

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA**

**DIRETORIA DE ENSINO (DIREN)
DEPARTAMENTO DE EDUCAÇÃO SUPERIOR (DEPES)
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA (CCGMEC)**

**DIOGO NASCIMENTO ALVES
YURI LUIS LOPES FERREIRA**

**PROJETO DE MÁQUINA DE ENSAIO DE FADIGA DE FLEXÃO
DE DESLOCAMENTO PRESCRITO**

PROJETO FINAL II

RIO DE JANEIRO

2023

DIOGO NASCIMENTO ALVES
YURI LUIS LOPES FERREIRA

**PROJETO DE MÁQUINA DE ENSAIO DE FADIGA DE FLEXÃO
DE DESLOCAMENTO PRESCRITO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, da Coordenação do Curso de Engenharia de Mecânica (CCGMEC), do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Orientador: Prof. Paulo Pedro Kenedi

RIO DE JANEIRO

2023

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

A474 Alves, Diogo Nascimento

Projeto de máquina de ensaio de fadiga de flexão de deslocamento prescrito / Diogo Nascimento Alves [e] Yuri Luis Lopes Ferreira. — 2023.

50f. + apêndice : il.(algumas color). ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2023.

Bibliografia : f. 48-50

Orientador: Paulo Pedro Kenedi

1. Engenharia mecânica. 2. Metais – Fadiga. 3. Equipamentos Industriais - Desenvolvimento. 4. Máquinas - Projetos. I. Ferreira, Yuri Luis Lopes. II. Kenedi, Paulo Pedro. (Orient.). III. Título.

CDD 621

DEDICATÓRIA

Dedicamos este trabalho a nossos familiares e amigos, que sempre estiveram do nosso lado apoiando e dando suporte.

Dedicamos também ao nosso orientador Paulo Pedro Kenedi, por nos ter guiado e acreditado no nosso trabalho e empenho.

AGRADECIMENTOS - DIOGO

Primeiramente, agradeço a Deus, que me permitiu chegar nessa etapa, me sustentando por toda essa jornada acadêmica e tirando de mim o desejo de desistir todas as vezes. E não foram poucas.

A minha esposa Eduarda Rocha, que além de conviver comigo de forma integral, ainda foi minha colega de instituição, me ajudando em meus piores momentos. Aos meus familiares, que foram compreensíveis em diversos momentos que necessitei ser ausente. Jorge Luiz e Sonia Cristina, pai e mãe, que desde sempre me proporcionaram o melhor para que eu pudesse chegar aonde cheguei. Minha querida vizinha Marlene, exemplo de otimismo desde sempre. Meu irmão Daniel, sempre com um apoio nas dificuldades. Minha tia Rosane, por depositar em mim tanto amor e motivação.

Ao meu orientador, que conduziu o trabalho com paciência e dedicação, sempre disponível a compartilhar todo o seu vasto conhecimento. Aos meus colegas de curso, com quem convivi intensamente durante os últimos anos, em especial, meu amigo Yuri Ferreira, pelo companheirismo e pela troca de experiências que me permitiram crescer não só como pessoa, mas também como formando.

AGRADECIMENTOS - YURI

Agradeço primeiramente a Deus, por nunca me deixar desistir e ter me guiado sempre, me dado suporte e força!

À minha família, que sempre esteve ao meu lado e me apoiou. A meus pais, Roberta e Rodney, que proporcionaram a oportunidade de estar concluindo esse curso. E especialmente a minha vó, Jurema, que sempre esteve do meu lado me apoiando e cuidando de mim durante todo trajeto. À minha namorada Jéssica Leal, que me ajudou e me motivou todos os dias, por não ter me abandonado quando eu mais precisei.

Finalmente, meus agradecimentos ao meu querido amigo, Diogo, que esteve ao meu lado durante todo o curso e no projeto final, pelo companheirismo além de me ajudar a passar por todas as dificuldades do curso. Ao meu orientador Paulo Pedro Kenedi, pelo apoio incondicional dado durante todo o projeto, proporcionando sua conclusão. Agradeço também ao CEFET/RJ, por ter me proporcionado anos de aprendizado e experiência excelente durante toda minha graduação.

RESUMO

O presente trabalho refere-se ao projeto de uma máquina de ensaio de fadiga por deslocamento prescrito através de came. Tem como objetivo de propor um projeto mecânico simples para fazer testes de fadiga em flexão de corpos de prova (c.p.) no formato de barra chata. O came pode ser trocado para adaptar o deslocamento prescrito às várias seções transversais distintas dos c.p.s. A estrutura principal é composta por um quadro de reação com duas vigas em U e duas colunas cilíndricas com buchas de rolamentos recirculantes. O corpo central possui uma célula de carga e um prolongador responsável por conectá-la ao suporte superior. Os quatro c.p.s são apoiados no suporte inferior, é conectado a um came acionado por um motor elétrico. Os resultados esperados são o levantamento da curva SN do material dos corpos de prova, incluindo o limite de fadiga. Ao ser fabricada, no futuro, poderá equipar um dos laboratórios do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca (CEFET/RJ), como uma alternativa específica para o ensaio de fadiga por flexão pura de c.p.s com formato de barra chata.

Palavras-chave: Ensaio de fadiga; Deslocamento Prescrito; Projeto mecânico

ABSTRACT

The present work refers to the design of a fatigue testing machine by prescribed displacement through a cam. Its objective is to propose a simple mechanical project to carry out flexion fatigue tests on specimens in the form of a flat bar. The cam can be exchanged to adapt the prescribed displacement to the various cross-sections of the specimens. The main structure consists of a reaction frame with two U-beams and two cylindrical columns with recirculating bearing bushings. The central body has a load cell and an extender responsible for connecting it to the upper support. The four specimens are supported on the bottom support, which is connected to a cam driven by an electric motor. The expected results are the assessment of the SN curve of the material of the test specimens, including the fatigue limit. When manufactured, in the future, it will be able to equip one of the laboratories of the Federal Center for Technological Education Celso Suckow da Fonseca (CEFET/RJ), as a specific alternative for the fatigue test by pure bending of specimens with flat bar format.

Keywords: Fatigue test; Prescribed Displacement; Mechanic project

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Tensão vs Tempo. Carregamento completamente alternado.....	16
Figura 2 - Gráfico Tensão - vida para c.p.s de aço.....	16
Figura 3 - Estrias formadas pela propagação de trincas.....	17
Figura 4 - Superfície do parafuso após a falha por fadiga.....	18
Figura 5 - Diagrama SN – Carregamento de flexão completamente alternada.....	19
Figura 6 - Tensão vs tempo. Carregamento alternado com carga média.....	19
Figura 7 - Efeito da tensão média na vida em fadiga.....	20
Figura 8 - Diagrama de fadiga para Goodman, Gerber e Soderberg.....	21
Figura 9 - Máquina de ensaio servo-hidráulica para determinação de fadiga por torção.....	22
Figura 10 - Máquina de ensaio de flexão rotativa.....	23
Figura 11 - Máquina de ensaio para a determinação de fadiga por flexão rotativa.....	23
Figura 12 - Máquina de ensaio para determinação de fadiga por deslocamento prescrito.....	24
Figura 13 - Desenho de Conjunto da máquina de ensaio de fadiga por flexão de deslocamento prescrito.....	25
Figura 14 - Fração da resistência à fadiga, f	27
Figura 15 - Quadro de reação.....	30
Figura 16 - Modelo de 1/4 do quadro de reação.....	31
Figura 17 - Diagrama de corpo livre do quadro de reação.....	32
Figura 18 - Pino de suporte do c.p.....	36
Figura 19 - Modelo do pino do suporte por carga distribuída.....	37
Figura 20 - Diagrama de corpo livre do pino do suporte.....	38
Figura 21 - Diagrama: (a) cortante e (b) momento fletor.....	39
Figura 22 - Colunas e buchas com esferas recirculantes.....	41

Figura 23 - Viga em 'U' com furos.....	41
Figura 24 - Célula de carga CSL ZL.....	42
Figura 25 - Célula de carga, prolongador, estojos e suporte superior dos c.p.s.....	43
Figura 26 - Suporte inferior e corpos de prova.....	43
Figura 27 - Suporte inferior, mancais de rolamento e rolamento.....	44
Figura 28 - Dimensões dos corpos de prova.....	44
Figura 29 - Sistema de força.....	45
Figura 30 - Rolamento SKF - 212, came.....	46
Figura 31 - Modelo do c.p.....	51

LISTA DE ABREVIATURAS E SIMBOLOS

Símbolos	Significado
a_{cp}	Distância entre os apoios do c.p.
a	Constante multiplicativa de Mischke
A	Razão de amplitude
A_1	Área da secção transversal da viga
A_2	Área da secção transversal da coluna
A_T	Área da secção transversal efetiva a tração do parafuso
b_{cp}	largura do c.p.
b	Constante exponencial de Mischke
c	Distância da extremidade até a linha neutra do c.p.
D_2	Diâmetro da coluna
d	Diâmetro do parafuso
d_r	Diâmetro raiz do parafuso
d_m	Diâmetro médio do parafuso
d_T	Diâmetro efetivo a tração do parafuso
E_1	Módulo de elasticidade da viga
E_2	Módulo de elasticidade da coluna
f	Fração de resistência à fadiga
G	Módulo de elasticidade transversal da viga
h_{cp}	Altura do c.p.
I_{cp}	Momento de inércia do c.p.
I_1	Momento de inércia da viga
I_2	Momento de inércia da coluna
K_I	Fator de intensidade de tensões
K_C	Fator de intensidade de tensões crítica
k_a	Fator de modificação de superfície
k_b	Fator de modificação de tamanho
k_c	Fator de modificação de carga
k_d	Fator de modificação de temperatura
k_e	Fator de confiabilidade
k_f	Fator de modificação por efeitos variados

L_1	Metade do comprimento da viga
L_2	Metade do comprimento da coluna
M	Momento fletor
M_a	Momento fletor alternado
M_m	Momento fletor médio
$M_{m\acute{a}x}$	Momento fletor máximo
$M_{m\acute{i}n}$	Momento fletor mínimo
N	Número de ciclos
n	Fator de segurança
N_{AB}	Esforço normal na coluna
P	Carga concentrada
p	Passo do parafuso
R	Razão de tensões
S_e'	Limite de fadiga do c.p
S_e	Limite de fadiga da peça
S_f	Resistência à fadiga
S_{ut}	Tensão última
S_y	Resistência ao escoamento
U	Energia de deformação
V	Esforço cortante
σ_a	Tensão alternada
σ_{aeq}	Tensão alternada equivalente
σ_m	Tensão média
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima
$\sigma_{m\acute{i}n}$	Tensão mínima
σ_r	Varição de tensões
σ_{adm}	Tensão admissível
τ_{xy}	Tensão de cisalhamento
δ_C	Deslocamento do ponto c

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	14
2. REFERENCIAL TEÓRICO.....	15
2.1. FADIGA.....	15
2.2. PROCESSOS FÍSICOS DA FRATURA.....	17
2.2.1. PROCESSO DE NUCLEAÇÃO.....	17
2.2.2. PROCESSO DE PROPAGAÇÃO.....	17
2.2.3. PROCESSO DE RUPTURA.....	18
2.3. MÉTODOS DE CÁLCULO DE FADIGA.....	18
2.3.1. MÉTODO DA TENSÃO-VIDA.....	19
2.4. MÉTODOS DE ENSAIO.....	22
3. MATERIAIS E MÉTODOS.....	25
3.1. PRÉ-DIMENSIONAMENTO.....	26
3.1.1. DESLOCAMENTO PRESCRITO.....	29
3.2. DIMENSIONAMENTO DA ESTRUTURA.....	29
3.3. DIMENSIONAMENTO DOS PINOS DO SUPORTE DO CORPO DE PROVA....	36
3.4. ESTRUTURA PRINCIPAL.....	40
3.5. CORPO CENTRAL.....	42
3.6. SUPORTE INFERIOR E CORPOS DE PROVA.....	43
3.7. SISTEMA DE FORÇA.....	45
4. CONCLUSÃO.....	47
4.1. SUGESTÕES FUTURAS.....	47
5. BIBLIOGRAFIA.....	48
APÊNDICE A – CÁLCULO DA DEFLEXÃO DO C.P.....	51
ANEXO A – ESPECIFICAÇÃO MANCAIS E ROLAMENTOS.....	53
ANEXO B – ESPECIFICAÇÃO VIGAS E COLUNAS.....	60
ANEXO C – ROLAMENTO LINEAR DE ESFERAS.....	62

ANEXO D – ESPECIFICAÇÃO PARAFUSOS E PORCAS.....	63
ANEXO E – ESPECIFICAÇÃO CÉLULA DE CARGA.....	69
ANEXO F – DESENHOS.....	71

1. INTRODUÇÃO

A proposta do trabalho é elaborar o projeto de uma máquina de ensaio de fadiga por deslocamento prescrito através de um came. Tem como objetivo de propor um projeto mecânico simples para fazer testes de fadiga em flexão de corpos de prova (c.p.) no formato de barra chata. Faz uso de cames intercambiáveis para atender diferentes situações de deslocamento prescrito, e conseqüente mudança do valor máximo do esforço transversal imposto. A utilização de quatro c.p.s por ensaio, torna esta proposta de máquina de ensaio de fadiga bastante interessante. Neste trabalho de conclusão de curso, o foco é em resoluções analíticas com ênfase em resistência dos materiais e o pré-projeto, com os respectivos desenhos, de um equipamento mecânico.

A simplicidade de projeto e o baixo custo de fabricação, são pontos fortes desta máquina de ensaio à fadiga à flexão de c.p.s de barra chata. Um exemplo de aplicação desta máquina seria o ensaio à fadiga de c.p.s de arames de armaduras de *risers* flexíveis da indústria *off-shore*. A concepção desta máquina de ensaio à fadiga, o seu desenho e o projeto mecânico de suas peças principais são apresentados neste trabalho.

A capacidade da máquina de ensaio de fadiga por deslocamento prescrito, na configuração apresentada, tem um limite de carga de 12 kN. Este limite de carga está relacionado a manutenção de rigidez da máquina de ensaio para a realização dos testes de fadiga de flexão de quatro pontos de forma adequada. Detalha-se, também, cada sistema e subsistema do projeto.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

Neste tópico são abordadas as contextualizações sobre fadiga, métodos de ensaios de fadiga e modelos de máquinas de fadiga existentes.

2.1. FADIGA

A palavra "fadiga" foi originalmente associada à fadiga física e mental em humanos, mas tornou-se um termo amplamente usado na linguagem da engenharia ao se referir ao dano e falha de materiais sob carga variável no tempo. O termo foi usado pela primeira vez em 1839 por Poncelet.

De acordo com ASTM E1150-87 (1993), fadiga é o processo gradual de mudança estrutural permanente em materiais submetidos a condições que produzem tensões e deformações flutuantes em um ou mais pontos, podendo levar a trincas e quebras após alguns ciclos.

Em 1860, o alemão August Wöhler começou a estudar falhas nos eixos ferroviários. Na época, os engenheiros não tinham conhecimento suficiente para entender por que os eixos estavam falhando. Em testes de tração, o aço utilizado para a fabricação dos eixos apresentava boa ductilidade. Mesmo após a falha frágil dos eixos, o material mantinha a ductilidade inicial. Na época, esse fenômeno não era conhecido, por isso foi chamado de fadiga porque se acreditava que o material estava 'cansado' ou 'fadigado' quando essas falhas ocorriam.

A falha de materiais metálicos submetidos a carregamentos variáveis ou cíclicos no tempo pode ocorrer sob tensões inferiores a resistência de escoamento. Este tipo de falha é chamado de falha por fadiga. Com os avanços tecnológicos nas indústrias automotiva e aeroespacial, que estão sujeitas a cargas variáveis no tempo e a vibrações mecânicas, o fenômeno de fadiga tem se tornando cada vez mais importante, sendo uma das principais causas de falha de peças metálicas. A falha por fadiga é particularmente deletéria, pois ocorre sem mostrar sinais claros da iminência desta.

A resistência à fadiga de um material pode ser definida como o nível de tensão totalmente alternada, σ_a , no qual o material falha, após um certo número de ciclos, como mostrado na Fig. 1.

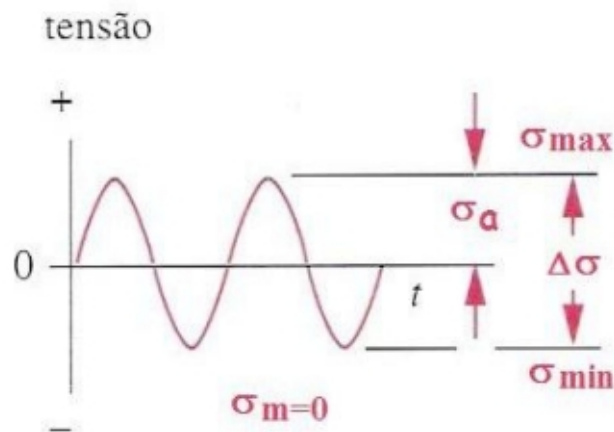


Figura 1 – Tensão vs Tempo. Carregamento completamente alternado.

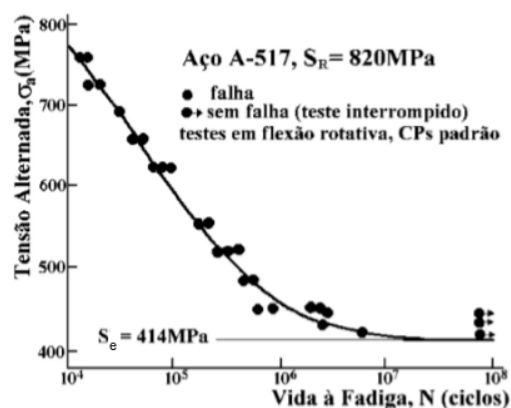
Fonte: (BUDYNAS, 2016).

A resistência a fadiga é influenciada principalmente pelo tipo de material, bem como sua dureza e composição química. Outros fatores, como o acabamento superficial do material, a temperatura do meio, a forma como o material é carregado e a presença de gradientes de tensão, podem acelerar ou atenuar os fenômenos de fadiga (DE OLIVEIRA *et al.*, 2004).

Os resultados de testes de fadiga são apresentados na forma gráfica, como mostrado na Fig. 2. Nos gráficos Tensão-vida (curva S-N), onde o número de ciclos para a falha aumenta com a diminuição da tensão totalmente alternada aplicada, para materiais como o aço encontram um valor de tensão totalmente alternado abaixo do qual não há falha por fadiga, denominado de Limite de Fadiga S_e , para 10^6 ciclos.

Figura 2 - Gráfico Tensão - vida para c.p.s de aço.

Fonte: (BUDYNAS, 2016).



2.2. PROCESSOS FÍSICOS DA FRATURA

Em razão das características mecânicas dos materiais de natureza metálica, os quais são constituídos por uma aglomeração de grãos cristalinos, a distribuição de tensões apresenta-se de forma desigual. As áreas submetidas a tensões mais elevadas são as mais propensas a apresentarem falhas por fadiga. O mecanismo de falha pode ser dividido em 3 momentos, em primeiro instante a nucleação da trinca, posteriormente a propagação da trinca e por final a ruptura catastrófica (DE OLIVEIRA et al., 2004).

2.2.1. PROCESSO DE NUCLEAÇÃO

As trincas surgem de pequenas falhas em planos de cisalhamento localizados. É normalmente encontrado em áreas de concentração de tensão, como por exemplo em rasgos de chavetas, entalhes, roscas, furos, etc., ou áreas de baixa resistência localizada. Essa nucleação também pode ser causada por processos de fabricação, inclusões, limites de grão, porosidade pronunciada, defeitos de solidificação ou pontos de corrosão na superfície. Mesmo em regiões livres de defeitos podem ser geradas bandas de deslizamento em regiões de alta deformação. (TEIXEIRA, 2004).

2.2.2. PROCESSO DE PROPAGAÇÃO

O processo de propagação consiste em duas fases. O primeiro estágio é caracterizado pela propagação da trinca ao longo de um plano de aproximadamente 45° em relação ao eixo do carregamento. A taxa de crescimento da trinca neste estágio é de nanômetros por ciclo.

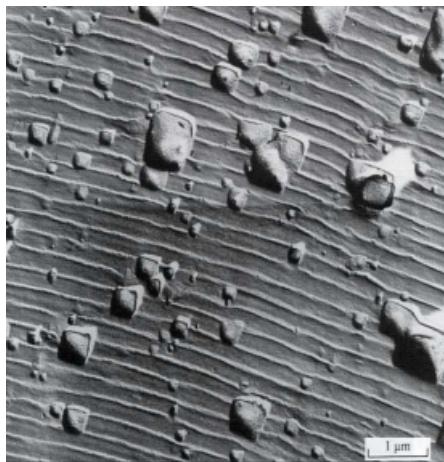


Figura 3 - Estrias formadas pela propagação de trincas.

Fonte: (MEYERS e CHAWLA, 1998).

No segundo estágio, a propagação é orientada perpendicularmente ao eixo do carregamento. Nesta fase, a trinca normalmente exibe estrias ou marcas de praia, como mostra a Fig. 3 (MEYERS e CHAWLA, 1998).

2.2.3. PROCESSO DE RUPTURA

A trinca continuará a crescer, governada pelo fator intensidade de tensões K_I (para trincas crescendo em modo I). À medida que a trinca cresce, mesmo sem o aumento das tensões aplicadas, existe um aumento paulatino de K_I . Se K_I atingir o valor do fator intensidade de tensões crítico para tensão plana K_C ou o fator de intensidade de tensões crítico para deformação plana K_{IC} , resultará uma falha abrupta, também conhecida como falha catastrófica.

A Fig. 4 apresenta a falha por fadiga de um parafuso em razão de ciclos de flexão. A falha começou na raiz da rosca em *A*, propagou – se ao longo da maior parte da seção transversal como evidenciado pelas marcas de praia em *B*, antes da fratura final em *C*.

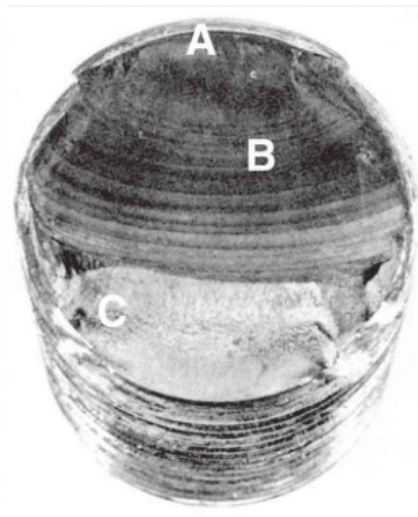


Figura 4 - Superfície do parafuso após a falha por fadiga.

Fonte: (BUDYNAS, 2016).

2.3. MÉTODOS DE CÁLCULO DE FADIGA

Os três principais métodos para analisar a vida à fadiga em projetos são métodos de vida baseados em deformação-vida, mecânica de fratura elástica linear e tensão-vida. A vida entre 1 e 10^3 ciclos é geralmente classificada como fadiga de baixo ciclo, e fadiga de alto ciclo ocorre em $N > 10^3$ ciclos. Utiliza-se neste trabalho apenas o método de tensão-vida, também conhecido como método SN.

2.3.1. MÉTODO DA TENSÃO-VIDA

A resistência a fadiga, assim como o limite de fadiga, é determinado através da curva SN do material. A Fig. 5 mostra a curva SN de um aço UNS G41 300, onde apresenta a relação entre a amplitude da tensão totalmente alternada aplicada no eixo das ordenadas e o número de ciclos, N , no eixo das abscissas.

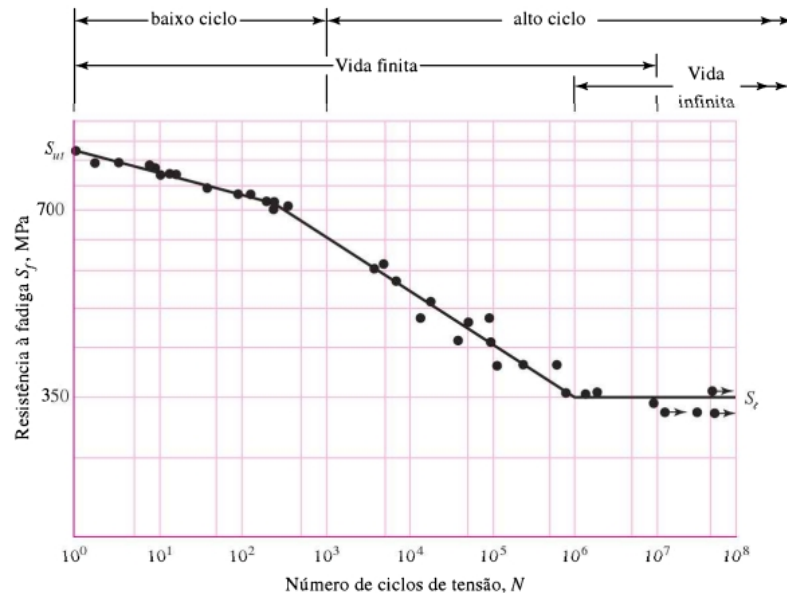


Figura 5 - Diagrama SN – Carregamento de flexão completamente alternada.

Fonte: (BUDYNAS, 2016).

Quando a razão entre a tensão mínima e a tensão máxima $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ é igual a -1, a tensão média é nula, conforme mostrado na Fig. 1. Quando R é diferente de -1, por exemplo, $R = 0.1$, então existe tensão média, como representado na Fig. 6.

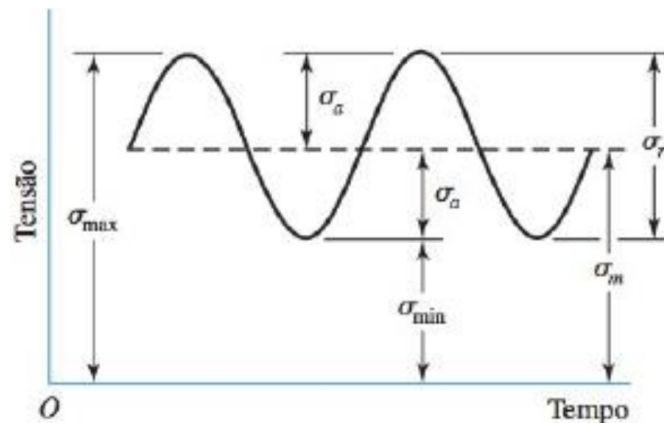


Figura 6 - Tensão vs tempo. Carregamento alternado com carga média.

Fonte: (BUDYNAS, 2016).

A variação de tensões é igual a diferença entre as tensões máxima $\sigma_{m\acute{a}x}$ e mínima $\sigma_{m\acute{i}n}$:

$$\sigma_r = \sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n} \quad (1)$$

A tensão alternada σ_a :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} \quad (2)$$

A tensão média σ_m :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (3)$$

A razão de tensões, R , e a razão de amplitudes, A , respectivamente:

$$R = \sigma_{m\acute{i}n} / \sigma_{m\acute{a}x} \quad (4)$$

$$A = \sigma_a / \sigma_m \quad (5)$$

As tensões máxima ou mínima, podem ser escritas como:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_m + \sigma_a \quad (6)$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \sigma_m - \sigma_a \quad (7)$$

A Fig. 7 apresenta, de forma esquemática, o efeito da tensão média no desempenho a fadiga.

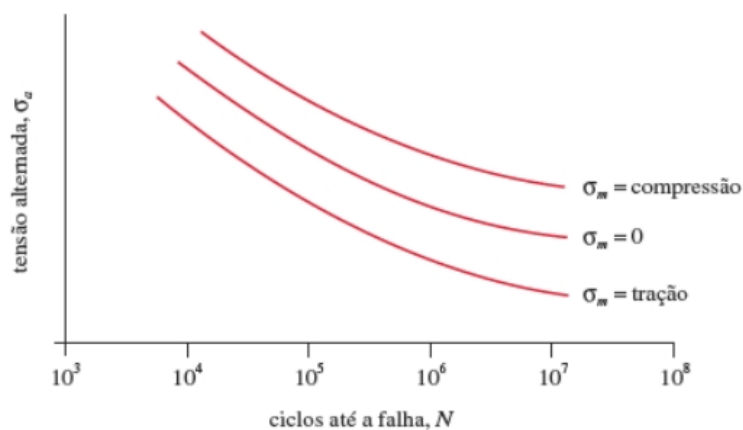


Figura 7 - Efeito da tensão média na vida em fadiga.

Fonte: (NORTON, 2013).

De acordo com a Fig.7, é possível inferir que, as tensões médias trativas tem um efeito deletério, e as tensões médias compressivas têm um efeito positivo na vida à fadiga (NORTON, 2013).

Goodman, Gerber e Soderberg, propuseram métodos de fazer cálculo de vida à fadiga incluindo o carregamento médio. A representação gráfica de cada um destes métodos pode ser vista na Fig. 8. As combinações de tensões alternadas e médias que estiverem abaixo da curva do método, têm vida infinita.

A curva de Gerber representa melhor os dados encontrados na literatura, não obstante a curva de Goodman tem sido mais utilizada em projetos de fadiga, mesmo tendo resultados mais conservadores. A Fig. 8 representa as curvas de Goodman, Gerber e Soderberg.

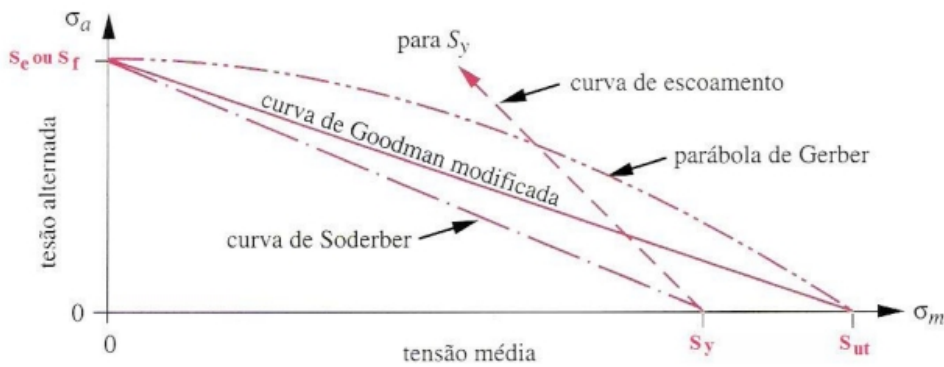


Figura 8 - Diagrama de fadiga para Goodman, Gerber e Soderberg.

Fonte: (BUDYNAS, 2016).

A utilização desses três critérios segue as seguintes equações:

$$\frac{\sigma_a}{s_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (\text{Goodman modificado}) \quad (8)$$

$$\frac{n\sigma_a}{s_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (\text{Gerber}) \quad (9)$$

$$\frac{\sigma_a}{s_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (\text{Soderberg}) \quad (10)$$

Os valores de S_{ut} e S_y são propriedades dos materiais, respectivamente, tensão última e resistência ao escoamento.

Uma estimativa do valor do limite de fadiga, S_e , proposta por Marin, é mostrada na equação (11).

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (11)$$

Os “k’s” são fatores de modificação. O k_a de superfície; o k_b de tamanho; o k_c de carga; o k_d de temperatura; o k_e de fator de confiabilidade; o k_f de fatores outros; e S_e' é o limite de resistência do c.p. em flexão rotativa.

2.4. MÉTODOS DE ENSAIO

Os equipamentos utilizados em ensaios de fadiga consistem em sistemas de aplicação de cargas que permite modificar a intensidade e a direção do esforço, além de ter um contador de número de ciclos. O teste é interrompido assim que o c.p. se rompe. O ensaio pode ser realizado de diversas maneiras, dependendo do tipo de sollicitação que se deseja aplicar, tais como torção, tração-compressão, flexão rotativa ou mesmo esforço normal.

Nos ensaios de fadiga sob torção, são conduzidos em corpos de prova cilíndricos ocos que são submetidos a um esforço de torção alternada (NORTON, 2013). Onde o limite de fadiga sob torção, em um material dúctil, é aproximadamente 58% do limite de fadiga sob flexão. Na Fig.9, pode-se observar uma máquina de ensaio para determinação de fadiga por torção.



Figura 9 - Máquina de ensaio servo-hidráulica para determinação de fadiga por torção.

Fonte: (CATÁLOGO ZWICKROELL LTDA, 2023).

Nos ensaios de fadiga sob cargas axiais, c.p.s cilíndricos são fixados na máquina de ensaio e submetidos a esforços uniaxiais cíclicos de tração e compressão. As máquinas de ensaio que operam neste sistema, podem se dividir em servo-pneumática, servo-hidráulica ou servo-elétrica.

Nos ensaios de fadiga por flexão rotativa, utiliza-se c.p.s altamente polidos, com cerca de 0,3 polegadas de diâmetro em sua parte central, que são fixados em um suporte capaz de aplicar um momento fletor de valor constante, enquanto o c.p. gira (NORTON, 2013). Essa configuração resulta em tensões completamente alternadas de flexão em qualquer ponto do c.p. O ensaio tem início em um determinado nível de tensão e é realizado até a falha do c.p., registrando-se o número de ciclos até a ruptura e o nível de tensão aplicada. O ensaio é repetido com vários c.p.s do mesmo material, submetidos a diferentes níveis de tensão. Os dados coletados são posteriormente plotados para obter-se o diagrama SN, como mostrado na Fig. 5. Na Fig. 10, vê-se um esquema simplificado de uma máquina de ensaio por flexão rotativa.

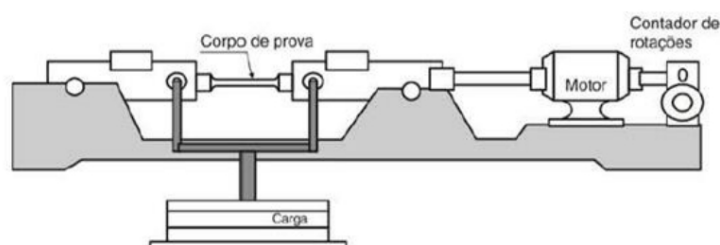


Figura 10 - Máquina de ensaio de flexão rotativa.

Fonte: (GARCIA, 2012).

Ilustra-se, na Fig. 11, um exemplo de máquina disponível no mercado para determinação da fadiga por flexão rotativa.



Figura 11 - Máquina de ensaio para a determinação de fadiga por flexão rotativa.

Fonte: (CATÁLOGO ZWICKROELL LTDA, 2023).

Uma forma alternativa de carregamento por flexão completamente alternada por deslocamento imposto é mostrada na Fig. 12.

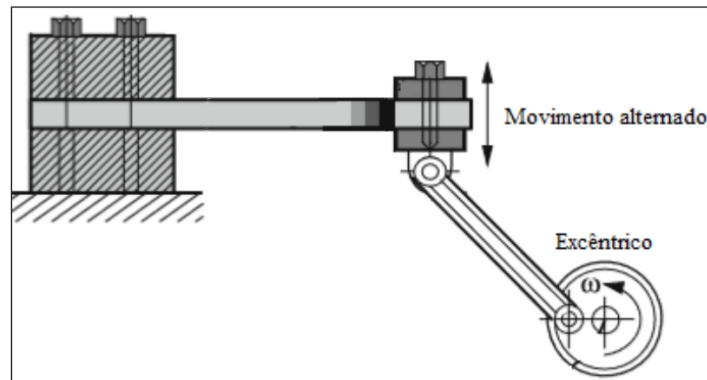


Figura 12 - Máquina de ensaio para determinação de fadiga por deslocamento prescrito.

Fonte: (DA SILVALAGES, MATHEUS, 2019).

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo são abordadas as estruturas principais e seus detalhes quanto ao projeto da máquina de ensaio de fadiga por flexão através de deslocamento imposto por rotação de um came, em c.p.s posicionados em uma estrutura de flexão de 4 pontos. O desenho de conjunto do equipamento proposto é mostrado na Fig. 13.

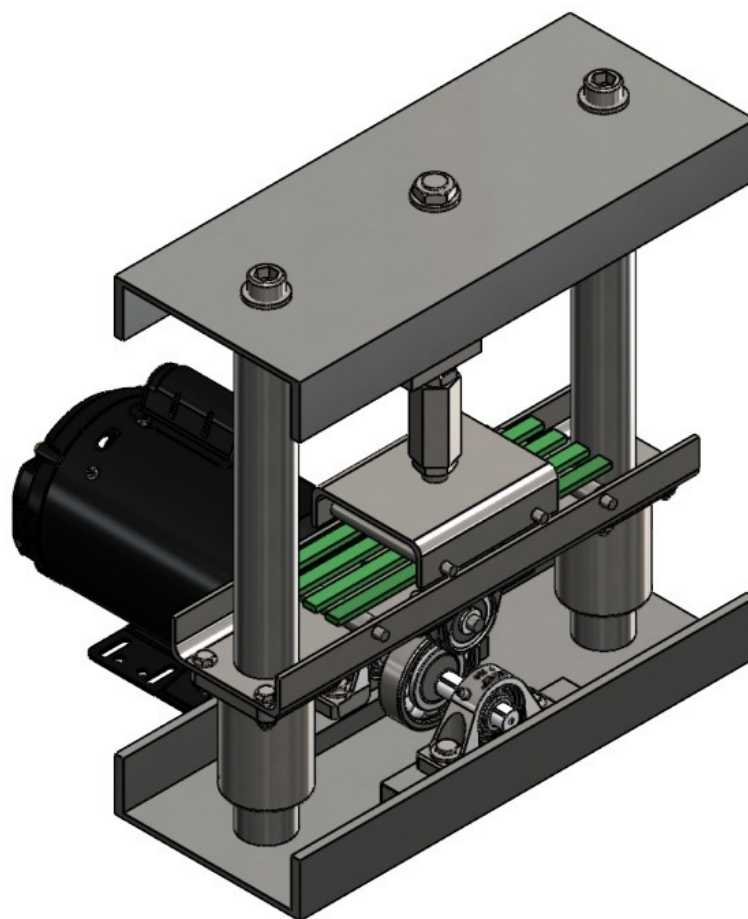


Figura 13 - Desenho de Conjunto da máquina de ensaio de fadiga por flexão de deslocamento prescrito.

Fonte: Autoria própria.

O projeto, tem como ideia principal a imposição de uma carga, através de um deslocamento feito por um came. A estrutura, apresenta duas vigas em ‘U’ e duas colunas cilíndricas que tem como objetivo dar rigidez para o quadro de reação da máquina de ensaio. A estrutural central, apresenta uma célula de carga, que registrará os esforços empregados no ensaio, conectadas por um prolongador até o suporte superior, em contato com os c.p.s. O suporte inferior, além de servir

como base do c.p.s, recebe o contato do came por meio de um conjunto de mancais com rolamento. O motor elétrico produz o torque e rotações necessários para girar o eixo conectado a um conjunto came-rolamento, que por sua vez, impõe um deslocamento para o suporte inferior, e conseqüentemente aos c.p.s.

3.1. PRÉ-DIMENSIONAMENTO

Para efetuar o dimensionamento do equipamento proposto um modelo analítico simplificado, utilizando mecânica dos sólidos. Este modelo foi desenvolvido para verificar se a estrutura era rígida o suficiente para realizar testes de fadiga de flexão de quatro pontos em c.p.s de barra chata submetidos a deslocamento prescrito.

Para um pré-dimensionamento, é necessário calcular a carga, P , capaz de levar os c.p.s à falha por fadiga em um número de ciclos relativamente baixo. Entende-se como uma região de fadiga de baixa ciclagem de $N=1$ até cerca de $N=10^3$ ciclos. Nessa região a resistência à fadiga S_f é apenas um pouco menor do que a resistência à tração S_{ut} .

Segundo Mischke (BUDYNAS, 2016):

$$S_f = a N^b \quad (12)$$

Onde N é o número de ciclos até a falha e a e b são constantes definidas como:

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e} \quad (13)$$

$$b = \frac{-1}{3} \log \left(\frac{f S_{ut}}{S_e} \right) \quad (14)$$

Considerando o c.p. de aço 1065, temos que $S_{ut} = 1237 \text{ MPa}$ e $S_e = 424 \text{ MPa}$. Assim, pode-se obter o fator $f = 0,785$, conforme Fig. 14, (BUYNAS, 2016):

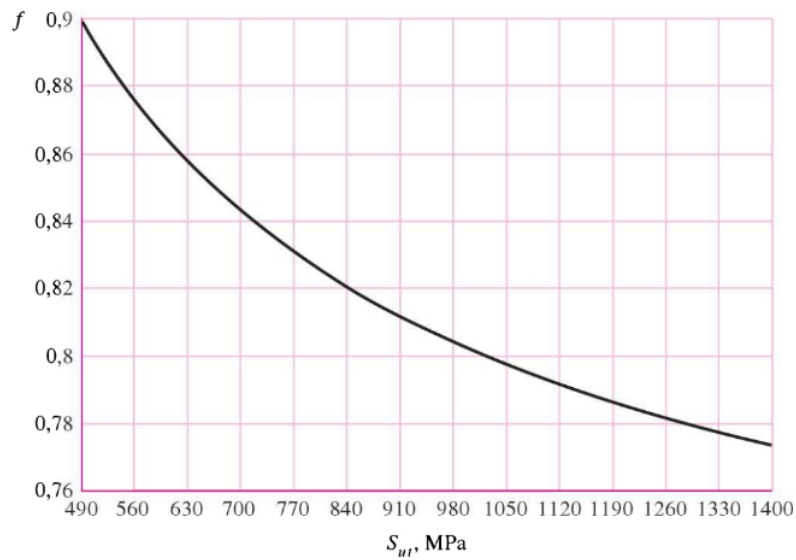


Figura 14 - Fração da resistência à fadiga, f .

Fonte: (BUDYNAS, 2016).

A resistência à fadiga S_f é igual a tensão alternada equivalente, σ_{aeq} , utilizando a equação de Goodman modificado, tem-se:

$$\sigma_{aeq} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (15)$$

Para encontrar as tensões média e alternada, pode-se utilizar a equação de von Mises:

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xya}^2} \quad (16)$$

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} \quad (17)$$

Desconsiderando o esforço cortante, tem-se:

$$\sigma_a = \sigma_{xa} \quad \sigma_m = \sigma_{xm} \quad (18)$$

Onde:

$$\sigma_{xa} = \frac{M_a c}{I_{cp}} \quad \sigma_{xm} = \frac{M_m c}{I_{cp}} \quad (19)$$

Onde c é a metade da altura do c.p., a_{cp} é a distância entre os apoios do c.p. (vide Fig. 31) e I_{cp} é o momento de inércia de área do c.p. Considerando o momento máximo no c.p. como $M_{máx} = P_{cp} a_{cp}$ e o momento mínimo como um décimo do momento máximo, tem-se:

$$\begin{aligned}
 M_a &= \frac{M_{máx} - M_{mín}}{2} \\
 M_a &= \frac{P a_{cp} - \frac{P a_{cp}}{10}}{2} \\
 M_a &= \frac{9 P a_{cp}}{20}
 \end{aligned} \tag{20}$$

$$\begin{aligned}
 M_m &= \frac{M_{máx} + M_{mín}}{2} \\
 M_m &= \frac{P a_{cp} + \frac{P a_{cp}}{10}}{2} \\
 M_m &= \frac{11 P a_{cp}}{20}
 \end{aligned} \tag{21}$$

Aplicando as Eq. (20) e (21), respectivamente, as Eq. (19.a) e (19.b), tem-se:

$$\sigma_a = \frac{9 P a_{cp} h_{cp}}{40 I_{cp}} \tag{22}$$

$$\sigma_m = \frac{11 P a_{cp} h_{cp}}{40 I_{cp}} \tag{23}$$

Aplicando as Eq. (22) e (23) na Eq. (15), tem-se:

$$\sigma_{aeq} = \frac{9 P a_{cp} h_{cp} S_{ut}}{40 I_{cp} S_{ut} - 11 P a_{cp} h_{cp}} \tag{24}$$

Aplicando a Eq. (24) na Eq. (12) e isolando a carga P_{cp} , tem-se:

$$P = \frac{40 I_{cp} S_{ut} a N^b}{(9 S_{ut} + 11 a N^b) a_{cp} h_{cp}} \tag{25}$$

Para cada c.p. de aço SAE 1065, para uma vida de $N = 1000$ ciclos, tem-se:

$$b_{cp} = 14 \text{ mm}$$

$$h_{cp} = 6 \text{ mm}$$

$$I_{cp} = 2.52 \cdot 10^{-10} \text{ m}^4$$

$$a_{cp} = 75 \text{ mm}$$

$$S_{ut} = 1237 \text{ MPa}$$

$$S_e = 4.51 \cdot (S_{ut})^{-0.265} \cdot \left(\frac{0.808 \cdot \sqrt{b_{cp} \cdot h_{cp}}}{7.62} \right)^{-0.107} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.5 \cdot S_{ut} = 424 \text{ MPa}$$

$$f = 0,785$$

Resolvendo, tem-se:

$$P_{cp} = 1233 \text{ N}$$

3.1.1. DESLOCAMENTO PRESCRITO

Sabendo a carga necessária para levar um c.p. à falha por fadiga em baixa ciclagem, é possível determinar o deslocamento que deve ser imposto pelo came, através da linha elástica, logo, têm-se:

$$y(x) = \frac{1}{E_{cp} I_{cp}} \left(\frac{1}{2} P_{cp} a_{cp} x^2 + \frac{-1}{2} P_{cp} a_{cp} Lx + \frac{1}{6} P_{cp} a_{cp}^3 \right) \quad (26)$$

Onde, P_{cp} é a carga necessária para levar a falha por fadiga em baixa ciclagem, a_{cp} é a distância entre os apoios do suporte e L é o comprimento do c.p. Definindo a geometria e as propriedades da seção:

$$a_{cp} = 75 \text{ mm}$$

$$L = 250 \text{ mm}$$

$$E_{cp} = 200 \text{ GPa}$$

$$I_{cp} = 2.52 \cdot 10^{-10} \text{ m}^4$$

$$P_{cp} = 1233 \text{ N}$$

Aplicando no ponto de máximo deslocamento $x = \frac{L}{2}$, têm-se:

$$\delta_{cp} = 13 \text{ mm}$$

3.2. DIMENSIONAMENTO DA ESTRUTURA

Para o dimensionamento da estrutura (quadro de reação) analisa-se um problema hiperestático. Utiliza-se um modelo baseado no método de energia. Analisa-se uma estrutura

simplificada com o objetivo de verificar o deslocamento máximo do ponto C , onde está fixado a célula de carga e onde possui uma carga concentrada P como mostra a Fig. 15.

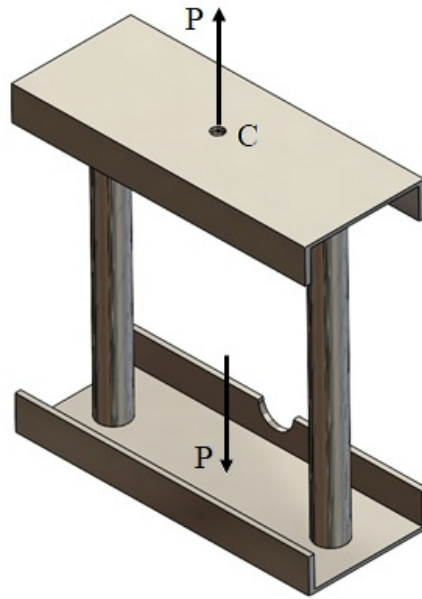


Figura 15 - Quadro de reação.

Fonte: Autoria própria.

Para a modelagem do problema, será feito um corte na estrutura por ser simétrica, analisa-se um quarto da estrutura, onde a carga concentrada será metade da carga aplicada a célula de carga.

O modelo é mostrado na Fig. 16, onde a carga concentrada é representada por P ; onde $P = 8 \cdot P_{cp}$. Os pontos A e C foram modelados com roletes, pois esses pontos têm liberdade para se deslocar nestes sentidos; L_1, I_1, E_1 e A_1 representam respectivamente, a metade do comprimento da viga transversal, o momento de inércia de área, o módulo de elasticidade e área da seção transversal. De forma análoga, L_2, I_2, E_2 , e A_2 referem – se a coluna longitudinal.

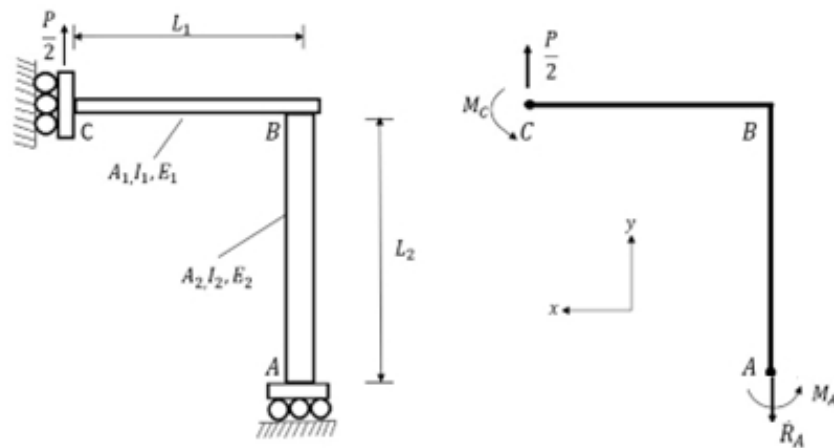


Figura 16 - Modelo de 1/4 do quadro de reação.

Fonte: Autoria própria.

Determinação das reações, com sentido positivo, com o eixo x para direita, o eixo y para cima e o momento anti-horário:

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ \frac{P}{2} - R_A &= 0 \\ R_A &= \frac{P}{2} \end{aligned} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ M_A - \frac{P}{2} L_1 + M_C &= 0 \\ M_C &= \frac{P}{2} L_1 - M_A \end{aligned} \quad (28)$$

Para encontrar os esforços internos é necessário “cortar” a coluna AB e a viga transversal BC, e analisá-las conforme a Fig. 17.

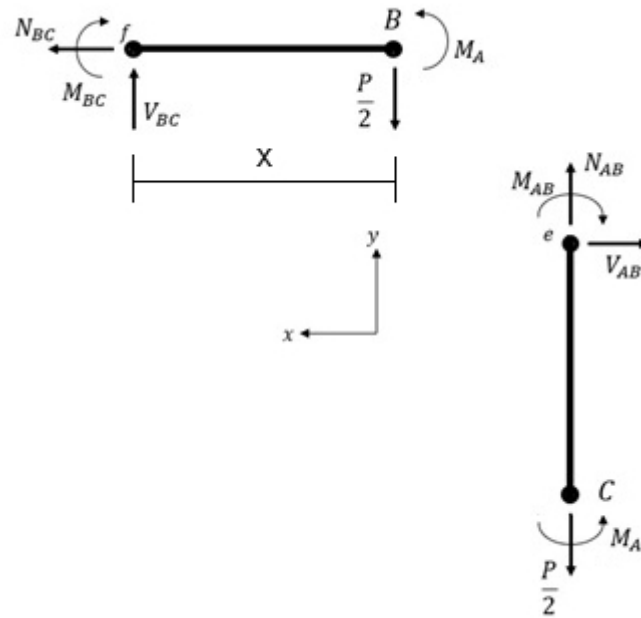


Figura 17 - Diagrama de corpo livre do quadro de reação.

Fonte: Autoria própria.

Para a coluna AB tem-se:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ V_{AB} &= 0\end{aligned}\tag{29}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ -\frac{P}{2} + N_{AB} &= 0 \\ N_{AB} &= \frac{P}{2}\end{aligned}\tag{30}$$

$$\begin{aligned}\sum M_e &= 0 \\ M_A - M_{AB} &= 0 \\ M_{AB} &= M_A\end{aligned}\tag{31}$$

Para a viga BC tem-se:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ -N_{BC} &= 0 \\ N_{BC} &= 0 \\ \sum F_y &= 0 \\ V_{BC} - \frac{P}{2} + \frac{M_A}{X} &= 0\end{aligned}\tag{32}$$

$$V_{BC} = \frac{P}{2} - \frac{M_A}{x} \quad (33)$$

$$\begin{aligned} \sum M_f &= 0 \\ -M_{BC} + M_A - \frac{P}{2}x &= 0 \\ M_{BC} &= \frac{-P}{2}x + M_A \end{aligned} \quad (34)$$

Aplicando o método da energia, tem-se:

$$U = U_{AB} + U_{BC} \quad (35)$$

Onde, U_{AB} e U_{BC} representam as energias de deformação da coluna AB e da viga BC respectivamente. Nesse sentido, elas podem ser decompostas em:

$$U = U_{AB}^{(N)} + U_{AB}^{(V)} + U_{AB}^{(M)} + U_{BC}^{(N)} + U_{BC}^{(V)} + U_{BC}^{(M)} \quad (36)$$

Onde, os índices $^{(N)}$, $^{(V)}$ e $^{(M)}$ das energias de deformação representam as contribuições de esforço normal, cortante e momento fletor respectivamente. Sabendo que $U_{AB}^{(V)}$ e $U_{BC}^{(N)}$ são zero e $U_{BC}^{(V)}$ é considerada de valor reduzido, pode-se reescrever a equação (36):

$$U = U_{AB}^{(N)} + U_{AB}^{(M)} + U_{BC}^{(M)} \quad (37)$$

Resolvendo primeiramente os termos referentes ao esforço normal e momento fletor da coluna AB, tem-se:

$$\begin{aligned} U_{AB}^{(N)} &= \frac{1}{2} \int \frac{N^2}{EA} dy \\ U_{AB}^{(M)} &= \frac{1}{2} \int_0^{L_2} \frac{\left(\frac{P}{2}\right)^2}{E_2 A_2} dy \end{aligned}$$

Resolvendo a integral, tem-se:

$$U_{AB}^{(M)} = \frac{\left(\frac{P}{2}\right)^2 L_2}{2 E_2 A_2} \quad (38)$$

Para a parcela referente ao momento fletor, tem-se:

$$U_{AB}^{(M)} = \frac{1}{2} \int \frac{M(y)^2}{EI} dy$$

$$U_{AB}^{(M)} = \frac{1}{2} \int_0^{L_2} \frac{(M_A)^2}{E_2 I_2} dy$$

Resolvendo a integral, tem-se:

$$U_{AB}^{(M)} = \frac{M_A^2 L_2}{2 E_2 I_2} \quad (39)$$

Analogamente, resolvendo os termos referentes ao momento fletor internos da viga transversal BC, tem-se:

$$U_{BC}^{(M)} = \frac{1}{2} \int \frac{M(x)^2}{EI} dx$$

$$U_{BC}^{(M)} = \frac{1}{2} \int_0^{L_1} \frac{\left(\frac{-P}{2}x + M_A\right)^2}{E_1 I_1} dx$$

Resolvendo a integral, temos:

$$U_{BC}^{(M)} = \frac{1}{2 E_1 I_1} \left[\left(\frac{P}{2}\right)^2 \frac{L_1^3}{3} - \left(\frac{P}{2}\right) L_1^2 M_A + M_A^2 L_1 \right] \quad (40)$$

Aplicando as Eq. (38), (39), (40) na Eq. (37), obtem-se:

$$U = \frac{\left(\frac{P}{2}\right)^2 L_2}{2 E_2 A_2} + \frac{M_A^2 L_2}{2 E_2 I_2} + \frac{1}{2 E_1 I_1} \left[\left(\frac{P}{2}\right)^2 \frac{L_1^3}{3} - \left(\frac{P}{2}\right) L_1^2 M_A + M_A^2 L_1 \right] \quad (41)$$

Sabendo que no ponto A existe um apoio que restringe a rotação, tem-se:

$$\theta_A = 0$$

Aplicando no ponto A, o teorema de Castigliano, tem-se:

$$\theta_A = \frac{\partial U}{\partial M_A} = 0 \quad (42)$$

Aplicando a Eq. (42) na Eq. (41) e resolvendo em função de M_A , tem-se:

$$M_A = \frac{\left(\frac{P}{2} L_1^2 \right)}{\left(\frac{L_1}{E_1 I_1} + \frac{L_2}{E_2 I_2} \right)} \quad (43)$$

Aplicando no ponto C o teorema de Crotti, obtemos:

$$\delta_C = \frac{\partial U}{\partial \left(\frac{P}{2} \right)} \quad (44)$$

Aplicando a Eq. (44) na Eq. (41), tem-se:

$$\delta_C = \frac{P}{E_2 A_2} L_2 + \frac{1}{E_1 I_1} \left(\frac{P}{2} \frac{L_1^3}{3} - \frac{L_1^2}{2} M_A \right) \quad (45)$$

Definindo a geometria e as propriedades da seção, tem-se:

$$L_1 = 0,25 \text{ m}$$

$$L_2 = 0,4375 \text{ m}$$

$$A_1 = 0,00586 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 0,00203 \text{ m}^2$$

$$I_1 = 1,34 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$I_2 = 3,27 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$E_1 = 200 \text{ GPa}$$

$$E_2 = 200 \text{ GPa}$$

Aplicando uma carga P , que atua simultaneamente nos quatro c.p.s, têm-se:

$$P = 9867 \text{ N}$$

Arredondando e incluindo um fator de segurança = 1,2, tem-se $P = 12 \text{ kN}$ e aplicando na Eq. (43) e (45), respectivamente, têm-se:

$$M_A = 20,6 N \cdot m$$

$$\delta_C = 0,018 mm$$

Comparando-se o deslocamento de cada c.p. δ_{cp} com o deslocamento elástico do quadro de reação δ_C , vê-se que o quadro de reação pode ser considerado suficiente rígido, pois é 3 ordens de grandeza mais rígido que os c.p.s.

$$\frac{\delta_C}{\delta_{cp}} \approx 10^{-3}$$

3.3. DIMENSIONAMENTO DOS PINOS DO SUPORTE DO CORPO DE PROVA

Estes pinos de aço AISI 4130, com comprimento total de $130 mm$, $D = 18 mm$, $d = 9 mm$ e $r = 1,6 mm$, respectivamente, o maior diâmetro, o menor diâmetro e o raio de concordância. Um dos pinos do suporte é mostrado na Fig. 18.

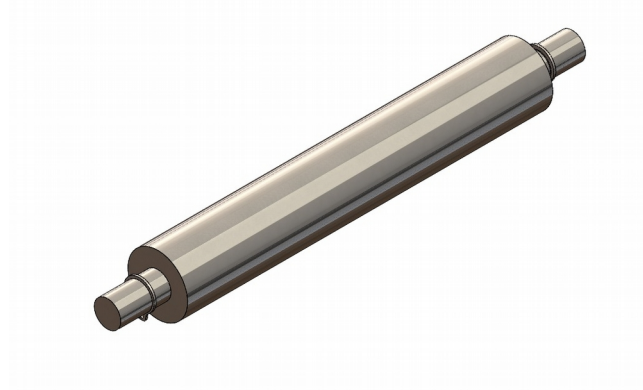


Figura 18 - Pino de suporte do c.p.

Fonte: Autoria própria.

Na Fig. 19 mostra-se o modelo do pino de suporte. Como são dois pinos por suporte a carga P é dividida por dois e imposta de forma distribuída pelos quatro c.p.s.

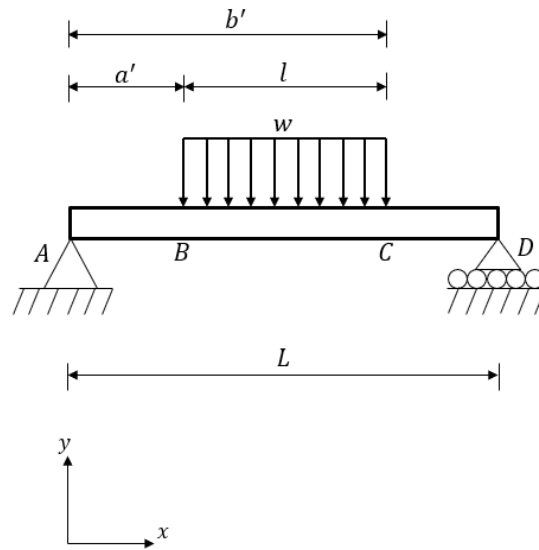


Figura 19 - Modelo do pino do suporte por carga distribuída.

Fonte: Autoria própria.

A seguir diversas propriedades dos pinos são listadas.

Tabela 1 - Propriedades da secção transversal

	Seção menor ($d = 9 \text{ mm}$)	Seção maior ($D = 18 \text{ mm}$)
d ou D (mm)	9	18
A (m^2)	$6,362 \cdot 10^{-5}$	
I (m^4)		$5,153 \cdot 10^{-9}$

Comprimentos:

$L = 110 \text{ mm}$ (comprimento entre apoios)

$l = 70 \text{ mm}$ (extensão do carregamento distribuído)

$a' = 20 \text{ mm}$

$b' = 90 \text{ mm}$

Carregamento:

$\frac{P}{2} = 6000 \text{ N}$ (é dividido por dois, pois são dois pinos)

$$w = \frac{P}{l}$$

$$w = 85714,28 \frac{N}{m}$$

Propriedades do material:

$$E = 205 \text{ GPa}$$

$$\nu = 0,29$$

$$S_y = 655 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 1020 \text{ MPa}$$

A Fig. 20 mostra o diagrama de corpo livre do pino do suporte.

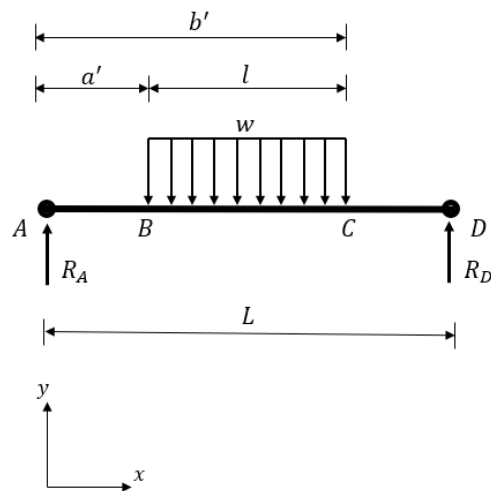


Figura 20 - Diagrama de corpo livre do pino do suporte.

Fonte: Autoria própria.

Por equilíbrio estático, têm-se:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_A + R_D - wl = 0$$

$$R_A + R_D = wl$$

Por simetria, têm-se:

$$R_A = R_D = \frac{wl}{2}$$

$$R_A = R_D = 3000 \text{ N}$$

Optou-se por definir o cortante e o momento fletor através de funções de singularidade.

$$V(x) = R_A - w \langle x - a' \rangle + w \langle x - b' \rangle$$

$$M(x) = R_A x - \frac{w}{2} \langle x - a' \rangle^2 + \frac{w}{2} \langle x - b' \rangle^2$$

Pode-se plotar $V(x)$ e $M(x)$ na Fig. 21, onde a abscissa é o comprimento, em milímetros, variando de zero a L , têm-se:

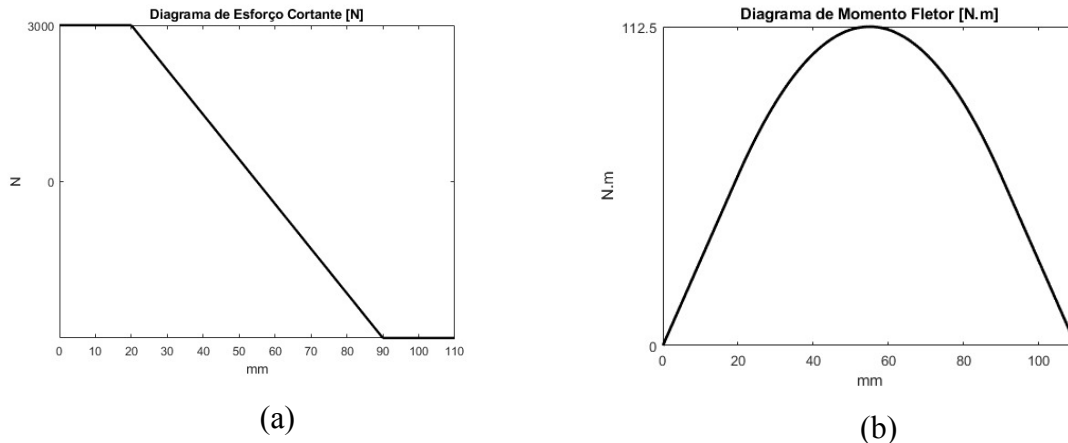


Figura 21 - Diagrama: (a) cortante e (b) momento fletor.

Fonte: Autoria própria.

Pelos gráficos da Fig. 21, determina-se o esforço cortante máximo e momento fletor máximo atuante:

$$V_{m\acute{a}x} = 3000 \text{ N}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 112,5 \text{ N.m}$$

Faz-se uma primeira verificação quanto ao fator de segurança ao escoamento das tensões de cisalhamento na seção de menor diâmetro e esforço cortante máximo:

$$\tau = \frac{1,33 \cdot V_{m\acute{a}x}}{A}$$

$$\tau = 79,4 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sqrt{3} \tau}$$

$$n = 4,8$$

Verificando o coeficiente de segurança à fadiga na seção transversal de maior momento fletor sob carregamento pulsativo:

Cálculo do limite de fadiga S_e :

$$S_e = 4.51 \cdot (S_{ut})^{-0.265} \cdot \left(\frac{0.370 \cdot D}{7.62} \right)^{-0.107} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.5 \cdot S_{ut} = 372 \text{ MPa}$$

Cálculo dos momentos médios e alternados:

$$M_{max} = \frac{w \cdot l}{2} \cdot \left(\frac{l}{4} + a' \right) \quad M_m = \frac{M_{max} + 0.1 \cdot M_{max}}{2} \quad M_a = \frac{M_{max} - 0.1 \cdot M_{max}}{2}$$

Cálculo das tensões normais médias e alternadas:

$$\sigma_{xm} = \frac{M_m \cdot \frac{D}{2}}{I} \quad \sigma_{xa} = \frac{M_a \cdot \frac{D}{2}}{I}$$

Cálculo das tensões equivalentes de Mises normais médias e alternadas:

$$\sigma_a = \sigma_{xa}$$

Cálculo do coeficiente de segurança à fadiga, via Goodman:

$$n = \left(\left(\frac{\sigma_a}{S_e} \right) + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right) \right)^{-1} = 2,9$$

3.4. ESTRUTURA PRINCIPAL

A construção das colunas cilíndricas teve por objetivo além de ser um elemento estrutural do quadro de reação da máquina de ensaio, também servir como guia do suporte inferior dos c.p.s, das buchas de rolamentos recirculantes. A Fig. 22, mostra as colunas cilíndricas, as buchas com rolamentos recirculantes e as roscas internas de fixação das colunas nas vigas em U, que completam o quadro de reação da máquina de ensaio.

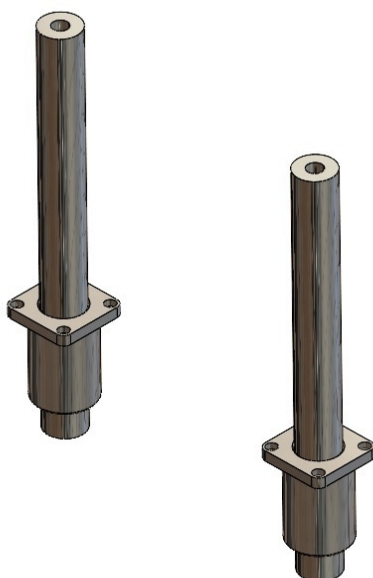


Figura 22 - Colunas e buchas com esferas recirculantes.

Fonte: Autoria própria.

Quanto a parte superior e inferior do equipamento, foram feitos diversos testes objetivando um melhor custo-benefício, quanto ao modelo de viga. Para tal, foram experimentados desde chapas até vigas em 'T Invertido', em 'H' e em 'U', sendo esta última, conforme Fig. 23, que apresentou um desempenho satisfatório tendo pequenas deflexões, devido a carga imposta.



Figura 23 - Viga em 'U' com furos.

Fonte: Autoria própria.

3.5. CORPO CENTRAL

Nesta seção da máquina de ensaio está localizada a célula de carga, Fig. 24, responsável pela medição das cargas do ensaio de fadiga. Esta foi dimensionada considerando uma força máxima de aproximadamente 1223 kgf e para tal, foi selecionada a célula de carga de modelo com capacidade máxima de 5.000 kgf, feita de aço liga e nível de proteção IP66 (MK Controle e Instrumentação LTDA, 2023), com fundo de escala 4 vezes maior que a carga máxima prevista, com intuito de da célula de carga ter vida infinita.

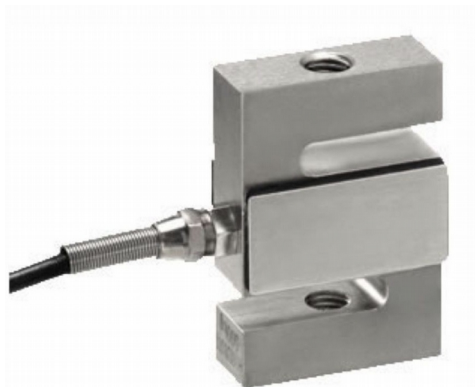


Figura 24 - Célula de carga CSL ZL.

Fonte: (Catálogo MK Controle e Instrumentação LTDA).

O corpo central também é composto de um prolongador, responsável pela ligação da célula de carga com o suporte superior, conforme Fig. 25. O prolongador, conforme pode ser visto no Anexo F - Desenhos, é composto por roscas à direita e à esquerda, necessárias para ajustagens iniciais de deslocamento antes de cada teste de fadiga. O suporte superior do c.p.s, uma chapa em ‘U’, é composta de dois pinos transversais que ficarão em contato superior com os c.p.s a serem ensaiados.

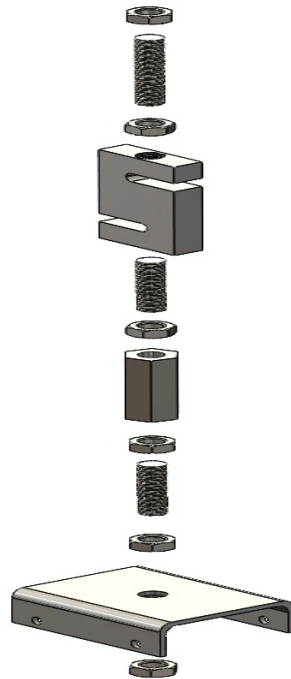


Figura 25 - Célula de carga, prolongador, estojos e suporte superior dos c.p.s.

Fonte: Autoria própria.

3.6. SUPORTE INFERIOR E CORPOS DE PROVA

Pensando na otimização do processo, o suporte foi projetado para suportar testes com até quatro c.p.s por ensaio, conforme montagem mostrada na Fig. 26.

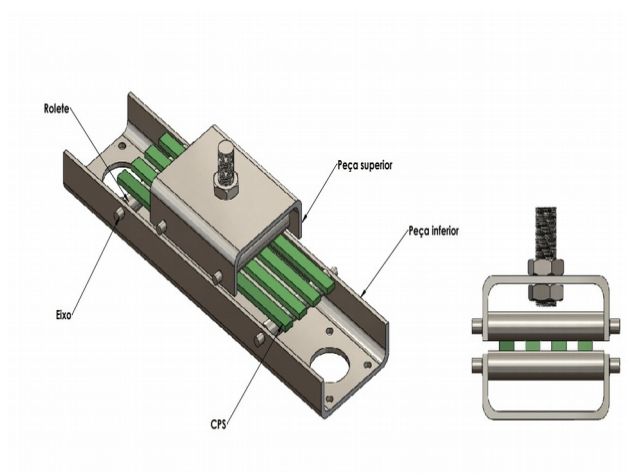


Figura 26 - Suporte inferior e corpos de prova.

Fonte: Autoria própria.

São utilizados quatro pinos, previamente dimensionados, fixados nos suportes superior e inferior. Na base do suporte são fixados dois mancais de rolamento, de modelo SKF-UCP 201, com um eixo conectando-os e um terceiro rolamento, de modelo SKF-4301 ATN9, neste eixo, conforme mostrado na Fig. 27, que ficará em contato direto com o came e de onde virá o deslocamento imposto pelo motor ao suporte inferior.

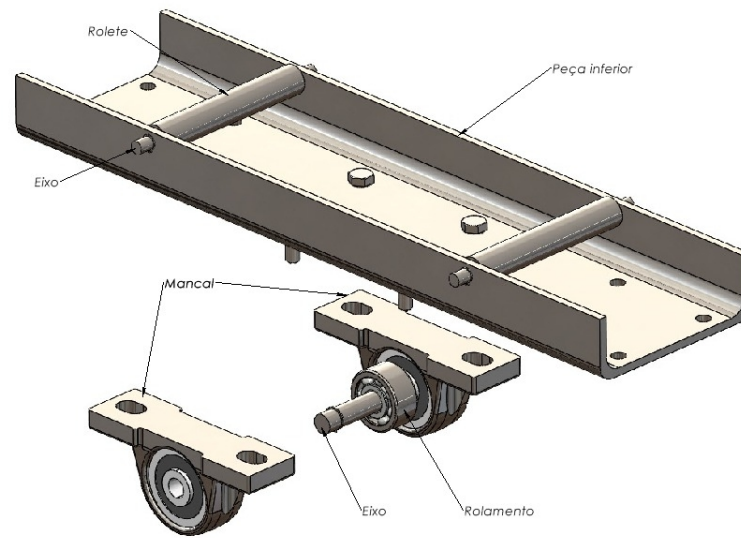


Figura 27 - Suporte inferior, mancais de rolamento e rolamento.

Fonte: Autoria própria

O dimensionamento proposto para os c.p.s são de 300 mm de comprimento, 14 mm de largura e 6 mm de altura, como mostrado na Fig. 28.

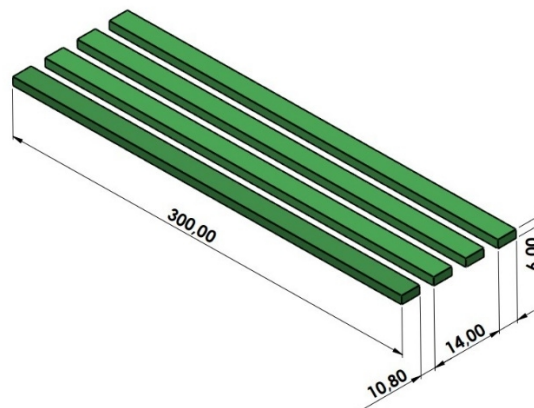


Figura 28 - Dimensões dos corpos de prova.

Fonte: Autoria própria.

3.7. SISTEMA DE FORÇA

A composição deste sistema se dá por um motor trifásico, cujo eixo está fixado o came, responsável pela imposição de carga cíclica, conforme mostrado na Fig. 29. Para tal, na viga estrutural inferior, é feito um rasgo, onde o eixo fica localizado, apoiado em dois mancais SKF-UCP204.

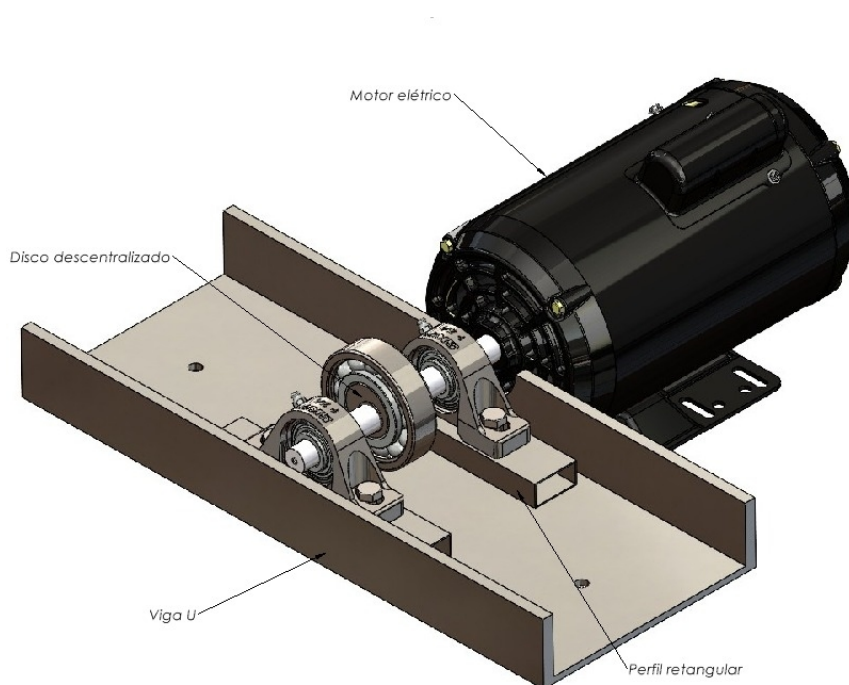


Figura 29 - Sistema de força.

Fonte: Autoria própria.

O motor não foi especificado neste projeto. O came foi modelado em uma peça de aço com um furo descentralizado, fixado ao rolamento SKF-212 principal, por interferência, conforme Fig. 30. A sua fixação ao eixo de transmissão de potência se dá por um rasgo de chave. A descentralização necessária foi estimada em 13 mm para uma força total estimada de aproximadamente 4,9 kN, conforme mencionado nos tópicos anteriores.

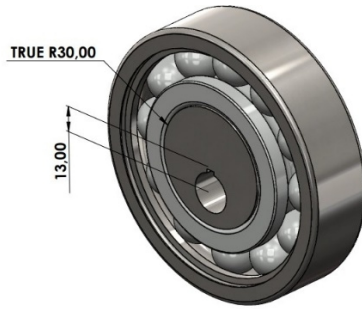


Figura 30 - Rolamento SKF - 212, came.

Fonte: Autoria própria.

4. CONCLUSÃO

A proposta central deste trabalho foi o desenvolvimento de uma máquina de ensaio de fadiga de deslocamento prescrito, visando a ensaiar à fadiga, quatro c.p.s por vez, de barra chata, em flexão de quatro pontos.

O quadro de reação foi projetado visando ser muito mais rígido que os quatro c.p.s, em torno de três ordens de grandeza mais rígido que estes. Isto foi necessário para garantir que o deslocamento imposto pelo came fosse integralmente recebido pelos quatro c.p.s.

Ao mudar os cames pode-se alterar o deslocamento imposto com a consequente mudança da respectiva carga. A capacidade do motor de girar a 3600 rpm pode impor uma frequência de carregamento de 60 Hz, bastante aceitável para este tipo de ensaio.

O projeto desta máquina de ensaio, de custo relativamente baixo, pode servir, quando construída, para aumentar o acervo de equipamentos dos laboratórios de ensaios mecânicos do CEFET/RJ, com foco em pesquisas de Fadiga.

4.1. SUGESTÕES FUTURAS

Como sugestão para projetos futuros, existem alguns tópicos que podem ser abordados, como:

- Fazer simulações numéricas e compará-las aos modelos analíticos neste trabalho.
- Adaptação de sistemas inteligentes de leitura (IoT). O presente projeto, apresenta a necessidade de possuir sistemas inteligentes de leituras como por exemplo a coleta de dados da célula de carga e número de ciclos registrados para a falha por fadiga.
- Especificação do motor, com controle de velocidade de rotação através da utilização de inversores de frequência.

5. BIBLIOGRAFIA

ASTM E 1150-87; Standard Definitions of Terms Relating to Fatigue. 1993

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K.; Elementos de Máquinas de Shigley – Projeto de Engenharia Mecânica., 10ª ed., Porto Alegre, RS, Brasil, AMGH, 2016.

CALLISTER JR., W. D.; Ciência e Engenharia dos Materiais: Uma Introdução., 8ª ed., Rio de Janeiro, Brasil, LTC, 2012.

CATÁLOGO BARRA REDONDA GERDAU; Colunas estruturais. Disponível em: <https://gsn.gerdau.com> Acesso em: 21 agosto 2023.

CATÁLOGO CÉLULA DE CARGA MK CONTROLE; Célula de carga. Disponível em: <https://mkcontrole.com.br> Acesso em: 21 agosto 2023.

CATÁLOGO MANCAL SKF; Mancais da máquina. Disponível em: <https://www.skf.com/> Acesso em: 21 agosto 2023.

CATÁLOGO MÁQUINA DE ENSAIO SERVO-HIDRÁULICA ZWICKROELL LTDA
Disponível em: <https://www.zwickroell.com/pt/> Acesso em: 21 agosto 2023

CATÁLOGO MOTOR WEG; Motor da máquina. Disponível em: <https://www.weg.net/catalog/weg/BR/pt> Acesso em: 21 agosto 2023.

CATÁLOGO PARAFUSO MEGA LOJISTA; Parafusos da Máquina. Disponível em: <https://www.megalojista.com.br/> Acesso em: 21 agosto 2023.

CATÁLOGO PORCAS MEGA LOJISTA; Porcas da Máquina. Disponível em: <https://www.megalojista.com.br/> Acesso em: 21 agosto 2023

CATÁLOGO ROLAMENTO LINEAR; Rolamentos linear da máquina. Disponível em: <https://www.norelem.com> Acesso em: 21 agosto 2023

CATÁLOGO ROLAMENTO SKF; Rolamentos da máquina. Disponível em: <https://www.skf.com/>
Acesso em: 21 agosto 2023

CATÁLOGO VIGA GERDAU; Vigas estrutural em U. Disponível em: <https://mais.gerdau.com.br>
Acesso em: 21 agosto 2023

DE CARVALHO, E. A.; DUARTE, E. T. V. Ensaios de flexão: uma revisão dos modelos matemáticos empregados na sua análise. 2000.

DE OLIVEIRA, F. FERREIRA, J.L., ARAÚJO, J. A., Identificação das Condições de Falha por Fadiga em Materiais Usados na Fabricação de Pás de Turbinas Hidráulicas – Determinação da Resistência à Fadiga do Aço ASTM A743 – CA6NM, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, 2004.

FINE, M. E., CHUNG Y. Fatigue Failure in Metals. Departamento de Ciência e Engenharia dos Materi-ais, Universidade Northwestern, In: ASM Handbook, Fatigue and Fracture, vol 19, 1996.

GARCIA, Amauri; SPIN, Jaime A.; SANTOS, Carlos A. dos. Ensaio dos materiais. 2.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

LAGES, Matheus da Silva et al. Desenvolvimento de uma máquina para ensaio de fadiga por flexão. Matéria (Rio de Janeiro), v. 24, 2019.

LEE, Y., PAN, J., HATHAWAY, R., et al., Fatigue testing and analysis: theory and practice, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.

MARQUES SILVA, Fabrício C., AREVALOS M., Rodrigo, Modernização da Máquina de Fadiga por Flexão Rotativa do Laboratório de Ensaios de Materiais. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, 2011.

MEYERS, M. A., Chawla, K.K., Mechanical behavior of Materials, 1ª ed., Prentice Hall, 1998.

NORTON, R. L.; Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada., 4ª ed., Porto Alegre, Brasil, Bookman, 2013.

PINTO, José Paulo Teixeira. Desenvolvimento de Equipamento personalizado para Ensaios Mecânicos de Fadiga por Flexão Rotativa. 2021. 1 f. Dissertação (Grau de Mestre em Engenharia Mecânica) - Universidade Nova de Lisboa, Portugal, Lisboa, 2021.

SAVARIS, Gustavo; PINTO, RCA. Influência do agregado graúdo na resistência ao cisalhamento de vigas de concreto autoadensável. Revista Ibracon de Estruturas e Materiais, v. 10, p. 30-40, 2017.

SHIGLEY, Joseph E., Projeto de Engenharia Mecânica / Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, Richard G. Budynas; 7ª ed. Porto Alegre, Bookman, 2005.

TEXEIRA, R. S., Metodologia de análise de fadiga em componentes estruturais de aço baseado na Mecânica da Fratura, Dissertação de pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, MG, 2004.

APÊNDICE A – CÁLCULO DA DEFLEXÃO DO C.P.

Utilizando-se a teoria de deflexão de vigas foi criado um modelo analítico para estimar a deflexão do c.p., submetido à flexão pura.

Para estimar a deflexão e a inclinação de uma viga em qualquer ponto, é necessário utilizar a equação diferencial linear de segunda ordem, que governa a linha elástica como mostrado na equação.

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

O momento fletor pode ser representado por uma função simples $M(x)$, como no caso do modelo em questão a inclinação $\theta = dy/dx$ e a deflexão y em qualquer ponto do c.p. podem ser obtidas através de duas integrações sucessivas da função $M(x)$.

Sabendo-se que é necessário funções analíticas distintas para representar o momento fletor nas várias partes do c.p., serão necessárias também diferentes equações diferenciais que levará a duas funções da linha elástica do c.p. Dessa forma, o c.p. será dividido em duas partes, o primeiro corte será feito antes da primeira carga concentrada P , ou seja, $0 < x < a$, o segundo corte será o complemento, ou seja, $a < x < L - a$, onde x é uma reta crescente que vai do início do c.p. em A até seu comprimento máximo L em E, como é mostrado na Fig. 31.

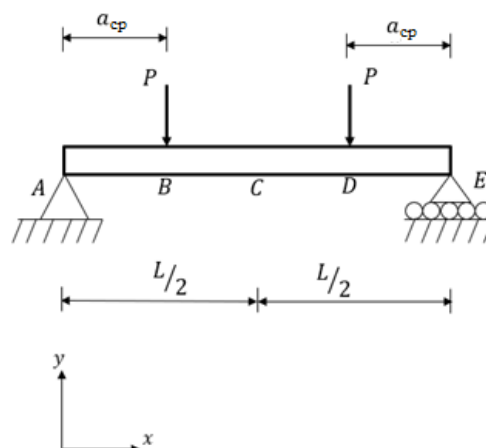


Figura 31 - Modelo do c.p.

Fonte: Autoria própria.

Dessa forma, pode-se concluir que a equação da linha elástica referente ao primeiro trecho do c.p. é:

$$y(x)_1 = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{6} P_{cp} x^3 + \frac{1}{2} P_{cp} a^2 x - \frac{1}{2} P_{cp} aLx \right)$$

Da mesma forma, pode-se chegar na equação final da linha elástica referente ao segundo trecho do c.p., portanto:

$$y(x)_2 = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} P_{cp} ax^2 + \frac{-1}{2} P_{cp} aLx + \frac{1}{6} P_{cp} a^3 \right)$$

Como o ponto de interesse C, está localizado no segundo trecho, $a < x < L - a$, será utilizado a equação $y(x)_2$, pois esta que descreve o comportamento da deflexão do c. p. neste ponto.

ANEXO A – ESPECIFICAÇÃO MANCAIS E ROLAMENTOS

Rolamento rígido de esferas de duas carreiras 4301 ATN9

Dimensões

d	12 mm	Diâmetro do furo
D	37 mm	Diâmetro externo
B	17 mm	Largura
d ₁	≈ 20.5 mm	Diâmetro do ressalto
D ₁	≈ 28.5 mm	Diâmetro do ressalto
r _{1,2}	min. 1 mm	Dimensão de chanfro

Dimensões do encosto

d _a	min. 17.6 mm	Diâmetro do encosto do eixo
D _a	max. 31.4 mm	Diâmetro do encosto do mancal
r _a	max. 1 mm	Raio de concordância do eixo ou filete do mancal

Dados de cálculo

Classificação de carga dinâmica básica	C	13 kN
Classificação de carga estática básica	C ₀	7.8 kN
Limite de carga de fadiga	P _u	0.325 kN
Velocidade de referência		34 000 r/min
Velocidade-limite		18 000 r/min
Fator de carga mínima	k _r	0.06
Fator de cálculo	f ₀	12.2

Massa

Massa do rolamento	0.092 kg
--------------------	----------

Classe de tolerância

Tolerâncias dimensionais	Normal
Desvio radial	Normal

Rolamento rígido de esferas com rasgos de entrada 212

Dimensões

Diâmetro do furo	60 mm
Diâmetro externo	110 mm
Largura	22 mm

Propriedades

Rasgos de entrada	Com
Número de carreiras	1
Recurso de localização, anel externo do rolamento	Nenhum
Tipo de furo	Cilíndrico
Gaiola	Metal laminado
Arranjo pareado	Não
Folga interna radial	CN
Material, rolamento	Aço para rolamentos
Revestimento	Sem
Vedação	Sem
Lubrificante	Nenhum
Recurso de relubrificação	Sem

Desempenho

Classificação de carga dinâmica básica	56.1 kN
Classificação de carga estática básica	50 kN
Velocidade de referência	11 000 r/min
Velocidade-limite	6 700 r/min

Unidade de rolamentos de esferas de caixa de mancal (pillow block) com anel interno prolongado e parafuso de fixação, ferro fundido UCP 204

Dimensões

d	20 mm	Diâmetro do furo
d ₁	≈ 28.7 mm	Diâmetro do ressalto do anel interno
A	34 mm	Largura da base
A ₁	23 mm	Largura superior
B	31 mm	Largura do anel interno
B ₄	5 mm	Distância desde a face lateral do dispositivo de fixação integral até o centro da rosca
H	33.3 mm	Altura do centro do assento esférico
H ₁	13.5 mm	Altura do pé
H ₂	64.5 mm	Altura total
J	95 mm	Distância entre os parafusos de fixação
J	max. 100 mm	Distância entre os parafusos de fixação
J	min. 90 mm	Distância entre os parafusos de fixação
L	127 mm	Comprimento total
N	13 mm	Diâmetro do furo para parafuso de fixação
N ₁	18 mm	Comprimento do furo para parafuso de fixação
s ₁	18.3 mm	Distância desde a face lateral do dispositivo de fixação integral até o centro da pista
FURO ROSCADO		
R _G	1/4-28 UNF	Rosca do mancal para o pino graxeiro
R ₁	2 mm	Posição axial da rosca do mancal
R _α	45 °	Posição angular da rosca do mancal
PINO GRAXEIRO		
D _N	6.6 mm	Diâmetro do cabeçote esférico do pino graxeiro
SW _N	7.94 mm	Tamanho da chave sextavada para o pino graxeiro
G _N	1/4-28 UNF	Rosca do pino graxeiro

Dados de cálculo

Classificação de carga dinâmica básica	C	12.7 kN
Classificação de carga estática básica	C ₀	6.7 kN
Limite de carga de fadiga	P _u	0.285 kN
Velocidade-limite		6 500 r/min
		Velocidade-limite com tolerância do eixo h6

Massa

Massa da unidade de rolamento	0.6 kg
-------------------------------	--------

Informações de montagem

Parafuso de fixação	G ₂	M6x1
Tamanho da chave sextavada para pino de ajuste		3.05 mm
Torque de aperto recomendado para parafuso de fixação		4 N·m
Diâmetro recomendado para parafusos de fixação, mm	G	10 mm
Diâmetro recomendado para parafusos de fixação, em polegadas	G	0.375 in

Unidade de rolamentos de esferas de caixa de mancal (pillow block) com anel interno prolongado e parafuso de fixação, ferro fundido UCP 201

Dimensões principais e dados de desempenho

d	12 mm	Diâmetro do furo
L	127 mm	Comprimento total
H ₂	62 mm	Altura
m	0,64 kg	Peso

dimensões de conexão

J	95 mm	Distância furo de fixação
N	13 mm	Largura (ranhura)
N ₁	19 mm	Comprimento (ranhura)

Dimensões

H	30,2 mm	Distância veio geométrico
A	38 mm	Largura (base)
H ₁	14 mm	Altura (base)
B	31 mm	Width
S ₁	18,3 mm	Distance of raceway to locking collar
Q	M6	Ligação lubrificação de rosca

Informação adicional

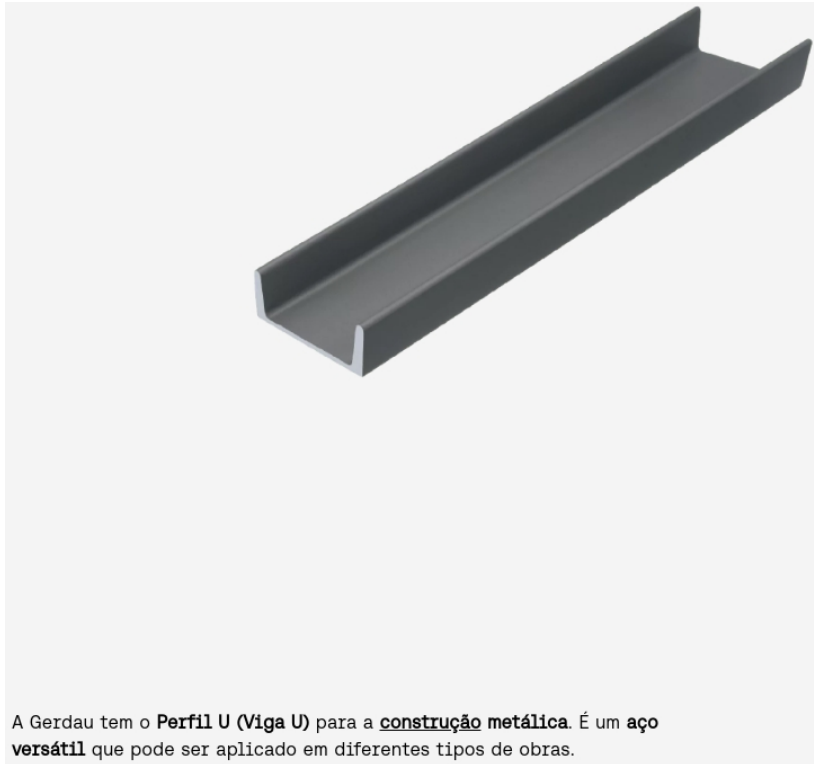
P203	carcaça
UC201	Referência rolamento

Faixa de temperatura

T _{min}	-20 °C	Operating temperature min.
T _{max}	120 °C	Operating temperature max.

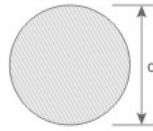
ANEXO B – ESPECIFICAÇÃO VIGAS E COLUNAS

Viga U - GERDAU



Bítola	Peso	ALMA	ALMA	ABA	ABA	Área	EIXO X	EIXO X	EIXO X	EIXO Y	EIXO Y	EIXO Y
	Nominal	d	tw	bf	tf		I	W	r	I	W	r
pol.	kg/m	mm	mm	mm	mm	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm
3"	6,10	76,20	4,32	35,81	6,93	7,78	68,90	18,10	2,98	8,20	3,32	1,03
	7,44		6,55	35,05	6,93	9,48	77,20	20,30	2,85	10,30	3,82	1,04
4"	8,04	101,60	4,67	40,23	7,52	10,10	159,50	31,40	3,97	13,10	4,61	1,14
	9,30		6,27	41,83	7,52	11,90	174,40	34,30	3,84	15,50	5,10	1,14
6"	12,20	152,40	5,08	48,77	8,71	15,50	546,00	71,70	5,94	28,80	8,16	1,36
	15,62		7,98	51,66	8,71	19,90	632,00	82,90	5,63	36,00	9,24	1,34
8"	17,10	203,20	5,59	57,40	9,50	21,68	1344,30	132,70	7,87	54,10	12,94	1,42
	20,50		7,70	59,51	9,50	25,93	1490,00	147,50	7,59	62,40	14,09	1,42
10"	22,77	254,00	6,10	66,04	11,10	29,00	2800,00	221,00	9,84	95,00	19,00	1,81
	30,80		7,20	74,00	12,70	39,30	5370,00	352,00	11,70	161,00	28,30	2,03
12"	29,76	305,00	9,63	69,57	11,10	37,90	3290,00	259,00	9,31	117,00	21,60	1,76
	37,00		9,80	77,00	12,70	47,40	6010,00	394,00	11,30	186,00	30,90	1,98

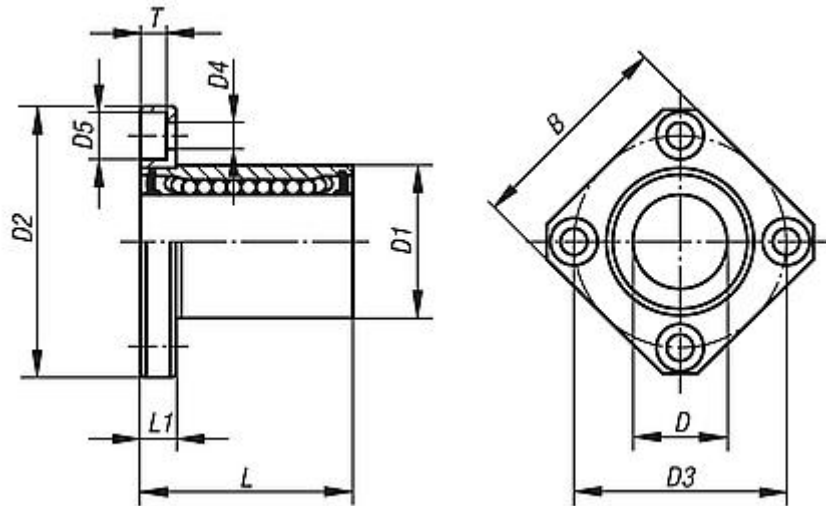
Barra Redonda – GERDAU

Especificações Técnicas +

Bitolas (d)	Bitolas (d)	Peso nominal
pol	mm	kg/m
1/4"	6,35	0,25
5/16"	7,94	0,39
3/8"	9,53	0,56
1/2"	12,70	0,99
9/16"	14,29	1,26
5/8"	15,88	1,56
11/16"	17,46	1,88
3/4"	19,05	2,24
13/16"	20,64	2,63
7/8"	22,23	3,05
15/16"	23,80	3,49
1"	25,40	3,98
1.1/16"	26,99	4,49
1.1/8"	28,58	5,04
1.3/16"	30,16	5,60
1.1/4"	31,75	6,21
1.5/16"	33,34	6,85
1.3/8"	34,93	7,52
1.7/16"	36,51	8,22
1.1/2"	38,10	8,95
1.9/16"	39,69	9,71
1.5/8"	41,28	10,50
1.11/16"	42,86	11,32
1.3/4"	44,45	12,18
1.13/16"	46,40	13,06
1.7/8"	47,63	13,98
2"	50,80	15,90

ANEXO C – ROLAMENTO LINEAR DE ESFERAS

Rolamento linear de esferas com flange quadrada 21518-01



Código do artigo	B	D	D1	D2	D3	D4	D5	L	L1	T	Capacidade de carga dinâmica N	Capacidade de carga estática N
21518-01-1202	32	12	22	42	32	4,5	7,5	32	6	4,1	510	784
21518-01-1602	35	16	26	46	36	4,5	7,5	36	6	4,1	578	892
21518-01-2002	42	20	32	54	43	5,5	9	45	8	5,1	862	1370
21518-01-2502	50	25	40	62	51	5,5	9	58	8	5,1	980	1570
21518-01-3002	60	30	47	76	62	6,6	11	68	10	6,1	1570	2740
21518-01-4002	75	40	62	98	80	9	14	80	13	8,1	2160	4020
21518-01-5002	88	50	75	112	94	9	14	100	13	8,1	3820	7940

ANEXO D – ESPECIFICAÇÃO PARAFUSOS E PORCAS

Parafuso Sextavado Rosca Inteira M10 x 1,50 Ma x 30

Comprimento Útil de Rosca	30.00 mm
Classificação Material	Classe 5.8
Passo/Fios	1,50 MA
Comprimento de Rosca	Rosca Inteira
Tipo de Rosca	Rosca Máquina
Acionamento	Sextavado
Tipos de Acabamento	Zincado Branco
Tipos de Cabeça	Sextavado
Medida do Acionamento	Chave 17
Material	Aço Carbono
Rosca	Grossa
Comprimento	30.00 mm
Diâmetro	M10
Norma Dimensional	DIN 933
Tratamento Térmico	Temperado e Revenido
Ponta	Ponta Plana
Carga de prova (N)	22000 N
Altura da cabeça	6.56 mm
Seção resistente nominal (mm²)	58 mm ²
Tensão escoamento mínima (Kgf/mm²)	42 Kgf/mm ²
Estricção Mínima	50%
Unidade de Medida	Milímetro
Dureza HRC / HRB	82 - 95 HRB
Resistencia a Tração (Kgf/mm²)	53 Kgf/mm ²
Distancia de passo de rosca (mm)	1.50 mm
Composição química do material	Carbono C 0.55% Fósforo P 0.05% Enxofre S 0.6% Boro B 0.03%

Parafuso Allen M20 x 2,50 x 55

Especificações Técnicas:

- :: Acabamento: Enegrecido de Têmpera
- :: Bitola: M20
- :: Comprimento: 55 mm
- :: Tamanho da Chave: 17 mm
- :: Diâmetro externo da cabeça: 30 mm
- :: Passo de Rosca: 2,5
- :: Sistema de Rosca: MA
- :: Comprimento da Rosca: *
- :: Forma da Rosca: INTEIRA
- :: Modelo: Sextavado Interno
- :: Tipo da Cabeça: Cilíndrica
- :: Material: Aço Liga
- :: Norma Mecânica: DIN 912 / EN ISO 4762
- :: Classe Resistência: 12.9
- :: Marca: MASTERPAR

Parafuso Sextavado Rosca Inteira M8 x 1,25 Ma x 30

Comprimento Útil de Rosca	30.00 mm
Classificação Material	Classe 5.8
Passo/Fios	1,25 MA
Comprimento de Rosca	Rosca Inteira
Tipo de Rosca	Rosca Máquina
Acionamento	Sextavado
Tipos de Acabamento	Bicromatizado
Tipos de Cabeça	Sextavado
Medida do Acionamento	Chave 13
Material	Aço Carbono
Rosca	Grossa
Comprimento	30.00 mm
Diâmetro	M8
Norma Dimensional	DIN 933
Tratamento Térmico	Temperado e Revenido
Ponta	Ponta Plana
Torque para Parafusos (N.m)	16.8 N.m
Carga de prova (N)	13900 N
Altura da cabeça	5.45 mm
Seção resistente nominal (mm²)	36.6 mm ²
Tensão escoamento mínima (Kgf/mm²)	42 Kgf/mm ²
Estricção Mínima	50%
Unidade de Medida	Milímetro
Dureza HRC / HRB	82 - 95 HRB
Resistencia a Tração (Kgf/mm²)	53 Kgf/mm ²
Distancia de passo de rosca (mm)	1.25 mm
Composição química do material	Carbono C 0.55% Fósforo P 0.05% Enxofre S 0.6% Boro B 0.03%

Porca Sextavada M10 x 1,50 Ma

Unidade de Medida	Milímetro
Formato de Porca	Sextavada
Norma Material	ISO 3506
Classificação Material	A2
Passo/Fios	1,50 MA
Altura	8
Tipo de Rosca	Rosca Máquina
Acionamento	Sextavado
Tipos de Acabamento	Passivado
Medida do Acionamento	Chave 17
Material	Inox
Rosca	Grossa
Diâmetro	M10
Norma Dimensional	DIN 934
Dureza HRC / HRB	80 HRB - 32 HRC
Seção resistente nominal (mm²)	58 mm ²
Resistencia a Tração (Kgf/mm²)	70 - 105 Kgf/mm ²
Tensão escoamento mínima (Kgf/mm²)	45.70 - 31.60 Kgf/mm ²
Distancia de passo de rosca (mm)	1.50 mm
Composição química do material	Carbono C 0.8% Manganês Mn 2.0% Silício Si 1.0% Fósforo P 0.45% Enxofre S 0.30% Cromo Cr 20% Ni 10.50% Cobre Cu 1%

Porca Sextavada M8 x 1,25 Ma

Formato de Porca	Sextavada
Classificação Material	Classe 8
Passo/Fios	1,25 MA
Altura	6.50 mm
Tipo de Rosca	Rosca Máquina
Acionamento	Sextavado
Tipos de Acabamento	Zincado Branco
Medida do Acionamento	Chave 13
Material	Aço Carbono
Rosca	Grossa
Diâmetro	M8
Norma Dimensional	DIN 934
Seção resistente nominal (mm²)	36.6 mm ²
Unidade de Medida	Milímetro
Dureza HRC / HRB	87 HRB - 37 HRC
Distancia de passo de rosca (mm)	1.25 mm

Porca Sextavada M20 x 2,5 Ma

Código do Produto	POSX20PL
Unidade de Medida	Milímetro
Formato de Porca	Sextavada
Classificação Material	Classe 6
Passo/Fios	2,50 MA
Altura	16.00 mm
Tipo de Rosca	Rosca Máquina
Acionamento	Sextavado
Tipos de Acabamento	Polido
Medida do Acionamento	Chave 30
Material	Aço Carbono
Rosca	Grossa
Diâmetro	M20
Norma Dimensional	DIN 934
Seção resistente nominal (mm²)	245 mm ²
Carga de prova (N)	93100 N
Estricção Mínima	50%
Torque para Parafusos (N.m)	269 N.m
Tensão escoamento mínima (Kgf/mm²)	42 Kgf/mm ²
Dureza HRC / HRB	82 - 95 HRB
Distancia de passo de rosca (mm)	2.50 mm
Composição química do material	Carbono C 0.55% Fósforo P 0.05% Enxofre S 0.6% Boro B 0.03%
Resistencia a Tração (Kgf/mm²)	53 Kgf/mm ²
Alongamento Mínimo	15%

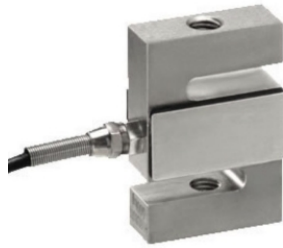
ANEXO E – ESPECIFICAÇÃO CÉLULA DE CARGA

CÉLULA DE CARGA CSL ZL

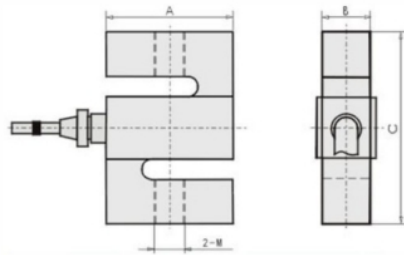
Capacidade (kg): 250, 500, 1.000, 2.000, 5.000

Material: Aço Liga

Sentido de Trabalho: Tração/Compressão



Dimensional



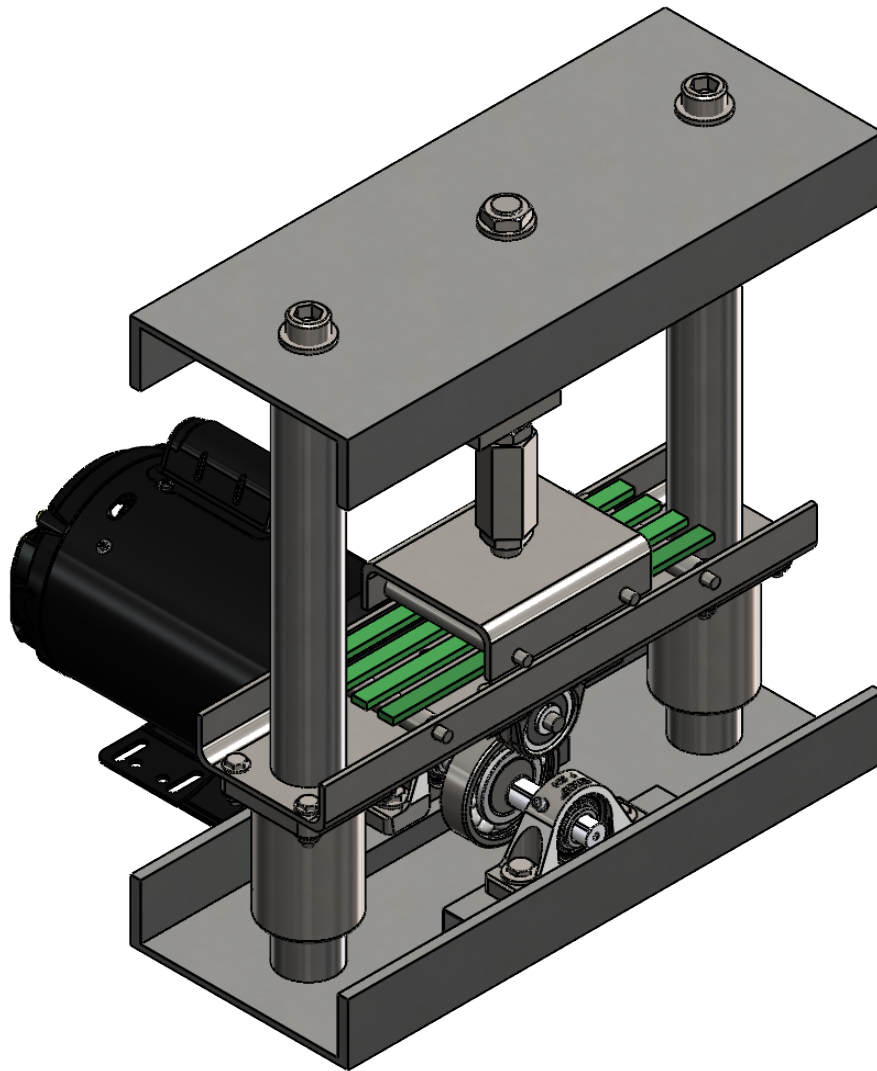
CARGA (KG)	A	B	C	D
250-500	50,8	19	76	M12X1,75
1000	50,8	25,4	76	M12X1,75
2000	76,2	25,4	108	M16X2
5000	76,2	25,4	108	M20X2,5



CÉLULA DE CARGA CSL ZL

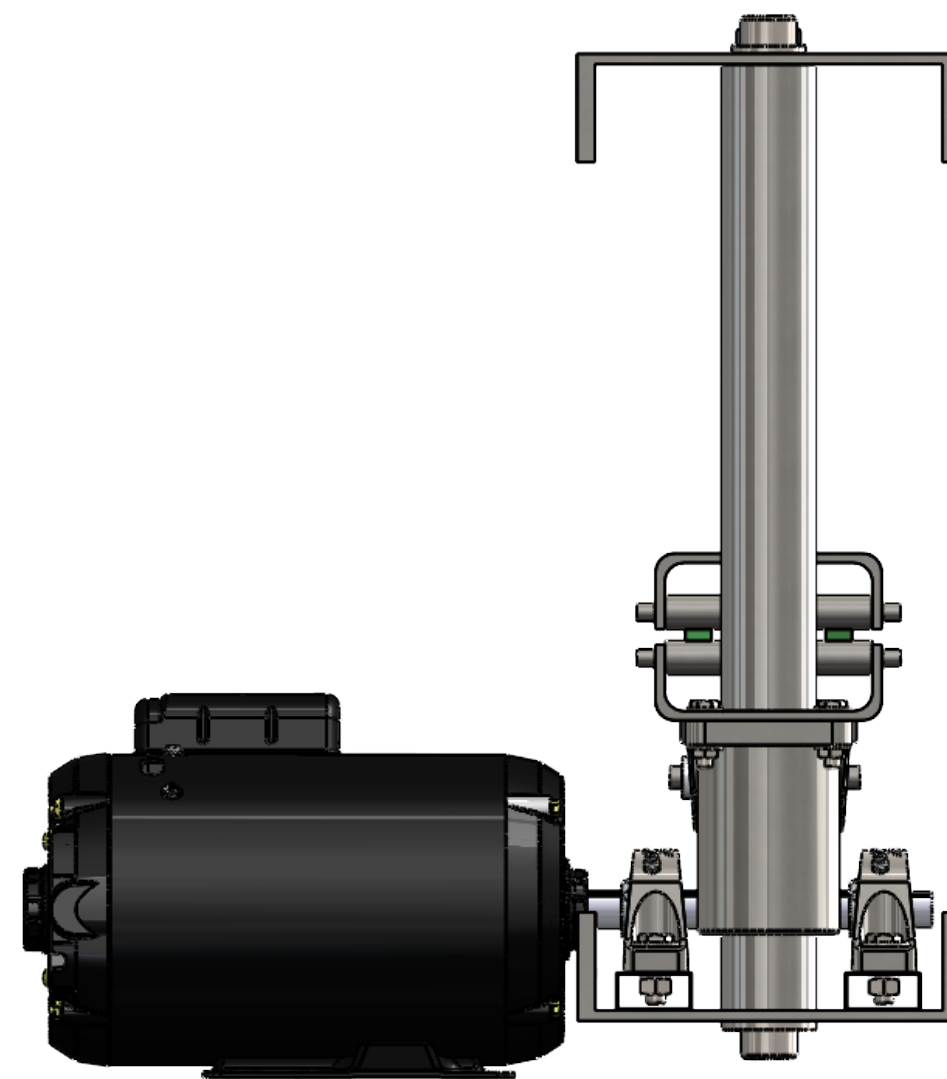
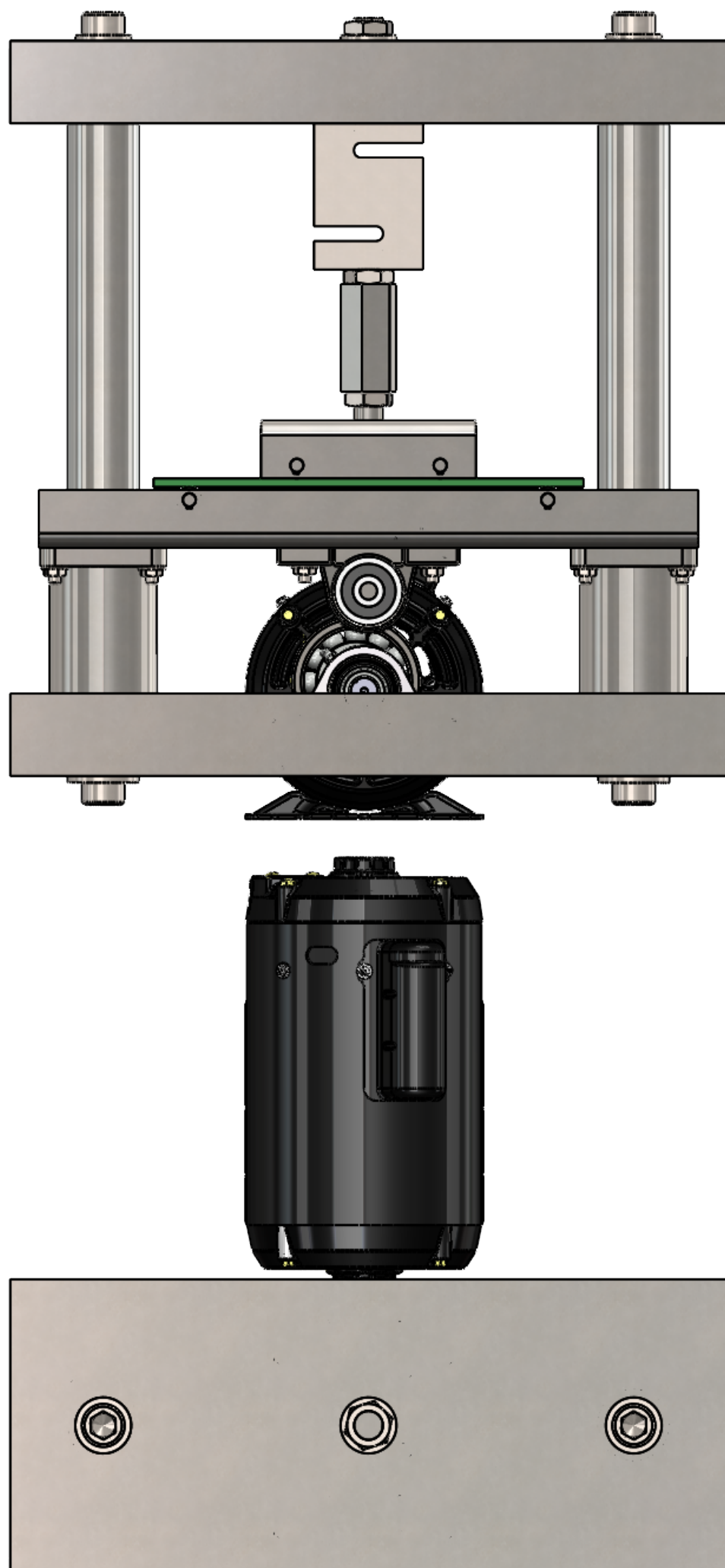
Descrição



CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	UNIDADES
FAIXA DE MEDIÇÃO (KG)	250, 500, 1000, 2000, 5000
SENSIBILIDADE	2,0 ± 0,004 MV/V
ERRO COMBINADO	± 0,03 % FS
EFEITO DE TEMP. SENSIBILIDADE	± 0,017 % FS / 10°C
EFEITO DE TEMP. ZERO	± 0,023 % FS / 10°C
FAIXA COMPENSADA	-10 ~ + 40°C
FLUÊNCIA	± 0,03 % FS / 30MIN
TEMPERATURA OPERACIONAL	-35 ~ +65 °C
SAÍDA ZERO	± 1,0% FS
TENSÃO DE EXCITAÇÃO	5 ~ 12 VDC
TENSÃO DE EXCITAÇÃO MÁXIMA	15 VDC
IMPEDÂNCIA DE ENTRADA	350 ± 5 Ω
IMPEDÂNCIA DE SAÍDA	350 ± 3 Ω
FAIXA DE SOBRECARGA ADMISSÍVEL	150 % FS
FAIXA MÁXIMA DE SOBRECARGA	300 % FS
RESISTÊNCIA DE ISOLAMENTO	≥5000 MΩ (100VDC)
CABO	5 METROS
NÍVEL DE PROTEÇÃO	IP66
MATERIAL	AÇO LIGA

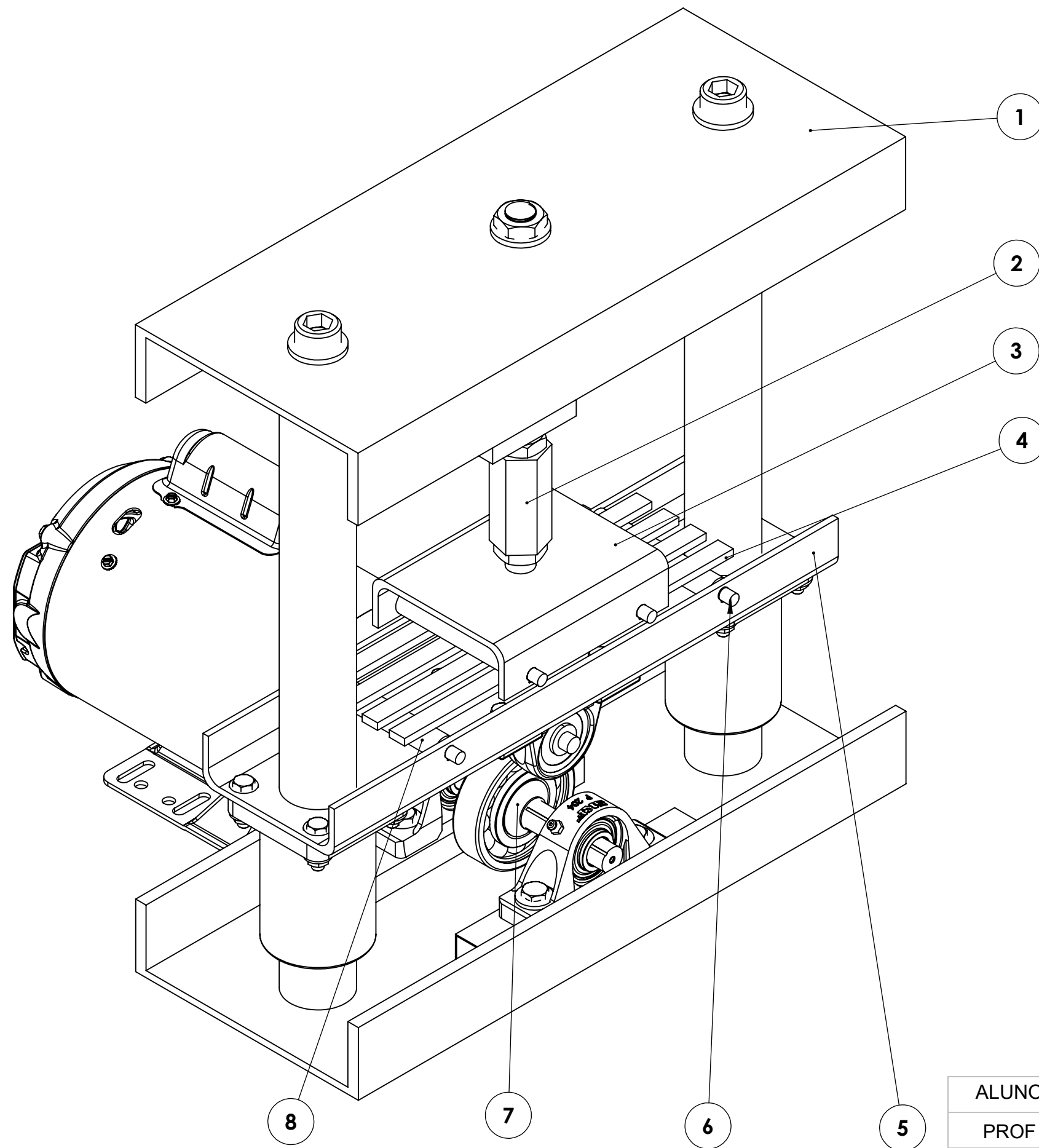
ANEXO F – DESENHOS



ALUNO	Diogo Nascimento e Yuri Lopes		 CEFET/RJ	
PROF	Paulo Pedro Kenedi			
DATA	Agosto/2023	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:5	Montagem Final			1
		NUMERO DO DESENHO		
		1		



ALUNO	Diogo N. e Yuri Lopes				
PROF	CEFET/RJ				
Data		VISTO			
Esc.:	TÍTULO		UNIDADE	NÚMERO	FOLHA Nº
1:4	Vista de conjunto		mm		1
			NÚMERO DO DESENHO		

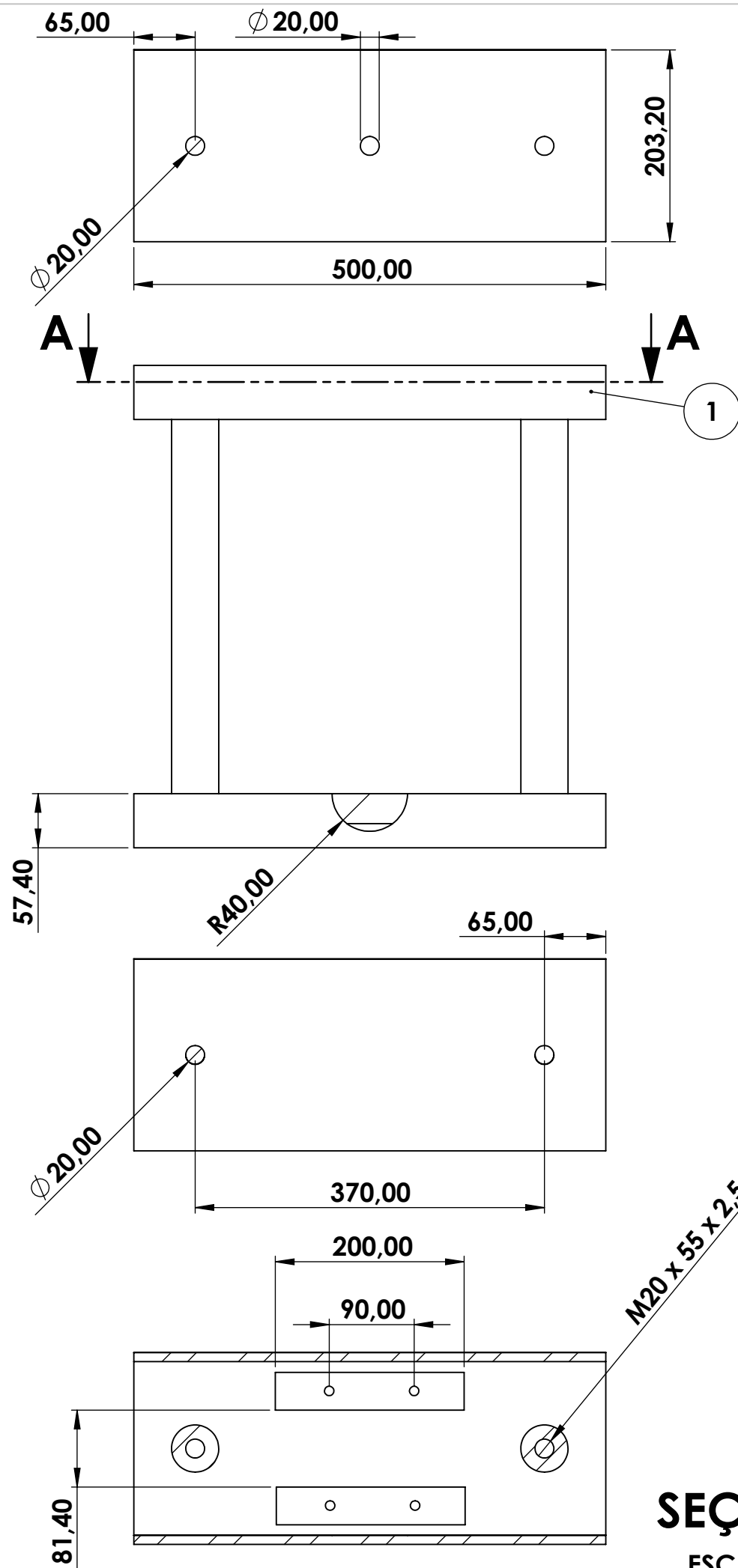


8	Rolete externo	4
7	Disco descentralizado	1
6	Eixo	4
5	Peça inferior	1
4	CPS	4
3	Peça superior	1
2	Esticador	1
1	Estrutura	1
Nº	DENOMINAÇÕES	QTD

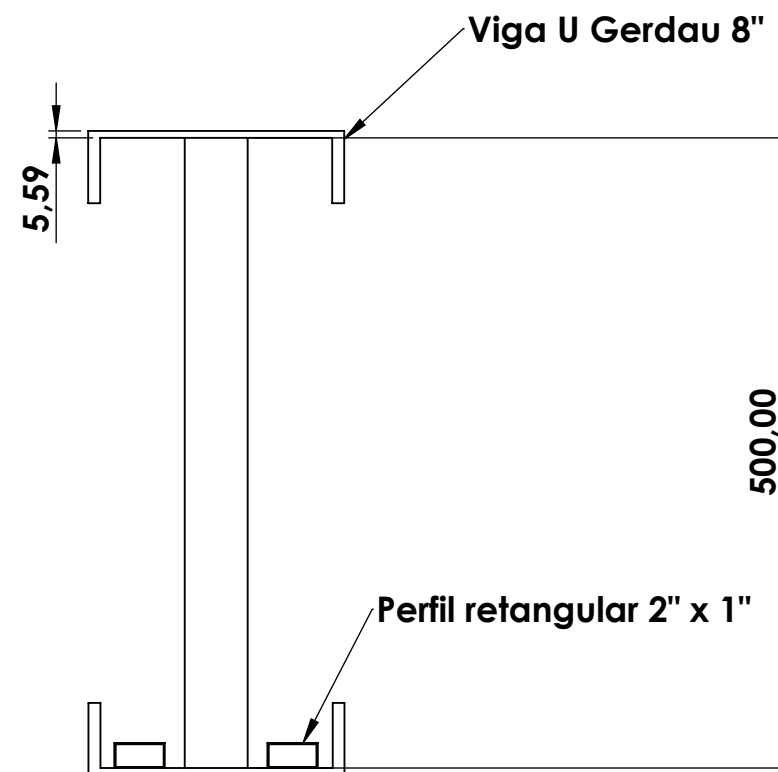
ALUNO	Diogo N. e Yuri Lopes	
PROF	CEFET/RJ	
Data	Agosto/2023	VISTO
Esc.:	TÍTULO	
1:3	Montagem Final	





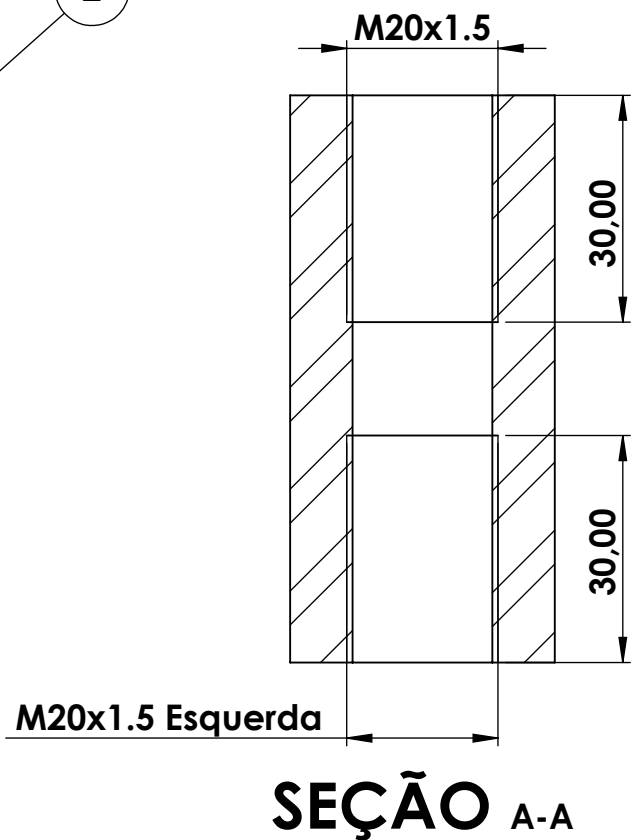
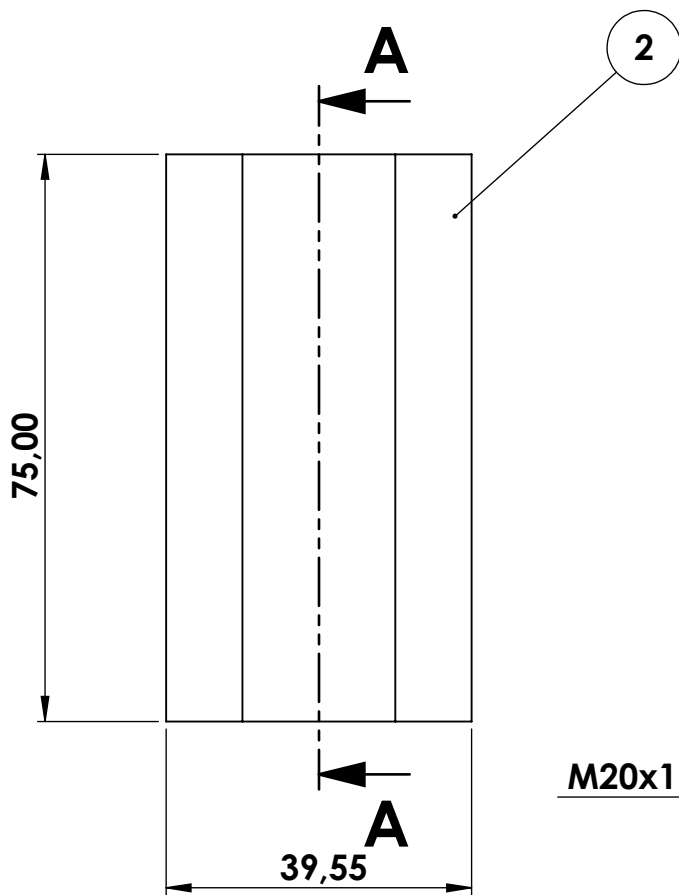
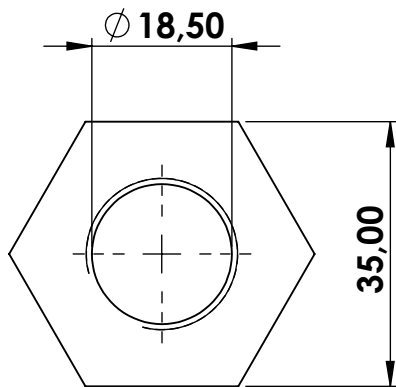
UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA Nº 1
NÚMERO DO DESENHO 2		



SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 6



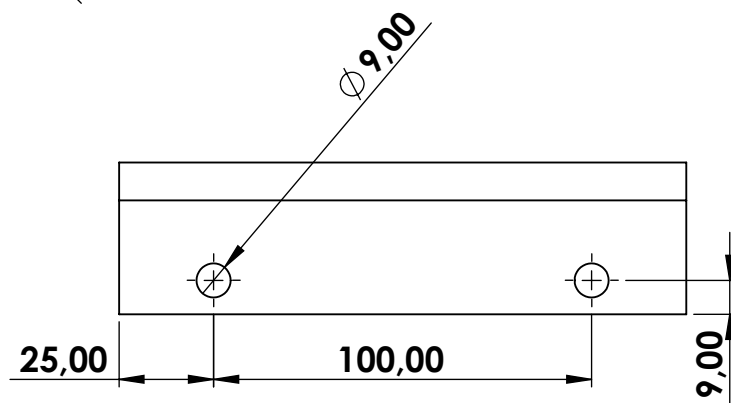
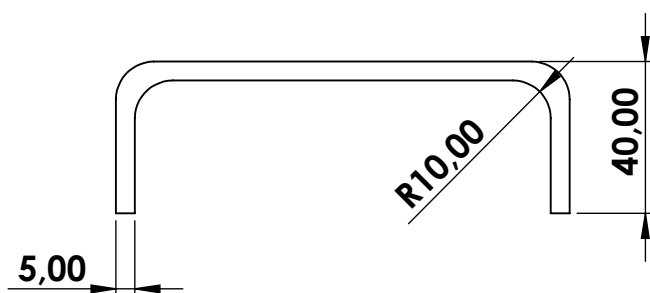
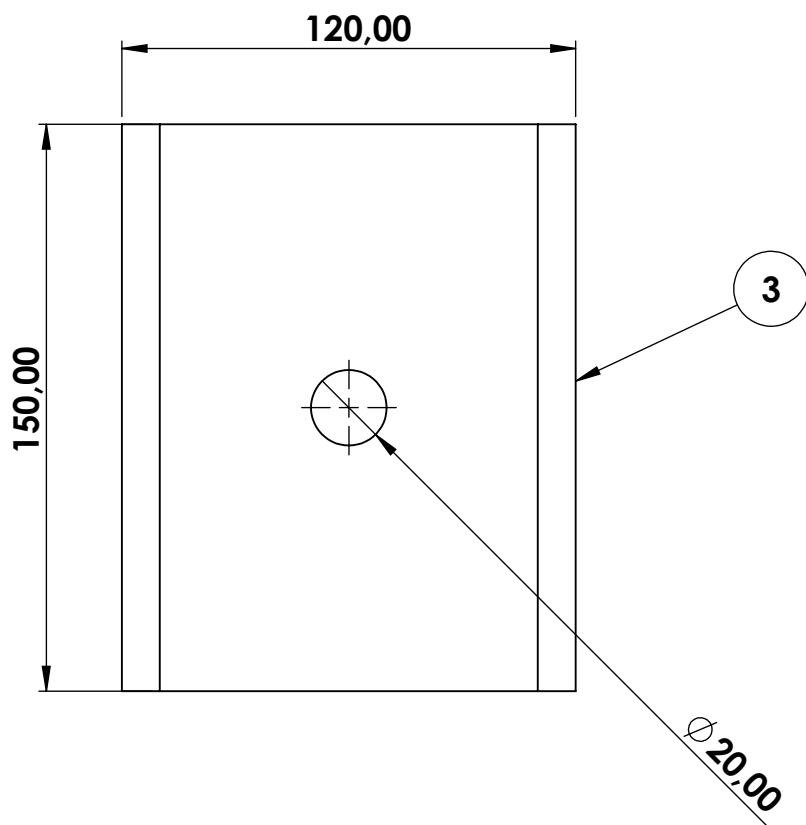
ALUNO	Diogo N. e Yuri Lopes				
PROF	CEFET/RJ				
Data	Agosto/2023	VISTO			
Esc.:	TÍTULO		UNIDADE	NÚMERO	FOLHA Nº
1:6	Estrutura		mm		1
			NÚMERO DO DESENHO		
			3		



ALUNO	Diogo N. e Yuri Lopes		
PROF			
DATA	Agosto/2023	VISTO	
ESC.	TÍTULO		
1:1	Esticador		



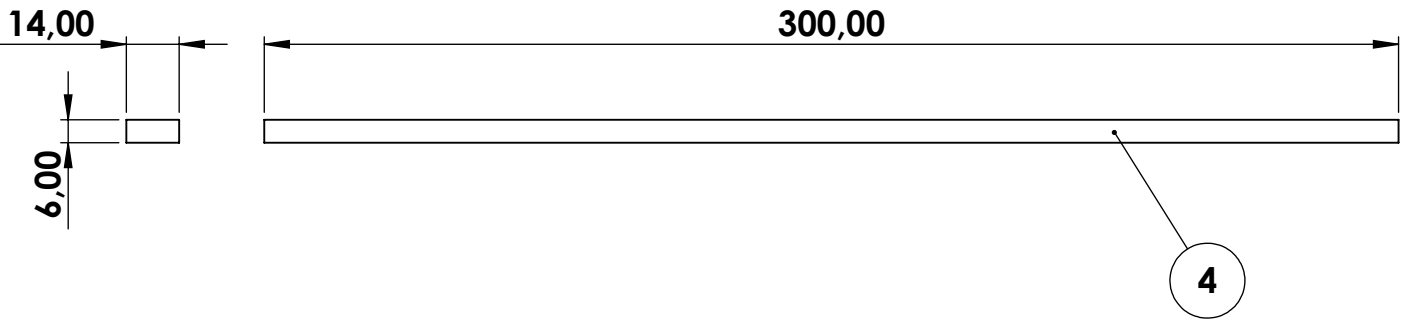
TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
		1
NUMERO DO DESENHO		
4		





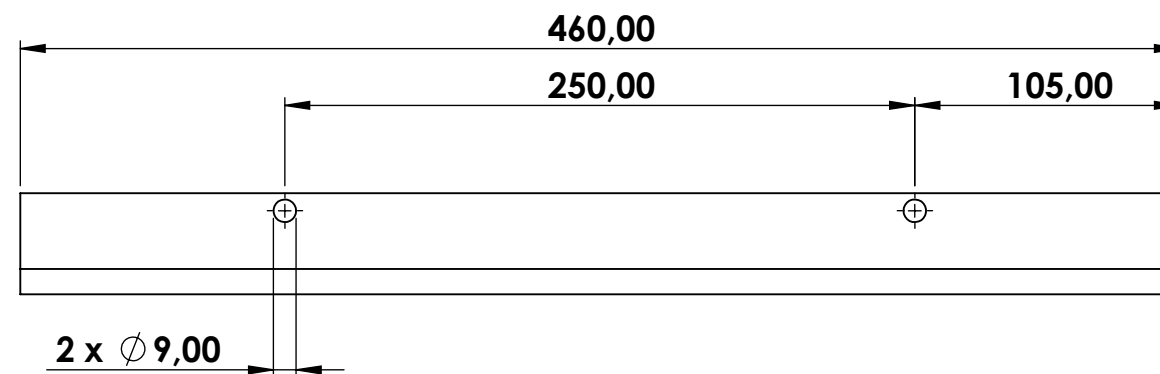
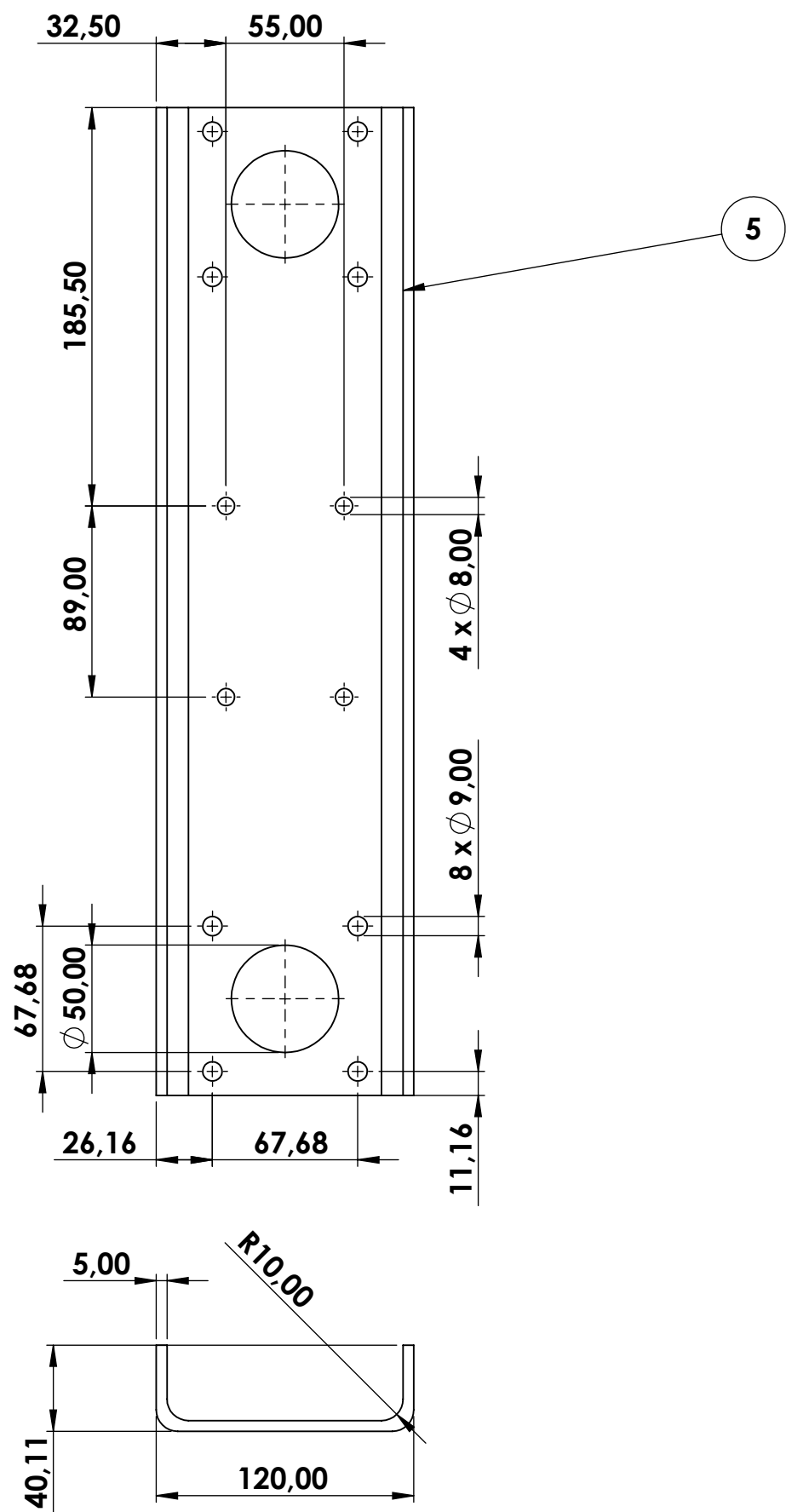
ALUNO	Diogo N. e Yuri Lopes		
PROF			
DATA	Agosto/2023	VISTO	
ESC.	TÍTULO		
1:2	Peça superior		





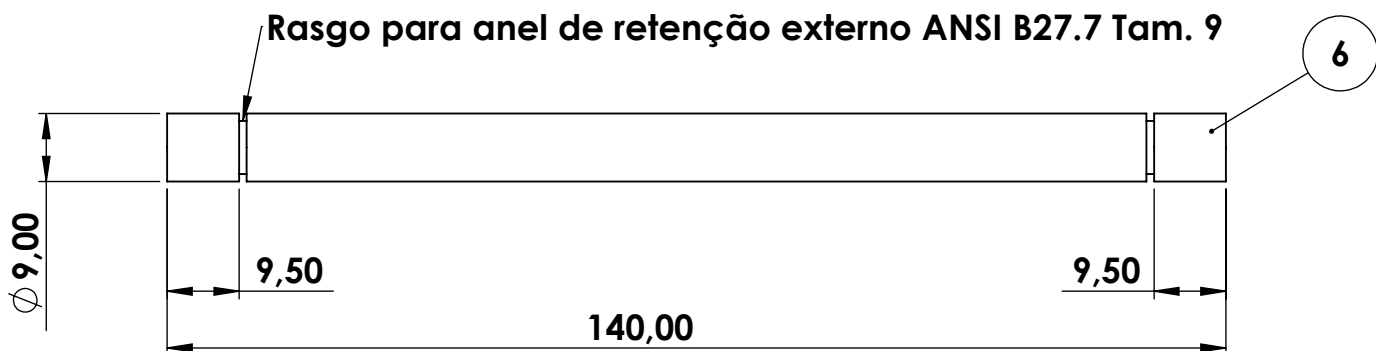
TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
		1
NUMERO DO DESENHO		
5		





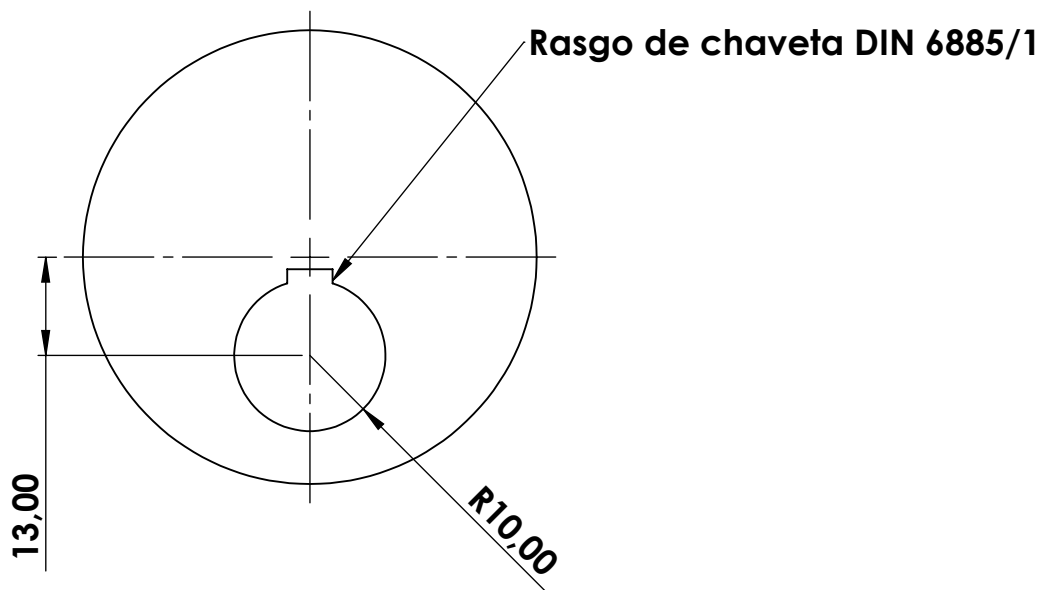
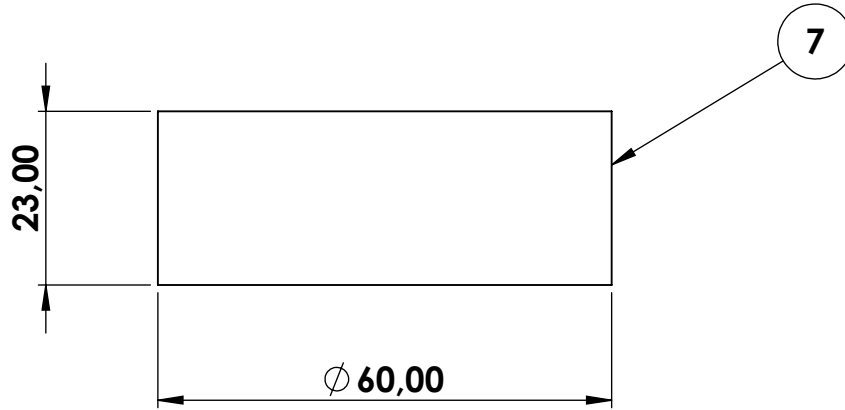
ALUNO	Diogo N. e Yuri Lopes			 CEFET/RJ		
PROF						
DATA	Agosto/2023	VISTO				
ESC.	TÍTULO			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:2	CPS					1
				NUMERO DO DESENHO		
				6		





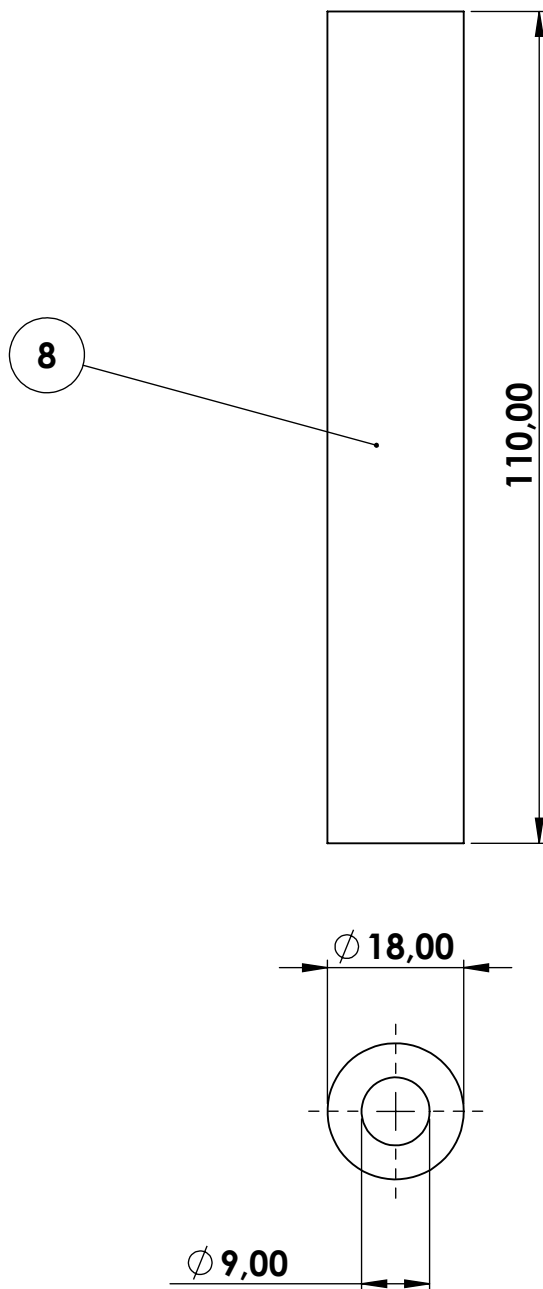
ALUNO	Diogo N. e Yuri Lopes				
PROF	CEFET/RJ				
Data	Agosto/2023	VISTO			
Esc.:	TÍTULO		UNIDADE	NÚMERO	FOLHA Nº
1:3	Peça inferior		mm		1
			NÚMERO DO DESENHO		
			7		




ALUNO	Diogo N. e Yuri Lopes			 CEFET/RJ
PROF				
DATA	Agosto/2023	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:1	Eixo			1
		NUMERO DO DESENHO		
		8		



ALUNO	Diogo N. e Yuri Lopes			 CEFET/RJ
PROF				
DATA	Agosto/2023	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:1	Disco descentralizado			1
Produto educacional do SOLIDWORKS. Somente para fins de instrução.		NUMERO DO DESENHO 9		



ALUNO	Diogo N. e Yuri Lopes					
PROF						
DATA	Agosto/2023	VISTO				
ESC.	TÍTULO			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:1	Rolete externo					1
				NUMERO DO DESENHO 10		