto de tesouras, já que a estrutura real possui dois conjuntos, como considerou-se a carga máxima da mesa como sendo uma força concentrada no centro do tampo da mesa.

Figura 29 – Diagrama de corpo livre para a mesa de elevação



Fonte: Elaborado pelo autor.

Fazendo o equilíbrio estático para os eixos x e y, tem-se as equações (52), (53), (54), (55) e (56):

$$\rightarrow^+ \sum \vec{F}_x = \vec{R}_{2x} = 0 \quad (52)$$

$$\therefore R_{2x} = 0 \quad (53)$$

$$\uparrow^+ \sum \vec{F}_y = \vec{R}_{1y} + \vec{R}_{2y} - \vec{F} = 0 \quad (54)$$

$$\curvearrowright^+ \sum \vec{M}_1 = \vec{x} \times \vec{R}_{2y} + \left(\frac{x}{2}\right) \times -\vec{F} = 0 \quad (55)$$

$$\therefore R_{2y} = \frac{F}{2} \quad (56)$$

Substituindo R_{2y} de (56) na equação (54), obtém-se as equações (57) e (58):

$$R_{1y} + \frac{F}{2} - F = 0 \quad (57)$$

$$\therefore R_{1y} = \frac{F}{2} \quad (58)$$

Substituindo o valor de F para a carga estipulada como requisito de projeto, tem-se então:

$$F = 15 * 9,81 = 147,15 \text{ N} \quad (59)$$

$$R_{1y} = R_{2y} = 73,575 \text{ N} \quad (60)$$

Lembrando-se que, como foi feita a simplificação da estrutura real para um conjunto de tesouras, há 4 reações de apoio referentes aos dois conjuntos de tesouras que a mesa pantográfica possui; logo, as quatro reações da mesa são iguais, conforme (61), apresentando respectivamente o mesmo valor:

$$R_{1y} = R_{2y} = R_{3y} = R_{4y} = \frac{F}{4} = 36,7875 \text{ N} \quad (61)$$

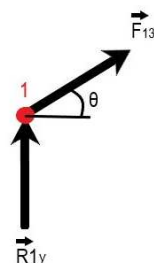
4.1.3 Cálculos das forças internas nos elementos da mesa

Considerando a estrutura da mesa como uma treliça plana, pode-se determinar os esforços internos de cada elemento que a compõe utilizando o método dos nós descrito anteriormente na seção 3.1.3.1.

Utilizando a nomenclatura de cada nó igual à mostrada pela Figura 29, o cálculo das forças internas para cada elemento é apresentado na sequência, como indicado na Figuras 30, 31, 32 e 33.

4.1.3.1 Nó 1

Figura 30 – Diagrama de corpo livre para o nó 1



Fonte: Próprio autor.

Fazendo o equilíbrio estático para o nó 1, tem-se as equações (62), (63), (64), (65) e (66):

$$\rightarrow^+ \sum \vec{F}_x = \vec{F}_{13x} = F_{13} \cos \theta = 0 \quad (62)$$

$$\therefore F_{13x} = 0 \quad (63)$$

$$\uparrow^+ \sum \vec{F}_y = \vec{R}_{1y} + \vec{F}_{13y} = 0 \quad (64)$$

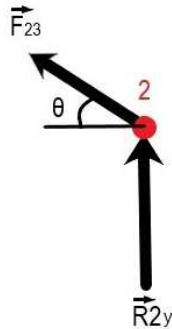
$$\frac{F}{4} + F_{13} \sin \theta = 0 \quad (65)$$

$$\therefore F_{13} = -\frac{F}{4 \sin \theta} \quad (66)$$

Pode-se observar de (66), que o elemento 1-3 está sofrendo compressão.

4.1.3.2 Nó 2

Figura 31 – Diagrama de corpo livre para o nó 2



Fonte: Elaborado pelo autor.

Fazendo o equilíbrio estático para o nó 2, tem-se as equações (67), (68), (69), (70) e (71):

$$\rightarrow^+ \sum \vec{F}_x = -\vec{F}_{23x} = -F_{23} \cos \theta = 0 \quad (67)$$

$$\therefore F_{23x} = 0 \quad (68)$$

$$\uparrow^+ \sum \vec{F}_y = \vec{R}_{2y} + \vec{F}_{23y} = 0 \quad (69)$$

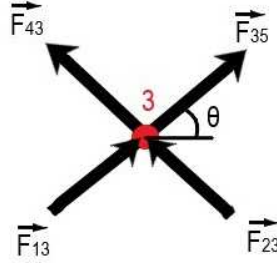
$$\frac{F}{4} + F_{23} \sin \theta = 0 \quad (70)$$

$$\therefore F_{23} = -\frac{F}{4 \sin \theta} \quad (71)$$

De (71), observa-se que o elemento 2-3 está em compressão.

4.1.3.3 Nó 3

Figura 32 – Diagrama de corpo livre para o nó 3



Fonte: Elaborado pelo autor.

Fazendo o equilíbrio estático para o nó 3, tem-se as equações (72), (73), (74), (75) e (76):

$$\rightarrow^+ \sum \vec{F}_x = \vec{F}_{13x} - \vec{F}_{23x} + \vec{F}_{35x} - \vec{F}_{43x} = 0 \quad (72)$$

$$F_{13} \cos \theta - F_{23} \cos \theta + F_{35} \cos \theta - F_{43} \cos \theta = 0 \quad (73)$$

Como $F_{13} = F_{23}$, obtém-se:

$$F_{43} = F_{35} \quad (74)$$

$$\uparrow^+ \sum \vec{F}_y = \vec{F}_{13y} + \vec{F}_{23y} + \vec{F}_{43y} + \vec{F}_{35y} = 0 \quad (75)$$

$$F_{13} \sin \theta + F_{23} \sin \theta + F_{43} \sin \theta + F_{35} \sin \theta = 0 \quad (76)$$

Assim, substituindo-se as forças já conhecidas em (76), tem-se as equações (77) e (78):

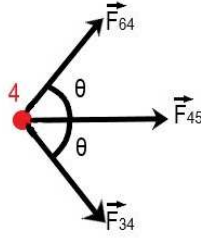
$$2 \left(-\frac{F}{4 \sin \theta} \right) \sin \theta + 2F_{43} \sin \theta = 0 \quad (77)$$

$$\therefore F_{43} = F_{35} = \frac{F}{4 \sin \theta} \quad (78)$$

De (78), observa-se que os componentes 4-3 e 3-5 estão em tração.

4.1.3.4 Nó 4

Figura 33 – Diagrama de corpo para o nó 4



Fonte: Elaborado pelo autor.

Fazendo o equilíbrio estático para o nó 4, tem-se as equações (79), (80), (81) e (82):

$$\uparrow^+ \sum \vec{F}_y = \vec{F}_{64y} - \vec{F}_{34y} = 0 \quad (79)$$

$$F_{64} = F_{34} = \frac{F}{4 \sin \theta} \quad (80)$$

$$\rightarrow^+ \sum \vec{F}_x = \vec{F}_{34x} + \vec{F}_{64x} + \vec{F}_{45} = 0 \quad (81)$$

$$F_{34} \cos \theta - F_{64} \cos \theta + F_{45} = 0 \quad (82)$$

Como $F_{34} = F_{64}$, de ((82), obtém-se as equações (83) e (84):

$$F_{45} + 2 \left(\frac{F}{4 \sin \theta} \right) \cos \theta = 0 \quad (83)$$

$$\therefore F_{45} = -\frac{F}{2 \tan \theta} \quad (84)$$

De (80) e (84), observa-se, respectivamente, que o componente 6-4 está em tração e o 4-5 está em compressão.

4.1.3.5 Forças internas para os demais elementos

Como a estrutura de uma mesa pantográfica apresenta dois eixos de simetria, então as forças internas para todos os elementos, conforme as equações (85), (86) e (87) são definidas como:

$$F_{13} = F_{23} = F_{67} = F_{68} = -\left(\frac{F}{4 \sin \theta}\right) \quad (\text{compress\~ao}) \quad (85)$$

$$F_{35} = F_{43} = F_{64} = F_{56} = \frac{F}{4 \sin \theta} \quad (\text{tra\~c\~ao}) \quad (86)$$

$$F_{45} = F_{54} = -\frac{F}{2 \tan \theta} \quad (\text{compress\~ao}) \quad (87)$$

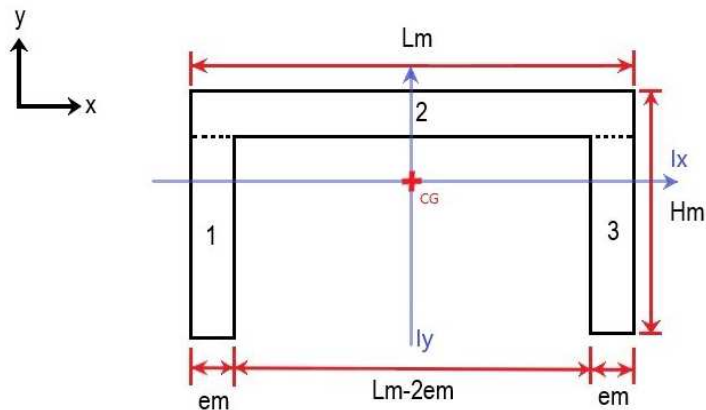
4.1.4 Dimensionamento do tampo da mesa

Para o dimensionamento do tampo da mesa, é necessário primeiramente determinar o centroide e o momento de inércia de área da sua seo transversal, de modo que seja possível calcular as tensões atuantes posteriormente. Dessa forma, esboçou-se os diagramas de força cortante e momento fletor e, determinou-se as tensões atuantes no tampo; e ento, selecionou-se o material para a fabricação, bem como se definiu o fator de segurança para o dimensionamento realizado.

4.1.4.1 Centroide da seo transversal do tampo da mesa

Partindo do esboço inicial (Figura 28), como o tampo da mesa  uma viga U com as abas para baixo, sua seo transversal  representada na Figura 34. Para definir o centroide, utilizando as equações (3) e (4) descritas anteriormente, a seo do tampo foi dividida em três partes na Figura 34, para facilidade de cálculo.

Figura 34 – Seo transversal do tampo da mesa (viga U)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Assim, as coordenadas para o centroide do perfil são definidas conforme as equações (88), (89), (90) e (91):

$$CG_x = \frac{\sum \bar{x} \cdot A}{\sum A} = \frac{\left(\frac{em}{2}\right) \cdot [em \cdot (Hm - em)] + \left(\frac{Lm}{2}\right) \cdot Lm \cdot em + \left(Lm - \frac{em}{2}\right) \cdot [em \cdot (Hm - em)]}{2 \cdot em \cdot Hm - 2 \cdot em^2 + Lm \cdot em} \quad (88)$$

$$\therefore CG_x = \frac{\frac{em^2 \cdot (Hm - em)}{2} + \frac{Lm^2 \cdot em}{2} + \left(Lm \cdot em - \frac{em^2}{2}\right) \cdot (Hm - em)}{2 \cdot em \cdot Hm - 2 \cdot em^2 + Lm \cdot em} \quad (89)$$

$$CG_y = \frac{\sum \bar{y} \cdot A}{\sum A} = \frac{\frac{Hm - em}{2} \cdot [em \cdot (Hm - em)] + \left(Hm - \frac{em}{2}\right) (Lm \cdot em) + \frac{Hm - em}{2} \cdot [em \cdot (Hm - em)]}{2 \cdot em \cdot Hm - 2 \cdot em^2 + Lm \cdot em} \quad (90)$$

$$\therefore CG_y = \frac{\frac{Hm \cdot em - em^2}{2} \cdot (Hm - em) + Lm \cdot em \cdot Hm - \frac{Lm \cdot em^2}{2} + \frac{Hm \cdot em - em^2}{2} \cdot (Hm - em)}{2 \cdot em \cdot Hm - 2 \cdot em^2 + Lm \cdot em} \quad (91)$$

Sendo CG_x e CG_y as coordenadas do centroide, L_m a largura do tampo da mesa, H_m a altura do tampo da mesa e e_m a espessura do tampo da mesa.

Daí, definindo $L_m = 300 \text{ mm}$, $H_m = 41 \text{ mm}$ e $e_m = 10 \text{ mm}$, obtém-se $CG_x = 0,15 \text{ m}$ e $CG_y \cong 0,0325 \text{ m}$.

4.1.4.2 Momento de inércia de área (I_x)

Como o tampo da mesa está submetido a uma força concentrada na metade da sua largura (150 mm), passando assim pelo seu centroide, torna-se necessário determinar seu momento de inércia relacionado ao eixo x, pois a força é perpendicular a este eixo. Logo, o momento de inércia de área I_x é definido dividindo a seção em 3 partes, sendo aplicado o teorema dos eixos paralelos para que os momentos sejam calculados no centroide; sendo assim, das equações (92), (93) e (94), obtém-se:

$$I_x = \sum I_n = I_{x1} + I_{x2} + I_{x3} \quad (92)$$

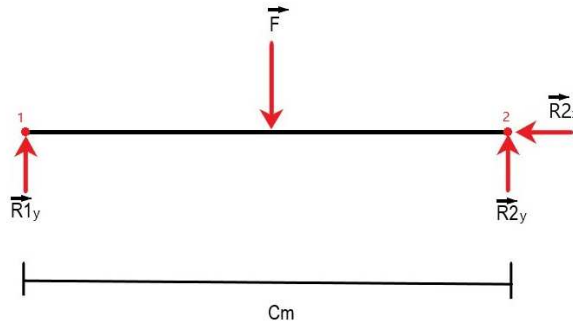
$$I_x = 2 \cdot \left[\frac{em \cdot (Hm - em)^3}{12} + em \cdot (Hm - em) \cdot \left[CG_y - \left(Hm - \frac{em}{2} \right) \right]^2 \right] + \left[\frac{Lm \cdot em^3}{12} + (em \cdot Lm) \cdot \left[CG_y - \left(Hm - \frac{em}{2} \right) \right]^2 \right] \quad (93)$$

$$\therefore I_x \cong 2,9058 \times 10^{-7} \text{ m}^4 \quad (94)$$

4.1.4.3 Cálculo das reações no tampo da mesa

Para realizar o cálculo das reações no tampo da mesa, fez-se uma simplificação do tampo como uma viga U apoiada em um pino e um rolete, sendo esta simplificação apresentada na Figura 35.

Figura 35 – Diagrama de corpo livre para o tampo da mesa



Fonte: Elaborado pelo autor.

Fazendo o equilíbrio estático para o diagrama, tem-se das equações (95), (96), (97), (98) e (99):

$$\rightarrow^+ \sum \vec{F}_x = \vec{R}_{2x} = 0 \quad (95)$$

$$\therefore R_{2x} = 0 \quad (96)$$

$$\uparrow^+ \sum \vec{F}_y = \vec{R}_{1y} + \vec{R}_{2y} - \vec{F} = 0 \quad (97)$$

$$\curvearrowright^+ \sum \vec{M}_1 = \vec{x} \times \vec{R}_{2y} + \left(\frac{x}{2}\right) \times -\vec{F} = 0 \quad (98)$$

$$\therefore R_{2y} = \frac{F}{2} \quad (99)$$

De (99), substituindo-se R_{2y} na equação (97), tem-se (100):

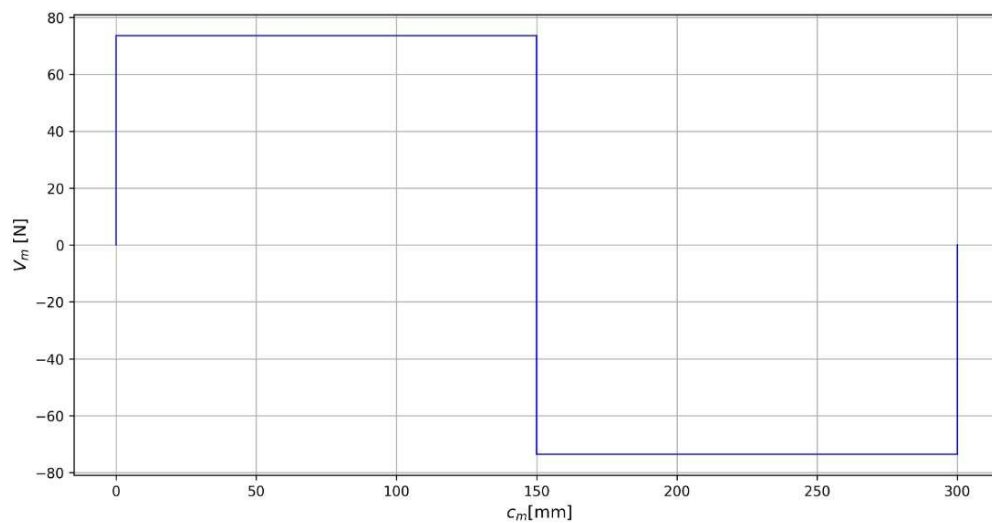
$$R_{1y} = \frac{F}{2} \quad (100)$$

Substituindo-se o valor da carga de projeto, obtêm-se $R_{1y} = R_{2y} = 73,575 \text{ N}$.

4.1.4.4 Diagrama de força cortante e momento fletor para o tampo da mesa

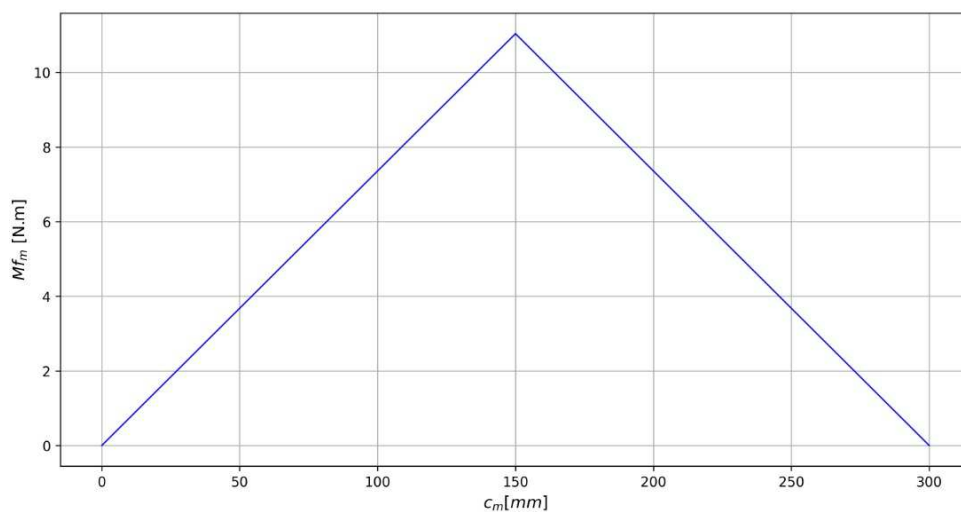
Com os valores das reações, é possível construir os diagramas de força cortante (Figura 36) e do momento fletor (Figura 37), para avaliação dos valores máximos dessas grandezas.

Figura 36 – Diagrama da força cortante (V_m) ao longo do comprimento da mesa (c_m)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 37 – Diagrama do momento fletor (M_{fm}) ao longo do comprimento da mesa (c_m)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Da análise dos dois diagramas, nota-se que o valor máximo de V_m e M_{fm} , respectivamente, ocorrem na metade do comprimento do tampo da mesa, o que é esperado para uma viga com uma força concentrada no meio, sendo $V_{m\text{máx}} = 73,575 \text{ N}$ e $M_{fm\text{máx}} = 11,036 \text{ N.m}$.

4.1.4.5 Tensões atuantes no tampo da mesa

Com a obtenção dos valores máximos da força cortante e momento fletor, calculou-se a tensão normal devido ao momento fletor, bem como a força de cisalhamento máxima para a seção transversal da viga U. Na sequência, determinou-se as tensões principais para o estado plano de tensões e a tensão equivalente de Von Mises. Por fim, determinou-se o fator para concentração de tensões por conta de o tampo da mesa apresentar furos em sua superfície para fixação de componentes empregando as equações (11), (13), (14), (16) e (23), considerando a Figura A1, do anexo A, já referidas.

- Tensão normal devido ao momento fletor

$$T_{ym} = \frac{M_{fm\text{máx}} \cdot C G_y}{I_x} \cong 1,234 \text{ MPa}$$

- Tensão de cisalhamento máxima (área acima da linha neutra)

$$A' = 2 \cdot [(Hm - em - \bar{y}) \cdot em] + Lm \cdot em$$

$$\bar{y}' = \frac{2 \cdot \left[\frac{Hm - em - \bar{y}}{2} \cdot em \cdot (Hm - em - \bar{y}) \right] + \left(Hm - \frac{em}{2} \right) \cdot Lm \cdot em}{2 \cdot [(Hm - em - \bar{y}) \cdot em] + Lm \cdot em}$$

$$Q = A' \cdot \bar{y}' \cong 1,08 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\tau_{xym} = \frac{V_{m\text{máx}} \cdot Q}{I_x \cdot t} \cong 2,735 \text{ MPa}$$

- Tensões principais para o estado plano de tensões

$$\sigma_{am} \cong 3,421 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{bm} \cong -2,187 \text{ MPa}$$

- Tensão equivalente de von Mises

$$\sigma_{EVM} = 4,896 \text{ MPa}$$

- Razão (r_{dw}) entre o diâmetro do furo (df) e a largura da mesa (Lm) e fator de concentração de tensões para furo em flexão no tampo da mesa (k_{tfm})

$$r_{dwm} = \frac{df}{Lm} = \frac{4}{300}$$

$$k_{tfm} = 2,6875 \cdot e^{\left(-0,75128 \cdot \left(\frac{4}{300}\right)\right)} \cong 2,661$$

4.1.4.6 Seleção do material para fabricação e fator de segurança para o tampo da mesa

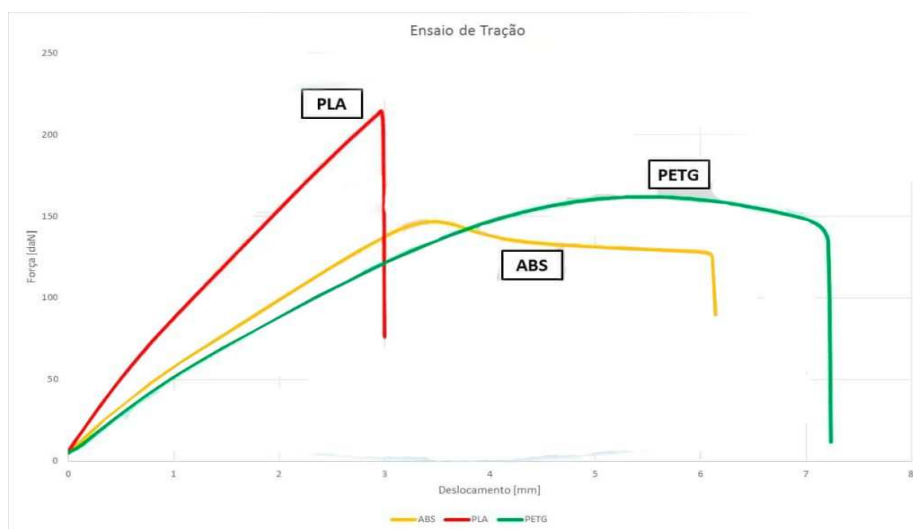
Com base nos parâmetros estabelecidos e considerando a necessidade de utilizar as instalações do CNPEM para a confecção do projeto, bem como a exigência de portabilidade, decidiu-se pela fabricação do tampo e a base da mesa por meio de impressão 3D, empregando filamento de ABS (Acrilonitrila butadieno estireno). Este polímero plástico se destaca por suas excelentes propriedades mecânicas sendo comumente empregado em impressões 3D, caracterizando-se, adicionalmente, por sua leveza em comparação a materiais como o alumínio.

A escolha de utilizar ABS é estratégica, quando se considera o peso do tampo da mesa. Caso se optasse pelo alumínio, conforme modelagem realizada no software Inventor, a massa resultante seria aproximadamente 3 quilos. Em contraste, ao empregar ABS, a massa atinge aproximadamente 1,5 quilos. Esse resultado é especialmente satisfatório, alinhando-se ao requisito fundamental de portabilidade do sistema.

Outro fator que respalda a escolha do polímero para o tampo da mesa é a prevenção da fluorescência ou espalhamento indesejados quando exposto a raios X durante a calibração do detector. Materiais metálicos, como aço ou alumínio, poderiam gerar energias não desejadas nesse processo. Optar por polímeros, como o ABS, evita tal problema. A Figura 38, ilustra um comparativo de um ensaio de tração realizado pela *3DLab*, uma empresa especializada no

comércio de filamentos para impressão, destacando as distintas propriedades de filamentos de diferentes polímeros.

Figura 38 – Ensaio de tração para corpos de prova de diferentes polímeros utilizados em impressão 3D



Fonte: 3Dlab (2023).

Analisando o gráfico da Figura 38, nota-se que apesar do ABS apresentar uma resistência ao escoamento menor que o PLA (Ácido polilático), apresentou uma maior deformação após atingir seu limite de escoamento, sendo bem mais dúctil, o que é uma boa propriedade para absorção de carga. O filamento de PETG (Politereftalato de etileno com adição de glicol), não foi levado em conta pois não havia disponível no CNPEM, por conta disso, a escolha se limitou somente ao ABS e o PLA.

Como em uma impressão 3D se torna difícil determinar as propriedades que o material vai apresentar, sendo isto dependente do ângulo de impressão, preenchimento utilizado, temperatura etc., as propriedades do ABS foram obtidas através da média dos valores encontrados no estudo realizado por Rohde *et al.* (2017). Sobre as influências dos parâmetros de impressão, utilizou-se o estudo realizado por Dudesco e Racz (2017) como base para a tomada de decisão dos parâmetros utilizados para a fabricação.

As propriedades para o ABS utilizadas são:

- Limite de Escoamento = 50,2 Mpa;
- Módulo de Elasticidade ou de Young = 1,81 GPa;

- Limite de Escoamento em Cisalhamento = 25,3 Mpa.

Com isso, tornou-se possível determinar o fator de segurança para o tampo da mesa, que é dado pela equação (21), já referida, como:

$$F.S.Tampo = \frac{\sigma_e}{k_{tfm} \cdot \sigma_{EVM}} = 3,854$$

Deve ser enfatizado, que independente da dificuldade de obtenção de propriedades mecânicas para o ABS com uma boa confiança, o fator de segurança indica que qualquer possível desvio nas propriedades reais, seria compensado.

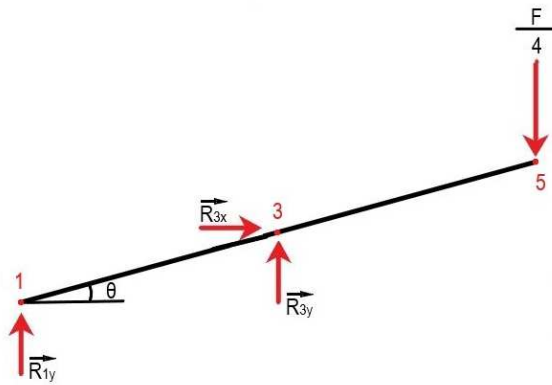
4.1.5 Dimensionamento das barras da mesa

Para o dimensionamento das barras da mesa, seguiu-se o mesmo processo de cálculo que foi adotado para o dimensionamento do tampo da mesa, com exceção dos passos onde se determinou o centroide e o momento de inércia de área, pois isso está bem documentado na literatura por se tratar de uma viga retangular prismática. Definiu-se a força axial que age na barra à medida que a mesa se eleva para assim determinar a carga crítica de flambagem, bem como seu fator de segurança.

4.1.5.1 Cálculo das reações na barra

Para calcular as reações na barra da mesa, escolheu-se uma barra localizada na base, conforme mostrado na Figura 28 e, fez-se seu diagrama de corpo livre (Figura 39) considerando uma carga de um quarto da carga de projeto, por conta de a carga na estrutura real apresentar 4 reações iguais devido a estrutura ser composta por dois conjuntos de tesouras.

Figura 39 – Diagrama de corpo livre para uma barra da mesa



Fonte: Elaborado pelo autor.

Fazendo o equilíbrio estático, tem-se as equações (101), (102), (103), (104), (105) e (106):

$$\rightarrow^+ \sum \vec{F}_x = \vec{R}_{3x} = 0 \quad (101)$$

$$\therefore R_{3x} = 0 \quad (102)$$

$$\uparrow^+ \sum \vec{F}_y = \vec{R}_{1y} + \vec{R}_{3y} - \frac{\vec{F}}{4} = 0 \quad (103)$$

$$\curvearrowright^+ \sum \vec{M}_1 = \vec{L}_b \times \vec{R}_{2y} + \left(\frac{\vec{L}_b}{2}\right) \times -\frac{\vec{F}}{4} = 0 \quad (104)$$

$$R_{3y} \cdot L_b \cdot \cos \theta - \left(\frac{L_b}{2}\right) \cdot \left(-\frac{F}{4}\right) \cdot \cos \theta = 0 \quad (105)$$

$$\therefore R_{3y} = \frac{F}{2} = 73,575 \text{ N} \quad (106)$$

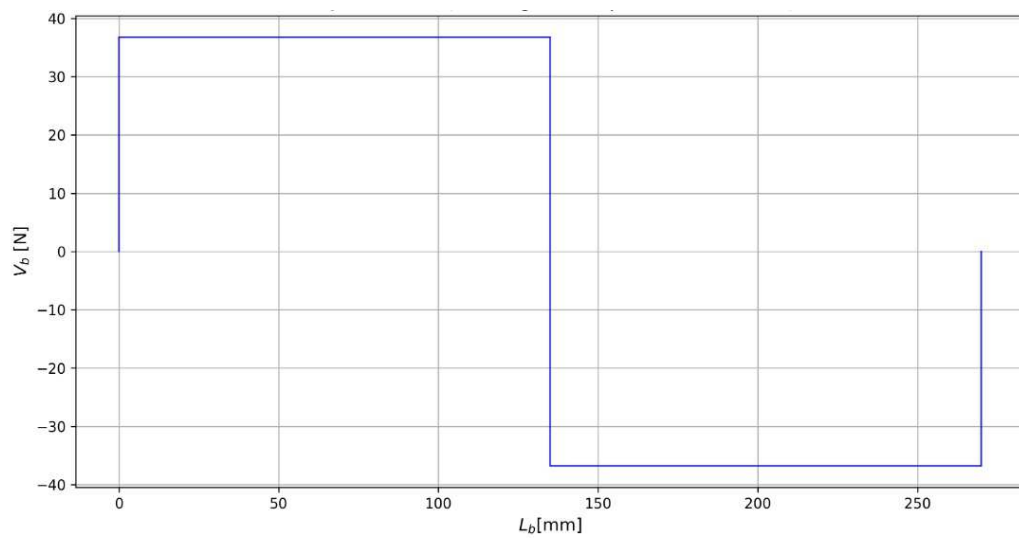
De (106), substituindo-se R_{3y} na equação (103), obtém-se (107):

$$R_{1y} = -\frac{F}{4} = -36,7875 \text{ N} \quad (107)$$

4.1.5.2 Diagramas de força cortante e momento fletor para a barra da mesa

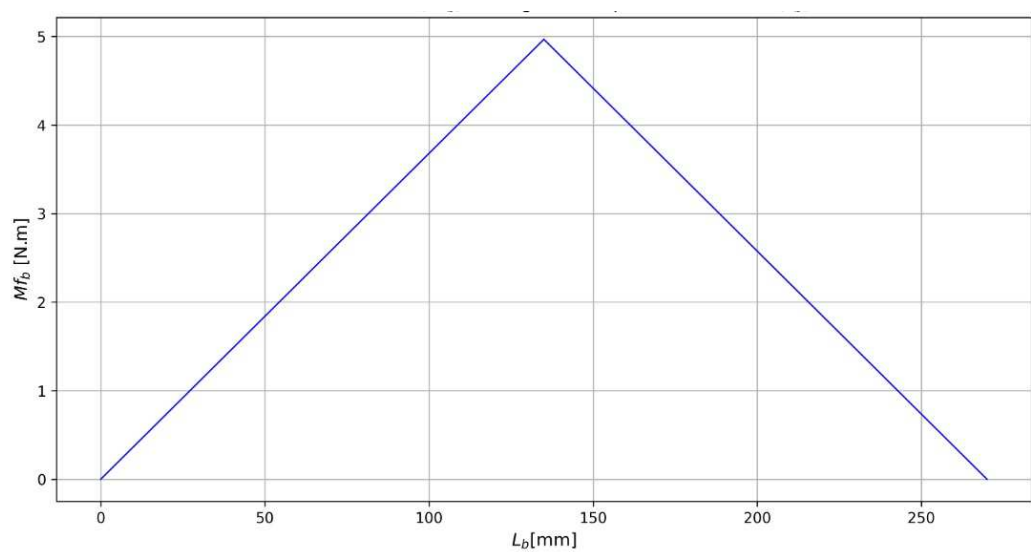
Definidas as reações, é possível a construção dos diagramas de força cortante (Figura 40) e momento fletor (Figura 41) da barra.

Figura 40 – Diagrama da força cortante (V_b) ao longo do comprimento da barra (L_b)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 41 – Diagrama do momento fletor (M_{fb}) ao longo do comprimento da barra (L_b)



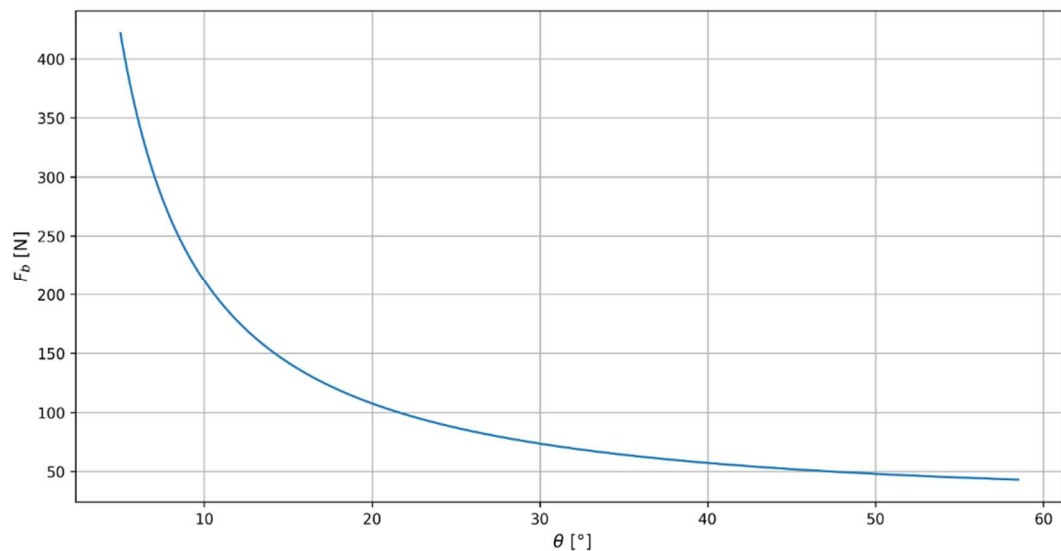
Fonte: Elaborado pelo autor.

Analisando os diagramas, nota-se que o valor máximo para ambos acontece em seu centro, comportando-se como uma viga com uma força concentrada em seu centro. O valor máximo para força cortante é $V_b \text{ máx} = 36,788 \text{ N}$ e para o momento fletor é $M_{fb} \text{ máx} = 4,966 \text{ N.m}$.

4.1.5.3 Força interna na barra ao longo da elevação da mesa

A força interna da barra varia de acordo com que o ângulo da barra em relação a mesa aumenta, como calculado anteriormente ao determinar as forças internas em cada elemento da mesa, que é dada por $\frac{F}{4 \sin \theta}$. Assim, com base no esboço inicial para a mesa (figura 28), pode-se notar que o ângulo θ varia de 5 a 58,5°, sendo assim esboçou-se um gráfico (Figura 42), que mostra os valores da força interna à medida que a mesa se eleva.

Figura 42 – Gráfico da força interna na barra (F_b) em relação ao ângulo da base (θ)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Analisando o gráfico na Figura 42, observa-se que o maior valor para a força interna na barra se dá quando a mesa começa a se elevar, o que é esperado já que a força é dependente do seno do ângulo da base, o que implica que menores valores de ângulo geram uma maior força. O valor máximo calculado para a força interna na barra é $F_{b,máx} = 421,564 \text{ N}$.

4.1.5.4 Tensões atuantes na barra da mesa

Com os valores máximos de força cortante e momento fletor calculados e definindo a espessura da barra (b) sendo 4 mm, a largura (hb) sendo 20 mm e o diâmetro dos furos (df) sendo 10 mm, as tensões atuantes na barra

considerando as equações (11), (13), (10) (14), (16) e (23), considerando a Figura A2, do anexo A, já referidas são:

- Tensão normal devido ao momento fletor

$$T_{yb} \cong 18,624 \text{ MPa}$$

- Tensão de cisalhamento máximo

$$\tau_{xyb} = \frac{3V}{2A} \cong 0,69 \text{ MPa}$$

- Tensão normal devido a carga axial

$$T_x = \frac{F}{A} = \frac{F_b \text{máx}}{hb \cdot b} = \frac{421,564}{0,004 \cdot 0,02} \cong 5,27 \text{ MPa}$$

- Tensões principais para o estado plano de tensões

$$\sigma_{ab} \cong 18,659 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{bb} \cong 5,234 \text{ MPa}$$

- Tensão equivalente de von Mises

$$\sigma_{EVM} = 16,67 \text{ MPa}$$

- Razão (r_{dw}) entre o diâmetro do furo (df) e a largura da barra (hb) e fator de concentração de tensões para furo em tração na barra (k_{tt})

$$r_{dw} = \frac{df}{hb} = \frac{0,01}{0,02} = 0,5$$

$$k_{tt} \cong 2,661$$

4.1.5.5 Seleção do material para a construção da barra da mesa

Devido a pequena espessura da barra da mesa, escolheu-se o material para sua construção na forma de chapa possibilitando assim sua construção através de corte a laser. Como no CNPEM as chapas disponíveis para fabricação são de alumínio, aço carbono ou inox, selecionou-se o material levando em conta a relação resistência mecânica e densidade do material para respeitar o requisito de que o sistema tenha a menor massa possível. Logo, o material escolhido foi o alumínio 5052 – H34, na forma de chapa de 4 mm de espessura, sendo os valores das propriedades mecânicas obtidas utilizando o banco de dados do *Matweb* (2023).

As propriedades para a liga de alumínio 5052 – H34 são:

- Limite de Escoamento = 214 Mpa;
- Limite de Resistência a Tração = 262 Mpa;
- Módulo de Elasticidade ou de Young = 70,3 GPa;
- Módulo de Cisalhamento = 25,9 GPa.

4.1.5.6 Carga crítica de flambagem

Com o material para a fabricação da barra definido, pode-se definir a carga crítica de flambagem bem como seu fator de segurança a flambagem. Os valores calculados, conforme as equações (17) e (22), respectivamente, são:

- Carga crítica de flambagem por flexão, considerando 100% L_b (coluna biarticulada)

$$P_{cr} = 1015,211 \text{ N}$$

- Fator de segurança de flambagem

$$F.S. \text{ Flambagem} = \frac{P_{cr}}{F_b \text{ máx}} = 2,408$$

Portanto, o fator de segurança obtido é satisfatório, considerando-se a qualidade dos dados utilizados para os cálculos.

4.1.5.7 Fator de segurança com relação as tensões atuantes

O fator de segurança pelo critério de falha de Von Mises, considerando a equação (21), é definido como:

$$F.S.Barra = \frac{\sigma_e}{k_{tt} \cdot \sigma_{EVM}} \cong 5,919$$

4.1.6 Dimensionamento dos pinos da mesa elevatória

Como os pinos utilizados para prender as barras na tesoura sofrem somente cisalhamento puro, pode-se dimensioná-los utilizando o pino que sofre o maior esforço de cisalhamento; sendo assim, considerando os pinos fabricados em latão C36000, que possuem um furo roscado no centro, para facilidade de montagem. O diâmetro externo do pino é igual a 10 mm e o diâmetro do furo é 5 mm.

O dado relacionado a propriedade mecânica do limite de resistência em cisalhamento do latão C36000 foram obtidas do banco de dados do *MatWeb* (2023), sendo o limite de escoamento em cisalhamento (τ_{cis}) igual a 260 MPa.

Assim, calculando-se a tensão de cisalhamento no pino, através de equação clássica, que é definida por:

$$\tau_{xypino} = \frac{F}{A} = \frac{\frac{F}{2}}{\pi \cdot \left(\frac{D_{ext}^2}{4} - \frac{D_{int}^2}{4} \right)} \cong 1,249 \text{ MPa}$$

Sendo assim, o fator de segurança para o pino em cisalhamento, como uma variante da equação (21), é dado como:

$$F.S.Pino = \frac{\tau_{cis}}{\tau_{xypino}} = 208,167$$

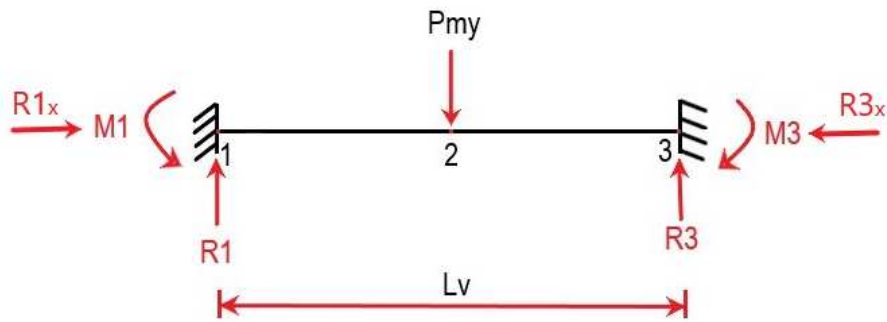
Logo, o pino está muito longe de falhar com a carga aplicada.

4.1.7 Dimensionamento da barra do eixo de movimentação y

Considerando a barra do eixo de movimentação y sendo uma viga de seção transversal retangular bi engastada, pois esta barra estará fixada por parafusos nos patins de deslizamento do eixo de movimentação x impedindo assim qualquer tipo de movimentação por parte da barra em relação ao seu ponto de fixação.

Tendo isto em mente, o diagrama de corpo livre para a viga do eixo y é representado pela Figura 43.

Figura 43 – Diagrama de corpo livre para a viga do eixo y



Fonte: Elaborado pelo autor.

Ao analisar o diagrama de corpo livre, nota-se que a viga é estaticamente indeterminada, por isso a abordagem utilizada para sua resolução é diferente da utilizada para os componentes dimensionados anteriormente.

Dessa forma, considerando as reações no eixo x (R_{1x} , R_{3x}) sendo nulas e por conta da simetria em relação a carga aplicada P_{my} , R_1 e R_3 são definidas pelas equações (108) e (109), como:

$$\uparrow^+ \sum \vec{F}_y = \vec{R}_1 + \vec{R}_3 - \vec{P}_{my} = 0 \quad (108)$$

$$\therefore R_1 = R_2 = \frac{P_{my}}{2} \quad (109)$$

Fazendo uma estimativa para a massa da mesa de elevação próxima de 10 kg, tem-se que a carga aplicada na viga do eixo y é dada pela soma da massa da mesa de elevação mais a carga máxima de projeto; sendo assim a carga suportada pela viga do eixo y, conforme (110) é:

$$P_{my} = (10 + 15) \cdot 9,81 = 245,25 \text{ N} \quad (110)$$

De (110), substituindo-se o valor de P_{my} na equação (109), obtém-se (111), como:

$$R_1 = R_2 = 122,625 \text{ N} \quad (111)$$

Logo, o valor da força cortante na viga é igual a $V_v = 122,625 \text{ N}$.

Como o momento é estaticamente indeterminado, primeiro definiu-se a equação (112), que descreve o momento até a metade do comprimento da viga $\left(\frac{L_v}{2}\right)$.

$$M(x) = M_1 + R_1 \cdot x = M_1 + \frac{1}{2}P_{my} \cdot x \quad (112)$$

Para a resolução, faz-se as seguintes considerações:

$$\frac{dy}{dx} = 0 \text{ em } x = \frac{L_v}{2}, EI \text{ constante.}$$

Portanto, utilizando a equação da linha elástica, obtém-se as equações (113) e (114):

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} = \frac{M_1 + \frac{1}{2}P_{my} \cdot x}{EI} \quad (113)$$

$$EI \cdot \frac{d^2y}{dx^2} = M_1 + \frac{1}{2}P_{my} \cdot x \quad (114)$$

Integrando ambas as partes da equação (113), tem-se as equações (115) e (116):

$$\int EI \cdot \frac{d^2y}{dx^2} dx = \int M_1 + \frac{1}{2} P_{my} \cdot x dx \quad (115)$$

$$EI \cdot \frac{dy}{dx} = M_1 \cdot x + \frac{1}{4} P_{my} \cdot x^2 + C \quad (116)$$

Para $x = 0$, tem-se $\frac{dy}{dx} = 0$, portanto $C = 0$.

Para $x = \frac{L_v}{2}$, tem-se $\frac{dy}{dx} = 0$, logo de (116), tem-se as equações (117) e (118):

$$M_1 \cdot \frac{L_v}{2} + \frac{1}{4} P_{my} \left(\frac{L_v}{2} \right)^2 = 0 \quad (117)$$

$$\therefore M_1 = - \frac{P_{my} \cdot L_v}{8} \quad (118)$$

Por simetria, tem-se que $M_1 = M_3$, sendo assim, o momento máximo na viga é dado pelas equações (119) e (120), como:

$$M_{m\acute{a}x} = -M_1 + \frac{1}{2} P_{my} \left(\frac{L_v}{2} \right) = - \frac{P_{my} \cdot L_v}{8} + \frac{P_{my} \cdot L_v}{4} \quad (119)$$

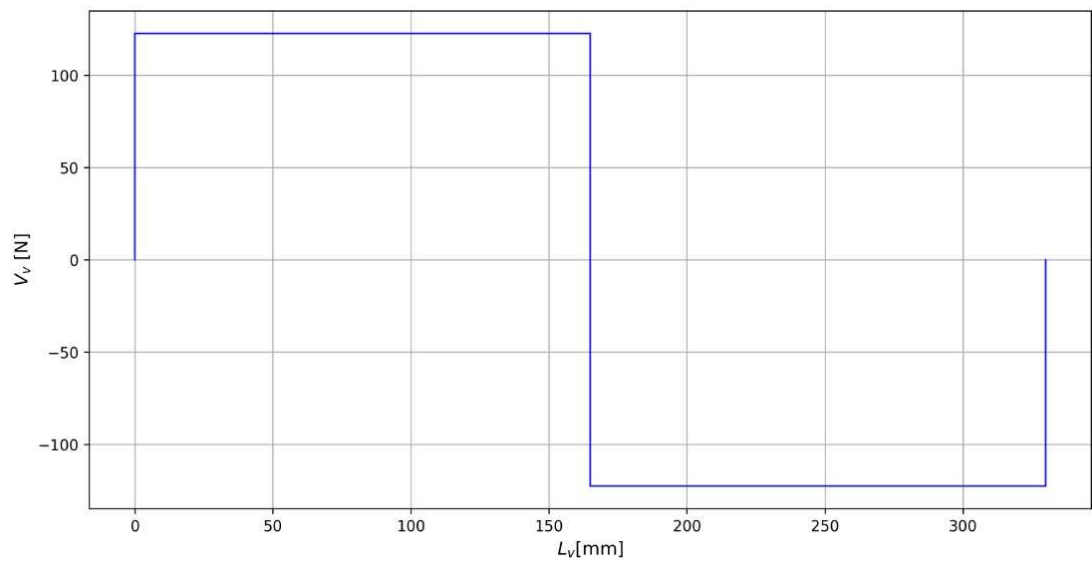
$$\therefore M_{m\acute{a}x} = \frac{P_{my} \cdot L_v}{8} \quad (120)$$

Considerando o comprimento da viga (L_v) igual a 330 mm e aplicando o valor da carga estimada, na equação (120), tem-se $M_{m\acute{a}x} = 10,117 \text{ N.m}$.

4.1.7.1 Diagramas de força cortante e momento fletor para a viga

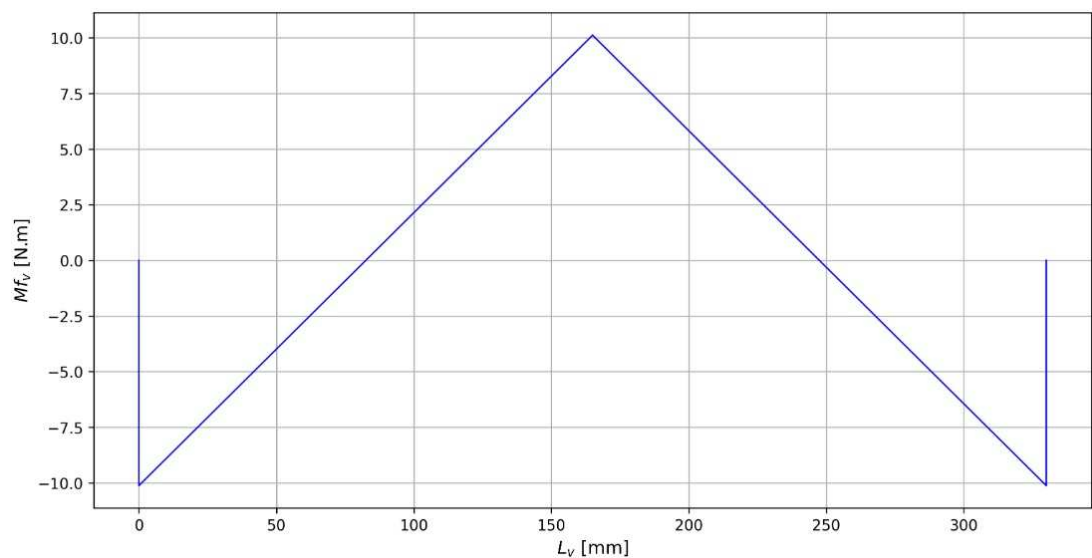
Determinados os valores de força cortante (V_v) e momento fletor (M_{fv}), esboçou-se os diagramas apresentados nas Figuras 44 e 45.

Figura 44 – Diagrama de força cortante (V_v) ao longo do comprimento da viga (L_v)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 45 – Diagrama de momento fletor (M_{fv}) ao longo do comprimento da viga (L_v)



Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.7.2 Tensões atuantes na viga

Com os valores máximos de força cortante e momento fletor, determinou-se as tensões atuantes na viga, considerando a espessura da viga (b_v) igual a 10 mm, a largura (h_v) igual a 61 mm e o diâmetro dos furos (d_{fv}) sendo 5 mm. Todos os valores adotados foram determinados com base nas dimensões dos

patins de deslizamento e o espaço de percurso máximo determinado nos requisitos de projeto (300 mm). Logo, as tensões atuantes na viga, conforme as equações (11), (13), (14), (16) e (23) considerando a Figura A2, do anexo A, respectivamente, são:

- Tensão normal devido ao momento fletor

$$T_{yv} \cong 1,631 \text{ MPa}$$

- Tensão de cisalhamento máximo

$$\tau_{xyv} = \frac{3V}{2A} \cong 0,302 \text{ MPa}$$

- Tensões principais para o estado plano de tensões

$$\sigma_{av} \cong 1,685 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{bv} \cong -0,054 \text{ MPa}$$

- Tensão equivalente de von Mises

$$\sigma_{EVM} = 1,713 \text{ MPa}$$

- Razão (r_{dw}) entre o diâmetro do furo (d_{fv}) e a largura da viga (h_v) e fator de concentração de tensões para furo em flexão na viga (k_{tfv})

$$rdw = \frac{df}{hv} = \frac{0,01}{0,02} = 0,5$$

$$k_{tfv} \cong 1,994$$

4.1.7.3 Seleção de material para fabricação da viga

Como as tensões obtidas para a viga são baixas, não houve a necessidade de escolher um material com um alto valor para as resistências

mecânicas, porém como a ferramentaria do CNPEM dispõe de tarugos de ligas de aço carbono, aço inox, alumínio e latão, escolheu-se o material com base na sua densidade para garantir a menor massa possível para o sistema, sendo o alumínio o material com a menor densidade entre os disponíveis. Por conta disso, a liga escolhida para a fabricação foi 7075-T6.

Com isso, a partir dos dados do *MatWeb* (2023), as propriedades para essa liga são:

- Limite de Escoamento = 503 Mpa;
- Módulo de Elasticidade ou de Young = 71,7 GPa;
- Limite de Escoamento em Cisalhamento = 331 MPa.

4.1.7.4 Fator de segurança para a viga

Definido o material para fabricação, o fator de segurança definido pelo critério de falha de Von Mises, pela equação (21) é:

$$F.S. \text{ von Mises} \cong 147,306$$

Com este resultado, pode-se afirmar que a viga está superdimensionada e, portanto, não havendo risco de falhar com a carga aplicada.

4.1.8 Dimensionamento dos parafusos de potência para movimentação dos eixos x, y e z

4.1.8.1 Considerações e parâmetros para cálculo

Para o dimensionamento dos parafusos de potência, foi escolhido utilizar um parafuso de rosca trapezoidal de 10 mm de diâmetro, 2 mm de passo, entrada simples e ângulo de rosca de 15°, tendo em mente o requisito da resolução de movimentação ser na escala de alguns microns, e fabricado em aço inox AISI 304 para evitar a corrosão e o desgaste gerado pela movimentação do sistema.

Com isso, retirou-se os dados de propriedades mecânicas do Inox AISI 304 do *MatWeb* (2023), sendo:

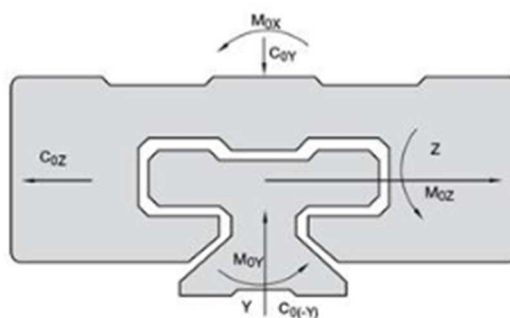
- Limite de escoamento = 215 Mpa;
- Módulo de Elasticidade ou de Young = 193 GPa.

Os patins de deslizamento e guias utilizados foram reaproveitados do inventário de equipamentos oriundos do descomissionamento do UVX, sendo patins de perfil baixo com deslizadores de polímero fornecidos pela empresa *igus® motion plastics®*, sendo os patins do modelo *drylin® T*, TW-01 com elementos deslizantes feitos em *iglidur® J* e as guias TS-01 feitas em alumínio anodizado duro. O material *iglidur® J* possui coeficiente de atrito seco de 0,18 (IGUS, 2023).

Conforme dados fornecidos por Igus (2023), as cargas máximas de operação deste patim é de 4 kN na direção y e 2 kN na direção z, com momentos máximos de 32 N.m para M_{O_x} , 25 N.m para M_{O_y} e 25 N.m para M_{O_z} . Sendo o patim seguro para a aplicação no projeto.

A direção das forças e momentos no patim são apresentadas na Figura 46.

Figura 46 – Direção das cargas máximas suportadas pelo patim



Fonte: Igus (2023).

Para a fabricação da porca, foi utilizado Latão C36000, por conta do baixo coeficiente de atrito, que conforme o indicado por Budynas *et al.* (2011), para o contato aço – latão lubrificado, tem-se um valor máximo de 0,15.

Para o atrito dos pinos de latão na mesa de elevação fabricada em ABS, adotou-se um valor de atrito de 0,35 para ABS em contato com aço, como apresentado no estudo realizado por Pouzada, Ferreira e Pontes (2006); sendo este valor comparável aos valores encontrados no estudo realizado por Chisiu, Stoica e Stoica (2021).

Para o colar dos parafusos, considera-se a utilização de rolamentos de esferas; assim, pode-se desconsiderar o torque de movimentação do colar por ser um valor bem baixo, já que o coeficiente de atrito para estes rolamentos é da ordem de 0,01 a 0,02.

4.1.8.2 Torque necessário para movimentação da carga nos eixos X, Y e Z

Utilizando a equação (36) deduzida anteriormente, os torques necessários para movimentação horizontal de carga utilizando parafusos com rosca trapezoidal e suas respectivas eficiências, considerando uma carga de 15 kg para o eixo Z, extrapolando uma carga de 25 kg para o eixo Y e 30 kg para o eixo X, são definidas, respectivamente, como:

- Torque e eficiência para o parafuso do eixo z

$$T_{mz} \cong 5,496 \text{ N.cm} \cong 0,055 \text{ N.m}$$

$$e_{pz} \cong 29,38\%$$

- Torque e eficiência para o parafuso do eixo y

$$T_{my} \cong 4,71 \text{ N.cm} \cong 0,047 \text{ N.m}$$

$$e_{py} \cong 29,83\%$$

- Torque e eficiência para o parafuso do eixo x

$$T_{mx} \cong 5,653 \text{ N.cm} \cong 0,057 \text{ N.m}$$

$$e_{px} \cong 29,87\%$$

Pode-se observar, que os valores de torque obtidos para cada um dos eixos são baixos, o que implica que as tensões torcionais devido o movimento da porca com o parafuso, podem ser negligenciadas.

4.1.8.3 Fator de segurança de flambagem para o parafuso do eixo z

Como deduzido anteriormente durante o dimensionamento das forças internas na mesa de elevação, constatou-se que o parafuso de potência (elemento 4-5) é submetido a uma força de compressão de $F_{45} = \frac{F}{2 \tan \theta}$, com valor máximo de 839,911 N. Daí, das equações (17) e (22), respectivamente, tem-se:

- Carga crítica de flambagem para o parafuso

$$P_{cr} \cong 30584,098 \text{ N}$$

- Fator de segurança de flambagem

$$F.S.Flambagem \cong 36,413$$

4.1.9 Escolha dos motores de passo e cálculo dos parâmetros

Com os valores de torque para cada eixo de movimentação definidos, escolheu-se os motores de passo entre os disponíveis no inventário dos componentes que vieram do descomissionamento do UVX e, que são compatíveis com o controlador *Galil DMC 4183*, utilizado (mostrado na seção 1.4.4) no CNPEM, sendo eles:

- Mesa de elevação (eixo z)

Motor Lin Engineering 417 – 13 – 13, 24VDC com 0,8 A de corrente de fase; ângulo de passo de 1,8° em *full step* e 0,9° em *half step*; 0,2 N.m de torque

estático; inércia do rotor de 20,12 g.cm² e 4 fios para alimentação das bobinas (LIN ENGINEERING, 2023);

- Eixo Y

Motor SYNCRO 841.505-3; 5 VDC com corrente de fase de 0,8 A; ângulo de passo de 1,8° em full step e 0,9° em half step; 48 N.cm de torque estático; inércia do rotor de 177 g.cm² e 8 fios para alimentação das bobinas (SYNCRO ELETROMECHANICA, 2023);

- Eixo X

Motor Berger Lahr VRDM 60 566 L.H; 35 VDC com corrente de fase de 1,9 A; ângulo de passo de 0,72° em full step e 0.36° em half step; 66 N.cm de torque estático; inércia do rotor de 0,16 kg.cm² e 10 fios de alimentação das bobinas (BERGER LAHR - SYSTEM SOLUTIONS, 2023).

A partir dos dados de cada motor, calculou-se os parâmetros de cada motor, considerando um curso de 129 mm para o eixo Z e 300 mm para o eixo X e Y, sendo escolhido o tempo de 20 segundos para percorrer esta distância. Com o passo de cada parafuso de potência, pode-se definir a resolução de movimentação para cada motor, sendo este valor obtido através da divisão do avanço do parafuso pelo número de passos do motor. Sendo assim, os parâmetros de cada eixo são:

- Eixo Z:

$$\text{Frequência de rotação} = 3,225 \text{ Hz}$$

$$\text{Frequência de ressonância do motor} = 709,637 \text{ Hz}$$

$$\text{Resolução de movimentação (full step)} = 10 \mu\text{m}$$

$$\text{Resolução de movimentação (half step)} = 5 \mu\text{m}$$

- Eixo Y:

$$\text{Frequência de rotação} = 7,5 \text{ Hz}$$

$$\text{Frequência de ressonância do motor} = 370,654 \text{ Hz}$$

$$\text{Resolução de movimentação (full step)} = 10 \mu\text{m}$$

$$\text{Resolução de movimentação (half step)} = 5 \mu\text{m}$$

- Eixo X:

$$\text{Frequência de rotação} = 7,5 \text{ Hz}$$

$$\text{Frequência de ressonância do motor} = 722,798 \text{ Hz}$$

$$\text{Resolução de movimentação (full step)} = 4 \mu\text{m}$$

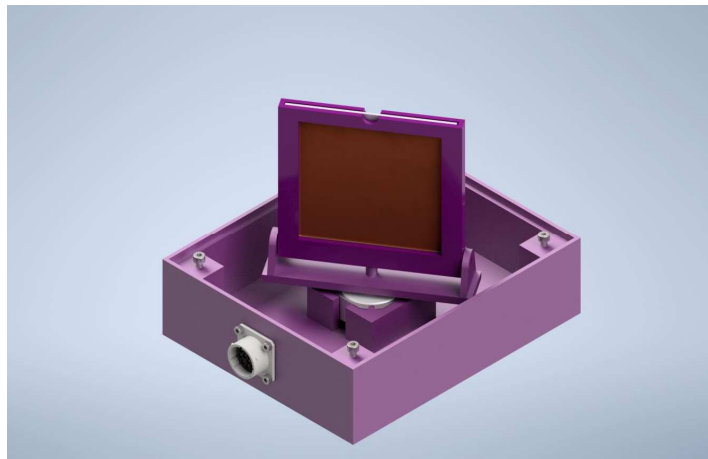
$$\text{Resolução de movimentação (half step)} = 2 \mu\text{m}$$

4.1.10 Desenho do sistema de rotação dos filtros de fluorescência de raios X

Para o sistema de rotação dos filtros de fluorescência de raios X, não foi utilizado todo o rigor matemático utilizado para determinar as tensões atuantes no sistema, pois os filtros têm uma massa na ordem de poucas gramas e o motor a ser utilizado somente foi escolhido tendo em vista seu tamanho e passo angular, já que o torque para rotação dos filtros é baixo. Com isso, decidiu-se utilizar um *motor Lin Engineering* 4109V de 24VDC, 1,2 A de corrente de fase, ângulo de passo de $1,8^\circ$ em *full step* e $0,9^\circ$ em *half step*, 0,22 N.m de torque estático, inércia do rotor de $14,64 \text{ g.cm}^2$ e 4 fios de alimentação (LIN ENGINEERING, 2023).

Como a rotação do motor é bem lenta, não é necessário o cálculo dos parâmetros relacionados a frequência de rotação e frequência de ressonância do motor. Sendo assim, o desenho final do sistema de rotação dos filtros é apresentado na Figura 47.

Figura 47 – Sistema de rotação dos filtros de fluorescência de raios X



Fonte: Elaborado pelo autor.

O sistema de rotação pode ser encaixado na caixa utilizada atualmente (Figura 48) para blindar o espalhamento de raios X.

Figura 48 – Sistema de rotação encaixado na caixa recoberta em fita de chumbo para blindar o espalhamento de raios X



Fonte: Elaborado pelo autor.

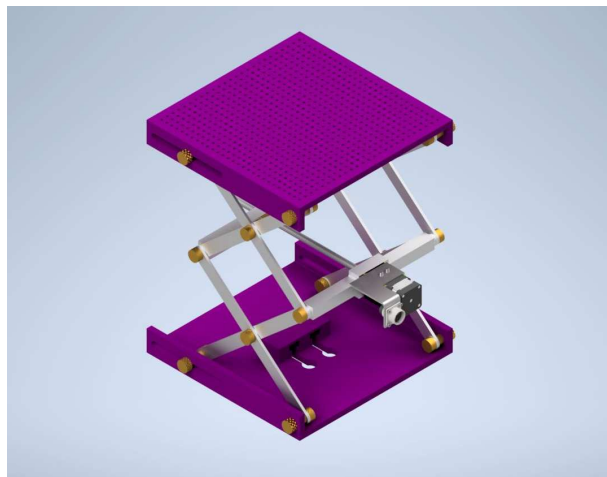
Os desenhos de cada componente do sistema, bem como a montagem com a posição de cada um, estão no Apêndice B. Para a construção do sistema de rotação, foi considerado utilizar impressão 3D e filamento de PLA, para manter o padrão da caixa usada atualmente que também é fabricada em PLA.

4.1.11 Conceito final da mesa elevatória e estágio de movimentação X-Y

Feito o dimensionamento de todos os componentes críticos do ponto de vista das tensões atuantes, desenhou-se cada componente do sistema a partir dos valores determinados, além de desenhar cada componente responsável por atender os requisitos de geometria do projeto.

Dessa forma, as Figuras 49 e 50 apresentam o conceito final para o projeto da mesa elevatória e a Figura 51 apresenta o estágio de movimentação X-Y.

Figura 49 – Conceito final da mesa elevatória aberta



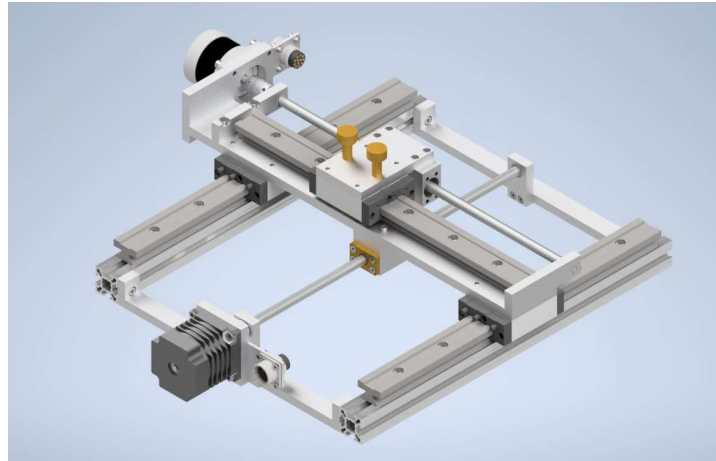
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 50 – Conceito final para a mesa elevatória fechada



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 51 – Conceito final para o estágio de movimentação X-Y



Fonte: Elaborado pelo autor.

O desenho da montagem da mesa elevatória indicando a posição de cada componentes bem como os desenhos de cada componente individual estão apresentados no Apêndice D. Para o estágio de movimentação X-Y, os desenhos são apresentados no Apêndice C. Os rolamentos utilizados nos mancais dos parafusos de potência foram escolhidos levando em conta somente o aspecto geométrico, já que as cargas que estão submetidos são baixas, não sendo necessária seu dimensionamento de vida útil em operação. Isso vale para componentes como as barras que fixam os perfis de alumínio que apoiam as guias lineares, os próprios perfis de alumínio, os apoios dos motores, porcas dos fusos trapezoidais e apoios das porcas. Atendendo o requisito de modularidade entre os dois sistemas, foi feito um acoplamento na base da mesa elevatória que permite o encaixe e desencaixe do módulo de movimentação X-Y.

Utilizando o *Autodesk® Inventor® Professional 2022*, é possível estimar a massa de cada sistema, sendo a massa aproximada da mesa igual a 4,884 Kg, a massa do estágio X-Y igual a 5,366 Kg, resultando em uma massa aproximada de 10,25 kg para o sistema inteiro, o que cumpre o requisito para que o sistema seja leve e portátil.

4.1.12 Correção da função que descreve o movimento da mesa elevatória pelos parâmetros da estrutura

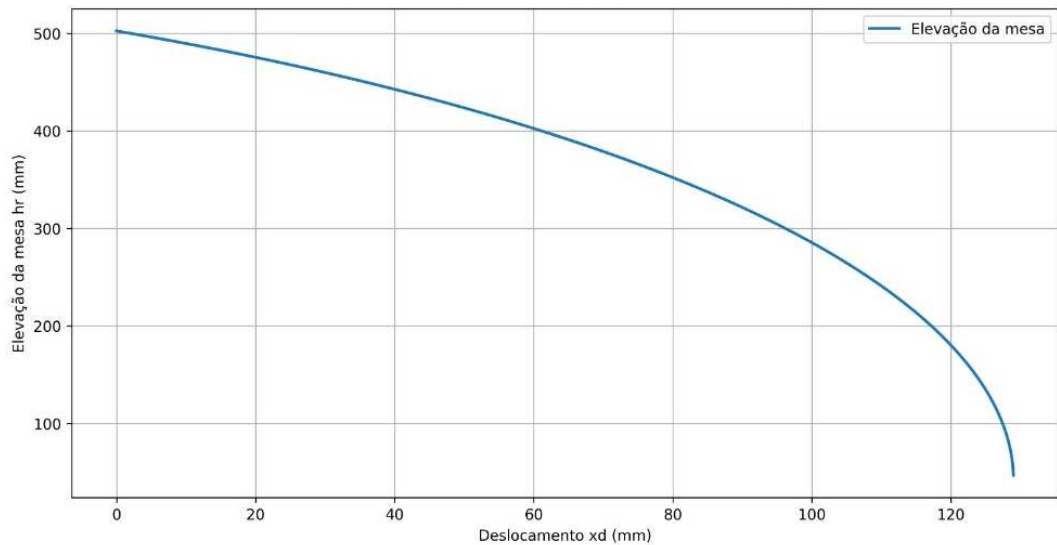
Tendo como base o conceito final para a mesa elevatória, torna-se necessária a correção da curva de elevação da mesa, de modo a conseguir mapear a elevação real da mesa à medida que o parafuso gira. Tendo como base a mesma consideração feita anteriormente (equação 47) a respeito da movimentação ser feita com base na distância entre os pinos centrais, a função que descreve a elevação da estrutura é dada pela equação (121):

$$h_r = \sqrt{4[L_b^2 - (x_d + x_0)^2]} + h_0 \quad (121)$$

Sendo x_d o deslocamento do parafuso tendo como referência os pinos centrais da mesa, x_0 a distância dos pinos centrais quando a mesa está totalmente aberta ($x_0 = 141 \text{ mm}$) e h_0 é a altura da mesa quando ela está completamente fechada ($h_0 = 42 \text{ mm}$).

Com isso o gráfico que descreve a elevação real da mesa, utilizando a equação (121) é apresentado pela Figura 52.

Figura 52 – Gráfico da elevação real da mesa (h_r) pelo deslocamento dos pinos centrais (x_d)



Fonte: Elaborado pelo autor.

A partir do gráfico mostrado na Figura 52, nota-se que a altura máxima da mesa é de 502 mm e a altura mínima é 42 mm, o que pode ser observado ao movimentar a montagem no Inventor. Além disso, observa-se também que a estrutura não atende ao requisito de resolução de movimentação menor que 55 microns, por conta de seu movimento ser baseado em triangulação e não pelo avanço direto do fuso; porém seria impossível o projeto de uma estrutura compacta e que atendesse o requisito de uma elevação máxima de 500 mm; daí, ponderou-se os requisitos.

5. Análise e discussão de resultados

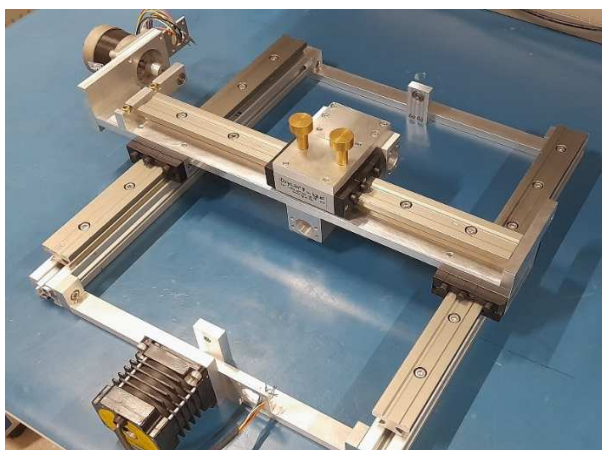
Nesta seção são apresentados os componentes fabricados utilizando o dimensionamento realizado anteriormente, discutir os problemas encontrados durante a fabricação dos componentes e o status atual da construção do protótipo.

5.1 Fabricação e montagem do estágio de movimentação X-Y

A maioria dos componentes utilizados na construção do estágio de movimentação X-Y foram usinados pela ferramentaria do CNPEM, de modo que sua fabricação levou por volta de 2 meses. Porém, os parafusos trapezoidais não puderam ser fabricados na ferramentaria devido ao comprimento de cada um ser longo demais para o torno, de modo que seria necessária a utilização de uma luneta para apoiá-lo; sendo assim, fez-se uma solicitação de compra para a fabricação por uma empresa externa, que até o momento da elaboração deste trabalho, não os entregou, impedindo assim os testes de movimentação com o sistema montado.

O protótipo montado do estágio de movimentação sem os fusos trapezoidais é apresentado pela Figura 53.

Figura 53 – Montagem do protótipo do estágio X-Y sem os eixos



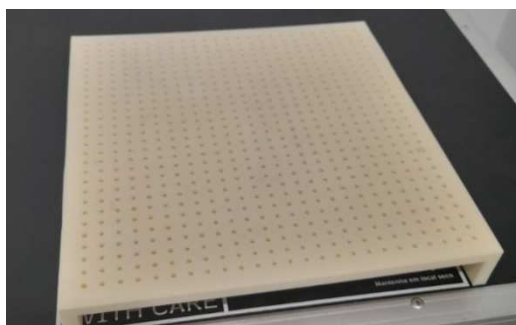
Fonte: Elaborado pelo autor.

5.2 Fabricação e montagem da mesa de elevação (eixo Z)

Para a fabricação do tampo da mesa, foi utilizada a impressora 3D da SETHI3D modelo S4X localizada no laboratório de apoio da linha de luz EMA. Os parâmetros de impressão utilizados foram 40% de preenchimento com padrão de colmeia (ótima relação peso/resistência), velocidade de impressão de 4600 mm/min com 50% desta velocidade para linhas externas, 50% da velocidade para a impressão do preenchimento, 4000 mm/min para o movimento nas direções X/Y e 1000 mm/min para a direção Z.

O tempo total de impressão foi de 39 horas e 40 minutos, utilizando aproximadamente um rolo de filamento, sendo o resultado da impressão apresentado na Figura 54.

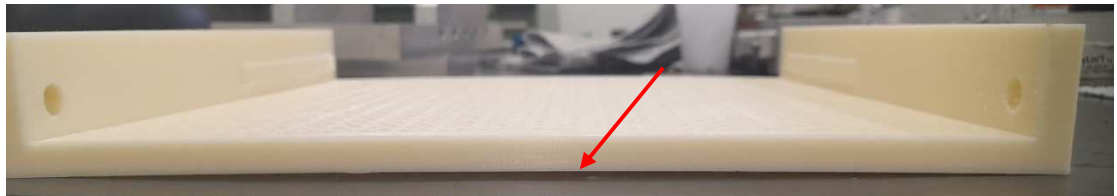
Figura 54 – Tampo impresso em ABS para a mesa de elevação



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 55 mostra uma vista aproximada do tampo da mesa em relação a uma superfície plana, mostrou um leve empenamento da ordem de 2 mm no tampo da mesa, que ocorreu devido a contração do ABS durante seu resfriamento.

Figura 55 – Vista aproximada do tampo da mesa, evidenciando o empenamento devido a contração do material ao resfriar



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tal empenamento não afetou a resistência do tampo, sendo realizado um teste com cilindro de 18,23 kg posicionado em seu centro (Figura 56). O tampo da mesa suportou a carga sem deformar ou falhar, voltando a sua forma anterior após a retirada da carga, indicando que a escolha do padrão e da porcentagem de preenchimento foram satisfatórias.

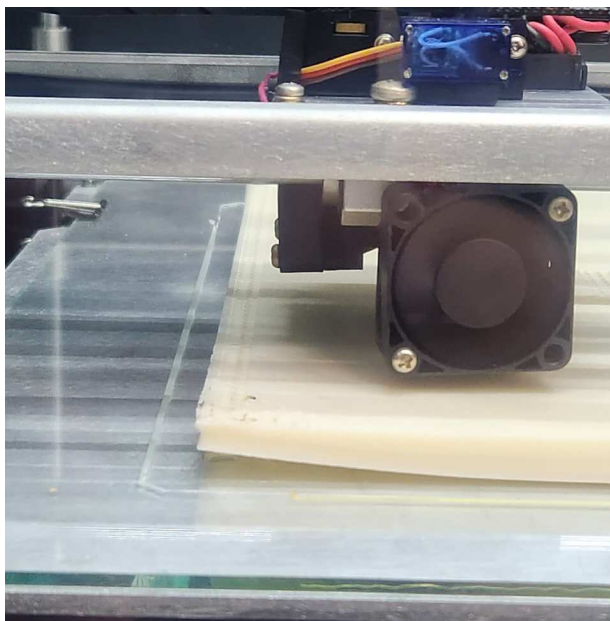
Figura 56 – Aplicação de uma carga de 18,23 kg no tampo da mesa impresso



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para a impressão da base da mesa em ABS, ocorreu um empenamento da base durante a impressão, como mostrado na Figura 57, evidenciando a perda de metade do rolo de filamento.

Figura 57 – Empenamento durante a impressão da base da mesa



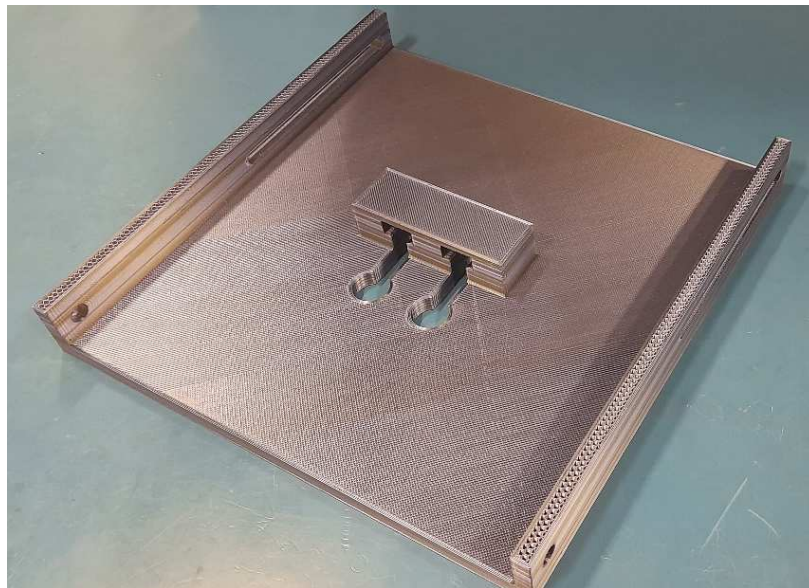
Fonte: Elaborado pelo autor.

Por conta disso, optou-se por não usar o ABS para a impressão da base devido aos problemas com empenamento e, decidiu-se pela impressão em PLA, pois segundo 3Dlab (2023), o PLA apresenta uma menor contração ao se resfriar; além de apresentar uma temperatura de extrusão bem menor que o ABS.

Com isso, por conta da falta de rolo de PLA para realizar a impressão, fez-se um pedido de compra que demorou dois meses para ser realizado, o que atrasou a impressão da base da mesa.

Após a chegada do rolo de filamento, foi novamente realizada a impressão da base da mesa, o que infelizmente acabou apresentando problemas com entupimento do bico da impressora e descolamento das camadas impressas (Figura 58), o que determinou a perda de boa parte do rolo de filamento.

Figura 58 – Problemas na impressão em PLA da base da mesa



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 58, observa-se a falha de impressão na superfície das abas e na superfície do encaixe dos pinos de fixação da mesa, no estágio de movimentação X-Y.

Dados os problemas encontrados nas impressões, torna-se necessário realizar uma calibração na impressora de modo a evitar tais problemas.

Além dos problemas com a impressão, houve atraso com a fabricação do parafuso de potência para a mesa, que foi pedido juntamente com os parafusos do estágio de movimentação X-Y.

Todos esses problemas descritos impediram a montagem e teste da mesa de elevação para avaliação do dimensionamento realizado.

Os demais componentes da mesa (barras, pinos e apoios) foram todos fabricados pela ferramentaria e estão dentro das especificações do projeto, o que demonstra que o projeto idealizado, até aqui, se mostrou satisfatório e exequível.

6. Conclusão

A partir do trabalho realizado, é possível aplicar os conhecimentos adquiridos para o cálculo de estruturas e assim realizar o dimensionamento de cada componente tendo em vista os requisitos de projeto.

Para o projeto da mesa elevatória, houve o problema de não conseguir a resolução da elevação desejada por conta desta elevação ser feita por triangulação e não pelo avanço direto do fuso, por que é impossível fazer um sistema compacto e que respeitasse o requisito de 500 mm de elevação máxima; daí, foi necessário ponderar os requisitos. A resolução esperada pode ser alcançada com a utilização de um *encoder* linear, de modo a garantir o posicionamento preciso com a resolução desejada.

Para o estágio de movimentação X-Y, devido a tolerância de fabricação dos fusos trapezoidais torna-se necessária a calibração da porca de movimentação, de modo a diminuir a folga com o fuso e assim garantir a resolução de movimentação requerida.

Apesar dos problemas encontrados durante a fabricação do tampo e da base da mesa, pode-se analisar, no caso do tampo, que a impressão destes componentes é completamente viável no que diz respeito a resistência esperada para uma peça impressa, sendo necessário apenas um maior estudo dos parâmetros empregados na impressora, para assim, calibrá-la e evitar problemas nos componentes impressos.

Devido a atrasos para a compra de material para impressão e fabricação dos parafusos trapezoidais, não foi possível realizar o teste do sistema inteiro montado, de forma a avaliar se o projeto atenderia os requisitos de carga e posicionamento esperados.

6.1 Sugestões para trabalhos futuros

São sugestões para trabalhos futuros:

- Terminar a usinagem dos fusos trapezoidais comprados e, realizar posterior ajuste da porca de movimentação com o propósito de diminuir ao máximo a folga com o fuso;
- Realizar o ajuste e a impressão dos componentes que faltam da mesa elevatória, como a própria montagem;
- Testar o sistema completo, buscando os ajustes necessários;
- Viabilizar os testes e a caracterização dos detectores.

7. Referências

3DLAB. **Conheça as propriedades técnicas dos materiais para impressora 3D.**

Disponível em: <https://3dlab.com.br/propriedades-dos-materiais-para-impressora-3d/>.

Acesso em: 12 maio 2023.

3DLAB. **Warping na impressão 3D! Aprenda a evitar esse problema!** Disponível

em: <https://3dlab.com.br/warping-como-resolver/>. Acesso em: 17 ago. 2023.

BALLABRIGA, Rafael *et al.* The Medipix3RX: a high resolution, zero dead-time pixel detector readout chip allowing spectroscopic imaging. **Journal Of Instrumentation**, [S.L.], v. 8, n. 02, p. 02016-02016, 8 fev. 2013. IOP Publishing.

<http://dx.doi.org/10.1088/1748-0221/8/02/c02016>. Disponível em:

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1748-0221/8/02/C02016>. Acesso em: 11 nov. 2023.

BEER, Ferdinand P. *et al.* **Mecânica dos Materiais**. 5. ed. Porto Alegre: Amgh Editora Ltda., 2011. 803 p. Tradução de: José Benaque Rubert, Walter Libardi.

BERGER LAHR - SYSTEM SOLUTIONS. **5- Phase Stepping Motors**: with a 10 stranded wire technology. with a 10 stranded wire technology. Disponível em:

<https://forum.strojirenstvi.cz/download/file.php?id=24637>. Acesso em: 13 abr. 2023.

BRITES, Felipe Gonçalves; SANTOS, Vinicius Puga de Almeida. **Motor de passo**.

2008. Disponível em:

<https://www.telecom.uff.br/pet/petws/downloads/tutoriais/stepmotor/stepmotor2k81119.pdf>. Acesso em: 11 nov. 2023.

BUDYNAS, Richard G. *et al.* **Elementos de Máquinas de Shigley**: projeto de engenharia mecânica. 8. ed. Porto Alegre: Amgh Editora Ltda., 2011. 1088 p.

Tradução de: João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar. Edição com unidade em SI.

CAMPANELLI, Raul Back; POLLI, Jean Marie. **Apresentação grupo DET PUE 2024**.

2023. Disponível em:

https://cnpemcamp.sharepoint.com/:p:/r/sites/lnls/groups/det/_layouts/15/doc2.aspx?source=urcedoc=%7B7AD9. Acesso em: 11 nov. 2023.

CAROLINA CUNHA. Novelo Comunicação. **Ciência: Brasil inaugura o Sirius, o maior acelerador de partículas de luz síncrotron do Mundo**. 2018. Disponível em:

<https://cnpem.br/ciencia-brasil-inaugura-o-sirius-o-maior-acelerador-de-particulas-de-luz-sincrotron>. Acesso em: 09 jun. 2023.

CENTRO NACIONAL DE PESQUISA EM ENERGIA E MATERIAIS

(Campinas). **Detectores**. 2023. Disponível em: <https://lnls.cnpem.br/grupos/det/>.

Acesso em: 11 nov. 2023.

CENTRO NACIONAL DE PESQUISA EM ENERGIA E MATERIAIS (Campinas). **O**

laboratório nacional de luz síncrotron. Disponível em: <https://lnls.cnpem.br/sobre/>.

Acesso em: 30 jun. 2023.

CHISIU, Georgiana; STOICA, Nicolae-Alexandru; STOICA, Alina-Maria. Friction

Behavior of 3D-printed Polymeric Materials Used in Sliding Systems. **Materiale**

Plastice, [S.L.], v. 58, n. 1, p. 176-185, 5 abr. 2021. Revista de Chimie SRL.

<http://dx.doi.org/10.37358/mp.21.1.5457>. Disponível em:

<https://revmaterialeplastice.ro/pdf/19%20CHISIU%201%2021.pdf>. Acesso em: 5 ago. 2023.

DUDESCU, Cristian; RACZ, Laszlo. Effects of Raster Orientation, Infill Rate and Infill

Pattern on the Mechanical Properties of 3D Printed Materials. **Acta Universitatis**

Cibiniensis, [S.L.], v. 69, n. 1, p. 23-30, 20 dez. 2017. Walter de Gruyter GmbH.

<http://dx.doi.org/10.1515/aucts-2017-0004>. Disponível em:

<https://sciendo.com/article/10.1515/aucts-2017-0004>. Acesso em: 5 ago. 2023.

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO (São

Paulo). **Elementos de Máquinas para Automação**: pmr 3307 - a28 guias lineares.

São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2020. 55 slides, color.

Disponível em:

https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/5836419/mod_resource/content/1/PMR-3307-A28-2020-Guias%20. Acesso em: 13 jul. 2023.

FAMASA ELEVADORES (São Paulo). **Plataforma Pantográfica**. 2023. Disponível

em: <http://www.famasaelevadores.com.br/produto/plataforma-pantografica>. Acesso

em: 08 nov. 2023.

GALDINO, Luciano. Cálculo da rotação, do torque e da potência de motores elétricos para transmissão por parafusos de potência. **Augusto Guzzo Revista Acadêmica**,

[S.L.], v. 1, n. 14, p. 215, 26 dez. 2014. Revistas Integradas Campos Salles.

<http://dx.doi.org/10.22287/ag.v1i14.248>. Disponível em:

https://www.fics.edu.br/index.php/augusto_guzzo/article/view/248. Acesso em: 5 set. 2023.

GALIL MOTION CONTROL. **DMC 41x3**: manual rev. 1.0k. Manual Rev. 1.0k. 2016. Disponível em: https://www.a2v.fr/galil/doc/cartes/dmc-41x3/man_41x3.pdf. Acesso em: 30 nov. 2023.

HIBBELER, R. C. **Estática**: mecânica para engenharia. 12. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2011. 512 p. Tradução de: Daniel Vieira.

IGUS. **Iglidur® J - Material data**. Disponível em: <https://www.igus.eu/info/plain-bearings-iglidur-j-material-data>. Acesso em: 20 ago. 2023.

IGUS. **Patim Drylin® T, TW-01**. Disponível em: <https://www.igus.com.br/product/925?artNr=TW-01-15>. Acesso em: 15 mar. 2023.

LABORATÓRIO NACIONAL DE LUZ SÍNCROTRON (Campinas). **EPICS Ready powerpack**. 2012. Disponível em: <https://cnpemcamp.sharepoint.com/:b:/r/sites/lnls/facilities/tgm/DataAcquisition/Manuals/Doc%20PowerPack%20completo.pdf?csf=1&web=1&e=3ts57C>. Acesso em: 30 nov. 2023.

LIN ENGINEERING. **4109V-51**: hybrid stepper motor. Hybrid stepper motor. Disponível em: <https://www.linengineering.com/products/stepper-motors/hybrid-stepper-motors/4109-series/4109V-51>. Acesso em: 18 maio 2023.

LIN ENGINEERING. **417 - 13 - 13**: hybrid stepper motor. Hybrid Stepper Motor. Disponível em: <https://www.linengineering.com/products/stepper-motors/hybrid-stepper-motors/417-series/417-13-13>. Acesso em: 18 maio 2023.

MATWEB. **304 Stainless Steel**. Disponível em: <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=abc4415b0f8b490387e3c922237098da>. Acesso em: 20 abr. 2023.

MATWEB. **Aluminum 5052 - H34**. Disponível em: <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=8644ac88ccb647869449d6ff6ddfbad&ckck=1>. Acesso em: 20 abr. 2023.

MATWEB. **Aluminum 7075 - T6**. Disponível em:

<https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4f19a42be94546b686bbf43f79c51b7d>. Acesso em: 20 abr. 2023.

MATWEB. **Free-Cutting Brass, UNS C36000, H02 (Cold Drawn 25%) Temper 6 mm rod**. Disponível em:

<https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=11b4c2ae73064844919ff56035788fc5>. Acesso em: 20 abr. 2023.

NORTON, Robert L. **Projetos de Máquinas**: uma abordagem integrada. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1030 p. Tradução: Konstantinos Dimitriou Stavropoulos ... et al.

POUZADA, A.s.; FERREIRA, E.C.; PONTES, A.J.. Friction properties of moulding thermoplastics. **Polymer Testing**, [S.L.], v. 25, n. 8, p. 1017-1023, dez. 2006. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.polymertesting.2006.06.009>. Disponível em: <https://core.ac.uk/download/pdf/55608963.pdf>. Acesso em: 5 ago. 2023.

ROHDE, S. *et al.* Experimental Characterization of the Shear Properties of 3D-Printed ABS and Polycarbonate Parts. **Experimental Mechanics**, [S.L.], v. 58, n. 6, p. 871-884, 11 out. 2017. Springer Science and Business Media LLC. <http://dx.doi.org/10.1007/s11340-017-0343-6>. Disponível em: <https://link.springer.com/article/10.1007/s11340-017-0343-6>. Acesso em: 5 ago. 2023.

SANFELICI, L., et al. **Solutions for the SIRIUS' beamlines in a nutshell**. *AIP Conference Proceedings*. 15 de jan. 2019; 2054 (1): 030033. Disponível em: <https://pubs.aip.org/aip/acp/article/2054/1/030033/1023207/Solutions-for-the-SIRIUS-beamlines-in-a-nutshell>. Acesso em 11 nov. 2023.

SYNCRO ELETROMECHANICA (São Paulo). **Catálogo Motor de Passo**. Disponível em: <https://fdocumentos.tips/document/motordepassosyncro.html?page=1>. Acesso em: 13 abr. 2023.

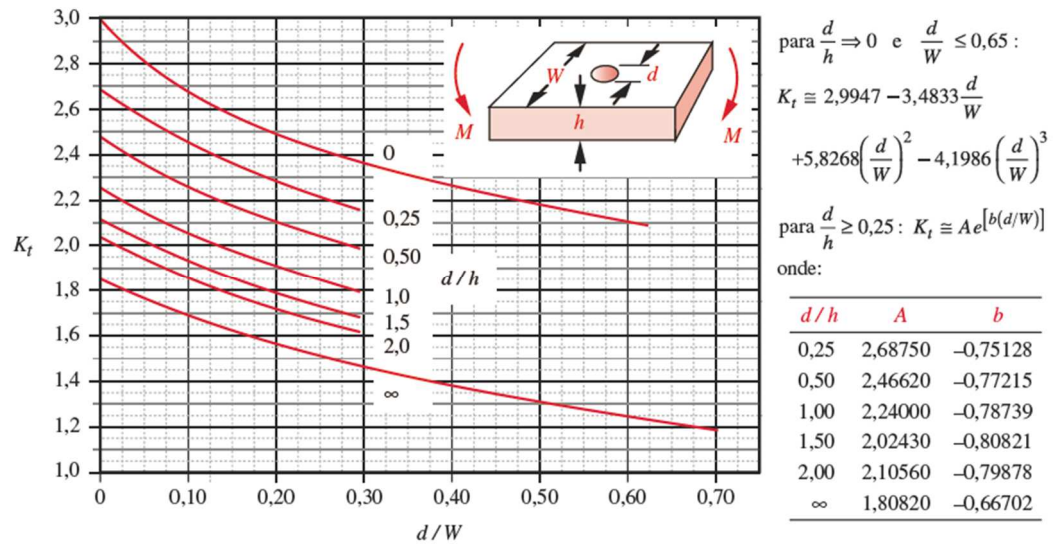
Universidade Estadual Paulista. **Motor de passo**. Ilha Solteira: Universidade Estadual Paulista, 2013. 43 slides, color. Disponível em: <https://www.feis.unesp.br/Home/departamentos/engenhariaeletrica/aula3-motor-de-passo-2013-1-13-03-20>. Acesso em: 30 jun. 2023.

WIKIPÉDIA. **Organização Europeia para a Pesquisa Nuclear**. Disponível em: https://pt.wikipedia.org/wiki/Organização_Europeia_para_a_Pesquisa_Nuclear. Acesso em: 11 nov. 2023.

ZILDA DE C SILVEIRA (São Carlos). Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo. **SEM 0347 –Projeto Mecânico - Aulas 6 e 7**: elementos de movimentação linear. Elementos de movimentação linear. 2019. Disponível em: https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/4641126/mod_resource/content/0/Aulas6_7_SistMaq_PM_2019.p. Acesso em: 13 jul. 2023.

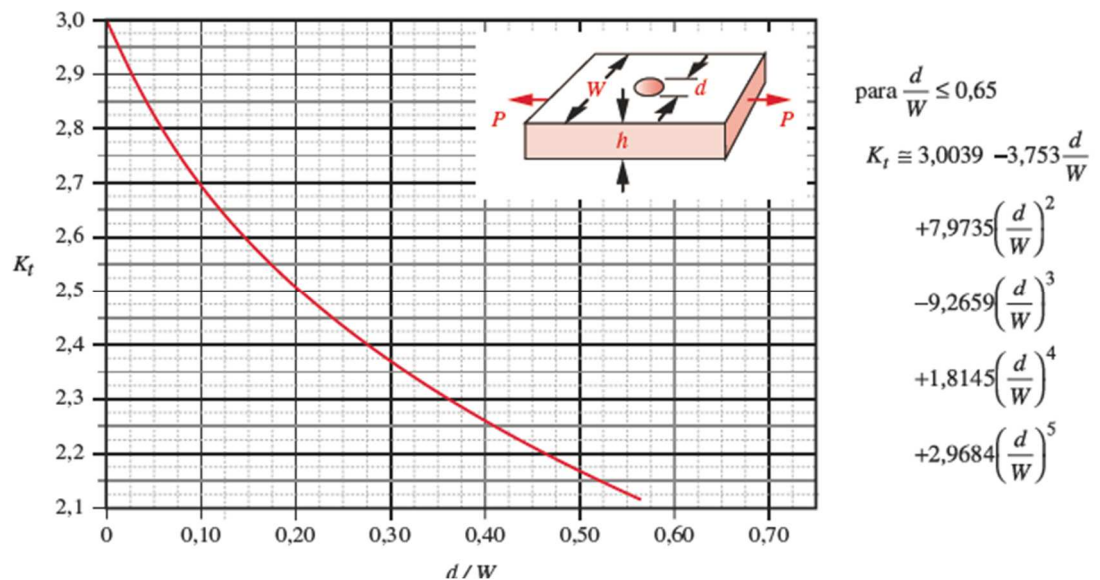
Anexo A – Fatores geométricos de concentração de tensões

Figura A1 - Parâmetros para determinar o fator geométrico de concentração de tensões para uma barra plana com orifício transversal em flexão



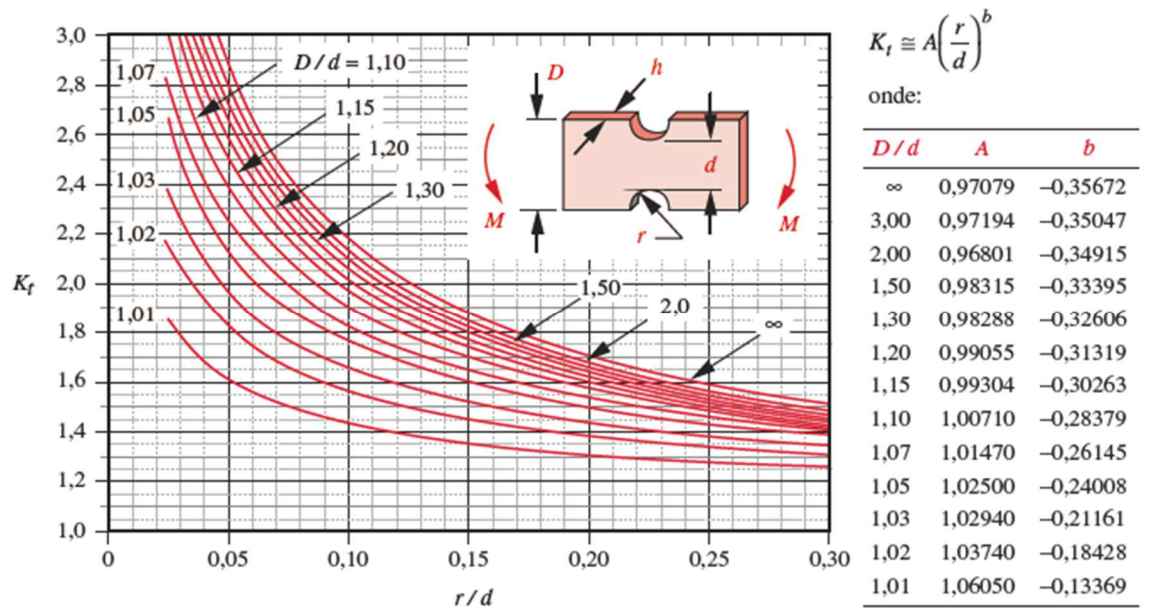
Fonte: Norton (2013).

Figura A2 - Parâmetros para determinar o fator geométrico de concentração de tensões para uma barra plana com orifício transversal em tração



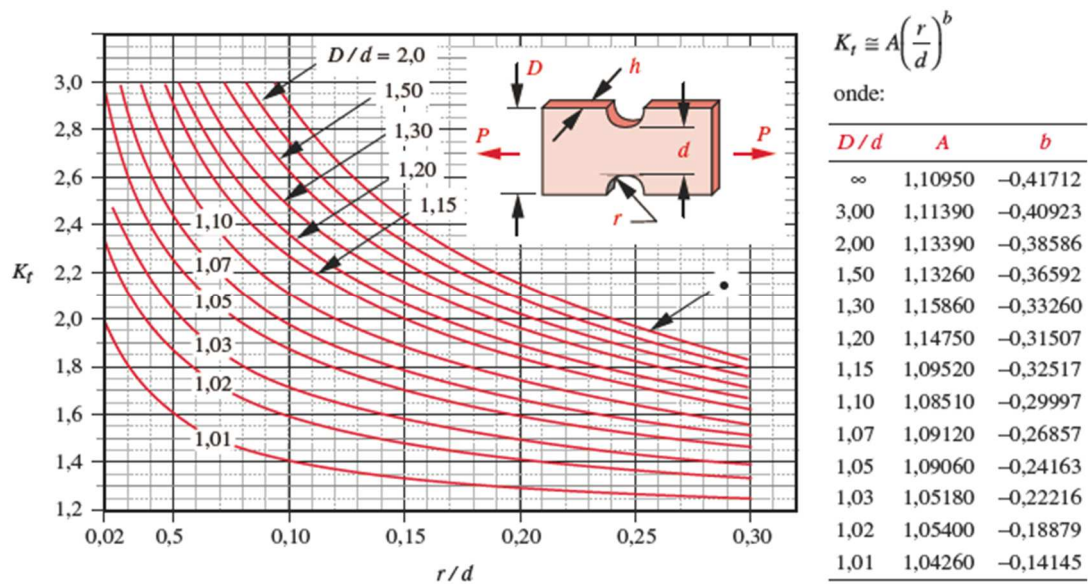
Fonte: Norton (2013).

Figura A3 - Parâmetros para determinar o fator geométrico de concentração de tensões para uma barra plana entalhada em flexão.



Fonte: Norton (2013).

Figura A4 - Parâmetros para determinar o fator geométrico de concentração de tensões para uma barra plana entalhada em tração.



Fonte: Norton (2013).

Apêndice A – Script de cálculo para o dimensionamento dos componentes

Script_calc_mesa_pos

November 21, 2023

0.1 Script de dimensionamento da mesa de posicionamento

```
#Importa as bibliotecas que serão utilizadas no script
import numpy as np
from matplotlib import pyplot as plt
```

Cálculo do range de altura em função do deslocamento máximo definida no projeto

```
#Parâmetros geométricos da mesa
Lb = 270 #comprimento da barra da mesa de elevação [mm]
x = np.arange(1,271,0.01) #determina o início, a altura máxima de elevação e o
    ↳ passo do array

#O deslocamento foi definido como igual ao comprimento da barra da mesa por
    ↳ conta de quando a mesa está na sua menor extensão,
#o valor de x se aproxima do valor de Lb
cm = 300 #comprimento da mesa [mm]
pi=np.pi #pi

h = (4*(Lb**2-x**2))*(0.5) #equação que determina a altura h[mm] em relação a
    ↳ variação do deslocamento x[mm]

#Gráfico da altura em função do deslocamento

fig , ax = plt.subplots(1,1,figsize = (12,6),dpi=300)
    ↳ #configura o tamanho da figura do gráfico
plt.title("Função da elevação (h) pelo deslocamento dos pinos centrais (x)")
    ↳ #Título do gráfico
plt.xlabel("x [mm]",fontsize=12)
    ↳ #Legenda do eixo x
plt.ylabel("h [mm]",fontsize=12)
    ↳ #legenda do eixo y
plt.plot(x,h, label='Elevação', lw=2)
    ↳ #plot de h em função de x
ax.plot([141,141],[0,550],':g',label='Distância mínima entre os centros dos
    ↳ pinos', lw = 2) #Delimitação do valor mínimo entre os centros dos pinos
ax.plot([270,270],[0,550],':r',label='Distância máxima entre os centros dos
    ↳ pinos', lw = 2) #Delimitação do valor máximo entre os centros dos pinos
```

```

ax.legend(loc=0)
plt.grid(True)
plt.show()

#Taxa de variação da altura em função do deslocamento

v = -(2*x/((Lb**2-x**2)**0.5)) #equação da variação da altura em função do
↳deslocamento

fig2 , ax2 = plt.subplots(figsize = (12,6),dpi=300)
↳ #configura o tamanho da figura do gráfico
plt.title("Função da taxa de variação da elevação ($h'$) pelo deslocamento dos
↳pinos centrais (x)") #Título do gráfico
plt.xlabel("$x$ [mm]",fontsize=12)
↳ #Legenda do eixo x
plt.ylabel("$h'$",fontsize=12)
↳ #legenda do eixo y
plt.plot(x,v,lw=2) #plot de v em
↳função de x
plt.grid(True)
plt.show()

```

Determinação do range angular

```

thetaR = np.arctan(h/(2*x)) #valor de theta em radianos, sendo theta o ângulo
↳da barra em relação a base da mesa
theta = np.degrees(thetaR) #conversão de theta em graus
#theta = theta[theta>=15] Retira os valores menores que 10 graus do array
↳theta
#theta = theta[theta<=61] Retira os valores maiores que 10 graus do array
↳theta

#Gráfico da altura em função do ângulo da barra em relação a base

ax = plt.subplots(figsize = (12,6),dpi=300)
↳ #configura o tamanho da figura do gráfico
plt.title("Função da elevação (h) pelo ângulo da barra em relação a base
↳($\\theta$)") #Título do gráfico
plt.xlabel("$\\theta$ [°]",fontsize=12)
↳ #Legenda do eixo x
plt.ylabel("h [mm]",fontsize=12)
↳ #legenda do eixo y
plt.plot(theta,h)
↳ #plot de h em função de x

plt.grid(True)
plt.show()

```


Determinação das Forças de Reação na base da mesa em relação ao deslocamento x

```
#Parâmetros para o cálculo
g = 9.81 #aceleração da gravidade[m/s²]
Pmax = 15 #Carga máxima de projeto [kg]
F = Pmax*g #Força exercida pela carga máxima determinada no projeto [N]

R1 = (F/2)/2 #Retorna o array da força de reação R1[N], sendo dividida por 2
↳pois a estrutura 3D possui 4 apoios, logo 4 reações
R2 = (F/2)/2 #Retorna o array da força de reação R2[N], sendo dividida por 2
↳pois a estrutura 3D possui 4 apoios, logo 4 reações

print ("R1 =",np.around(R1,5), "N") #Retorna o valor
↳máximo do array da reação R1
print ("R2 =",np.around(R2,5), "N") #Retorna o valor
↳máximo do array da reação R2
```

Cálculo dos gráficos de força cortante e momento fletor, bem como a tensão máxima na mesa (viga U deitada)

```
#Propriedades do material para construção da mesa
```

```
#ABS - Acrilonitrila butadieno estireno (Artigo Springer, média dos valores -
↳https://link.springer.com/article/10.1007/s11340-017-0343-6)
```

```
Tem = 50.2 #Tensão de escoamento (Tensile Yield Strength) em MPa
Em = 1.810*10**9 #Módulo de Elasticidade ou de Young (Young Modulus) em Gpa
Tcm = 25.3 #Tensão de cisalhamento (Shear Yield Strength) em MPa
```

```
#Cálculo do Momento fletor ao longo da Mesa
```

```
RAm = R1*2 #Força de reação na mesa no ponto 1[N]
RBm = -R2*2 #Força de reação na mesa no ponto 2[N]
Mfm = (RAm)*((cm/2)/1000) #equação do momento fletor ao longo do
↳comprimento da mesa [N.m]
```

```
#Gráfico da força cortante Vx em função do comprimento xm
```

```
fig, ax = plt.subplots(figsize = (12,6),dpi=300)
↳ #configura o tamanho da figura do gráfico
plt.title("Força cortante ($V_m$) ao longo do comprimento da mesa ($c_m$)")
↳ #Título do gráfico
plt.xlabel("$c_m$[mm]",fontsize=12)
↳ #Legenda do eixo x
plt.ylabel("$V_m$ [N]",fontsize=12)
↳ #legenda do eixo y
ax.plot([0,0],[0,RAm],'blue',lw = 1)
ax.plot([0,cm/2],[RAm,RAm],'blue',lw = 1)
ax.plot([cm/2,cm/2],[RAm,RBm],'blue',lw = 1)
ax.plot([cm/2,cm],[RBm,RBm],'blue',lw = 1)
ax.plot([cm,cm],[RBm,0],'blue',lw = 1)
plt.grid(True)
plt.show()
print("Vm max=",RAm,"N")
```

```
#Gráfico do momento fletor Mfm em função do comprimento xm
```

```
fig, ax = plt.subplots(figsize = (12,6),dpi=300)
↳ #configura o tamanho da figura do gráfico
plt.title("Momento fletor ($Mf_m$) ao longo do comprimento da mesa ($c_m$)")
↳ #Título do gráfico
plt.xlabel("$c_m$[mm]",fontsize=12)
↳ #Legenda do eixo x
plt.ylabel("$Mf_m$ [N.m]",fontsize=12)
↳ #legenda do eixo y
ax.plot([0,cm/2],[0,Mfm],'blue',lw = 1)
ax.plot([cm/2,cm],[Mfm,0],'blue',lw = 1)
```

```

plt.grid(True)
plt.show()
print("Mfm max=", np.around(Mfm,3), "N.m")

#Cálculo da tensão atuante na mesa(Beer 5 ed pág 424)

hm = 0.041 #altura do perfil U [m]
Lm = 0.3 #Largura da mesa [m]
em = 0.01 #espessura da parede da mesa [m]
CGX = (0.5*(hm-em)*em**2 + 0.5*em*Lm**2 + (Lm*em-0.5*em**2)*(hm-em))/
    (2*em*hm-2*em**2 + Lm*em) #Coordenada do CG em x [m]
CGY = (0.5*(hm-em-em**2)*(hm-em) + Lm*em*hm-0.5*Lm*em**2 + 0.
    5*(hm*em-em**2)*(hm-em))/(2*em*hm-2*em**2 + Lm*em) #Coordenada do CG em y [m]
Ix1 = (em*(hm-em)**3)/12 + (em*(hm-em))*(CGY-0.5*(hm-em))**2 #Momento de inércia da área 1 [m^4]
Ix2 = (Lm*em**3)/12 + (em*Lm)*(CGY-(hm-0.5*em))**2 #Momento de inércia da área 2 [m^4]
Ix3 = Ix1 #Momento de inércia da área 3 [m^4]
Ixxm = Ix1 + Ix2 + Ix3 #Momento de inércia de área em x da mesa [m^4]
t = em #Largura da seção transversal do elemento onde a tensão está sendo calculada
rdwm = 4/300 #razão entre o furo e o comprimento da mesa
ktfm = 2.6875*np.exp(-0.75128*rdwm) #Fator de concentração de tensão na mesa com furo

Mm = np.around(Mfm,2) #Momento fletor calculado através das forças que agem na barra [N.m]
Tym = ((Mm*CGY)/Ixxm)/10**6 #Tensão normal devido ao momento fletor [MPa]
A=2*((hm-em-CGY)*em)+Lm*em #Área da seção acima da linha neutra[m^2]
Y=(2*((hm-em-CGY)*0.5)*em*(hm-em-CGY)+(hm-(em*0.5))*Lm*em)/A #Distância do centroide da área calculada até o centroide da área da seção
Q = A*Y #Momento estático de área acima da linha neutra [m^3]
Txy = (RAm*Q)/(Ixxm*t)/10**6 #Tensão de cisalhamento máxima [MPa]

#Cálculo das tensões principais para o estado plano de tensões
Tam = (Tym*0.5)+((-Tym*0.5)**2+Txy**2)**0.5 #Tensão máxima [MPa]
Tbm = (Tym*0.5)-((-Tym*0.5)**2+Txy**2)**0.5 #Tensão mínima [MPa]

#Tensão equivalente de Von Mises

```



```

TVMm = (Tam**2-Tam*Tbm+Tbm**2)**0.5 #[MPa]

#Critério de falha de Von Mises (Energia de distorção máxima)
FSVMm = Tem/(ktfm*TVMm) #Fator de segurança obtido por Von Mises

print ("CGY = ",CGY,'m')
print ("CGX = ",CGX,'m')
print ("Ixm= ",Ixxm,"m^4")
print ("Fator de concentração de tensão devido aos furos=",ktfm)
print ("Q= ", Q*10**4,"10^-4 m³")
print ("Ty_m= ",np.around(Tym,3),"MPa")
print ("Txym= ",np.around(Txym,3),"MPa")
print ("Tam=",np.around(Tam,3),"MPa")
print ("Tbm=",np.around(Tbm,3),"MPa")
print ("Tensão equivalente de Von Mises =",np.around(TVMm,3),"MPa")
print ("Fator de Segurança(Von Mises)=",np.around(FSVMm,3))

```

Dimensionamento dos pinos da mesa elevatória

```
#Propriedades do material de construção dos pinos
#Latão C36000 (Matweb - https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?
→MatGUID=11b4c2ae73064844919ff56035788fc5)

Tep = 360      #Tensão de escoamento (Tensile Yield Strength) [MPa]
Tup = 470      #Tensão de resistência a tração (Ultimate Tensile Strength) [MPa]
Ep = 97*10**9  #Módulo de Elasticidade ou de Young (Young Modulus) [GPa]
Gp = 37*10**9  #Módulo de Cisalhamento (Shear Modulus) [GPa]
prp = 0.311    #Razão de Poisson (Poisson's ratio)
Tcp = 260      #Tensão de cisalhamento (Shear Strength) [MPa]

#Define as variáveis para o cálculo das tensões que o material irá suportar

#Define as variáveis para o cálculo das tensões que o material irá suportar

rext = 5      #raio externo do pino [mm]
rin = 2.5     #raio interno do pino [mm]

#Cálculo da tensão de cisalhamento no pino mais crítico da estrutura
Typ = np.around((F*0.5)/(pi*(rext**2-rin**2)),3) #Tensão de cisalhamento no
→pino [MPa]

#Fator de segurança
FSpino = np.around((Tcp/Typ),3)

print("Tensão de cisalhamento no pino mais crítico =",Typ,"MPa")
print("Fator de segurança do pino =",FSpino)
```

Dimensionamento das barras das tesouras de elevação (Viga de seção transversal retangular, prismática)

```
#Propriedades do material para construção das barras
#Alumínio 5052-H34 - (MatWeb - https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?
→MatGUID=8644ac88ccb647869449d6ff6ddfbad)

Te = 214          #Tensão de escoamento (Tensile Yield Strength) [MPa]
Tu = 262          #Tensão de resistência a tração (Ultimate Tensile Strength) [MPa]
Ts = 145          #Tensão de resistência da cisalhamento (Shear Strength) [MPa]
E = 70.3*10**9    #Módulo de Elasticidade ou de Young (Young Modulus) [GPa]
G = 25.9*10**9    #Módulo de Cisalhamento (Shear Modulus) [GPa]
pr = 0.33         #Razão de Poisson (Poisson's ratio)

#Gráfico da força cortante na barra
RA = R1 #[N]
RB = -R2 #[N]

fig, ax = plt.subplots(1,1,figsize = (12,6),dpi=300)
→          #configura o tamanho da figura do gráfico
plt.title("Força cortante ($V_b$) ao longo do comprimento da barra ($L_b$)")
→          #Título do gráfico
plt.xlabel("$L_b$[mm]",fontsize=12)
→          #Legenda do eixo x
plt.ylabel("$V_b$ [N]",fontsize=12)
→          #legenda do eixo y
ax.plot([0,0],[0,RA], 'blue',lw = 1)
ax.plot([0,Lb/2],[RA,RA], 'blue',lw = 1)
ax.plot([Lb/2,Lb/2],[RA,RB], 'blue',lw = 1)
ax.plot([Lb/2,Lb],[RB,RB], 'blue',lw = 1)
ax.plot([Lb,Lb],[RB,0], 'blue',lw = 1)
plt.grid(True)
```

```

plt.show()

#Gráfico do momento fletor na barra

Mf = RA*(Lb/1000)*0.5
    ↳ #Momento fletor calculado através das forças que agem na barra em N.m
fig, ax = plt.subplots(1,1,figsize = (12,6),dpi=300)
    ↳ #configura o tamanho da figura do gráfico
plt.title("Momento fletor ($Mf_b$) ao longo do comprimento da barra ($L_b$)")
    ↳ #Título do gráfico
plt.xlabel("$L_b$ [mm]",fontsize=12)
    ↳ #Legenda do eixo x
plt.ylabel("$Mf_b$ [N.m]",fontsize=12)
    ↳ #Legenda do eixo y
ax.plot([0,Lb/2],[0,Mf], 'blue',lw = 1)
ax.plot([Lb/2,Lb],[Mf,0], 'blue',lw = 1)
plt.grid(True)
plt.show()

#Gráfico da força longitudinal na barra de acordo com o ângulo com a base ( $\theta$ )

thetaR = thetaR[thetaR>=0.0872665]    #Retira os valores menores que 0.0872665
    ↳ (5°) radianos do array ThetaR
thetaR = thetaR[thetaR<=1.021018]    #maiores que 1.021018 (58,5°) do array theta
theta = theta[theta>=5]              #Retira os valores menores que 5° do array
    ↳ theta
theta = theta[theta<=58.5]           #Retira os valores menores que 58,5° do
    ↳ array theta

Fb = RA/np.sin(thetaR)                #Força que age na direção longitudinal da
    ↳ barra (N)
Fbmax = max(np.around(Fb,3))          #Valor máximo da força longitudinal na
    ↳ barra [N]

ax = plt.subplots(figsize = (12,6),dpi=300)
    ↳ #configura o tamanho da figura do gráfico
plt.title("Força longitudinal na barra ($F_b$) em relação ao ângulo da base,
    ↳ ($\theta$)") #Título do gráfico
plt.xlabel("$\theta$ [°]",fontsize=12)
    ↳ #Legenda do eixo x
plt.ylabel("$F_b$ [N]",fontsize=12)
    ↳ #legenda do eixo y
plt.plot(theta,Fb)
plt.grid(True)
plt.show()

```

```

#Define as variáveis para o cálculo das tensões que o material irá suportar

b = 0.004          #espessura da barra [m]
hb = 0.02          #largura da barra [m]
Ixx = (b*hb**3)/12 #Momento de inércia de área em x [m^4]
Iyy = (hb*b**3)/12 #Momento de inércia de área em y [m^4]
df = 0.01          #Diâmetro do furo na barra [m]
rdw = df/hb        #Razão entre o diâmetro do furo e a largura da barra
ktt = 3.0039-3.753*rdw+7.9735*rdw**2-9.2659*rdw**3+1.8145*rdw**4+2.9684*rdw**5
    ↳ #Fator de concentração de tensão na barra com furo em tração
ktf = 2.10560*np.exp(-0.66702*rdw)
    ↳ #Fator de concentração de tensão na barra com furo em flexão
Ty = ((Mf*hb*0.5)/Ixx)/10**6
    ↳ #Tensão normal máx calculada devido ao momento fletor [MPa]
Tx = (Fbmax/(hb*b))/10**6
    ↳ #Tensão axial devido a inclinação da viga em relação a força [MPa]
Txy = (3/2)*(RA/(b*hb))/10**6
    ↳ #Tensão de cisalhamento máxima para uma viga retangular [MPa] (Beer pag 396)

#Carga Crítica de Flambagem por flexão (Fórmula de Euler, Norton pag 194)
Pcr = (Iyy*E*pi**2)/(Lb/1000)**2 #Carga crítica de flambagem considerando
    ↳ 100% de LB, por recomendação da AISC (coluna biarticulada) (Norton pag 196)
Sigma_r = (Pcr/(b*hb))/10**6 #Tensão crítica de Flambagem [MPa]
k = (Iyy/(hb*b))*0.5 #raio de giração
Sr = (Lb/1000)/k #índice de esbeltez
FSFlamb = Pcr/Fbmax #Fator de segurança a flambagem, sendo
    ↳ FSFlamb=1, o elemento estará na iminência de flambar

#Cálculo das tensões principais para o estado plano de tensões(Beer pag 447)
Ta = ((Tx+Ty)*0.5)+(((Tx-Ty)*0.5)**2+Txy**2)**0.5 #Tensão máxima [MPa]
Tb = ((Tx+Ty)*0.5)-(((Tx-Ty)*0.5)**2+Txy**2)**0.5 #Tensão mínima [MPa]

#Tensão Equivalente de Von Mises (Beer pag 470)
TVM = (Ta**2-Ta*Tb+Tb**2)**0.5 #[MPa]

#Critério de falha de Von Mises (Energia de distorção máxima)
FSVM = Te/(ktt*TVM) #Fator de segurança obtido por Von Mises, sendo FST=1, o
    ↳ elemento está na iminência de falha

print("Vb=",np.around(RA,3),"N")
print("Mf=",np.around(Mf,3),"N.m")
print("Fbmax=",np.around(Fbmax,4),"N")
print("ktt=",ktt)
print("ktf=",ktf)
print("Ty=",np.around(Ty,3),"MPa")

```



```

print("Tx=",np.around(Tx,3),"MPa")
print("Txy=",np.around(Txy,3),"MPa")
print("Ta=",np.around(Ta,3),"MPa")
print("Tb=",np.around(Tb,3),"MPa")
print("Tensão equivalente de Von Mises =",np.around(TVM,3),"MPa")
print("Fator de Segurança(Von Mises)=",np.around(FSVM,3))
print("Carga crítica de Flambagem (Pcr)=",np.around(Pcr,3),"N")
print('Tensão crítica de Flambagem( $\sigma_r$ )=',np.around(Sigma_r,3),"MPa")
print("Raio de giração(k)=",k)
print("Índice de esbeltez(Sr)=",Sr)
print("Fator de Segurança de Flambagem (FSFlamb)=",FSFlamb)

```

Dimensionamento da viga de sustentação do eixo y (Viga de seção transversal retangular, prismática, bi-engastada)

```

#Propriedades do material para construção da viga de sustentação do eixo y
#Alumínio 7075-T6 - (MatWeb - https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4f19a42be94546b686bbf43f79c51b7d)

Te = 503          #Tensão de escoamento (Tensile Yield Strength) [MPa]
Tu = 572          #Tensão de resistência a tração (Ultimate Tensile Strength) [MPa]
Ts = 331          #Tensão de resistência a cisalhamento (Shear Strength) [MPa]
E = 71.7*10**9    #Módulo de Elasticidade ou de Young (Young Modulus) [GPa]
G = 26.9*10**9    #Módulo de Cisalhamento (Shear Modulus) [GPa]
pr = 0.33         #Razão de Poisson (Poisson's ratio)
Mmy = (10+15)     #Massa da mesa mais a massa total da carga de projeto [kg]
Pmy = Mmy*g       #Carga total suportada pela viga [N]

#Gráfico da força cortante na barra
R1y = Pmy/2        #Reação no ponto R1 da viga do eixo y [N]
R3y = -Pmy/2       #Reação no ponto R3 da viga do eixo y [N]
Lby = 330          #Comprimento da viga [mm]

fig, ax = plt.subplots(1,1,figsize = (12,6),dpi=300)
    #configura o tamanho da figura do gráfico
plt.title("Força cortante ($V_v$) ao longo do comprimento da viga ($L_v$)")
    #Título do gráfico
plt.xlabel("$L_v$[mm]",fontsize=12)
    #Legenda do eixo x
plt.ylabel("$V_v$ [N]",fontsize=12)
    #legenda do eixo y
ax.plot([0,0],[0,R1y],'blue',lw = 1)
ax.plot([0,Lby/2],[R1y,R1y],'blue',lw = 1)
ax.plot([Lby/2,Lby/2],[R1y,R3y],'blue',lw = 1)
ax.plot([Lby/2,Lby],[R3y,R3y],'blue',lw = 1)
ax.plot([Lby,Lby],[R3y,0],'blue',lw = 1)
plt.grid(True)

```

```

plt.show()

#Gráfico do momento fletor na barra

Mfy = Pmy*(Lby/1000)*0.125
    ↳ #Momento fletor calculado através das forças que agem na barra [N.m]
fig, ax = plt.subplots(1,1,figsize = (12,6),dpi=300)
    ↳ #configura o tamanho da figura do gráfico
plt.title("Momento fletor ($Mf_v$) ao longo do comprimento da viga ($L_v$)")
    ↳ #Título do gráfico
plt.xlabel("$L_v$ [mm]",fontsize=12)
    ↳ #Legenda do eixo x
plt.ylabel("$Mf_v$ [N.m]",fontsize=12)
    ↳ #legenda do eixo y
ax.plot([0,0],[0,-Mfy], 'blue',lw = 1)
ax.plot([0,Lby/2],[-Mfy,Mfy], 'blue',lw = 1)
ax.plot([Lby/2,Lby],[Mfy,-Mfy], 'blue',lw = 1)
ax.plot([Lby,Lby],[-Mfy,0], 'blue',lw = 1)
plt.grid(True)
plt.show()

#Define as variáveis para o cálculo das tensões que o material irá suportar

by = 0.01                #espessura da barra [m]
hby = 0.061              #largura da barra [m]
Ixx_y = (by*hby**3)/12   #Momento de inércia de área em x [m^4]
Iyy_y = (hby*by**3)/12   #Momento de inércia de área em y [m^4]
dfy = 0.005              #Diâmetro do furo na barra
rdwy = dfy/hby           #Razão entre o diâmetro do furo e a largura da barra
ktfy = 2.10560*np.exp(-0.66702*rdwy) #Fator de concentração de tensão na
    ↳ barra com furo em flexão
Ty = ((Mfy*hby*0.5)/Ixx_y)/10**6    #Tensão normal máx calculada devido ao
    ↳ momento fletor [MPa]
Txy = (3/2)*(R1y/(by*hby))/10**6    #Tensão de cisalhamento máxima para uma
    ↳ viga retangular [MPa] (Beer pag 396)

#Cálculo das tensões principais para o estado plano de tensões(Beer pag 447)
Ta = (Ty*0.5)+((Ty*0.5)**2+Txy**2)**0.5 #Tensão máxima [MPa]
Tb = (Ty*0.5)-((Ty*0.5)**2+Txy**2)**0.5 #Tensão mínima [MPa]

#Tensão Equivalente de Von Mises (Beer pag 470)
TVMy = (Ta**2-Ta*Tb+Tb**2)**0.5 #[MPa]

#Critério de falha de Von Mises (Energia de distorção máxima)

```

```

FSVMY = Te/(ktfy*TVMy) #Fator de segurança obtido por Von Mises, sendo FST=1, o
↳ elemento está na iminência de falha

print("Fator de concentração de tensão (furo em flexão)=",ktfy)
print("Momento Fletor Máximo=",np.around(Mfy,3),"N.m")
print("Ty=",np.around(Ty,3),"MPa")
print("Txy=",np.around(Txy,3),"MPa")
print("Ta=",np.around(Ta,3),"MPa")
print("Tb=",np.around(Tb,3),"MPa")
print("Tensão equivalente de Von Mises =",np.around(TVMY,3),"MPa")
print("Fator de Segurança(Von Mises)=",np.around(FSVMY,3))

```

Dimensionamento do parafuso de potência para elevação da mesa, sendo a movimentação do parafuso na horizontal (Rosca quadrada ou trapezoidal, entrada simples)

```

#Parâmetros para o cálculo
d = 10 #Diâmetro nominal [mm]
p = 2 #Passo [mm]
dp = d-0.25*p #Diâmetro primitivo [mm]
dr = d-0.5*p #Diâmetro menor ou de raiz [mm]
u = 0.15 #Coeficiente de atrito rosca e porca, fica a escolha com
↳ intuito de melhorar a eficiência (aço-latão lubrificado)
ugm = 0.35 #Coeficiente de atrito entre o pino e a guia da mesa
↳ (Aço-ABS, pois não encontrei latão-ABS)
Npm = F #Força normal exercida pela carga no pino da mesa, sendo
↳ esta igual a força-peso F
L = p #Avanço do parafuso após uma revolução [mm], neste caso
↳ para entrada simples, se for entrada dupla l=2*p
alpha = 15 #Ângulo de rosca do parafuso (a), para rosca quadrada
↳ a=0°, para rosca ACME/Trapezoidal a=15°
alphaR = alpha*pi/180 #Transforma a em radianos

```

```

cosa = np.cos(alphaR) #Retorna o valor de cos a

#Torque para movimentar a carga (Tm)
Tm = (Npm*ugm*dp*0.5)*((L*cosa+u*dp*pi)/(pi*dp*cosa-u*L))*0.1 #Torque de
↳ movimentação na horizontal em N.cm
print ("Torque de movimentação =",np.around(Tm,3),'N.cm','=',np.around(Tm*0.
↳ 01,3),'N.m')

#Eficiência do parafuso de potência
tg_lambda = (L/(pi*dp)) #Tangente do ângulo de avanço
e = ((cosa-u*tg_lambda)/(cosa+u*(tg_lambda**2-1)))*100 #Eficiência do parafuso em
↳ %
print('Eficiência do parafuso=',np.around(e,2),'%')

#Tensão de torção no parafuso de potência (Norton pág 901)
Tau_m = (16*Tm*0.1)/(pi*((dr/1000)**3))/10**6 # Tensão torcional no parafuso
↳ devido ao movimento da porca em MPa
print ("Tensão torcional no parafuso(eixo z) = ",np.around(Tau_m,3), "MPa")

```


Dimensionamento do parafuso de potência para movimentação da mesa [eixo y] (Rosca quadrada ou trapezoidal, entrada simples)

```
#Parâmetros para o cálculo
Mest = 10 #Massa total da estrutura da mesa de elevação [kg]
Fest = (Mest+Pmax)*g #Carga total suportada pelo eixo y [N]
d = 10 #diâmetro nominal [mm]
p = 2 #passo [mm]
dp = d-0.25*p #diâmetro primitivo [mm]
dr = d-0.5*p #diâmetro menor ou de raiz[mm]
u = 0.15 #coeficiente de atrito rosca e porca, fica a escolha com
↳intuito de melhorar a eficiência (aço-bronze lubrificado)
ug = 0.18 #coeficiente de atrito da guia linear com o patins
↳fornecido pelo fabricante
L = p #Avanço do parafuso após 1 revolução [mm],no caso para
↳entrada simples, se fosse entrada dupla L = 2*p
alphay = 15 #Ângulo de rosca do parafuso (a), para rosca quadrada
↳a=0°, para rosca ACME/Trapezoidal a=15°
alphaRy = alphay*pi/180 #transforma alpha2 em radianos
cosay = np.cos(alphaRy) #retorna o valor do cos de a

#Torque para movimentar a carga (Tmy)
Tmy = ((Fest*ug*dp*0.5)*((u*pi*dp+L*cosay)/(pi*dp*cosay-u*L)))*0.1 #Torque de
↳subida dado [N.cm]

print ("Torque de movimentação =",np.around(Tmy,3),'N.cm','=',np.around(Tmy*0.
↳01,3),'N.m')

#Eficiência do parafuso de potência
tg_lambda = (L/(pi*dp)) #Tangente do ângulo
↳de avanço
e = ((cosay-u*tg_lambda)/(cosay+u*(1/tg_lambda)))*100 #eficiência do
↳parafuso em %
print("Eficiência do Parafuso =",np.around(e,2),"%")

#Tensão de torção no parafuso de potência
Tau_my = (16*Tmy*0.1)/(pi*((dr/1000)**3))/10**6 # Tensão torcional no parafuso
↳devido ao movimento da porca em MPa
print ("Tensão torcional no parafuso[eixo y] = ",np.around(Tau_my,3), "MPa")
```

Dimensionamento do parafuso de potência para movimentação da mesa [eixo x] (Rosca quadrada ou trapezoidal, entrada simples)

```
#Parâmetros para o cálculo
Mest = 10 #Massa total da estrutura da mesa de elevação [kg]
Mey = 5 #Massa total do eixo y [Guia linear+barra y+apoio]
#mesa+eixo+patins, extrapolando [kg]
Fmx = (Mest+Pmax+Mey)*g #Carga total suportada pelo eixo x [N]
d = 10 #diâmetro nominal [mm]
p = 2 #passo [mm]
dp = d-0.25*p #diâmetro primitivo [mm]
dr = d-0.5*p #diâmetro menor ou de raiz [mm]
u = 0.15 #coeficiente de atrito rosca e porca, fica a escolha com
#intuito de melhorar a eficiência (aço-latão lubrificado)
ug = 0.18 #coeficiente de atrito da guia linear com o patins
#fornecido pelo fabricante
L = p #Avanço do parafuso após 1 revolução [mm], no caso para
#entrada simples, se fosse entrada dupla L = 2*p
alphax = 15 #Ângulo de rosca do parafuso (a), para rosca quadrada
#a=0°, para rosca ACME/Trapezoidal a=15°
alphaRx = alphax*pi/180 #transforma alpha2 em radianos
cosax = np.cos(alphaRx) #retorna o valor do cos de a

#Torque para movimentar a carga (Tum)
Tmx = ((Fmx*ug*dp*0.5)*((u*pi*dp*L*cosax)/(pi*dp*cosax-u*L)))*0.1 #Torque de
#subida dado em N.cm
print ("Torque de movimentação =", np.around(Tmx,3), 'N.cm', '=', np.around(Tmx*0.
#01,3), 'N.m')
```

```
#Eficiência do parafuso de potência
tg_lambda = (L/(pi*dp)) #Tangente do ângulo
#de avanço
e = ((cosax-u*tg_lambda)/(cosax+u*(1/tg_lambda)))*100 #eficiência do
#parafuso em %
print("Eficiência do Parafuso =", np.around(e,2), "%")

#Tensão de torção no parafuso de potência
Tau_mx = (16*Tmx*0.1)/(pi*((dr/1000)**3))/10**6 #Tensão torcional no
#parafuso devido ao movimento da porca em MPa
print ("Tensão torcional no parafuso[eixo x] =", np.around(Tau_mx,3), "MPa")
```

Cálculo de flambagem para o eixo de movimentação mais crítico [eixo z - Mesa de elevação]

```
#Parâmetros do material do eixo Aço Inox AISI 304 (Matweb - https://www.matweb.
↳ com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=abc4415b0f8b490387e3c922237098da)
Ee = 193*10**9 #Módulo de Elasticidade ou de Young (Young Modulus)
↳ [GPa]
de = 0.01 #Diâmetro do eixo [m]
re = de*0.5 #raio do eixo [m]
Ie = 0.25*pi*re**4 #Momento de inércia de área do eixo (círculo) [m^4]
Le = 0.269 #Comprimento do eixo quando este está suportando a
↳ maior força axial (mesa inteira fechada) [m]
Ae = pi*re**2 #Área da seção transversal do eixo [m^2]

#Força axial suportada pelo eixo
Fae = F/(2*np.tan(thetaR)) #Array da carga suportada pelo eixo a cada
↳ valor do ângulo em relação a base [N]
Faemax = np.around(np.max(Fae),3) #Retorna o valor máximo da força axial
↳ suportada pelo eixo ao longo da elevação da estrutura [N]

#Carga Crítica de Flambagem por flexão (Fórmula de Euler, Norton pág 194)
Pcre = (Ie*Ee*pi**2)/(0.65*Le)**2 #Carga crítica de flambagem do eixo
↳ considerando 65% de LB(Biengastada), recomendação da AISC (Norton pág 196)
Sigma_re = (Pcre/Ae)/10**6 #Tensão crítica de Flambagem [MPa]
ke = (Ie/Ae)**0.5 #raio de giração
Sre = (Le*0.65)/ke #índice de esbeltez
FSFlambe = Pcre/Faemax #Fator de segurança a flambagem, sendo
↳ FSFlambe=1, o elemento estará na iminência de flambar

print("Força axial máxima suportada pelo eixo = ",Faemax, "N")
print("Carga crítica de Flambagem (Pcre)=",np.around(Pcre,3),"N")

print('Tensão crítica de Flambagem(σre)=',np.around(Sigma_re,3),"MPa")
print("Raio de giração(ke)=",ke)
print("Índice de esbeltez(Sre)=",Sre)
print("Fator de Segurança de Flambagem (FSFlambe)=",np.around(FSFlambe,3))
```

Parâmetros do motor para cada eixo

```
#Requisitos para a escolha do motor
nz = 129/L      #Número de voltas para percorrer a distância de deslocamento do
↳ eixo z [mm]
ny = 300/L      #Número de voltas para percorrer a distância de deslocamento do
↳ eixo y [mm]
nx = 300/L      #Número de voltas para percorrer a distância de deslocamento do
↳ eixo x [mm]
t = 20          #tempo para percorrer a distância [s]
fmz = nz/t      #Frequência de rotação para o eixo Z
fmy = ny/t      #Frequência de rotação para o eixo Z
fmx = nx/t      #Frequência de rotação para o eixo Z

#Eixo Z - Motor Lin Engineering 417-13-13
Npz = 200       #Número de polos do rotor, no caso o
↳ número de passos para o eixo Z
Jrz = 20.12*10**(-7) #Inércia do rotor do motor [kg.m²]
TOz = 0.2       #Torque estático do motor [Nm]

fOz = (1/(2*pi))*((Npz*TOz)/Jrz)**0.5 #Frequência de ressonância do motor Z
↳ [Hz]
Rez = L/Npz     #Resolução de movimentação do eixo Z
↳ em full step [mm]
Rezh = L/(2*Npz) #Resolução de movimentação do eixo Z
↳ em half step [mm]

#Eixo Y - Motor SYNCRO 841.505-3
Npy = 200       #Número de polos do rotor, no caso o
↳ número de passos para o eixo Y
Jry = 1.77*10**(-5) #Inércia do rotor do motor [kg.m²]
TOy = 48*0.01    #Torque estático do motor [Nm]
fOy = (1/(2*pi))*((Npy*TOy)/Jry)**0.5 #Frequência de ressonância do motor Y
↳ [Hz]

Reyf = L/Npy     #Resolução de movimentação do eixo Y
↳ em full step [mm]
Reyh = L/(2*Npy) #Resolução de movimentação do eixo Y
↳ em half step [mm]

#Eixo X - Motor Berger Lahr VRDM 60 566-LH
Npx = 500       #Número de polos do rotor, no caso o
↳ número de passos para o eixo X
Jrx = 0.16/(10**4) #Inércia do rotor do motor [kg.m²]
TOx = 66*0.01    #Torque estático do motor [Nm]
fOx = (1/(2*pi))*((Npx*TOx)/Jrx)**0.5 #Frequência de ressonância do motor X
↳ [Hz]
Rex = L/Npx     #Resolução de movimentação do eixo X
↳ em full step [mm]
Rexh = L/(2*Npx) #Resolução de movimentação do eixo X
↳ em half step [mm]

print ("Frequência de rotação eixo Z= ", fmz, "Hz")
print ("Frequência de ressonância eixo Z= ", fOz, "Hz")
print ("Resolução de movimentação eixo Z em full step = ", Rez*1000, " µm")
print ("Resolução de movimentação eixo Z em half step em = ", Rezh*1000, " µm")
print ("Frequência de rotação eixo Y= ", fmy, "Hz")
print ("Frequência de ressonância eixo Y= ", fOy, "Hz")
print ("Resolução de movimentação eixo Y em full step = ", Reyf*1000, " µm")
print ("Resolução de movimentação eixo Y em half step = ", Reyh*1000, " µm")
print ("Frequência de rotação eixo X= ", fmx, "Hz")
print ("Frequência de ressonância eixo X= ", fOx, "Hz")
print ("Resolução de movimentação eixo X em full step = ", Rex*1000, " µm")
print ("Resolução de movimentação eixo X em half step = ", Rexh*1000, " µm")
```


Gráfico da curva de deslocamento vertical da mesa corrigida pelas dimensões da estrutura

```

xd = np.arange (0,129,0.01)          #vetor de deslocamento do centro a
↳centro do pino deslizante [mm]

x0 = 141                             #Distância entre os centros dos pinos
↳quando a mesa está na altura máxima[mm]
h0 = 42                             #Altura mínima da mesa, quando está
↳completamente fechada [mm]
hr = ((4*(Lb**2-(xd+x0)**2))*(0.5))+h0 #Equação de elevação corrigida pelos
↳parâmetros da estrutura [mm]

#Gráfico da elevação da mesa hr em função do deslocamento entre o centro do pino
↳deslizante com o centro do pino fixo (xd)
fig , ax = plt.subplots(1,1,figsize = (12,6),dpi=300)
↳#configura o tamanho da figura do gráfico
plt.title("Função da elevação real ($h_r$) pelo deslocamento dos pinos centrais
↳($x_d$)") #Título do gráfico
plt.xlabel("$x_d$ [mm]",fontsize=12)
↳#Legenda do eixo x
plt.ylabel("$h_r$ [mm]",fontsize=12)
↳#legenda do eixo y
plt.plot(xd,hr, lw=2)
↳#plot de h em função de x
plt.grid(True)
plt.show()

hrt = (4*(Lb**2-((129)+x0)**2))*(0.5)+h0 #Teste dos valores da função
hrt

```

Lista de posições de xd para garantir uma elevação de 1 em 1 mm

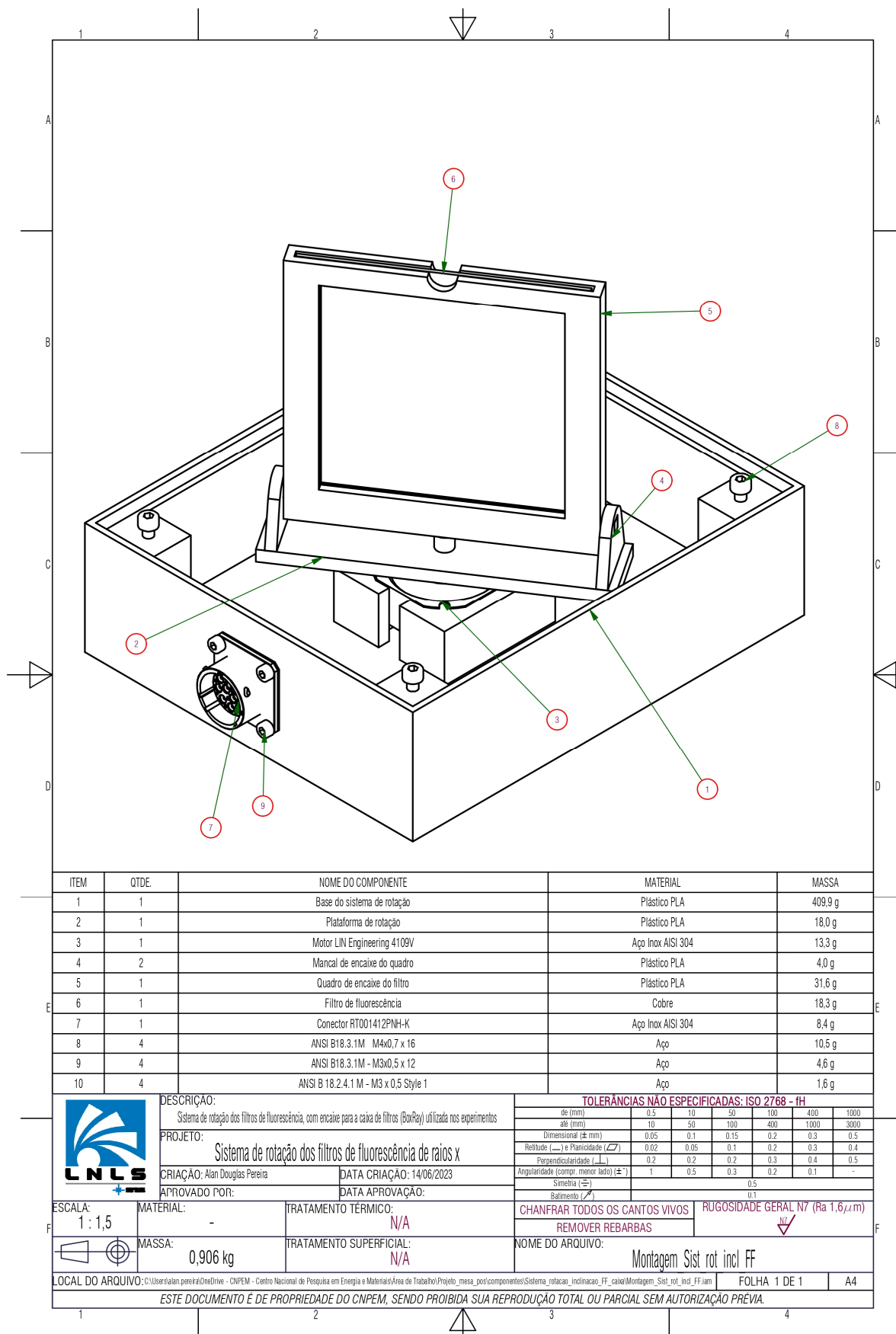
```

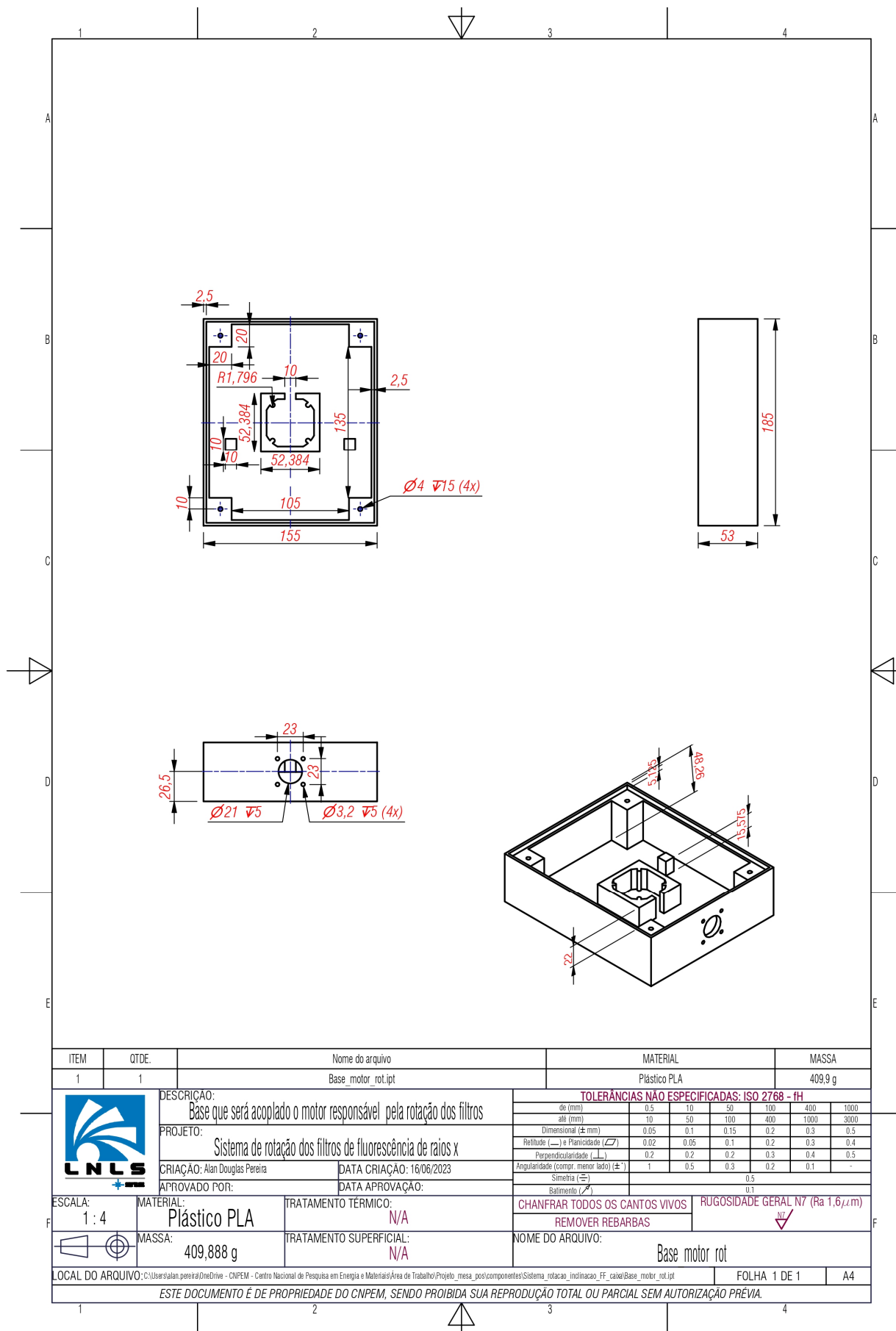
hr_c = np.arange(0,502,1)            #Array de valores da altura da mesa
↳com passo de 1 mm, indo de 0 a 501
xd_c = 0.5*((4*Lb**2-(hr_c-h0)**2)*0.5)-x0 #Equação do deslocamento em função
↳da altura da mesa, para determinar a elevação com passo de 1 em 1 mm
xd_ca = np.around(xd_c,3)             #Arredondamento dos valores de xd_ca
↳para 3 casas depois da vírgula, menor valor de avanço = 0.01 mm = 1 µm
Tabela_calib = np.column_stack((hr_c,xd_ca))
print(Tabela_calib)

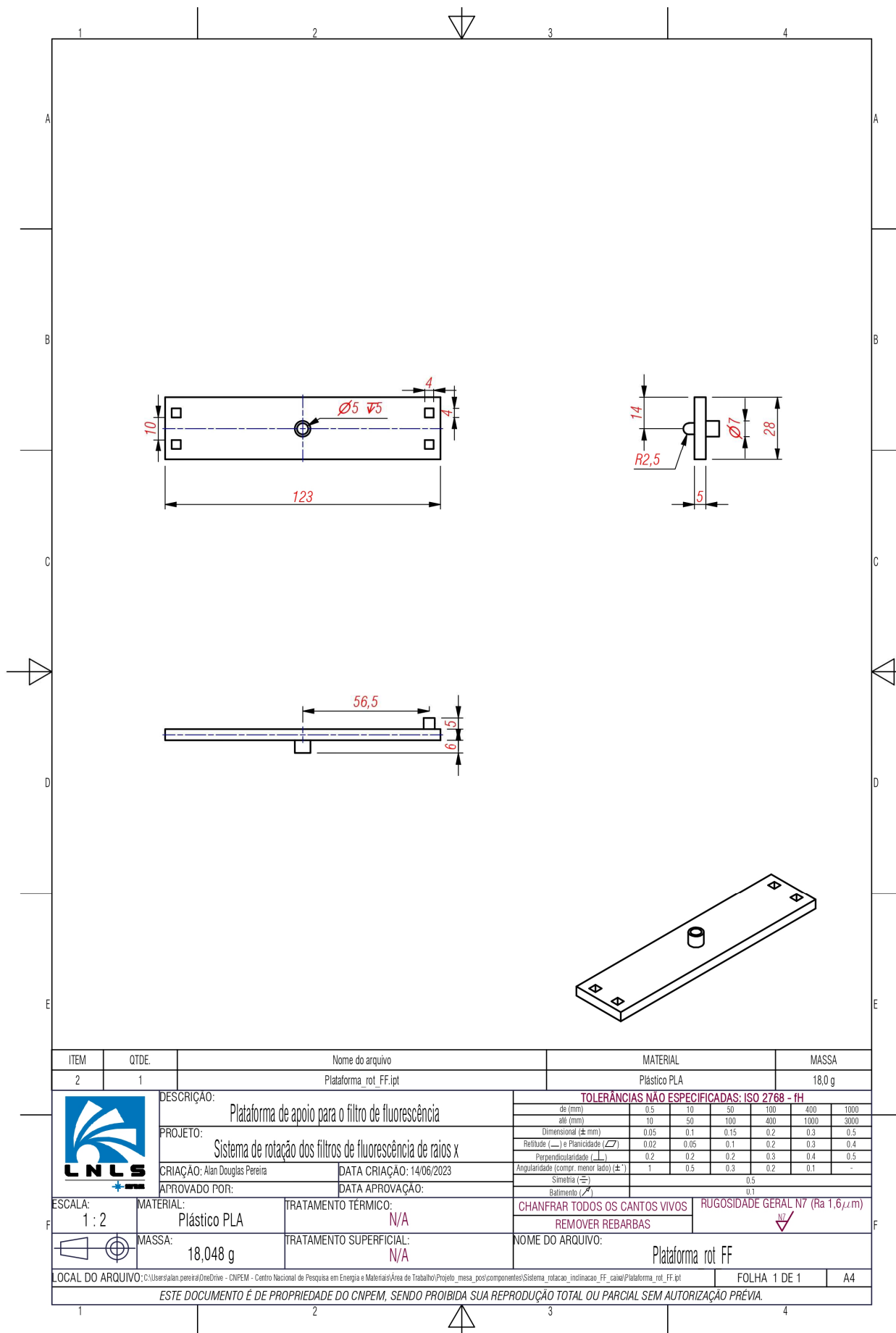
```

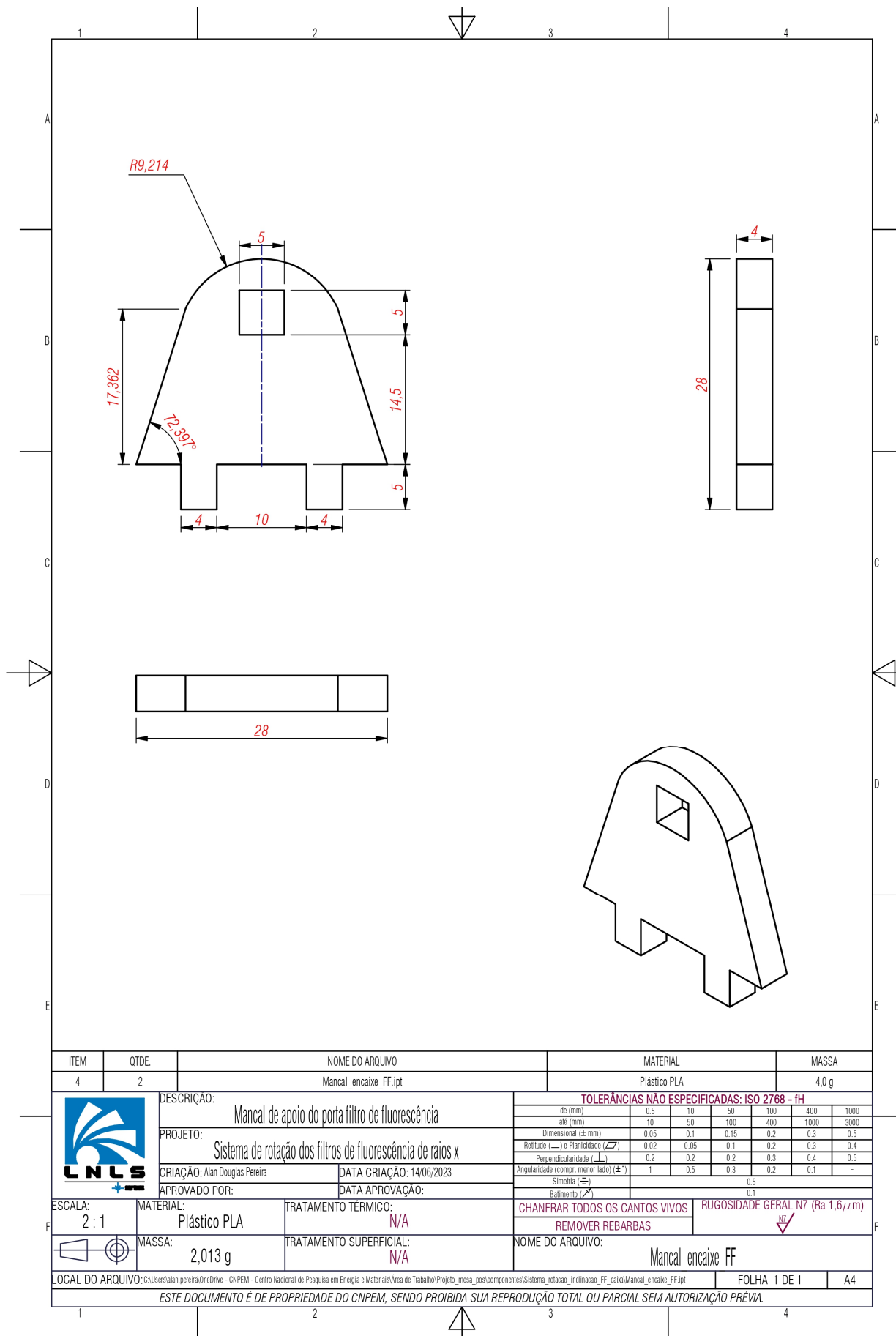
Apêndice B – Sistema de rotação para os filtros de fluorescência de raios

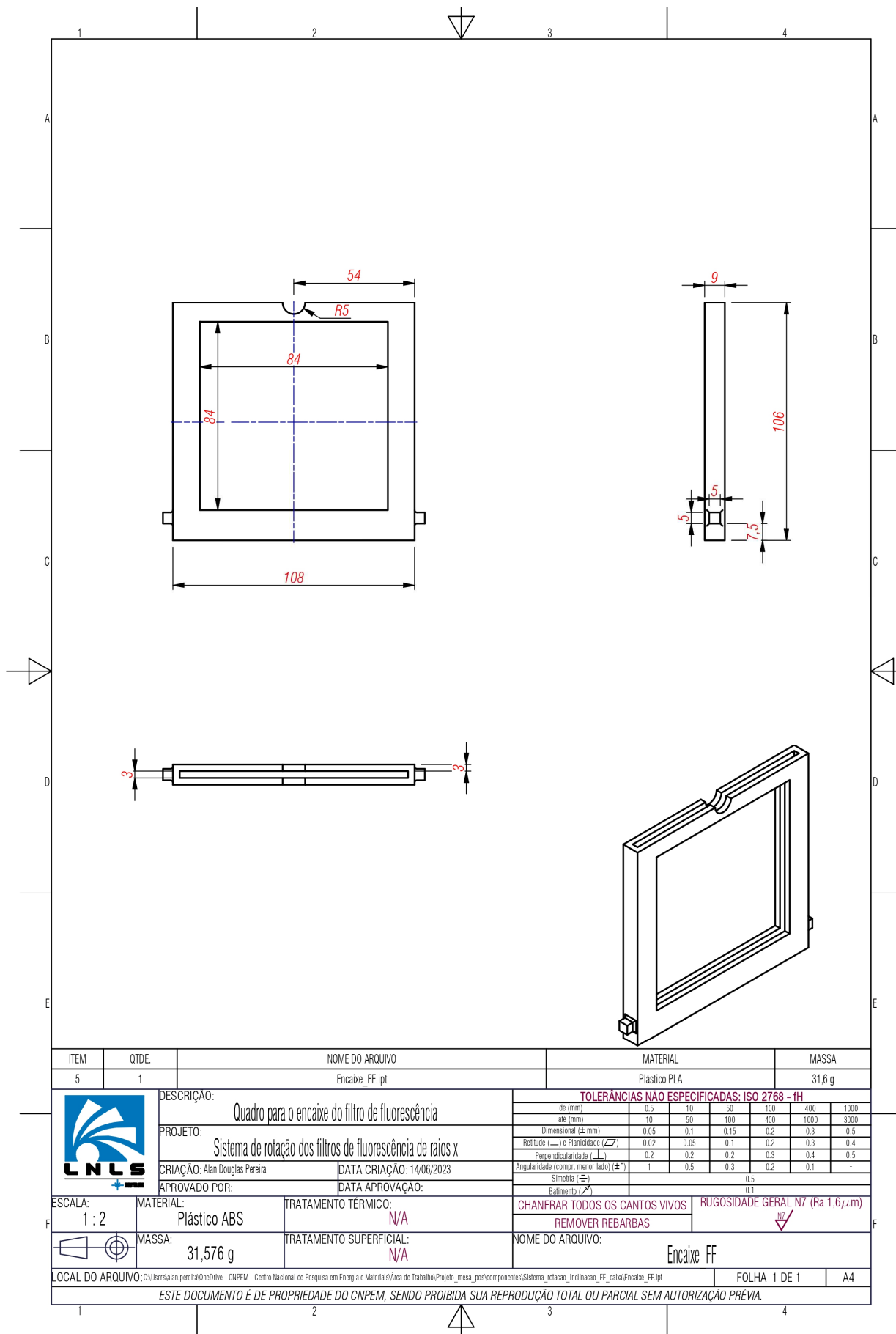
X



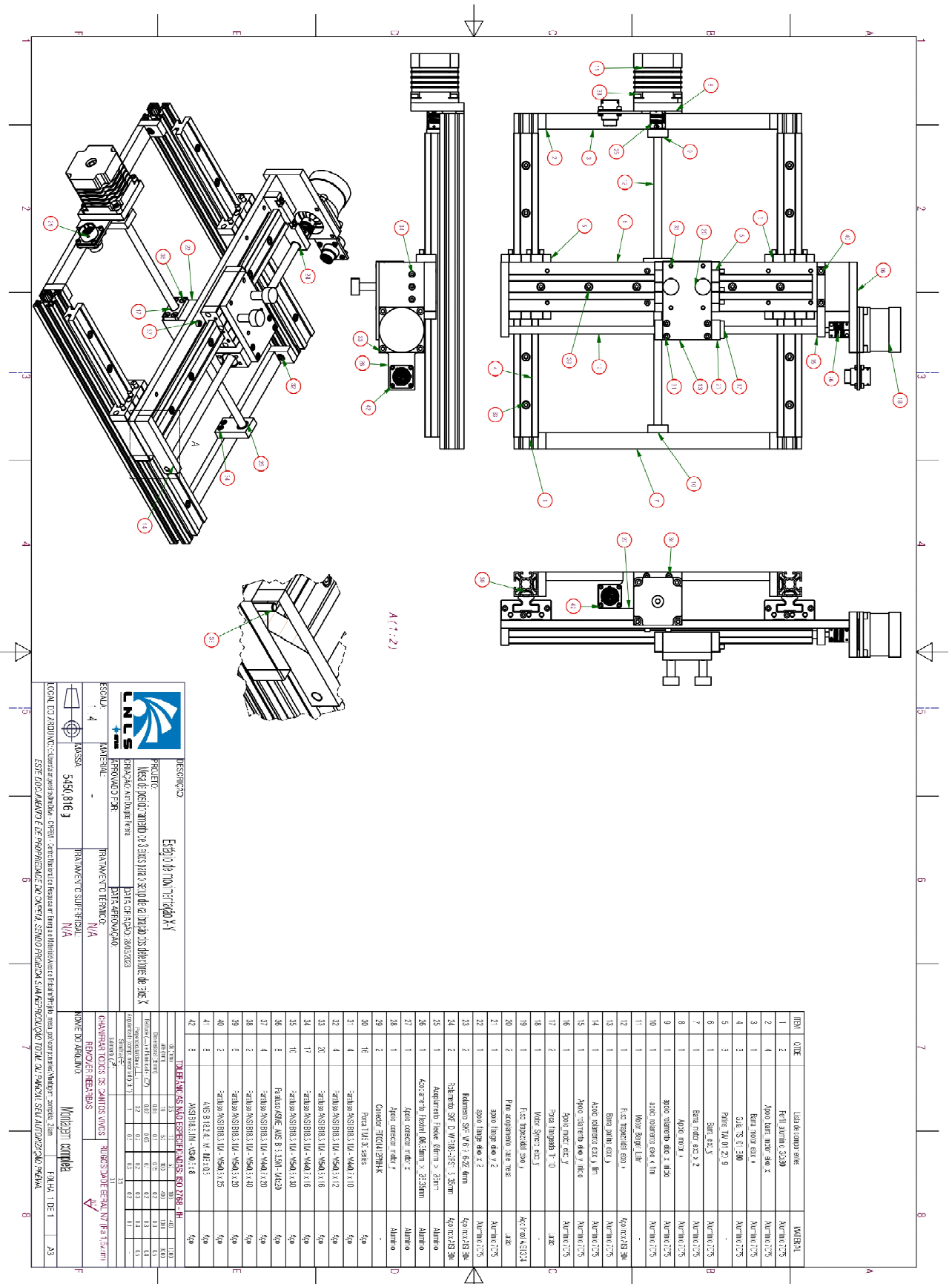


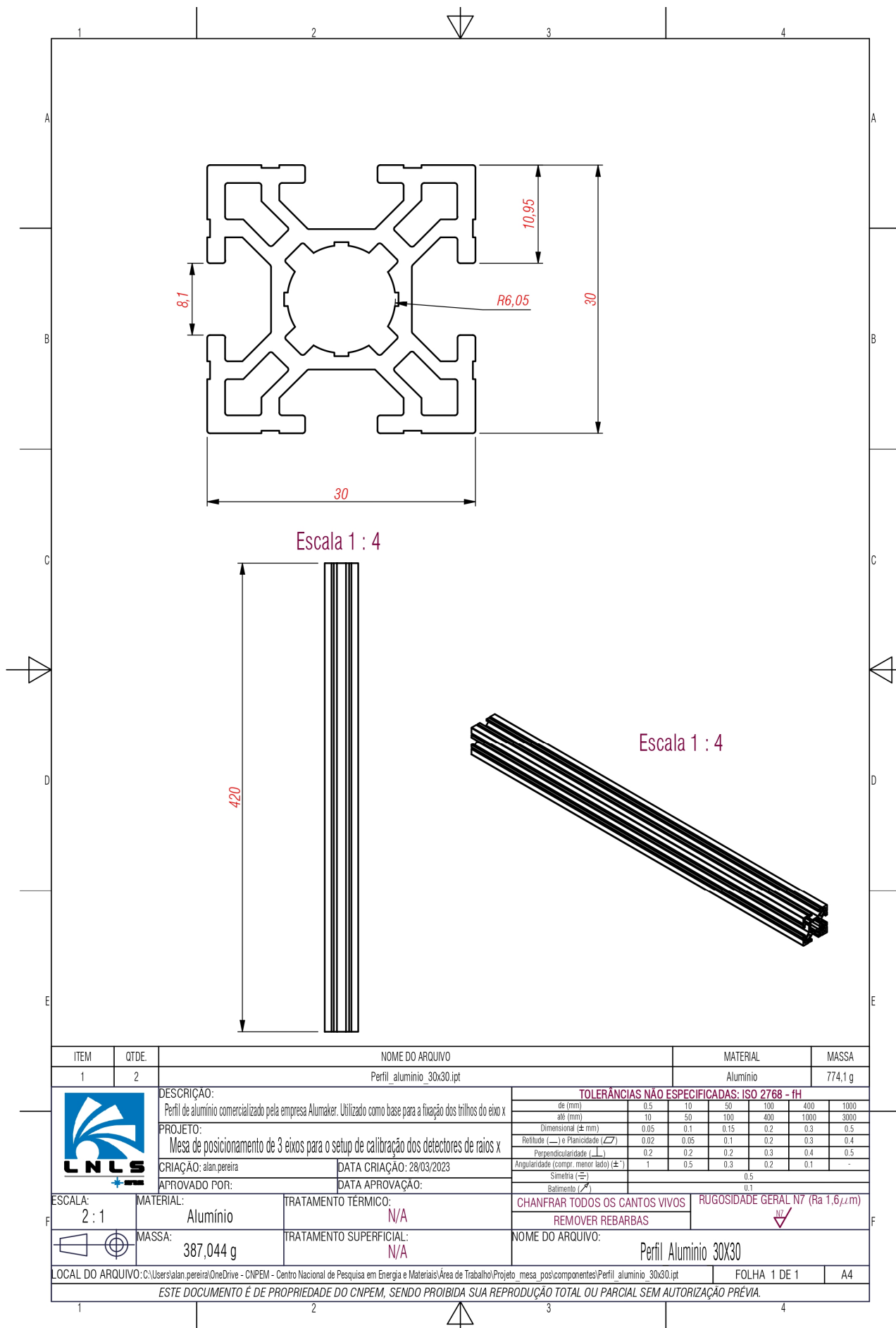


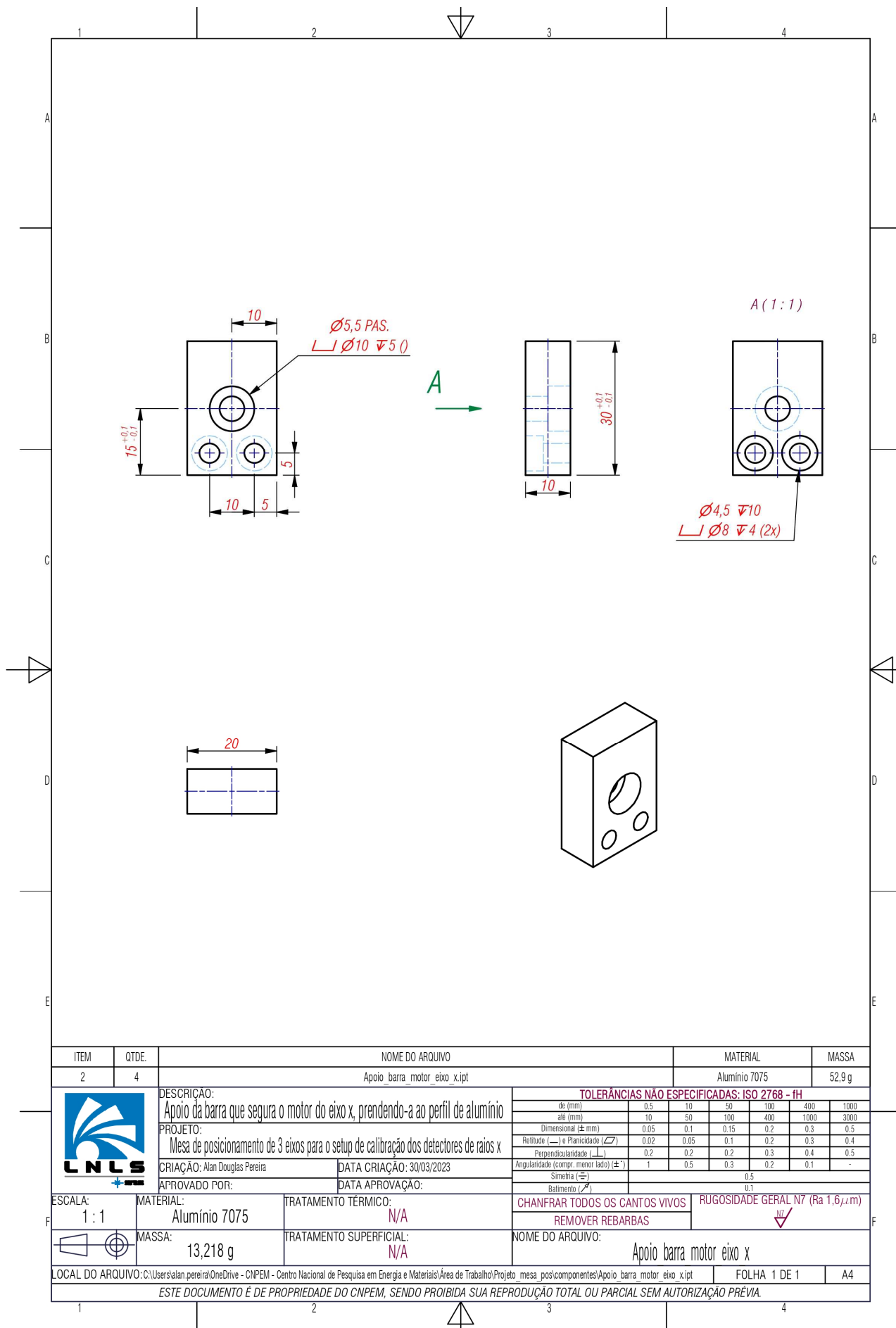




Apêndice C – Estágio de movimentação X-Y

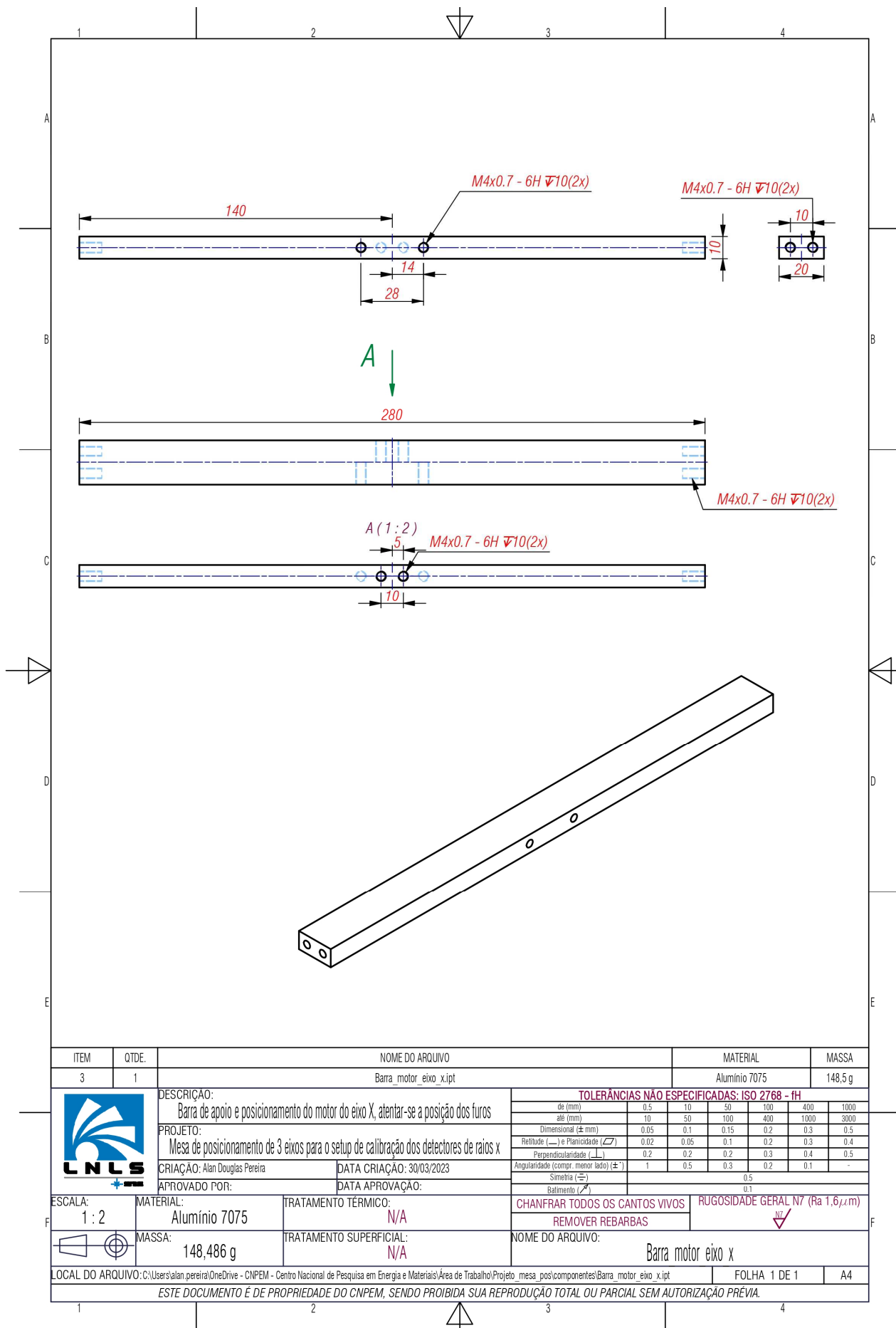


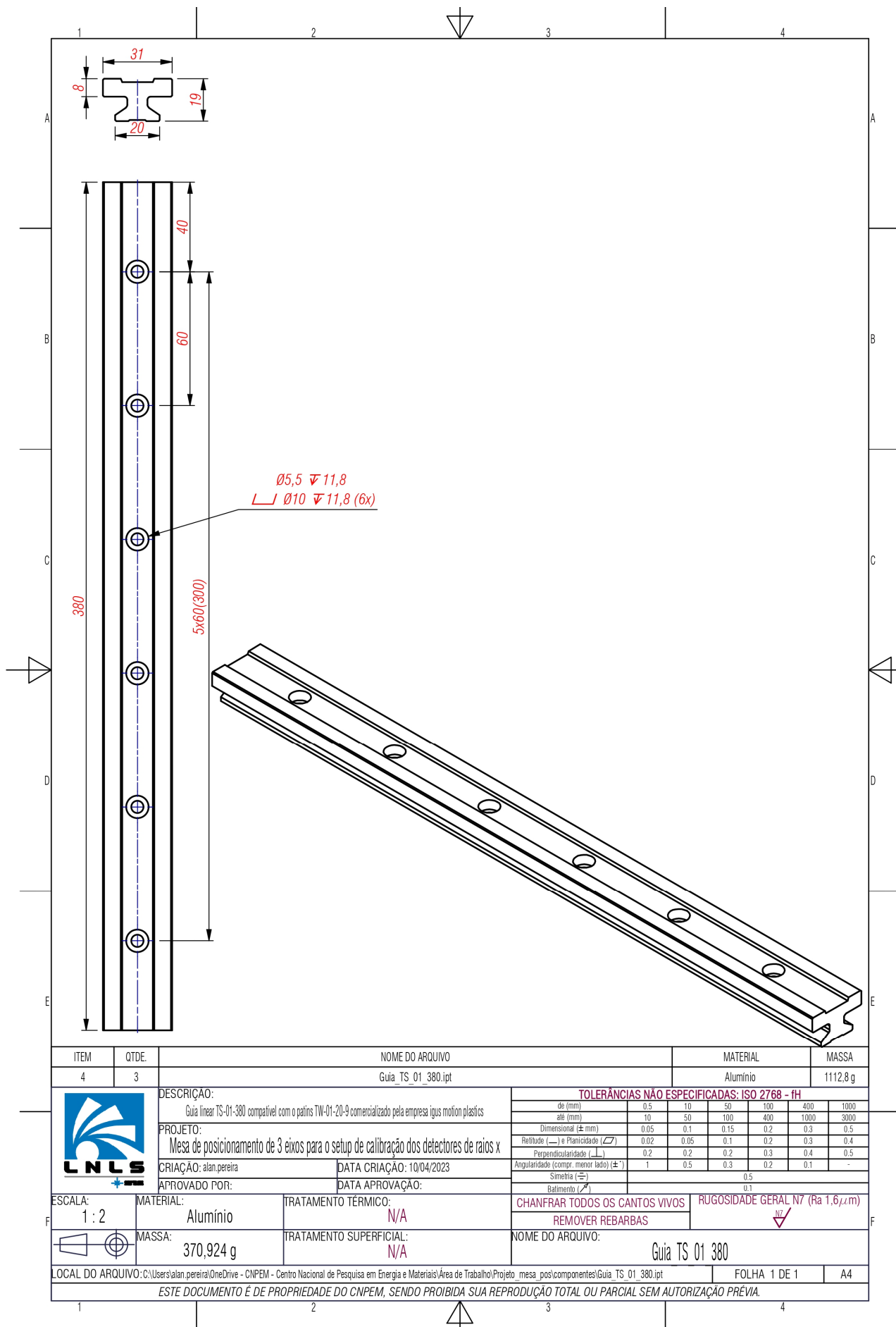


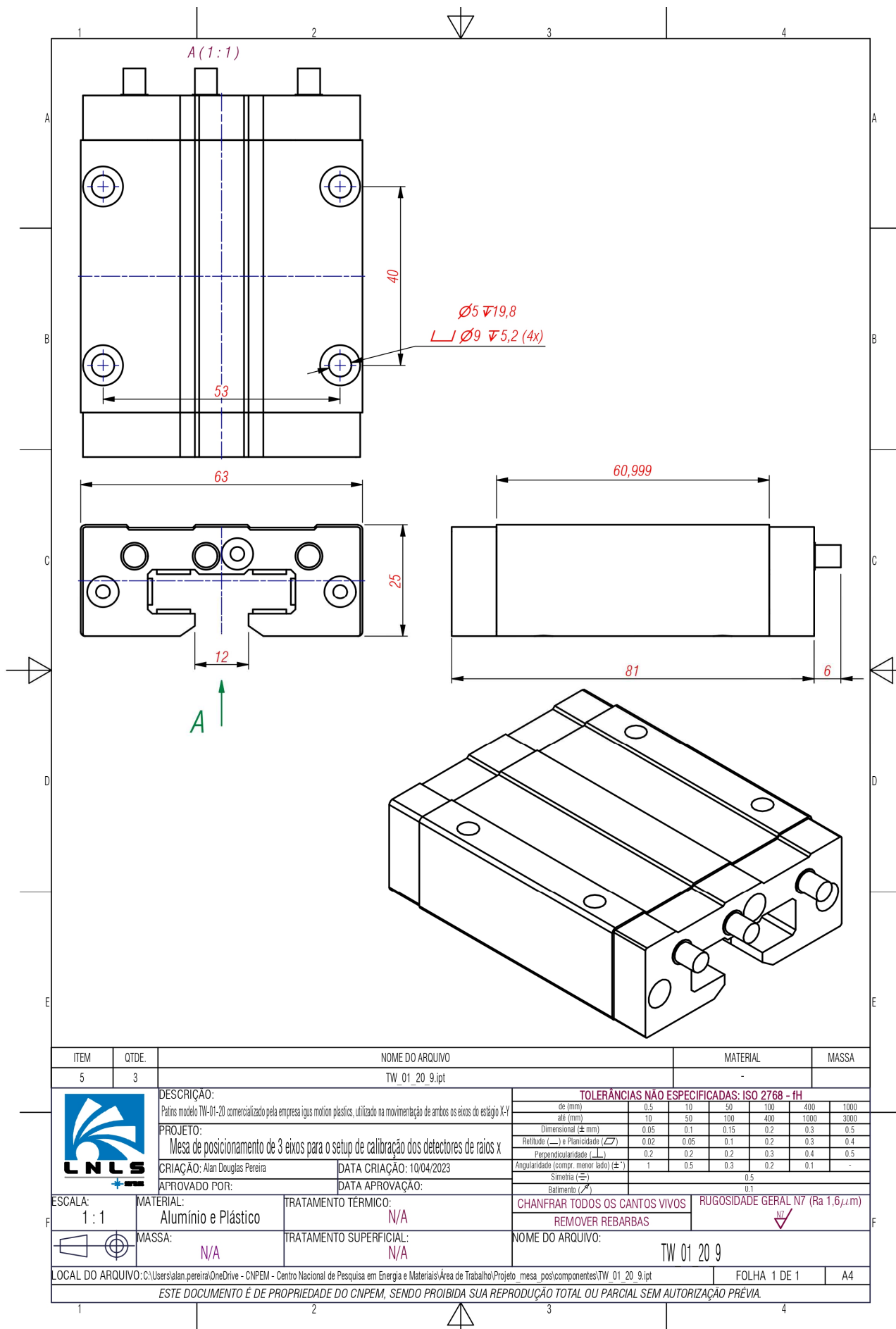


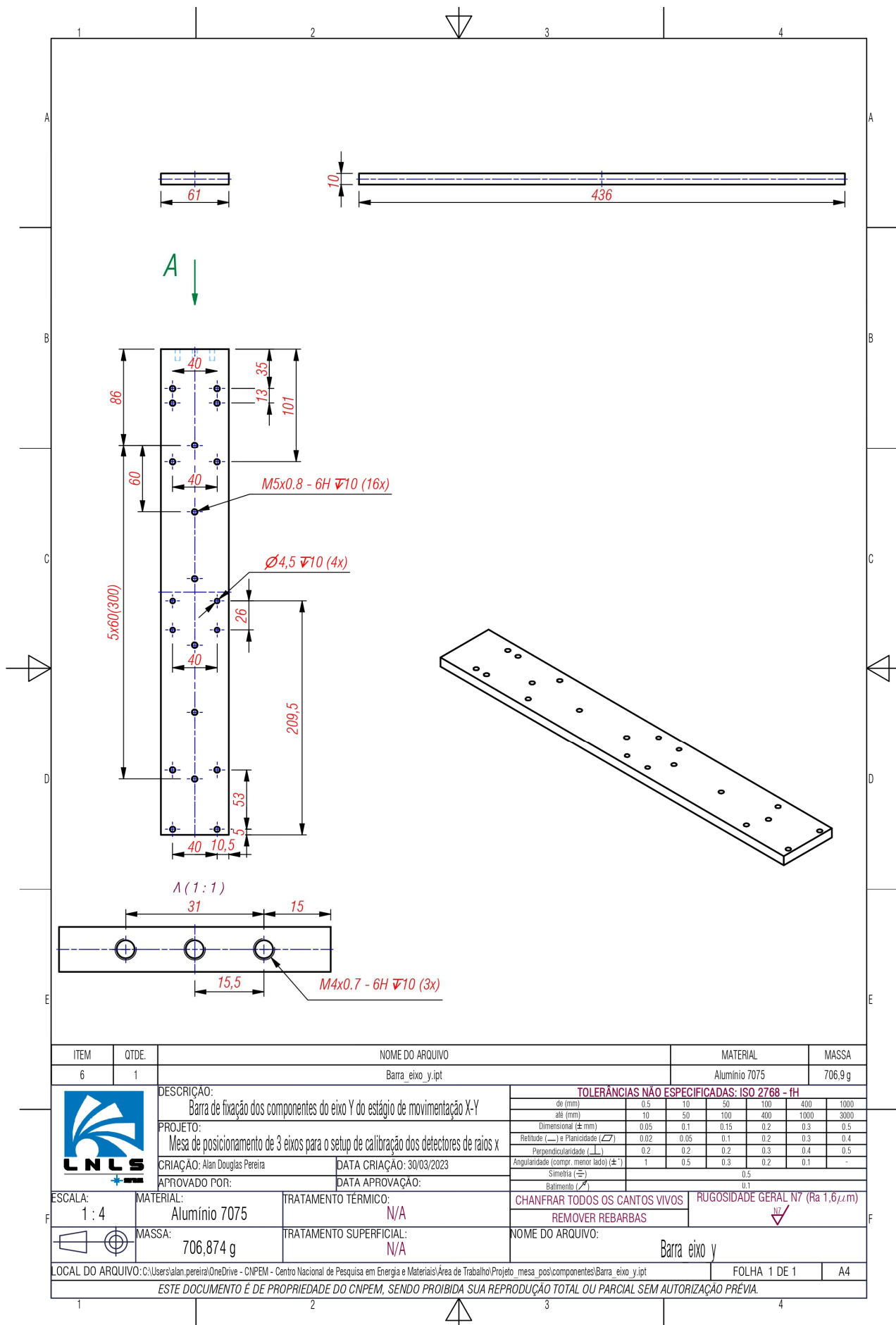
ITEM	QTD.	NOME DO ARQUIVO	MATERIAL	MASSA
2	4	Apoio_barra_motor_eixo_x.ipt	Alumínio 7075	52,9 g
		DESCRIÇÃO:	TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS: ISO 2768 - fH	
		PROJETO:		
		Mesa de posicionamento de 3 eixos para o setup de calibração dos detectores de raios x		
		CRIAÇÃO: Alan Douglas Pereira	DATA CRIAÇÃO: 30/03/2023	
		APROVADO POR:	DATA APROVAÇÃO:	
ESCALA:		MATERIAL:	TRATAMENTO TÉRMICO:	CHANFRAR TODOS OS CANTOS VIVOS
1 : 1		Alumínio 7075	N/A	RUGOSIDADE GERAL N7 (Ra 1,6µm)
MASSA:		TRATAMENTO SUPERFICIAL:	NOME DO ARQUIVO:	REMOVER REBARBAS
13,218 g		N/A	Apoio_barra_motor_eixo_x	N/A
LOCAL DO ARQUIVO: C:\Users\alan.pereira\OneDrive - CNPEM - Centro Nacional de Pesquisa em Energia e Materiais\Área de Trabalho\Projeto_mesa_pos\componentes\Apoio_barra_motor_eixo_x.ipt			FOLHA 1 DE 1	A4

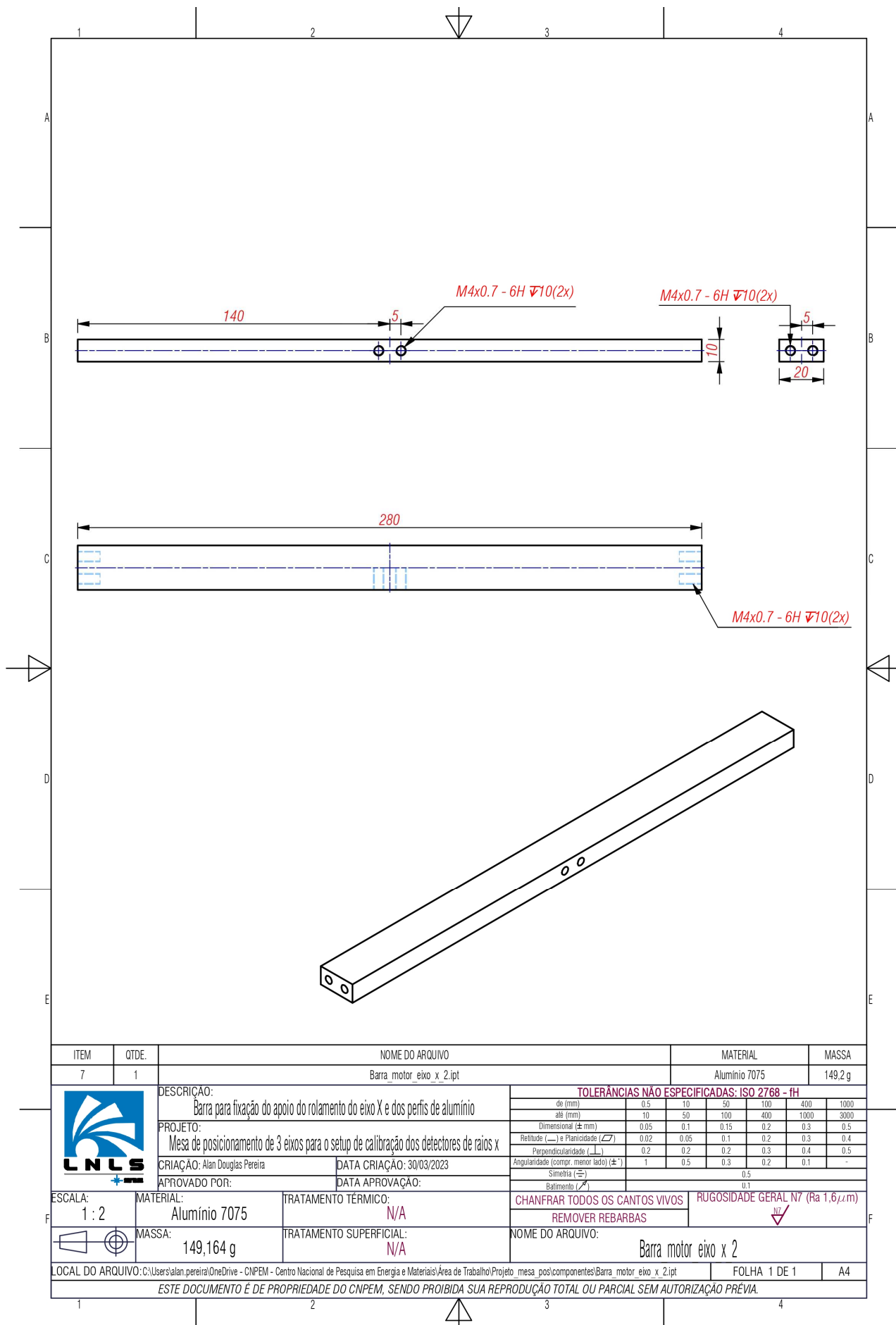
ESTE DOCUMENTO É DE PROPRIEDADE DO CNPEM, SENDO PROIBIDA SUA REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL SEM AUTORIZAÇÃO PRÉVIA.







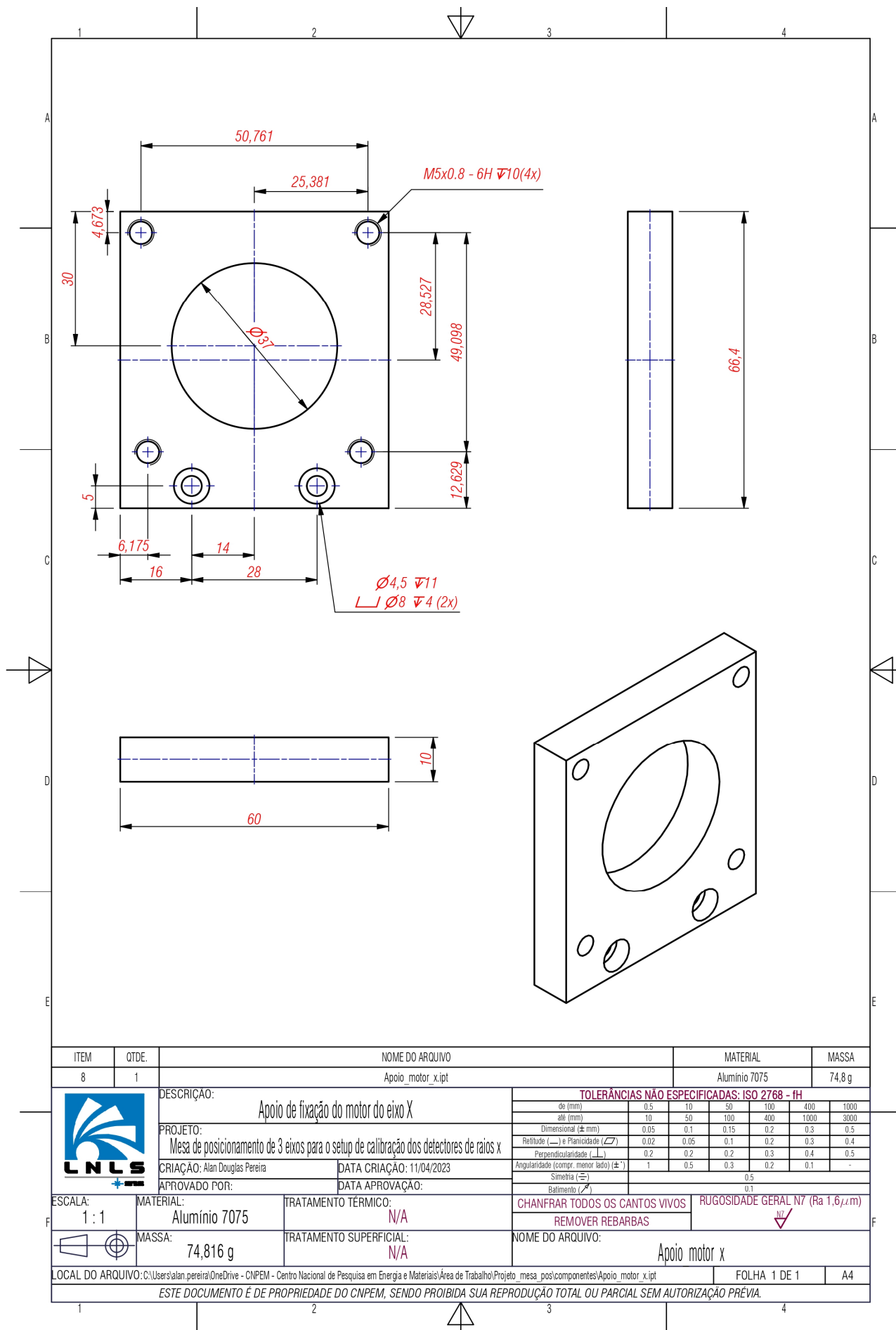


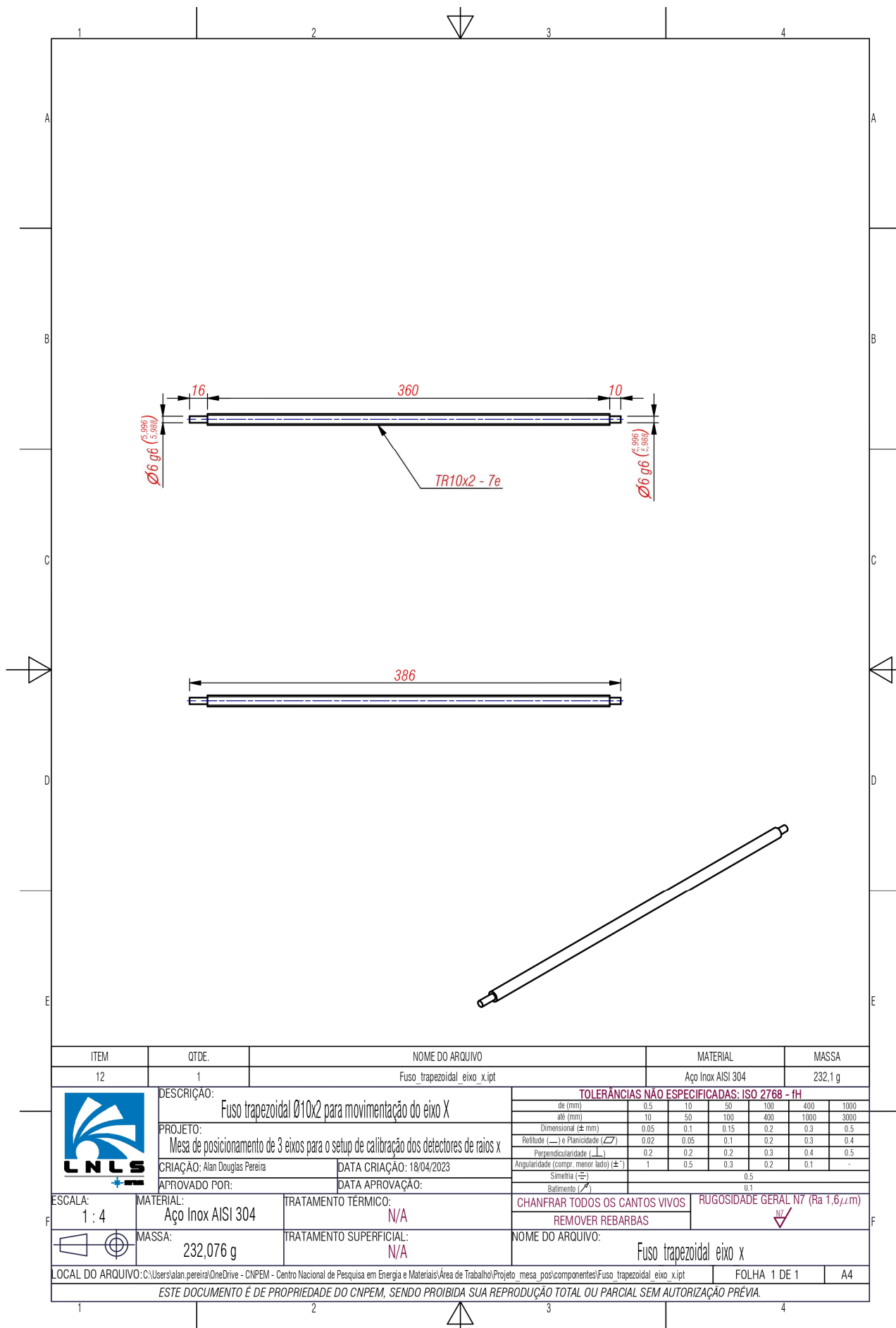


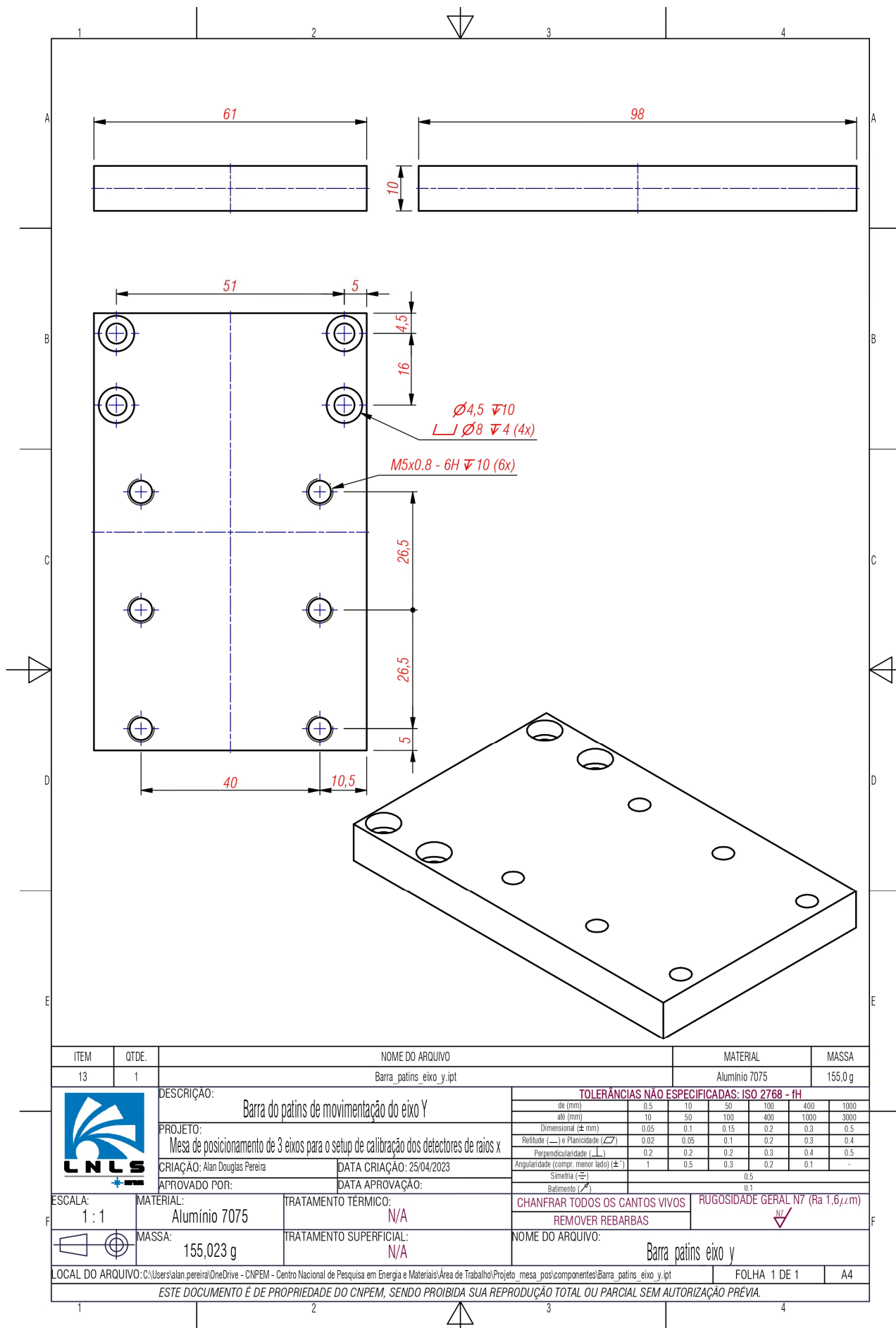
ITEM	QTDE.	NOME DO ARQUIVO	MATERIAL	MASSA
7	1	Barra_motor_eixo_x_2.ipt	Alumínio 7075	149,2 g
		DESCRIÇÃO:	TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS: ISO 2768 - TH	
		Barra para fixação do apoio do rolamento do eixo X e dos perfis de alumínio		
		PROJETO:		
		Mesa de posicionamento de 3 eixos para o setup de calibração dos detectores de raios x		
CRIAÇÃO: Alan Douglas Pereira		DATA CRIAÇÃO: 30/03/2023		
APROVADO POR:		DATA APROVAÇÃO:		
ESCALA:		MATERIAL:	TRATAMENTO TÉRMICO:	CHANFRAR TODOS OS CANTOS VIVOS
1 : 2		Alumínio 7075	N/A	RUGOSIDADE GERAL N7 (Ra 1,6 µm)
		MASSA:	TRATAMENTO SUPERFICIAL:	REMOVER REBARBAS
		149,164 g	N/A	NOME DO ARQUIVO:
				Barra motor eixo x 2

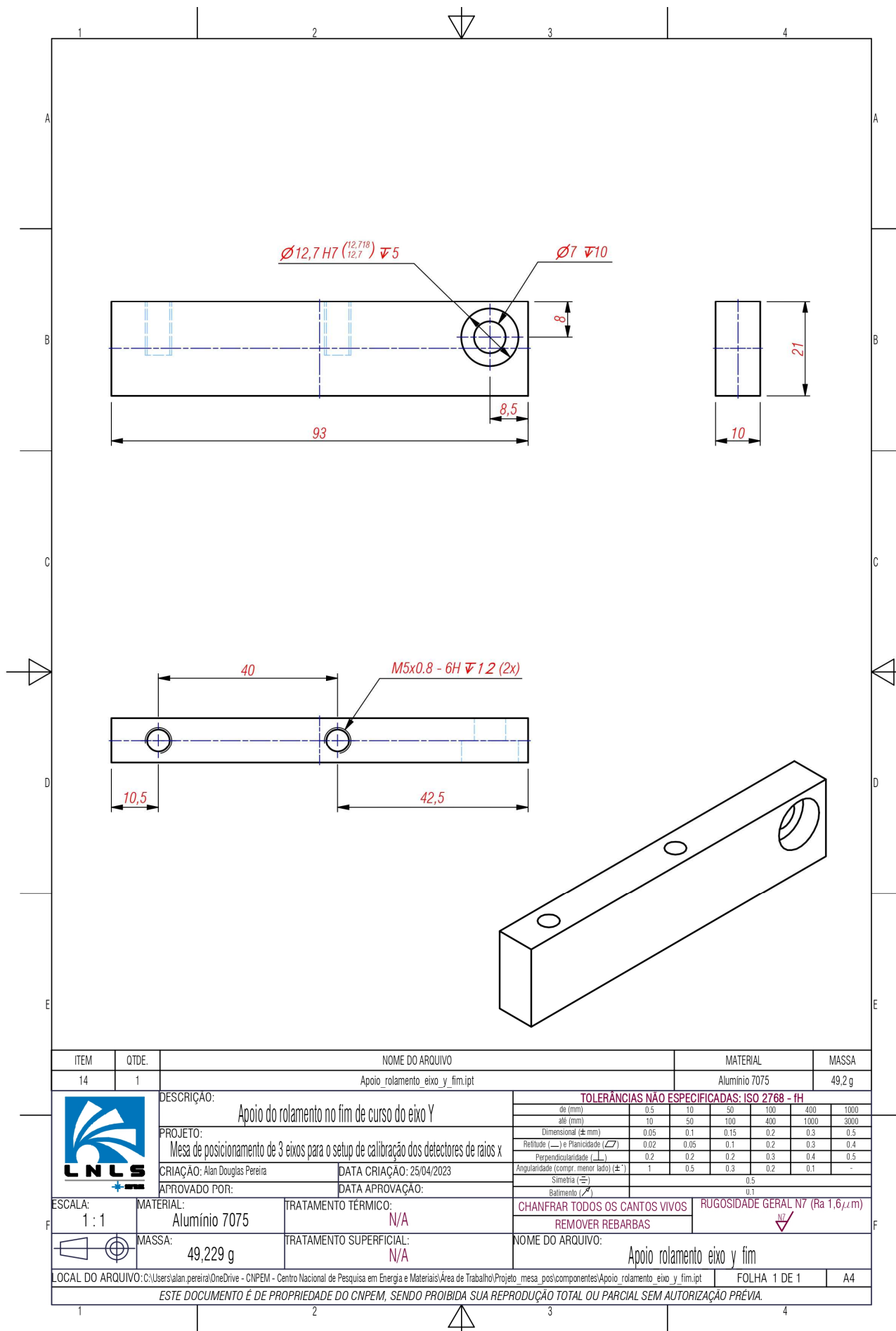
LOCAL DO ARQUIVO: C:\Users\alan.pereira\OneDrive - CNPEM - Centro Nacional de Pesquisa em Energia e Materiais\Área de Trabalho\Projeto_mesa_pos\componentes\Barra_motor_eixo_x_2.ipt FOLHA 1 DE 1 A4

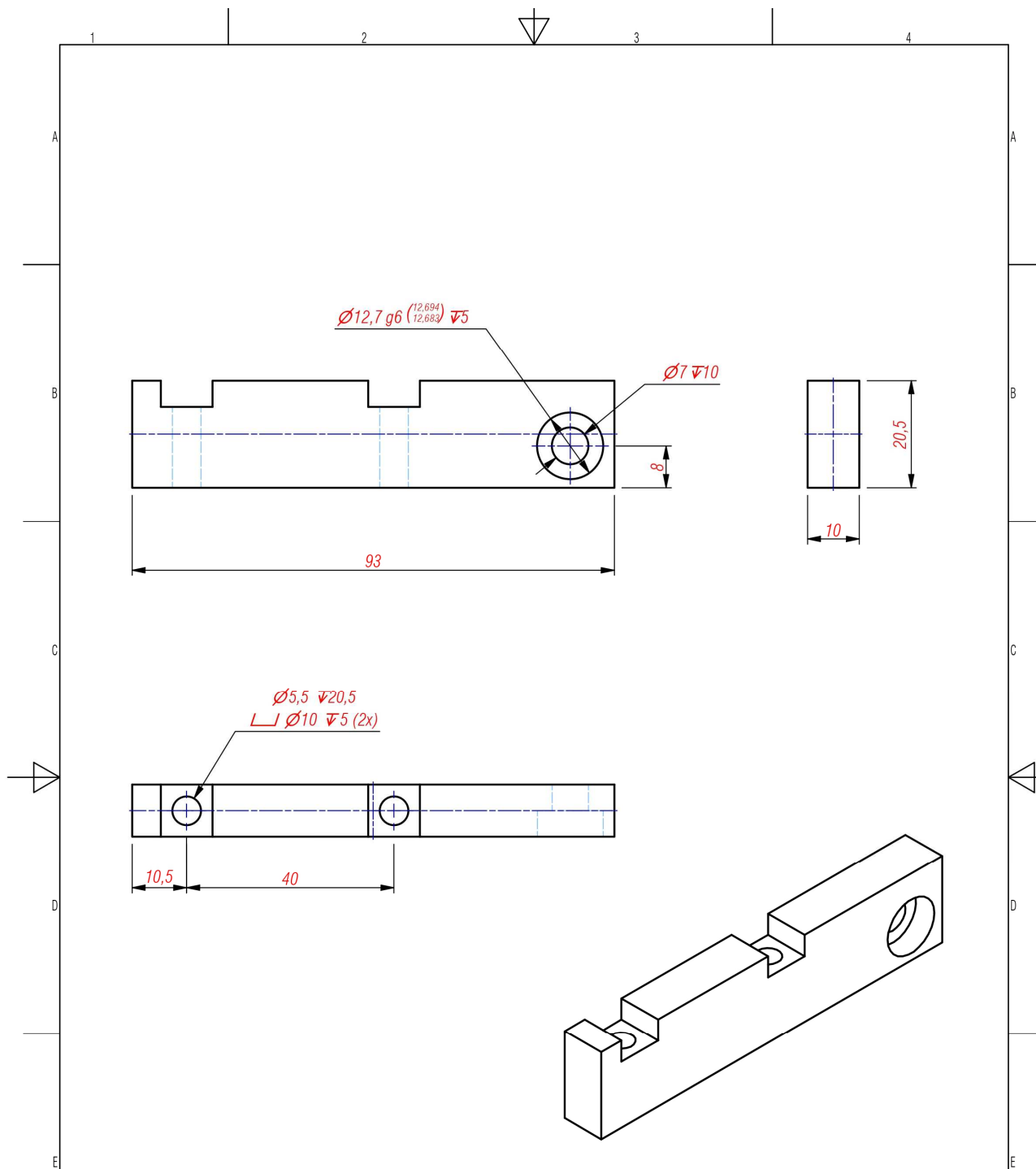
ESTE DOCUMENTO É DE PROPRIEDADE DO CNPEM, SENDO PROIBIDA SUA REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL SEM AUTORIZAÇÃO PRÉVIA.





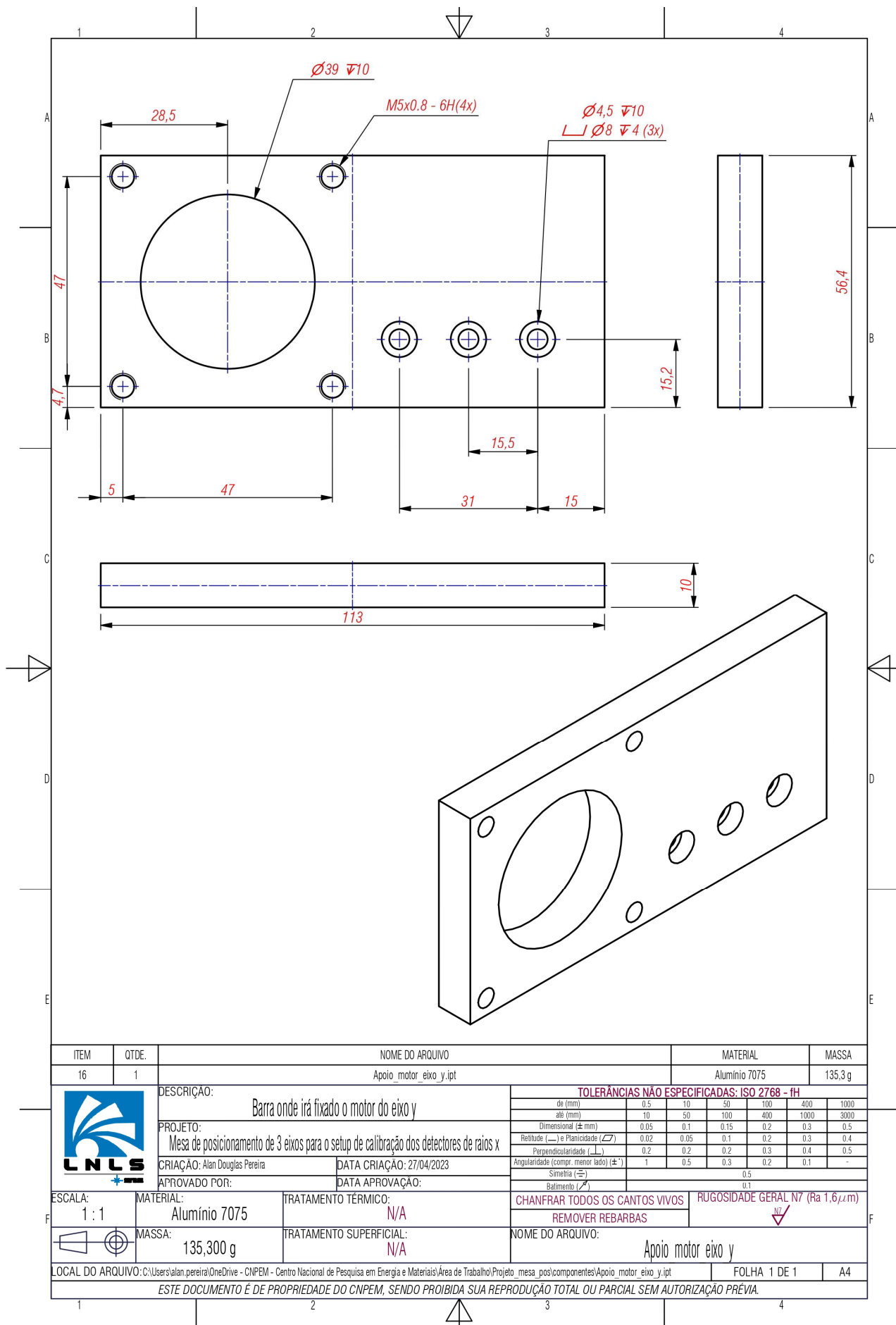


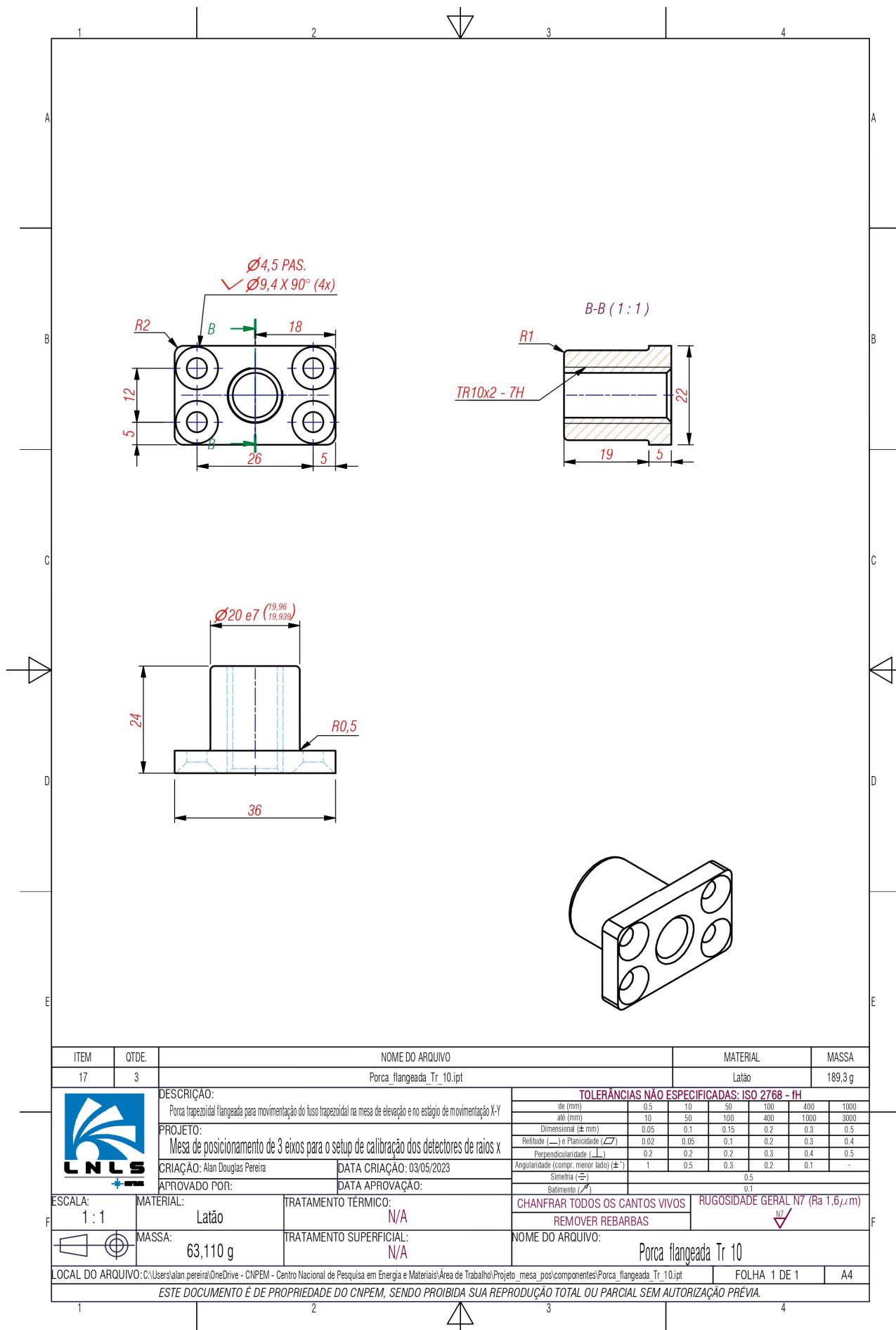


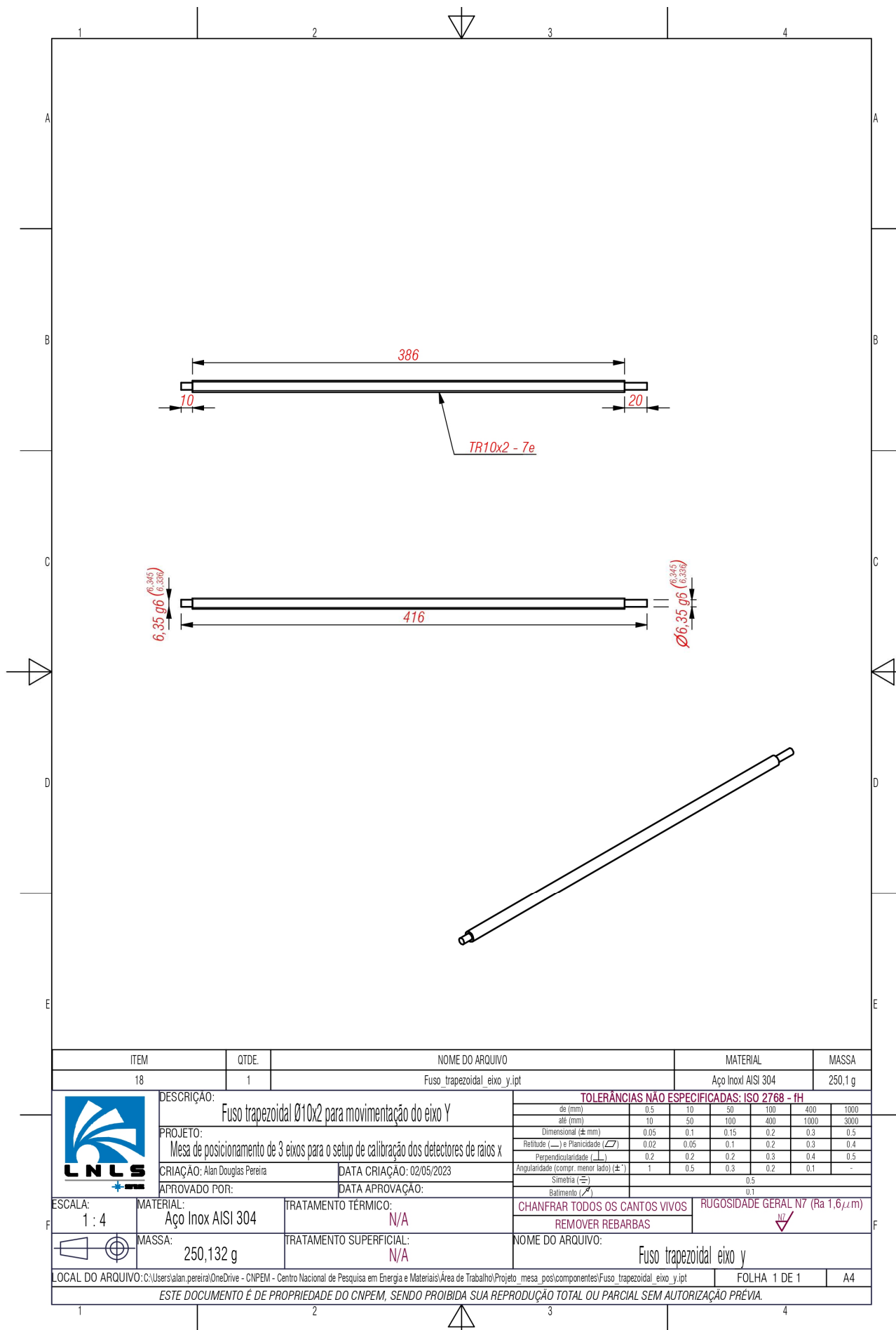


ITEM	QTDE.	NOME DO ARQUIVO			MATERIAL		MASSA			
15	1	Apoio_rolamento_eixo_y_inicio.ipt			Alumínio 7075		44,6 g			
		DESCRIÇÃO: Apoio do rolamento posicionado no início do curso do eixo Y			TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS: ISO 2768 - FH					
		PROJETO: Mesa de posicionamento de 3 eixos para o setup de calibração dos detectores de raios x								
		CRIAÇÃO: Alan Douglas Pereira			DATA CRIAÇÃO: 27/04/2023					
		APROVADO POR:			DATA APROVAÇÃO:					
ESCALA: 1 : 1		MATERIAL: Alumínio 7075	TRATAMENTO TÉRMICO: N/A		CHANFRAR TODOS OS CANTOS VIVOS REMOVER REBARBAS		RUGOSIDADE GERAL N7 (Ra 1,6µm) N7			
		MASSA: 44,557 g	TRATAMENTO SUPERFICIAL: N/A		NOME DO ARQUIVO: Apoio_rolamento_eixo_y_inicio					
LOCAL DO ARQUIVO: C:\Users\alan.pereira\OneDrive - CNPEM - Centro Nacional de Pesquisa em Energia e Materiais\Área de Trabalho\Projeto_mesa_pos\componentes\Apoio_rolamento_eixo_y_inicio.ipt					FOLHA 1 DE 1		A4			
ESTE DOCUMENTO É DE PROPRIEDADE DO CNPEM. SENDO PROIBIDA SUA REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL SEM AUTORIZAÇÃO PRÉVIA.										

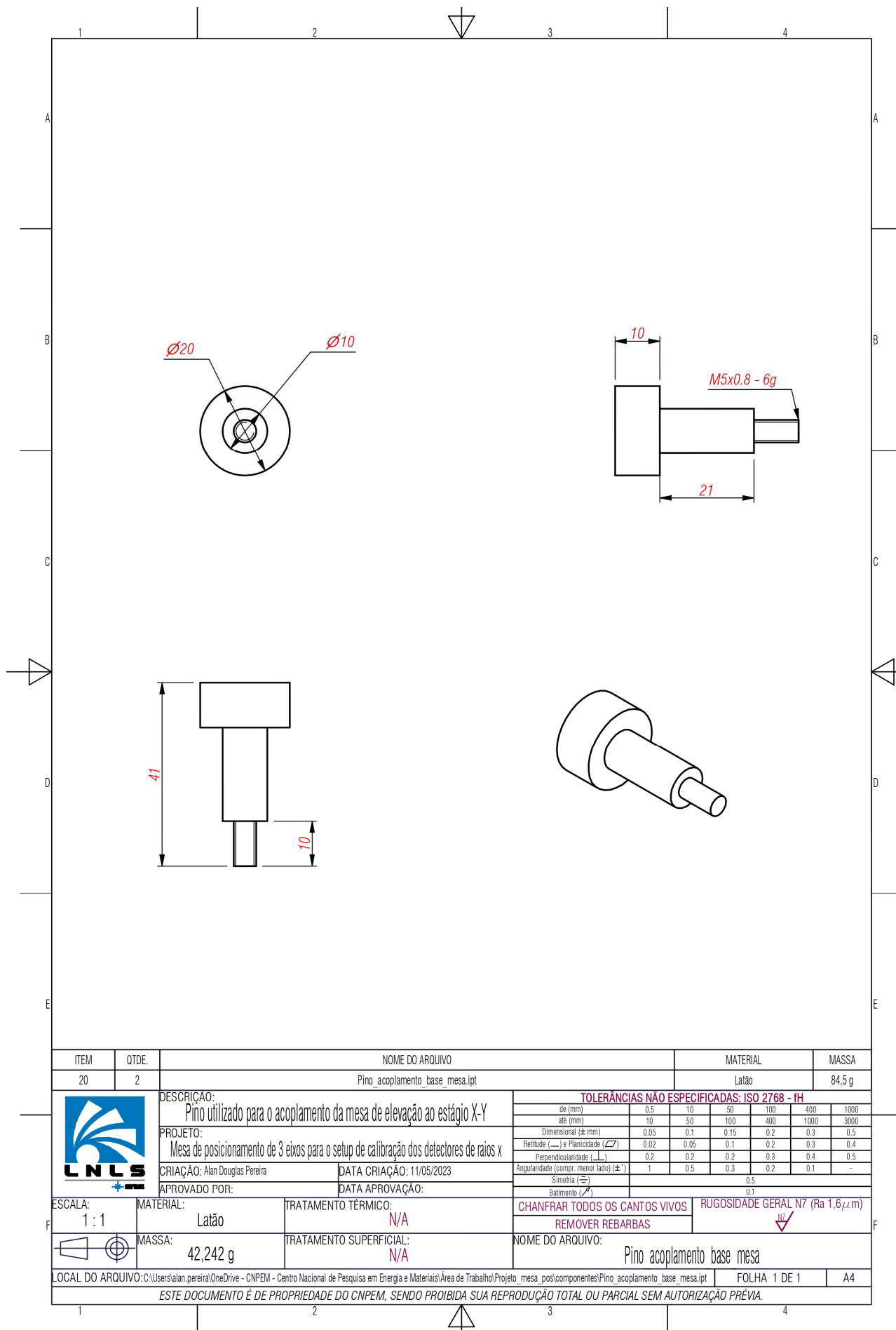
ESTE DOCUMENTO É DE PROPRIEDADE DO CNPEM, SENDO PROIBIDA SUA REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL SEM AUTORIZAÇÃO PRÉVIA.



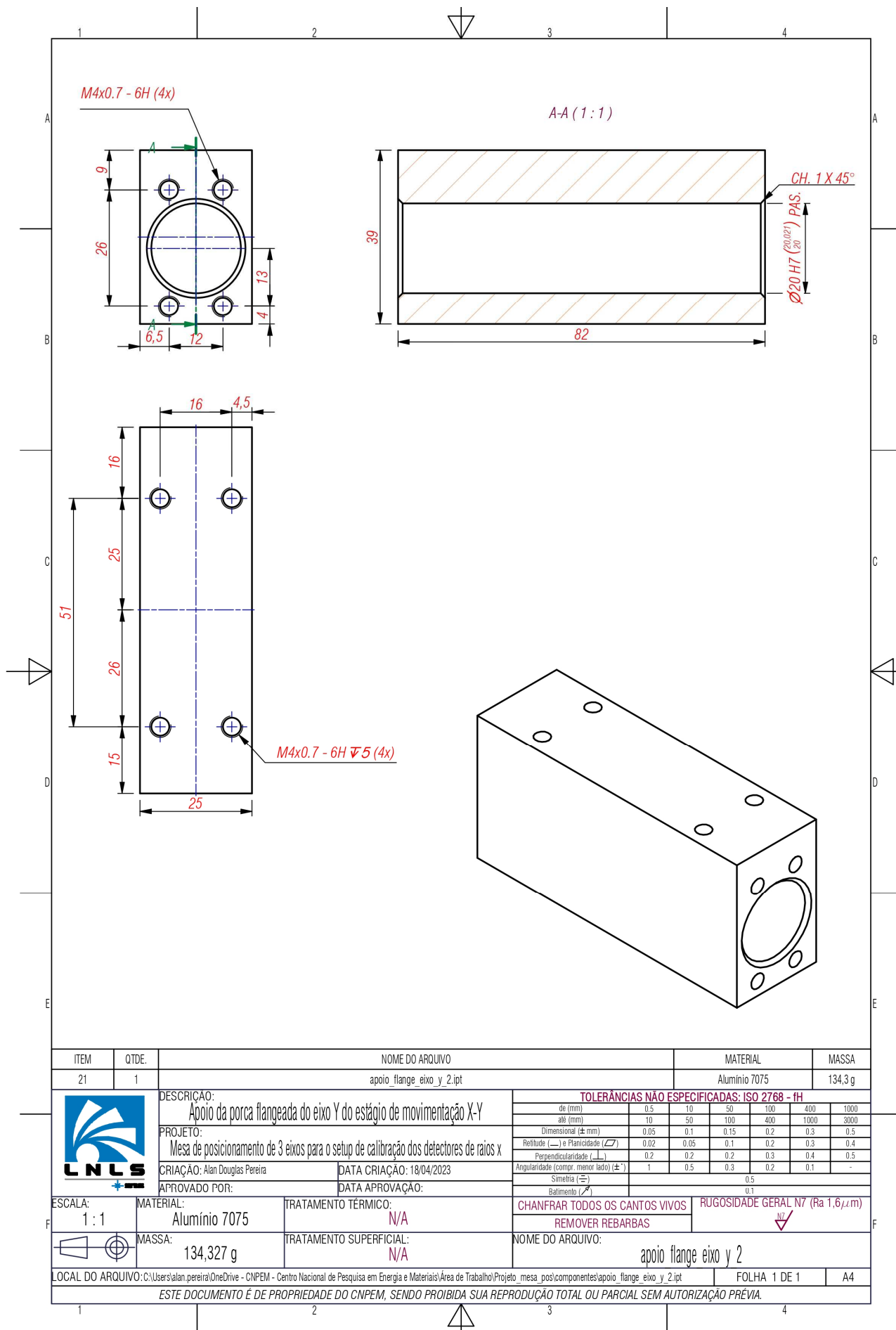


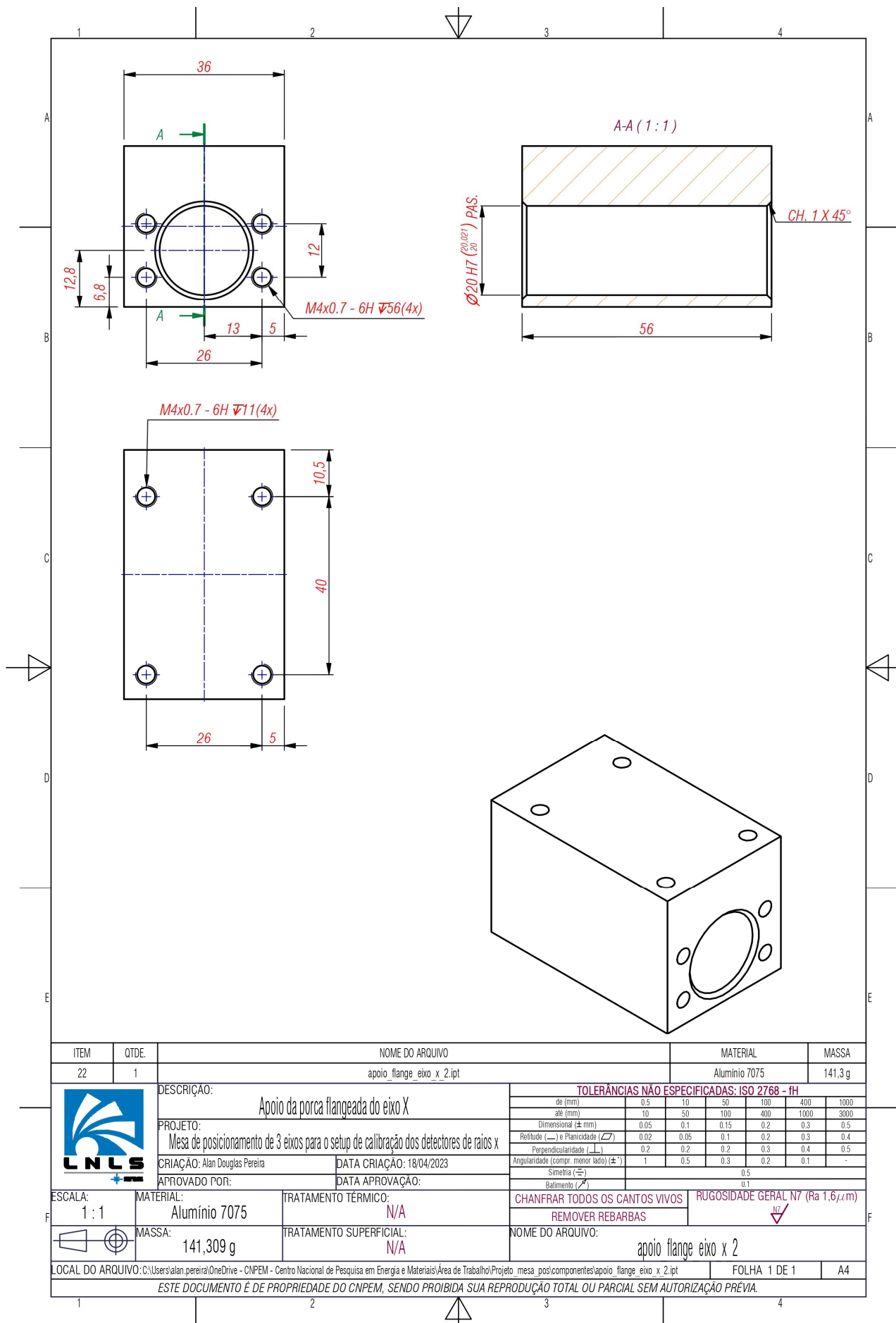


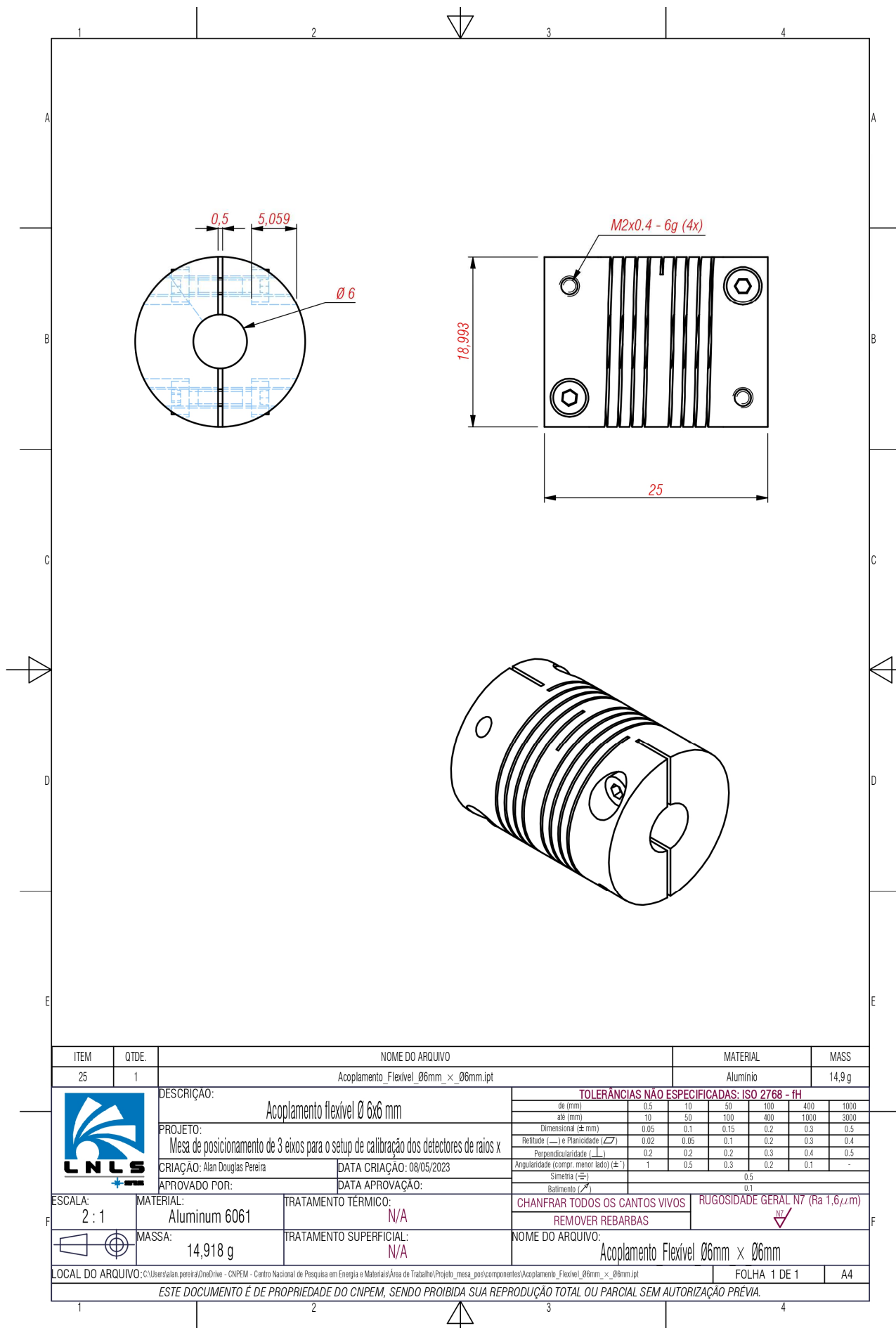
ITEM		QTDE.	NOME DO ARQUIVO			MATERIAL	MASSA	
18		1	Fuso trapezoidal eixo y.ipt			Aço Inox AISI 304	250,1 g	
	DESCRIÇÃO:		TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS: ISO 2768 - fH					
	Fuso trapezoidal Ø10x2 para movimentação do eixo Y							
	PROJETO:							
	Mesa de posicionamento de 3 eixos para o setup de calibração dos detectores de raios x							
	CRIAÇÃO: Alan Douglas Pereira		DATA CRIAÇÃO: 02/05/2023					
	APROVADO POR:		DATA APROVAÇÃO:					
	ESCALA: 1 : 4		MATERIAL: Aço Inox AISI 304		TRATAMENTO TERMICO: N/A		CHANFRAR TODOS OS CANTOS VIVOS	RUGOSIDADE GERAL N7 (Ra 1,6µm)
	MASSA: 250,132 g		TRATAMENTO SUPERFICIAL: N/A		NOME DO ARQUIVO: Fuso trapezoidal eixo y		REMOVER REBARBAS	✓
	LOCAL DO ARQUIVO: C:\Users\alan.pereira\OneDrive - CNPEM - Centro Nacional de Pesquisa em Energia e Materiais\Área de Trabalho\Projeto_mesa_pos\componentes\Fuso trapezoidal eixo y.ipt		FOLHA 1 DE 1		A4			
	ESTE DOCUMENTO É DE PROPRIEDADE DO CNPEM, SENDO PROIBIDA SUA REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL SEM AUTORIZAÇÃO PRÉVIA.							

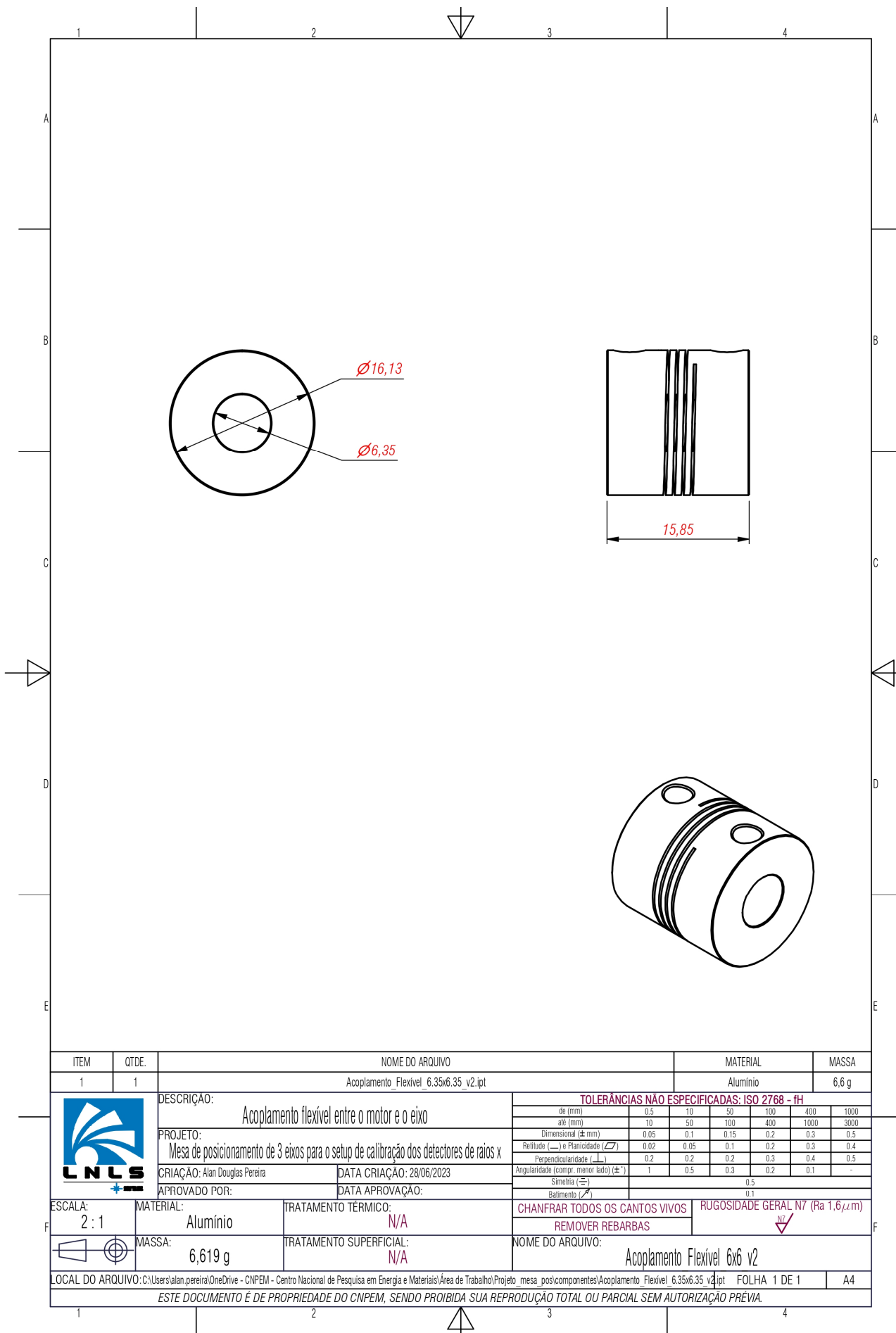


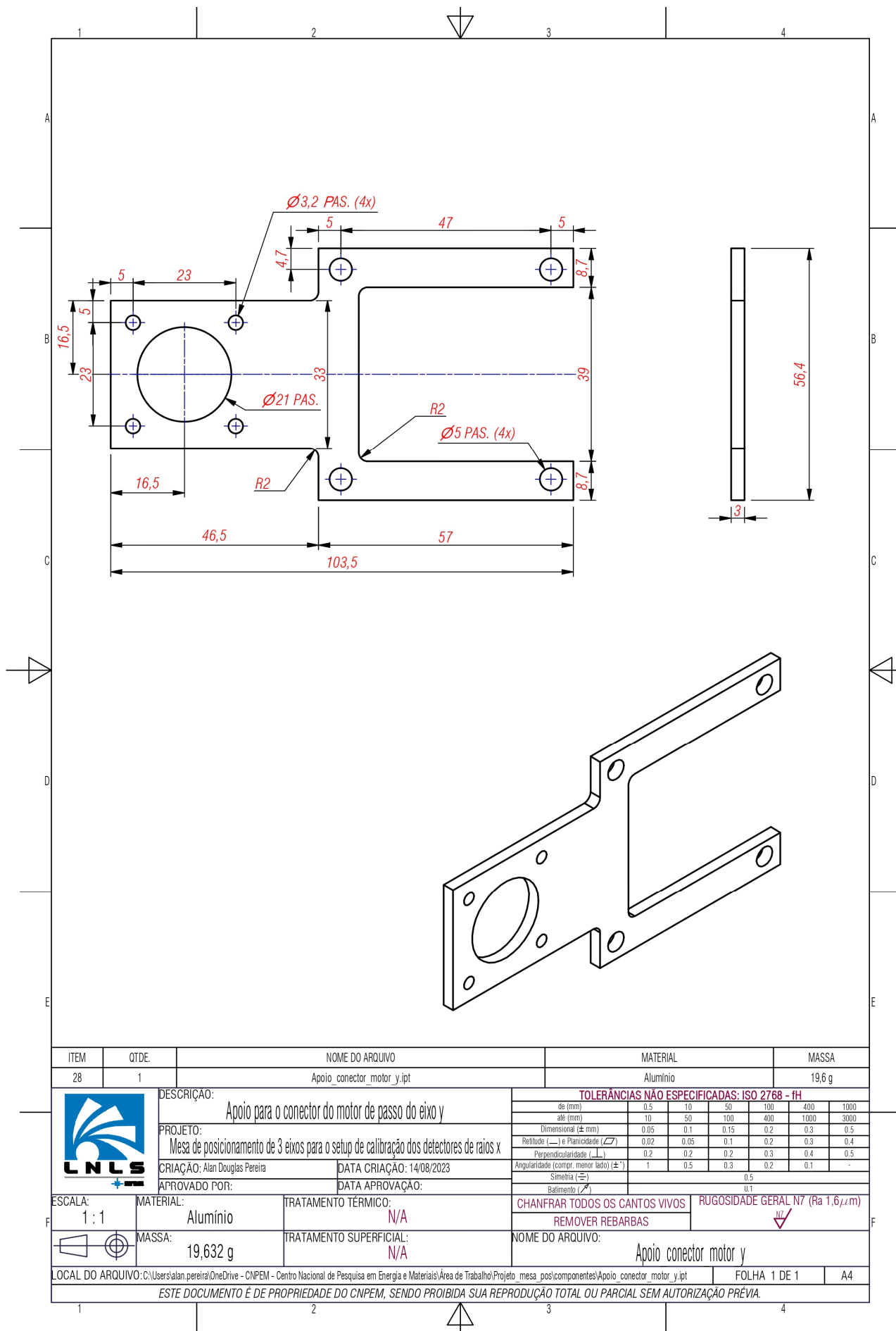
ITEM	QTDE.	NOME DO ARQUIVO	MATERIAL	MASSA
20	2	Pino_acoplamento_base_mesa.ipt	Latão	84,5 g
		DESCRIÇÃO:	TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS: ISO 2768 - fH	
		PROJETO:	de (mm)	
			até (mm)	
			Dimensional (± mm)	
			Retidão (—) e Planicidade (∇)	
CRIAÇÃO: Alan Douglas Pereira DATA CRIAÇÃO: 11/05/2023 APROVADO POR: _____ DATA APROVAÇÃO: _____			Perpendicularidade (⊥)	
			Angularidade (comp. menor lado) (±°)	
			Simetria (≡)	
			Batimento (⌢)	
			RUGOSIDADE GERAL N7 (Ra 1,6 μm)	
ESCALA:	MATERIAL:	TRATAMENTO TÉRMICO:	CHANFRAR TODOS OS CANTOS VIVOS	
1 : 1	Latão	N/A	REMOVER REBARBAS	
MASSA:	TRATAMENTO SUPERFICIAL:	NOME DO ARQUIVO:	Pino acoplamento base mesa	
42,242 g				
LOCAL DO ARQUIVO: C:\Users\alan.pereira\OneDrive - CNPEM - Centro Nacional de Pesquisa em Energia e Materiais\Área de Trabalho\Projeto_mesa_pos\componentes\Pino_acoplamento_base_mesa.ipt				FOLHA 1 DE 1
ESTE DOCUMENTO É DE PROPRIEDADE DO CNPEM, SENDO PROIBIDA SUA REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL SEM AUTORIZAÇÃO PRÉVIA.				A4



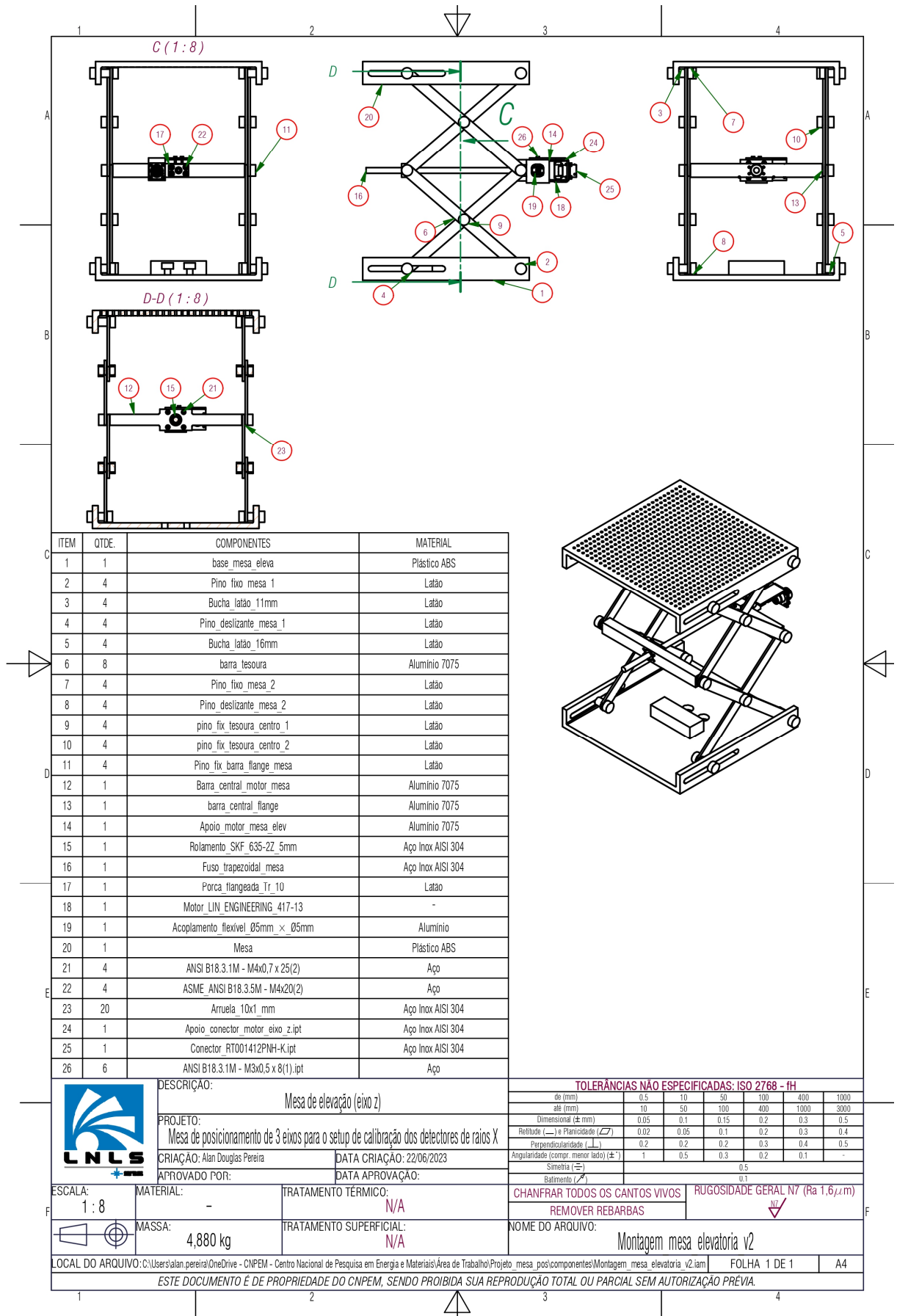


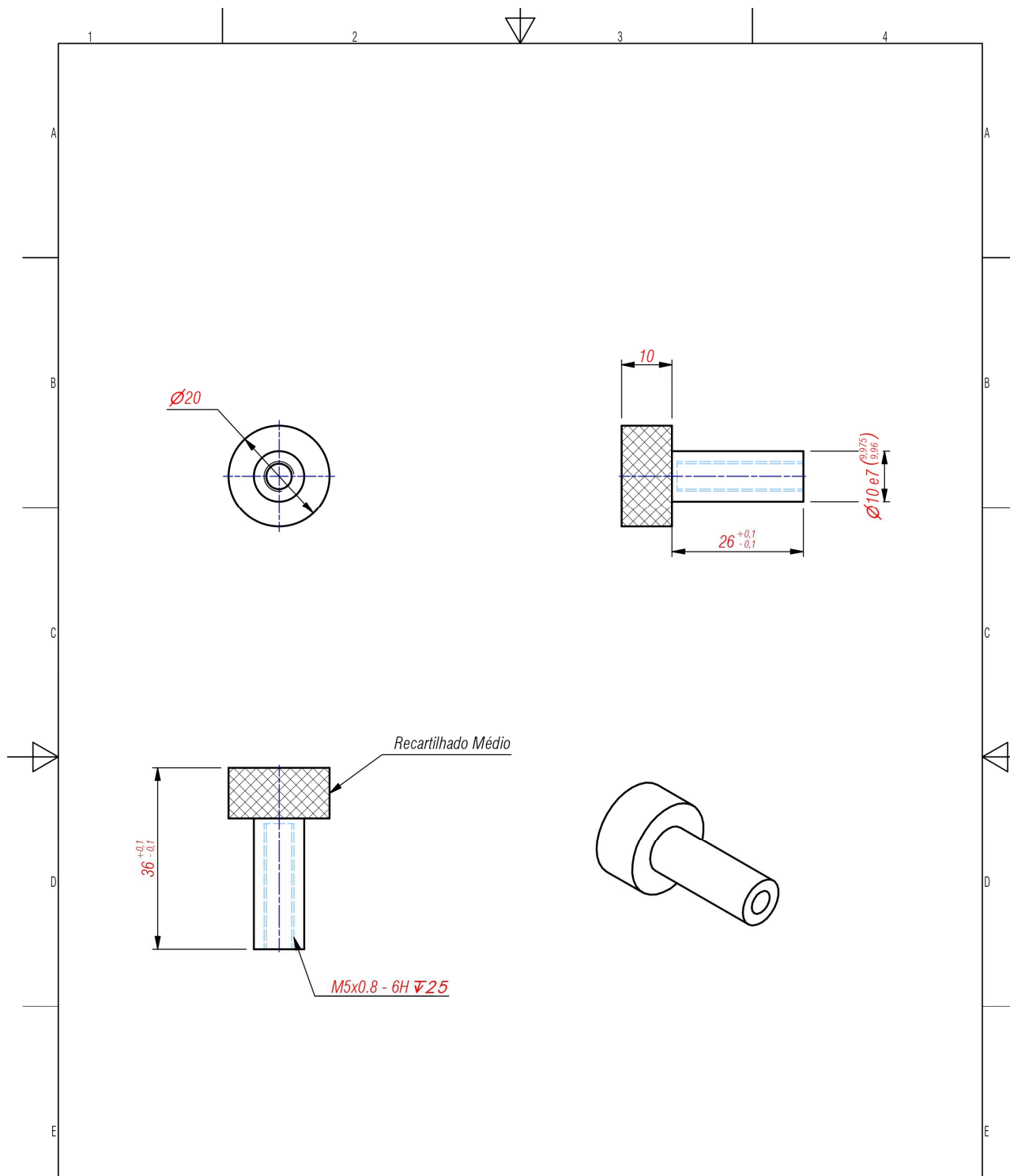




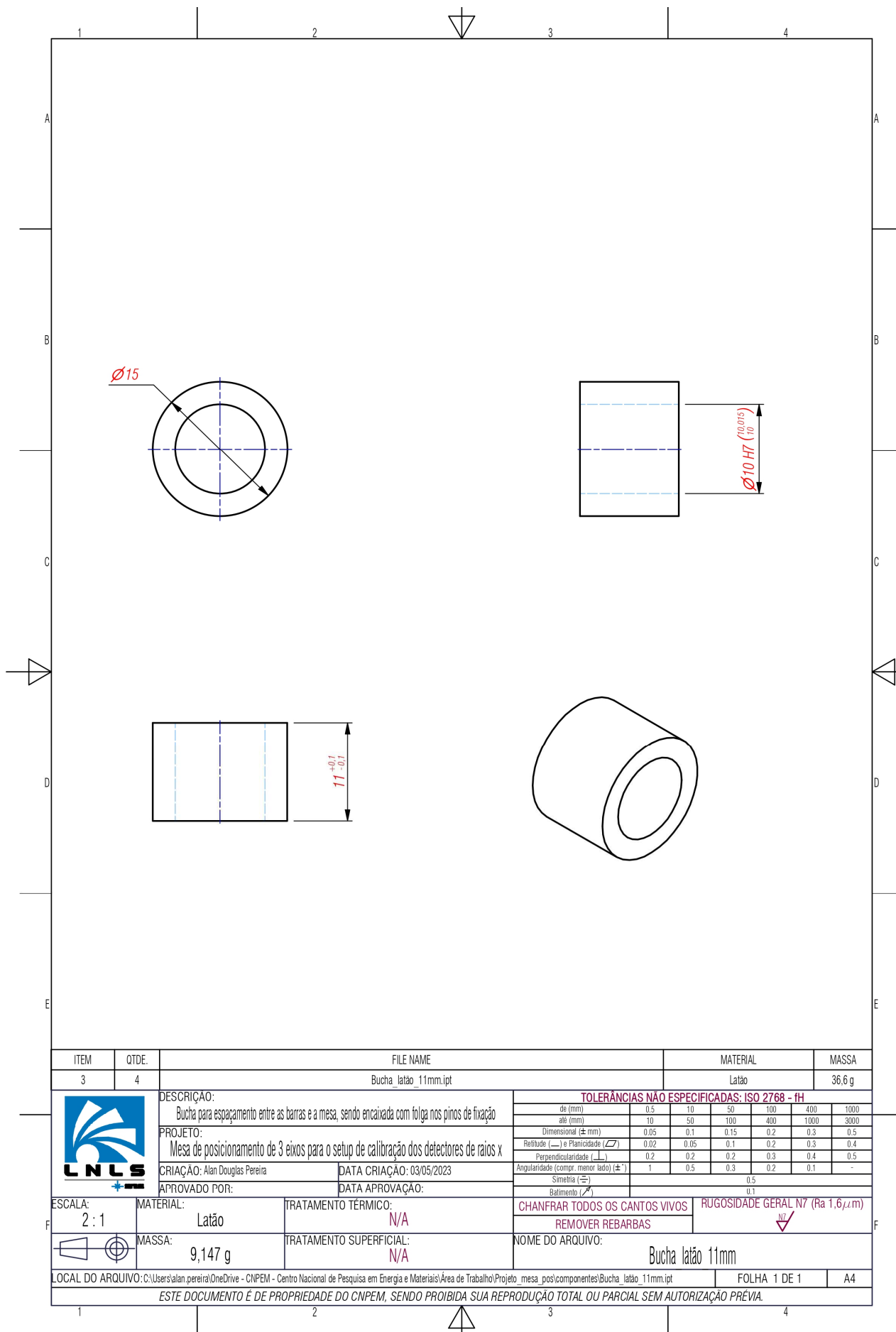


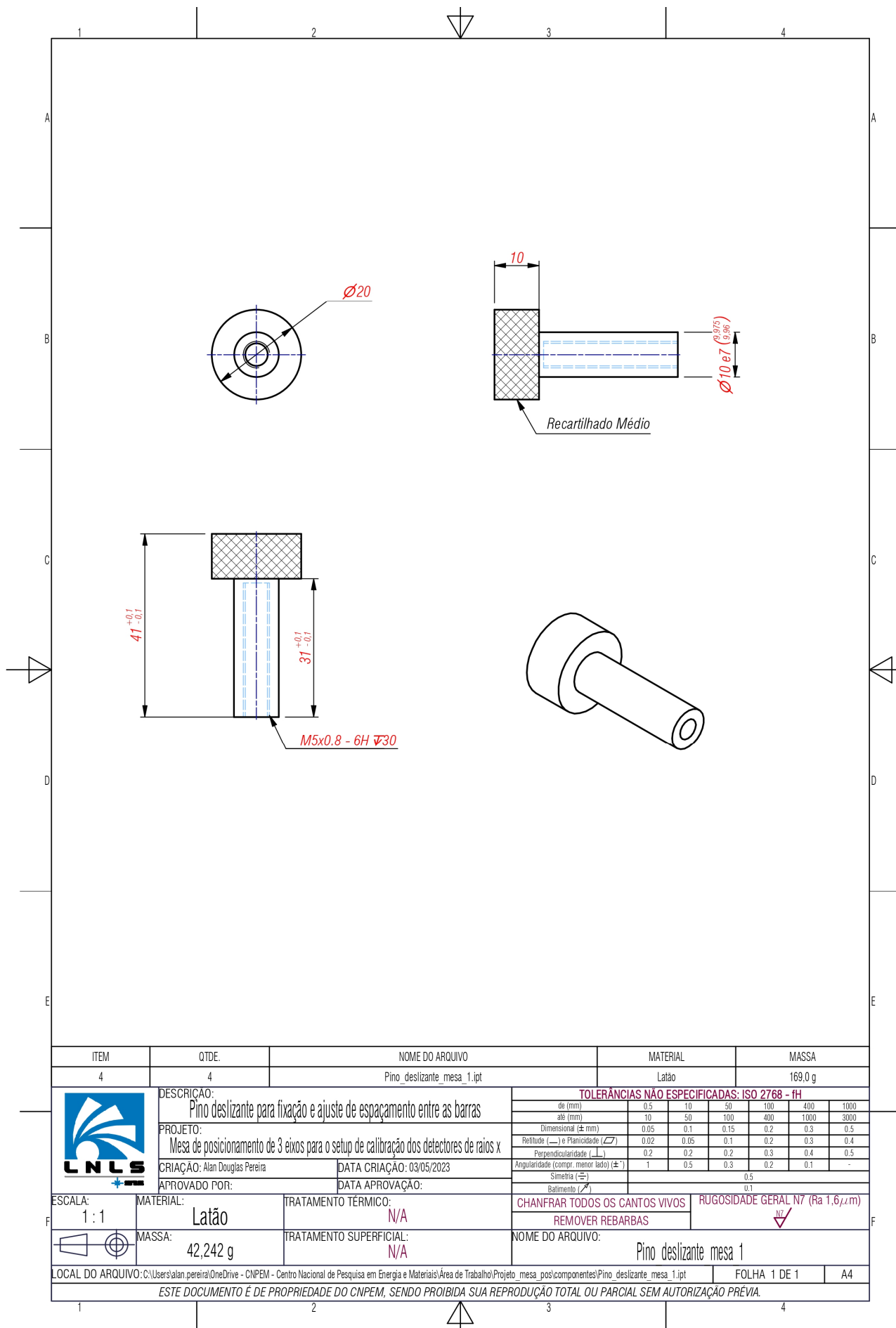
Apêndice D – Mesa elevatória (Eixo Z)

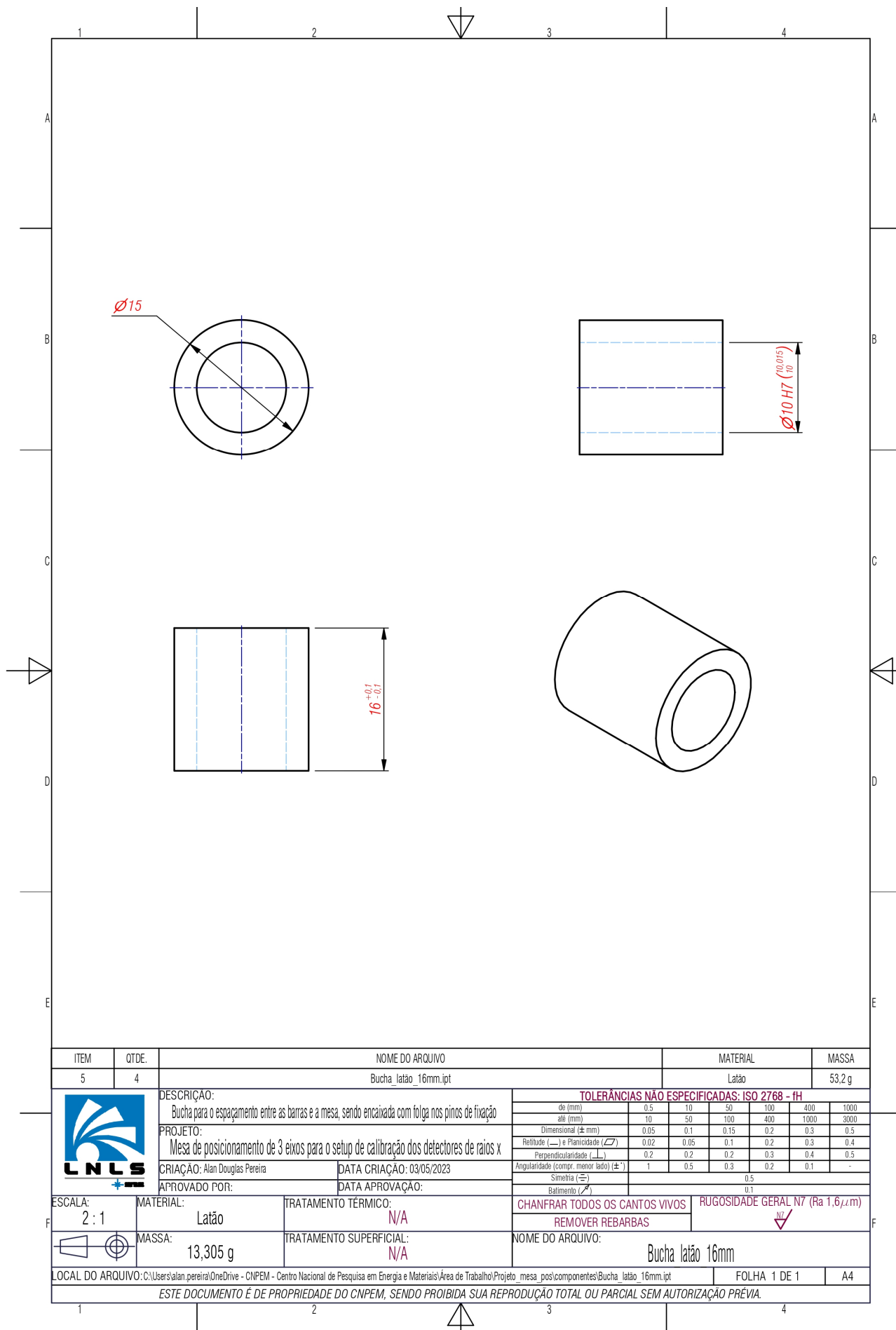




ITEM	QTDE.	NOME DO ARQUIVO		MATERIAL	MASSA
2	4	Pino_fixo_mesa_1.ipt		Latão	159,0 g
	DESCRIÇÃO:			TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS: ISO 2768 - fh	
	Pino de fixação e ajuste de espaçamento entre as barras				
	PROJETO:				
	Mesa de posicionamento de 3 eixos para setup de calibração dos detectores de raios x				
	CRIAÇÃO: Alan Douglas Pereira		DATA CRIAÇÃO: 03/05/2023		
	APROVADO POR:		DATA APROVAÇÃO:		
ESCALA:	MATERIAL:	TRATAMENTO TÉRMICO:		RUGOSIDADE GERAL N7 (Ra 1,6µm)	
1 : 1	Latão	N/A		✓	
	MASSA:	TRATAMENTO SUPERFICIAL:		NOME DO ARQUIVO:	
	39,748 g	N/A		Pino_fixo_mesa_1	
LOCAL DO ARQUIVO: C:\Users\alan.pereira\OneDrive - CNPEM - Centro Nacional de Pesquisa em Energia e Materiais\Área de Trabalho\Projeto_mesa_pos\componentes\Pino_fixo_mesa_1.ipt				FOLHA 1 DE 1	A4
ESTE DOCUMENTO É DE PROPRIEDADE DO CNPEM, SENDO PROIBIDA SUA REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL SEM AUTORIZAÇÃO PRÉVIA.					

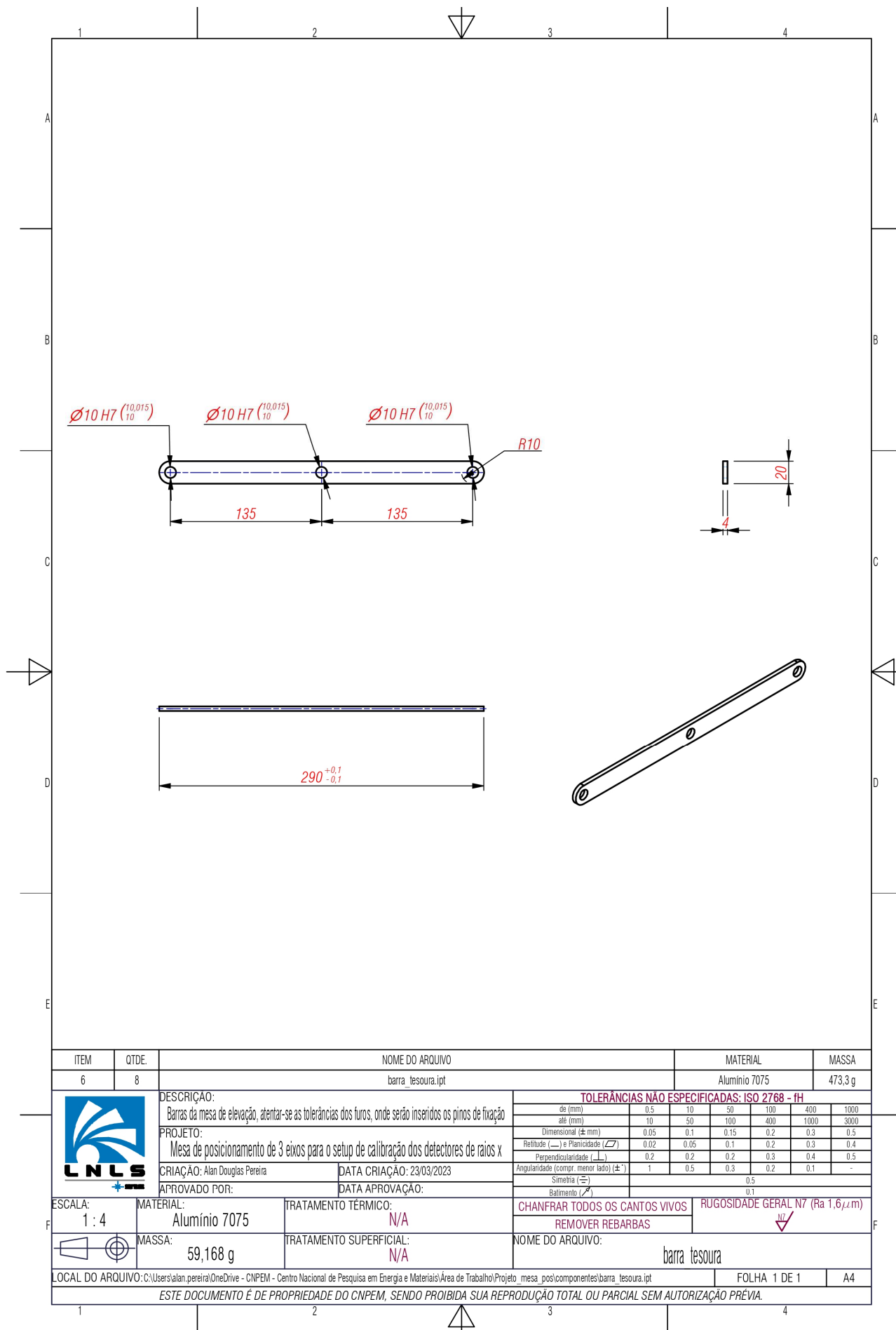


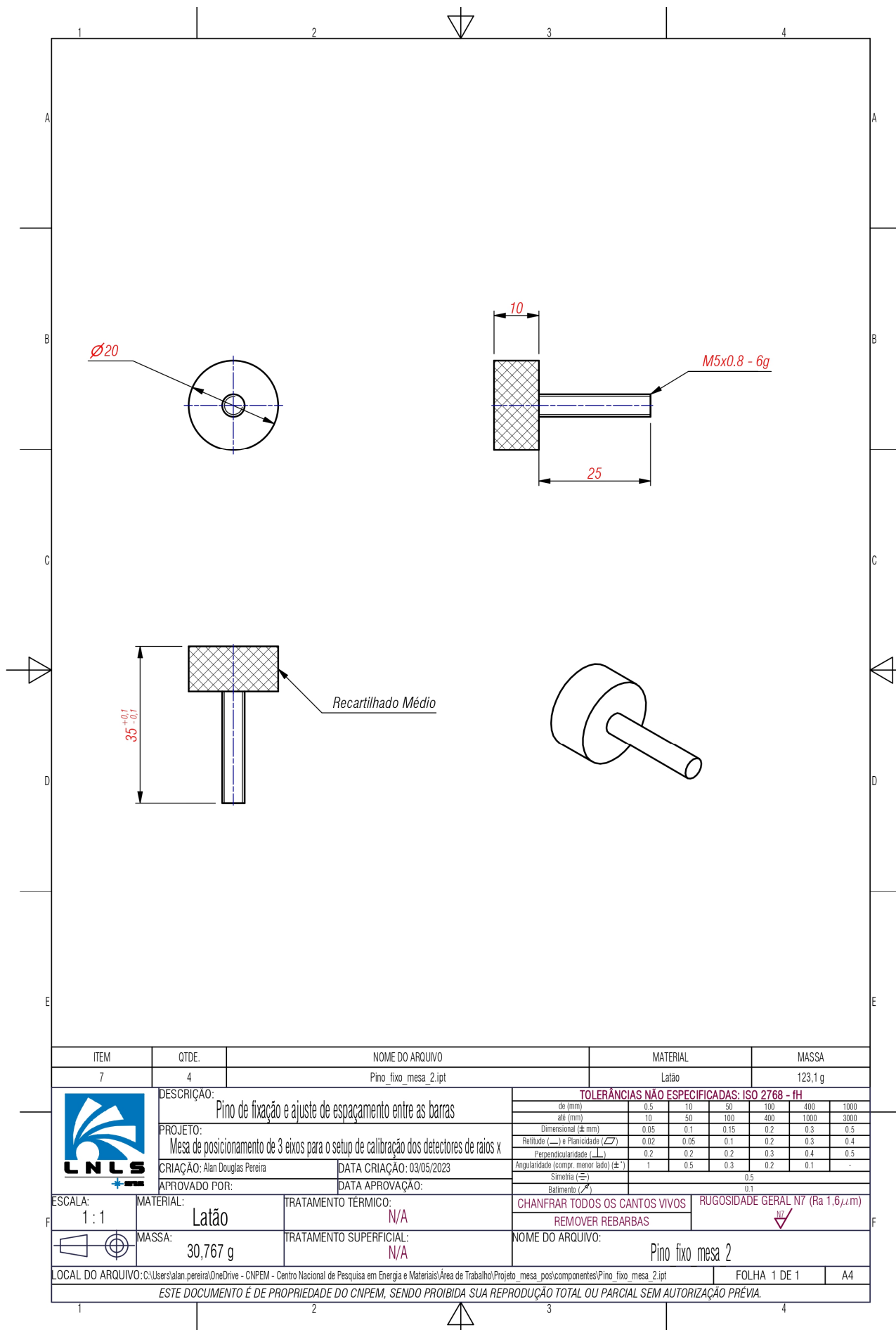




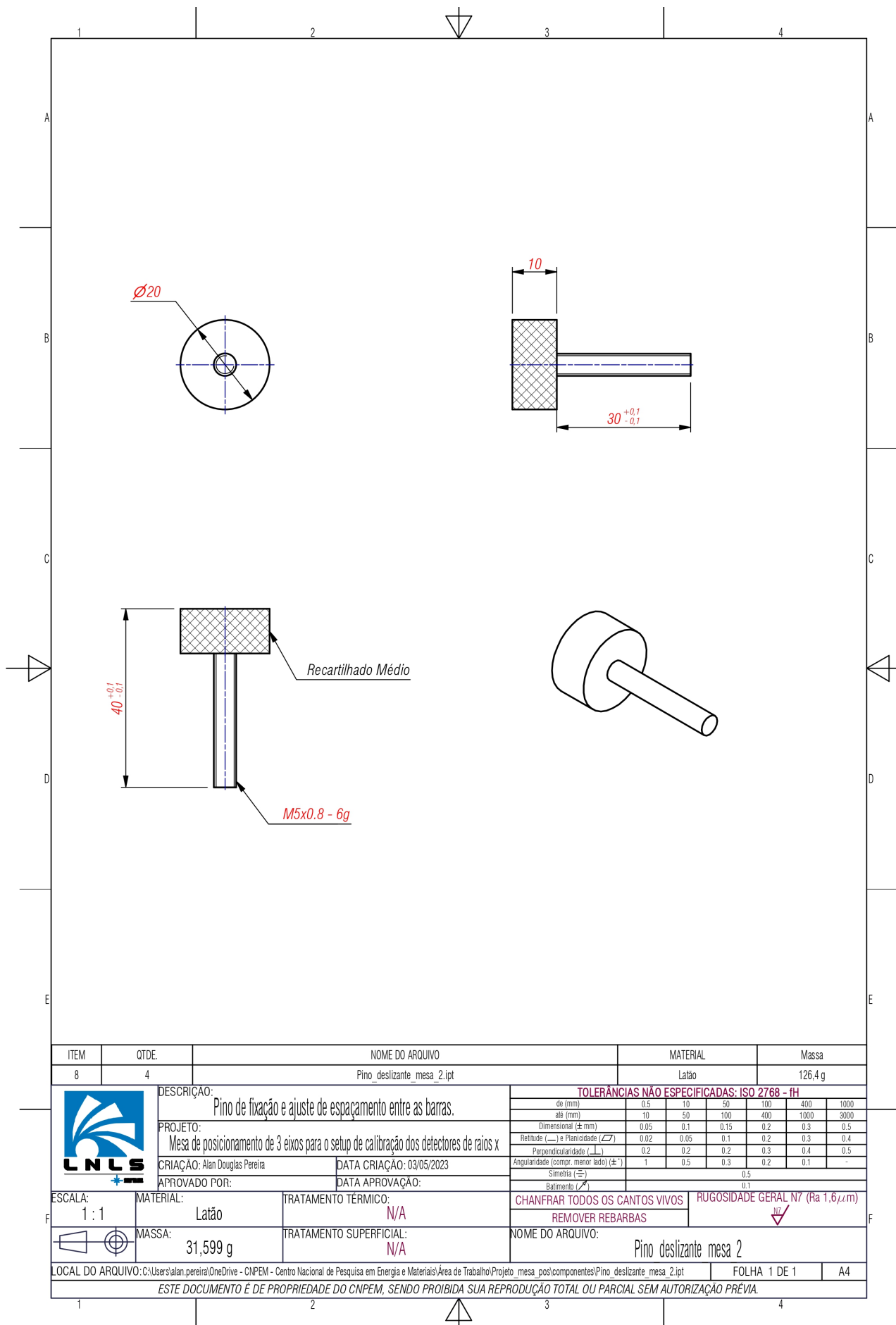
ITEM	QTDE.	NOME DO ARQUIVO			MATERIAL	MASSA
5	4	Bucha latão 16mm.ipt			Latão	53,2 g
	DESCRIÇÃO: Bucha para o espaçamento entre as barras e a mesa, sendo encaixada com folga nos pinos de fixação			TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS: ISO 2768 - FH		
	PROJETO: Mesa de posicionamento de 3 eixos para o setup de calibração dos detectores de raios x			de (mm) 0.5 10 50 100 400 1000		
				até (mm) 10 50 100 400 1000 3000		
				Dimensional (± mm) 0.05 0.1 0.15 0.2 0.3 0.5		
				Retitude (—) e Planicidade (∇) 0.02 0.05 0.1 0.2 0.3 0.4		
				Perpendicularidade (⊥) 0.2 0.2 0.2 0.3 0.4 0.5		
				Angularidade (comp. menor lado) (±°) 1 0.5 0.3 0.2 0.1 -		
	APROVADO POR:			Simetria (≡) 0.5		
				Batimento (↗) 0.1		
ESCALA: 2 : 1	MATERIAL: Latão	TRATAMENTO TÉRMICO: N/A		CHANFRAR TODOS OS CANTOS VIVOS		RUGOSIDADE GERAL N7 (Ra 1,6 μm) N7 ✓
MASSA: 13,305 g		TRATAMENTO SUPERFICIAL: N/A		REMOVER REBARBAS		
				NOME DO ARQUIVO: Bucha latão 16mm		
LOCAL DO ARQUIVO: C:\Users\alan.pereira\OneDrive - CNPEM - Centro Nacional de Pesquisa em Energia e Materiais\Área de Trabalho\Projeto_mesa_pos\componentes\Bucha latão 16mm.ipt					FOLHA 1 DE 1	A4
ESTE DOCUMENTO É DE PROPRIEDADE DO CNPEM, SENDO PROIBIDA SUA REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL SEM AUTORIZAÇÃO PRÉVIA.						

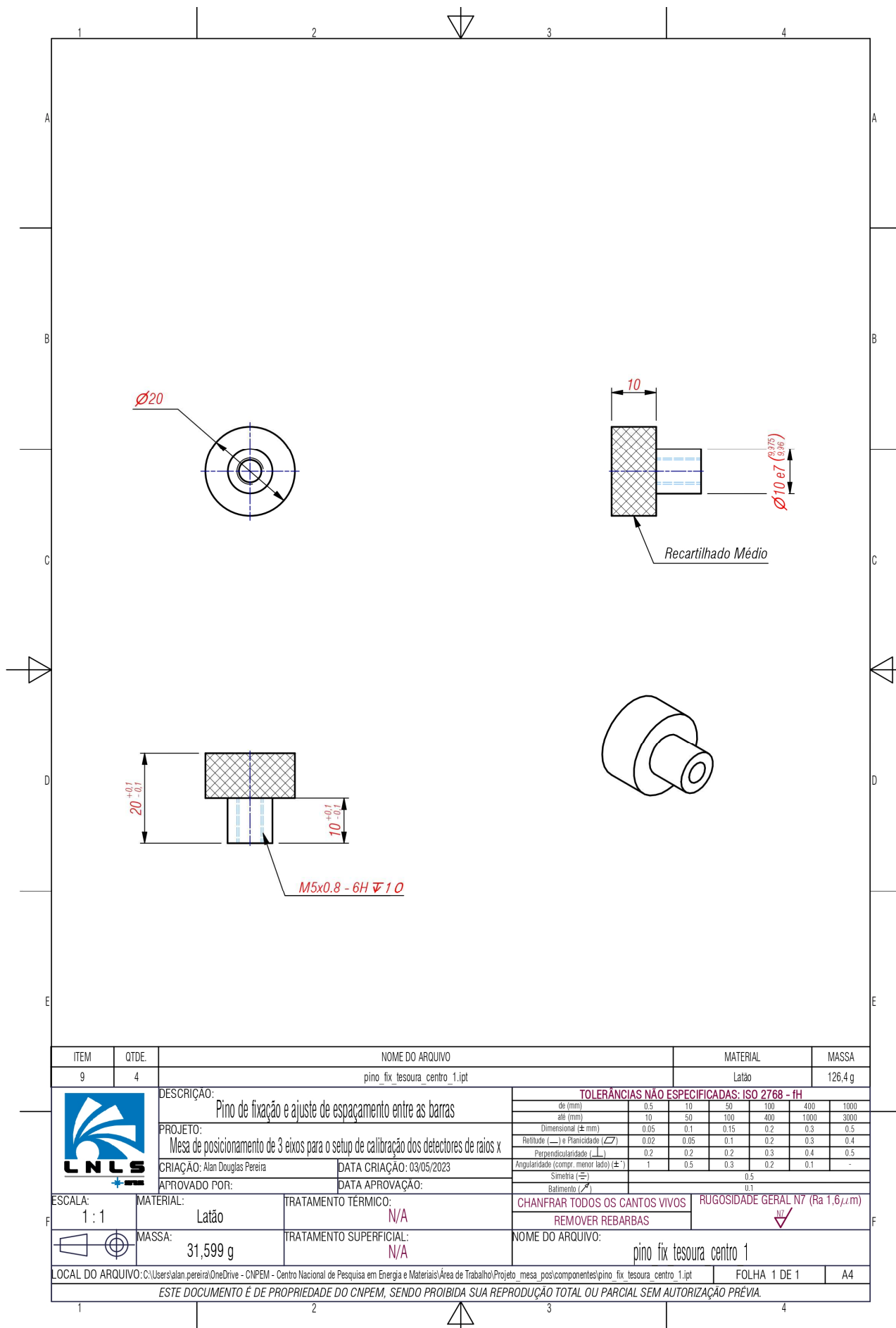
ESTE DOCUMENTO É DE PROPRIEDADE DO CNPEM, SENDO PROIBIDA SUA REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL SEM AUTORIZAÇÃO PRÉVIA.



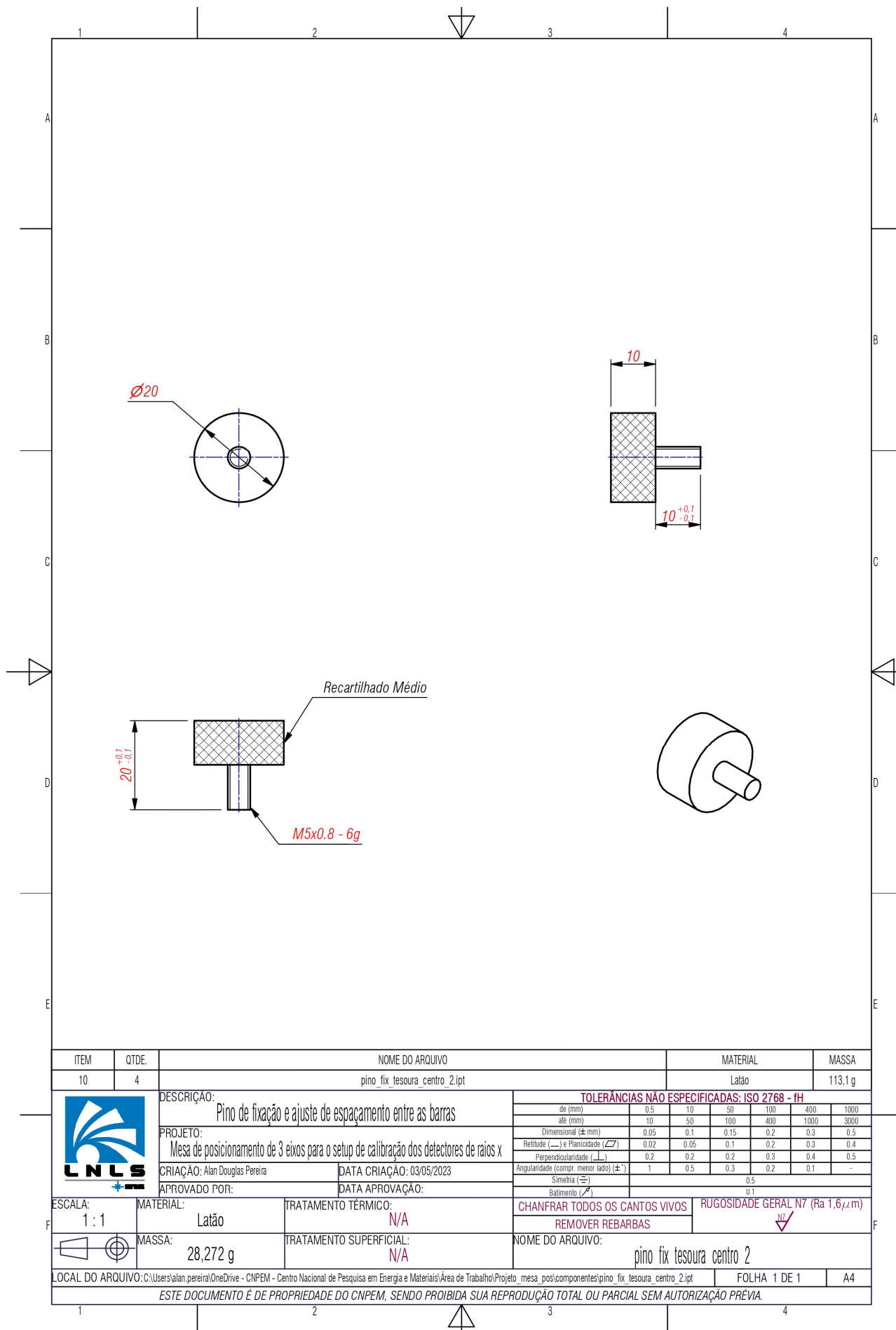


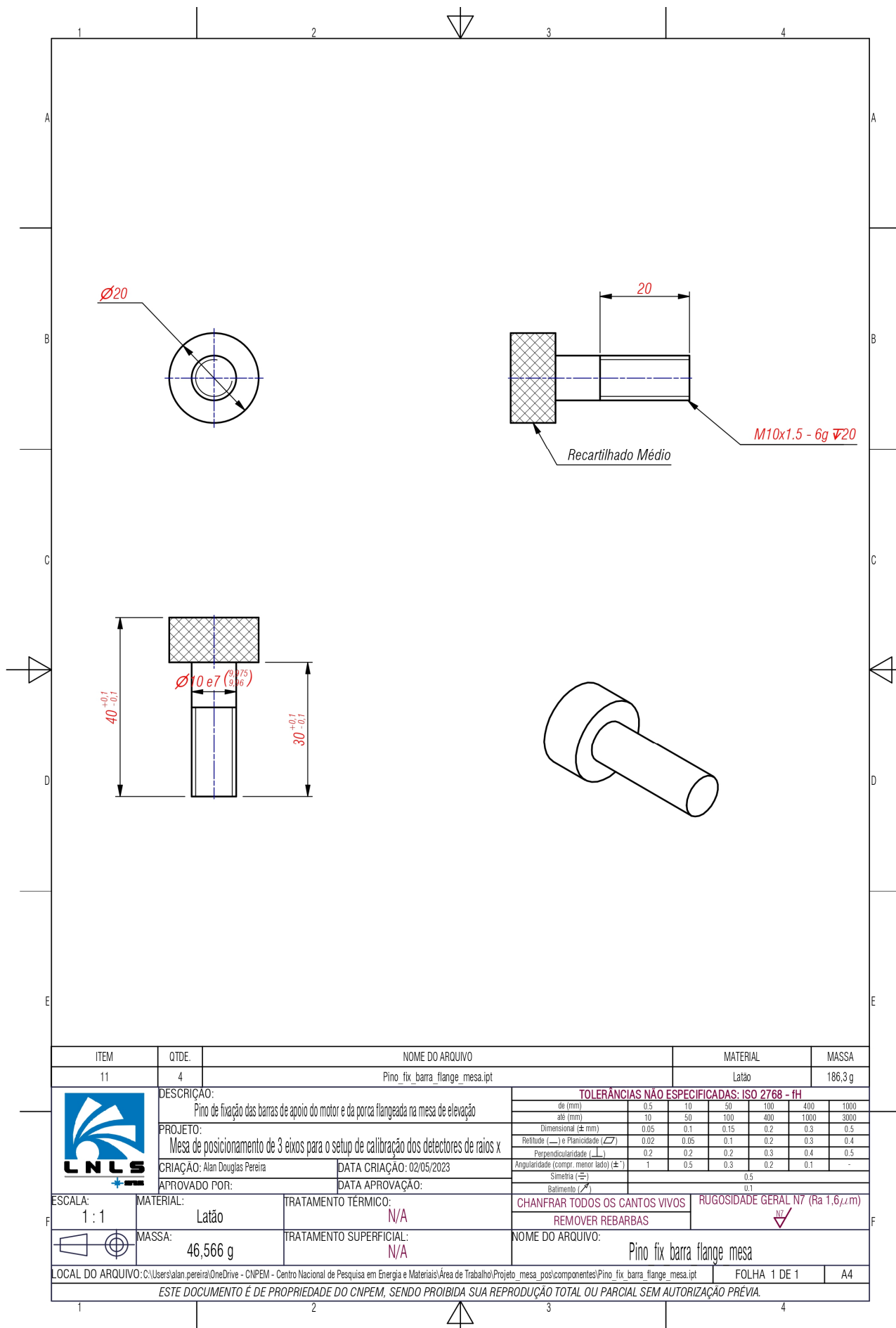
ITEM	QTDE.	NOME DO ARQUIVO		MATERIAL	MASSA
7	4	Pino_fixo_mesa_2.ipt		Latão	123,1 g
	DESCRIÇÃO:		TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS: ISO 2768 - FH		
	Pino de fixação e ajuste de espaçamento entre as barras				
	PROJETO:				
	Mesa de posicionamento de 3 eixos para o setup de calibração dos detectores de raios x				
	CRIAÇÃO: Alan Douglas Pereira		de (mm)0.510501004001000		
	DATA CRIAÇÃO: 03/05/2023		até (mm)105010040010003000		
	APPROVADO POR:		Dimensional (± mm)0.050.10.150.20.30.5		
	DATA APROVAÇÃO:		Retidão (—) e Planicidade (∟)0.020.050.10.20.30.4		
			Perpendicularidade (⊥)0.20.20.20.30.40.5		
			Angularidade (compr. menor lado) (± °)10.50.30.20.1-		
ESCALA:	MATERIAL:	TRATAMENTO TÉRMICO:	Simetria (≡)0.5		
1 : 1	Latão	N/A	Batimento (∩)0.1		
			CHANFRAR TODOS OS CANTOS VIVOS		RUGOSIDADE GERAL N7 (Ra 1,6 μm) ✓
			REMOVER REBARBAS		
MASSA:		TRATAMENTO SUPERFICIAL:	NOME DO ARQUIVO:		
30,767 g		N/A	Pino fixo mesa 2		
LOCAL DO ARQUIVO: C:\Users\alan.pereira\OneDrive - CNPEM - Centro Nacional de Pesquisa em Energia e Materiais\Área de Trabalho\Projeto_mesa_pos\componentes\Pino_fixo_mesa_2.ipt					FOLHA 1 DE 1
A4					
ESTE DOCUMENTO É DE PROPRIEDADE DO CNPEM. SENDO PROIBIDA SUA REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL SEM AUTORIZAÇÃO PRÉVIA.					





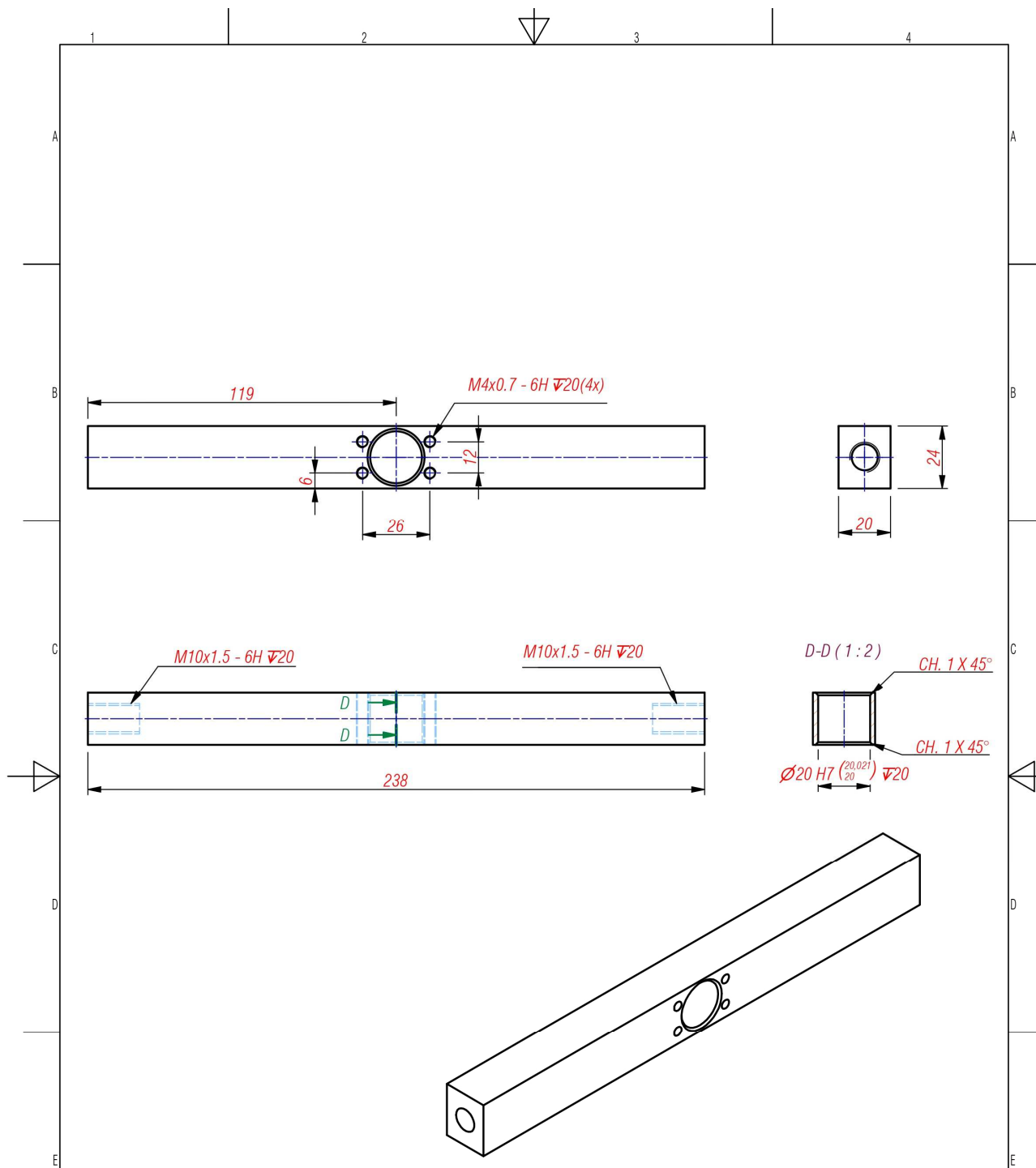
ITEM	QTDE.	NOME DO ARQUIVO	MATERIAL	MASSA
9	4	pino_fix_tesoura_centro_1.ipt	Latão	126,4 g
		DESCRIÇÃO:	TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS: ISO 2768 - fH	
		PROJETO:	Mesa de posicionamento de 3 eixos para o setup de calibração dos detectores de raios x	
		criação: Alan Douglas Pereira	DATA CRIAÇÃO: 03/05/2023	
		APROVADO POR:	DATA APROVAÇÃO:	
ESCALA:		MATERIAL:	TRATAMENTO TÉRMICO:	CHANFRAR TODOS OS CANTOS VIVOS
1 : 1		Latão	N/A	RUGOSIDADE GERAL N7 (Ra 1,6µm)
MASSA:		TRATAMENTO SUPERFICIAL:	NOME DO ARQUIVO:	REMOVER REBARBAS
31,599 g		N/A	pino_fix_tesoura_centro_1	✓
LOCAL DO ARQUIVO: C:\Users\alan.pereira\OneDrive - CNPEM - Centro Nacional de Pesquisa em Energia e Materiais\Área de Trabalho\Projeto_mesa_pos\componentes\pino_fix_tesoura_centro_1.ipt				FOLHA 1 DE 1
ESTE DOCUMENTO É DE PROPRIEDADE DO CNPEM, SENDO PROIBIDA SUA REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL SEM AUTORIZAÇÃO PRÉVIA.				A4





ITEM	QTDE.	NOME DO ARQUIVO	MATERIAL	MASSA
11	4	Pino_fix_barra_flange_mesa.ipt	Latão	186,3 g
	DESCRIÇÃO:		TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS: ISO 2768 - fH	
	Pino de fixação das barras de apoio do motor e da porca flangeada na mesa de elevação		de (mm)	0.5 10 50 100 400 1000
	PROJETO:		ale (mm)	10 50 100 400 1000 3000
	Mesa de posicionamento de 3 eixos para o setup de calibração dos detectores de raios x		Dimensional (± mm)	0.05 0.1 0.15 0.2 0.3 0.5
	CRIAÇÃO: Alan Douglas Pereira		Retidão (—) e Planicidade (Z)	0.02 0.05 0.1 0.2 0.3 0.4
	DATA CRIAÇÃO: 02/05/2023		Perpendicularidade (⊥)	0.2 0.2 0.2 0.3 0.4 0.5
APROVADO POR:		DATA APROVAÇÃO:	Angularidade (comp. menor lado) (±°)	1 0.5 0.3 0.2 0.1 -
MATERIAL:		TRATAMENTO TÉRMICO:	Simetria (≡)	0.5
Latão		N/A	Balimento (∠)	0.1
MASSA:		TRATAMENTO SUPERFICIAL:	CHANFRAR TODOS OS CANTOS VIVOS	RUGOSIDADE GERAL N7 (Ra 1,6 µm)
46,566 g		N/A	REMOVER REBARBAS	N7
LOCAL DO ARQUIVO: C:\Users\alan.pereira\OneDrive - CNPEM - Centro Nacional de Pesquisa em Energia e Materiais\Área de Trabalho\Projeto_mesa_pos\componentes\Pino_fix_barra_flange_mesa.ipt		NOME DO ARQUIVO: Pino fix barra flange mesa		
FOLHA 1 DE 1				A4

ESTE DOCUMENTO É DE PROPRIEDADE DO CNPEM, SENDO PROIBIDA SUA REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL SEM AUTORIZAÇÃO PRÉVIA.



ITEM	QTDE.	NOME DO ARQUIVO			MATERIAL	MASSA
13	1	barra_central_flange.ipt			Alumínio 7075	280,1 g
	DESCRIÇÃO:		TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS: ISO 2768 - FH			
	Barra central de fixação da porca flangeada para a mesa de elevação					
	PROJETO:					
	Mesa de posicionamento de 3 eixos para o setup de calibração dos detectores de raios x					
	CRIAÇÃO: Alan Douglas Pereira		DATA CRIAÇÃO: 27/03/2023			
	APROVADO POR:		DATA APROVAÇÃO:			
	ESCALA:		MATERIAL:		TRATAMENTO TÉRMICO:	
	1 : 2		Alumínio 7075		N/A	
	MASSA:		TRATAMENTO SUPERFICIAL:		NOME DO ARQUIVO:	
	280,111 g		N/A		barra_central_flange	
LOCAL DO ARQUIVO: C:\Users\alan.pereira\OneDrive - CNPEM - Centro Nacional de Pesquisa em Energia e Materiais\Área de Trabalho\Projeto_mesa_pos\componentes\barra_central_flange.ipt						
FOLHA 1 DE 1						
A4						

ESTE DOCUMENTO É DE PROPRIEDADE DO CNPEM. SENDO PROIBIDA SUA REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL SEM AUTORIZAÇÃO PRÉVIA.

ESTE DOCUMENTO É DE PROPRIEDADE DO CNPEM, SENDO PROIBIDA SUA REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL SEM AUTORIZAÇÃO PRÉVIA.

