

**PROJETO DE GRADUAÇÃO**

**PROJETO E FABRICAÇÃO DE  
DISPOSITIVO PARA ENSAIOS DE  
CONTATO ENTRE SÓLIDOS COM  
GEOMETRIA HERTZIANA**

Por,  
**Guilherme Fernandes Caixeta Lins  
Thierre Lorenzo Amaral**

Brasília, 21 de Junho de 2017

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
Faculdade de Tecnologia  
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**PROJETO DE DISPOSITIVO PARA  
ENSAIOS DE CONTATO ENTRE SÓLIDOS  
COM GEOMETRIA HERTZIANA**

Por,  
**Guilherme Fernandes Caixeta Lins**  
**Thierre Lorenzo Amaral**

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção  
do grau de Engenheiro Mecânico.

**BANCA EXAMINADORA**

Prof. Thiago Doca, UnB/ENM (Orientador) \_\_\_\_\_

Prof. Antônio Manoel Dias Henriques, UnB/ENM \_\_\_\_\_

Prof. José Alexander Araújo, UnB/ENM \_\_\_\_\_

Brasília/DF, 21 de Junho de 2017.

## AGRADECIMENTOS

*Primeiramente, gostaríamos de agradecer nossas famílias e namoradas que nos apoiaram e tornaram possível a realização desta conquista apesar de todas as dificuldades.*

*Agradecemos ao nosso professor orientador, Thiago Doca, por todo o suporte e por sempre estar presente ao longo do desenvolvimento deste trabalho.*

*Ao técnico do laboratório, Miguel Garcia, e ao doutorando, Vitor Adriano, por todas as contribuições para com este projeto.*

*E a todos que direta ou indiretamente fizeram parte da nossa formação, o nosso muito obrigado!*

*Guilherme Fernandes Caixeta Lins*

*Thierre Lorenzo Amaral*

## RESUMO

Elementos de máquinas utilizados na indústria estão constantemente submetidos a mecanismos de desgaste na interface de contato entre peças. A fim de prolongar a vida útil destes elementos, ou prever o momento de sua falha, muitas pesquisas no campo da mecânica do contato vêm sendo realizadas, comumente utilizando simulações numéricas, por se tratar de um problema complexo e não-linear. Nesse contexto, o objetivo deste trabalho é o projeto de um dispositivo para ensaio de desgaste a ser utilizado em máquinas de tração-torção utilizando o método de elementos finitos como ferramenta de análise. Neste documento são apresentados: estudo de produtos disponíveis no mercado, conceitos propostos, as etapas de dimensionamento, a modelagem, análise do campo de tensões, análise de rigidez e da vida a fadiga do dispositivo. O carregamento aplicado nas simulações foi uma carga compressiva máxima de 10 kN e um torque máximo de 70,5 Nm. A partir dos resultados foram levantadas curvas de Fator de Segurança (FS) versus Carregamento compressivo e os dados do campo de tensões no corpo do dispositivo, que foram aplicados à análise de fadiga utilizando o método Smith-Watson-Topper. Foi estabelecida a carga nominal de 8 kN e um fator de segurança de 2,5 para o dispositivo fabricado em aço AISI 1045. Por fim são apresentados os desenhos técnicos de fabricação, o orçamento obtido para confecção e os resultados de um ensaio de verificação do dispositivo.

**Palavras-chave:** Mecânica do contato, Dispositivo para ensaio de desgaste, Projeto mecânico

## ABSTRACT

*Machine components used in the industry are constantly submitted to wear mechanisms in the contact interface between the parts. In order to increase the durability of these components or predict their failure, ongoing researches in the field of contact mechanics, usually numeric simulations, are used due to the non-linearity and complexity of this problem. In this context, the main goal of this work is design a device which will be used for wear tests in tensile/torsional machines using the finite elements method as an analysis tool. This document presents: a study of the market solutions, the suggested designs, the engineering phases: modelling, stress field analysis, stiffness analysis and the fatigue life analysis for the device. The loads applied in the simulations were: a maximum compressive force of 10 kN and a maximum torque of 70,5 Nm. Graphic curves of the safety factor (FS) versus the compressive load applied have been made and the data from the stress field of the device body were acquired, which were later used in the fatigue analysis with the Smith- Watson- Topper method. It was established that the nominal load is 8 kN and the safety factor 2.5 for the device made of steel AISI 1045. Lastly are presented the manufacturing technical drawings, the manufacturing budget and the results of the device verification test.*

**Keywords:** Contact Mechanics, Wear test device, Mechanic Project

## Sumário

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1	CONTEXTO E MOTIVAÇÃO . . . . .	1
1.2	OBJETIVO . . . . .	3
1.3	ESTRUTURA DO TEXTO . . . . .	4
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>5</b>
2.1	MECÂNICA DO CONTATO . . . . .	5
2.1.1	MOVIMENTOS RELATIVOS ENTRE SUPERFÍCIES EM CONTATO . . . . .	5
2.1.2	GEOMETRIA DE SUPERFÍCIES EM CONTATO . . . . .	7
2.2	TEORIA DE HERTZ DO CONTATO ELÁSTICO . . . . .	10
2.2.1	INFLUÊNCIA DO ATRITO . . . . .	11
2.3	MÁQUINA DE TESTE TRAÇÃO/TORÇÃO - MTS 809 . . . . .	12
2.4	FADIGA DE MATERIAIS . . . . .	14
<b>3</b>	<b>CONCEITOS</b>	<b>16</b>
3.1	OPÇÕES DE MERCADO . . . . .	16
3.1.1	TRIBÔMETRO MCR - ANTON PAAR . . . . .	16
3.1.2	PLINT TRIBOLOGY PRODUCTS - TE 77 . . . . .	18
3.1.3	PLINT TRIBOLOGY PRODUCTS - VCA-RR . . . . .	19
3.1.4	ADAPTAÇÃO MTS 810 . . . . .	20
3.2	SOLUÇÃO PROPOSTA . . . . .	22
<b>4</b>	<b>SIMULAÇÃO DA SAPATA E CORPO DE PROVA</b>	<b>24</b>
4.1	DADOS DE ENTRADA . . . . .	24
4.2	MODELAGEM NUMÉRICA . . . . .	25
4.2.1	GEOMETRIA, MATERIAL, DISCRETIZAÇÃO E SEÇÃO . . . . .	25
4.2.2	MONTAGEM E INTERAÇÃO . . . . .	28
4.2.3	PASSOS ( <i>STEPS</i> ), FORÇAS E CONDIÇÕES DE CONTORNO . . . . .	28
4.2.4	RESULTADOS . . . . .	30
<b>5</b>	<b>PROJETO DO DISPOSITIVO</b>	<b>35</b>
5.1	CÁLCULO DO FATOR DE SEGURANÇA MÍNIMO . . . . .	35
5.2	PARÂMETROS DE DIMENSIONAMENTO . . . . .	36
5.3	MODELAGEM NUMÉRICA . . . . .	37
5.4	ANÁLISE DE RIGIDEZ . . . . .	41
5.5	ANÁLISE DE FADIGA . . . . .	42

<b>6</b>	<b>FABRICAÇÃO E ENSAIO DE VERIFICAÇÃO</b>	<b>44</b>
<b>7</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	<b>48</b>
<b>8</b>	<b>APÊNDICE I - CONCEITOS INICIAIS</b>	<b>50</b>
<b>9</b>	<b>APÊNDICE II - ORÇAMENTO</b>	<b>53</b>
<b>10</b>	<b>APÊNDICE III - <i>MATLAB</i> MÉTODO SWT</b>	<b>54</b>
<b>11</b>	<b>APÊNDICE IV - ANÁLISE DA AMOSTRA ENSAIADA</b>	<b>58</b>
<b>12</b>	<b>APÊNDICE V - DESENHOS TÉCNICOS</b>	<b>59</b>

## Lista de Figuras

1.1	<i>Desgaste mecânico devido ao contato em rolamentos e engrenagens (Fontes: Documento "Falhas em Rolamentos e Medidas Corretivas" e sítio internet NPTEL)</i>	1
1.2	<i>Amortecedor tipo Stockbridge (Fonte: Catálogo Pfisterer - Stockbridge Dampers)</i>	2
1.3	<i>Sistema de amarração de um FPSO (Fonte: T. Doca et al, 2016)</i>	2
1.4	<i>Geometria dos Conectores (Fonte: T. Doca et al, 2016)</i>	3
2.1	<i>Superfícies não-conformes em contato (Fonte: Johnson K. L., 2003)</i>	6
2.2	<i>Geometria do contato não-conforme quando submetido a uma carga de compressão (Fonte: Johnson K. L., 2003)</i>	9
2.3	<i>Zonas de escorregamento e de adesão em regime de escoamento parcial (Fonte: Johnson K. L., 2003)</i>	11
2.4	<i>Máquina tração torção MTS (Fonte: MTS 810 and 858 Material Testing Systems, 2006)</i>	13
2.5	<i>Especificações da garra hidráulica para corpos de prova cilíndricos (Fonte: MTS - Series 646 Hydraulic Collet Grips Product Information, 2009)</i>	13
2.6	<i>Espectativa de vida SWT para aço SAE 1045 (Fonte: Dowling, 2004)</i>	15
3.1	<i>Tribômetro MCR (Fonte: Anton Paar Tribometers - Friction, Wear and Lubrication - Unique Portifolio, 2016)</i>	17
3.2	<i>Regimes de movimento (Fonte: Anton Paar Tribometers - Friction, Wear and Lubrication - Unique Portifolio, 2016)</i>	17
3.3	<i>TE 77 (Fonte: TE 77 HIGHT FREQUENCY FRICTION MACHINE CATALOG)</i>	18
3.4	<i>Geometrias de contato</i>	18
3.5	<i>VCA-RR (Fonte: VCA-RR VOICE COIL ACTUATOR RECIPROCATING CATALOG)</i>	19
3.6	<i>Sapata semi-cilíndrica - dimensões em milímetros (Fonte: T. Doca, F.M. Andrade Pires, 2014)</i>	20
3.7	<i>Preparação do experimento (Fonte: T. Doca, F.M. Andrade Pires, 2014)</i>	20
3.8	<i>Sapata para ensaio de contato em CP Dogbone - dimensões em milímetros</i>	21
3.9	<i>Protótipo de sapata para a MTS 809</i>	21
3.10	<i>Conceito final proposto</i>	23
4.1	<i>Partições da sapata</i>	27
4.2	<i>Discretização final da sapata</i>	27
4.3	<i>Discretização obtida na região de contato</i>	27
4.4	<i>Interações aplicadas ao modelo</i>	29
4.5	<i>Carregamento e condições de contorno</i>	30
4.6	<i>Distribuição de tensões de Mises para carregamento de 10kN - Corte transversal ao longo do plano perpendicular a X</i>	31
4.7	<i>Pressão na superfície em contato do CP com a sapata de ponta esférica</i>	31



4.8	<i>Distribuição da pressão ao longo de x para o corpo de prova.</i>	32
4.9	<i>Distribuição da pressão ao longo de x para a sapata.</i>	32
4.10	<i>Distribuição de tensões de Mises para o contato do CP com a sapata de ponta cilíndrica.</i>	33
4.11	<i>Distribuição de tensões de Mises para o CP e para a Sapata.</i>	34
4.12	<i>Pressão na superfície em contato do CP com a sapata de ponta cilíndrica</i>	34
5.1	<i>Braço da força de atrito.</i>	37
5.2	<i>Malha utilizada na simulação do dispositivo.</i>	38
5.3	<i>Ligação entre os pontos de referência e as superfícies do dispositivo.</i>	38
5.4	<i>Condições de contorno e carregamentos aplicados ao dispositivo.</i>	39
5.5	<i>Distribuição da tensão de Mises no dispositivo para um ensaio com sapata de ponta esférica.</i>	40
5.6	<i>Distribuição da tensão de Mises no dispositivo para um ensaio com sapata de ponta cilíndrica.</i>	40
5.7	<i>Comportamento do Fator de Segurança estático em função carga compressiva aplicada.</i>	41
5.8	<i>Deformação dada em mm na direção Y (a) e em torno de Y (b).</i>	42
6.1	<i>Fabricação do dispositivo em máquina CNC.</i>	44
6.2	<i>Dispositivo usinado.</i>	44
6.3	<i>Dispositivo pintado e com o filme adesivo de borracha aplicado</i>	45
6.4	<i>Sapata em Al 7050 e dispositivo durante preparação do ensaio de verificação.</i>	45
6.5	<i>Montagem (a) e realização (b) do ensaio de desgaste na MTS 809.</i>	46
6.6	<i>Desgaste presente no CP após conclusão do ensaio.</i>	47
6.7	<i>Comparação do desgaste presente no CP.</i>	47
8.1	<i>Sistema 1 - vista da montagem e vista explodida.</i>	50
8.2	<i>Sistema 2 - vista da montagem e vista explodida.</i>	50
8.3	<i>Sistema 3 - vista da montagem e vista explodida.</i>	51
8.4	<i>Sistema 4 - vista da montagem e vista explodida.</i>	52
8.5	<i>Sistema 5 - vista da montagem e vista explodida.</i>	52

## Lista de Tabelas

4.1	<i>Pressão máxima na região de contato.</i>	24
4.2	<i>Propriedades mecânicas dos materiais (Fonte: T. Doca, F.M. Andrade Pires, 2014)).</i>	25
4.3	<i>Valores de tensão verdadeira e deformação plástica para o alumínio 2024 T3.</i>	26
4.4	<i>Valores de tensão verdadeira e deformação plástica para o aço AISI 1020.</i>	26
4.5	<i>Valor do raio da área de contato para <math>R = 50</math> mm.</i>	33

5.1	Torque devido a força de atrito para as sapatas apresentadas. . . . .	36
5.2	Propriedades mecânicas do Aço AISI 1045 (Fonte: <a href="http://www.matweb.com">www.matweb.com</a> , visitado em 19/05/2017). . . . .	37
5.3	Fator de segurança ao escoamento para diferentes níveis de carregamento. . . . .	41
5.4	Tensão máxima à fadiga SWT e Fator de segurança à fadiga. . . . .	42
9.1	Análise orçamentária para fabricação do dispositivo projetado. . . . .	53

## Lista de Símbolos

### Símbolos Latinos

$a$	Dimensão linear da área de contato.
$R', R''$	Raios principais de curvatura relativos.
$h$	Separação entre duas superfícies.
$u$	Deslocamento relativo.
$p_m$	Pressão de contato média.
$E$	Módulo de elasticidade.
$R_1, R_2$	Raio dos corpos.
$R_e$	Raio equivalente.
$P$	Carga normal.
$p(x)$	Distribuição de pressão de contato.
$p_0$	Pressão máxima de contato.
$q(x)$	Distribuição de tensão cisalhante superficial.
$V$	Velocidade escalar.
$A$	Índice de resistência.
$b$	Coefficiente de encruamento.
$\rho$	Massa específica.
$T_{fat}$	Torque da força de atrito.
$N_f$	Número de ciclos.
$k$	Expoente de tensão à fadiga.
$c$	Expoente de ductilidade à fadiga.
$l$	Comprimento do cilindro.
$d$	Braço da força de atrito.
$N_p$	Fator de penalização.

$FS$  Fator de segurança.

## Símbolos Gregos

$\delta$  Deslocamento.

$\Omega$  Velocidade angular.

$\nu$  Número de Poisson.

$\sigma_{max}$  Tensão máxima.

$\sigma_a$  Tensão alternada.

$\sigma_v$  Tensão verdadeira.

$\sigma_e$  Limite de escoamento do material.

$\sigma'_f$  Coeficiente de tensão à fadiga.

$\sigma'_{max}$  Limite de resistência à fadiga.

$\varepsilon_{plas}$  Deformação plástica.

$\Delta\varepsilon_1$  Variação da deformação principal.

$\sigma_{n,max}$  Tensão máxima no plano de deformação principal.

$\mu_d$  Coeficiente de atrito dinâmico.

$\varepsilon'_f$  Coeficiente de ductilidade à fadiga.

# 1 INTRODUÇÃO

Desde a antiguidade o contato mecânico é conhecido e explorado pelo ser humano em atividades como: gerar fogo utilizando rochas e galhos e utilizar óleo para lubrificação de superfícies. Entretanto, seu estudo científico teve início no século XV com Leonardo da Vinci que desenvolveu as leis básicas da fricção. Em 1789, Charles-Augustin de Coulomb descobriu a independência da fricção em relação à velocidade de escorregamento e a rugosidade da superfície. Porém, em sua teoria, Coulomb assumiu que os corpos são não deformáveis, o que reduziu sua gama de aplicações, já que, ela não permite prever as tensões e deformações internas do corpo (Cailletaud G., 2010).

Em meados do século XIX, Heinrich Hertz desenvolveu uma solução mais elaborada do que a proposta por Coulomb. Ela é uma combinação da teoria da elasticidade aliada à mecânica clássica, buscando descrever as tensões e deformações próximas ao ponto de contato de forma analítica (Hertz H., 1882).

Atualmente diversas pesquisas vêm sendo realizadas neste campo a fim de evitar mecanismos de falha oriundos do contato mecânico, como a fadiga por *fretting*, e/ou prolongar a vida útil de peças e sistemas mecânicos. Nesse contexto, este trabalho será desenvolvido com a finalidade de viabilizar ensaios de contato mecânico entre sólidos hertzianos em ambiente controlado.

## 1.1 CONTEXTO E MOTIVAÇÃO

Rolamentos e engrenagens são os dois componentes mecânicos mais comuns na engenharia, sendo comumente os elementos críticos que irão determinar a vida útil do maquinário. Um dos fatores que determinam essa vida útil é o desgaste oriundo do contato mecânico entre os dentes no caso da engrenagens, e entre as esferas e rolos com a pista no caso dos rolamentos. Na Fig. 1.1, pode-se visualizar o efeito a longo prazo do desgaste nestes componentes.

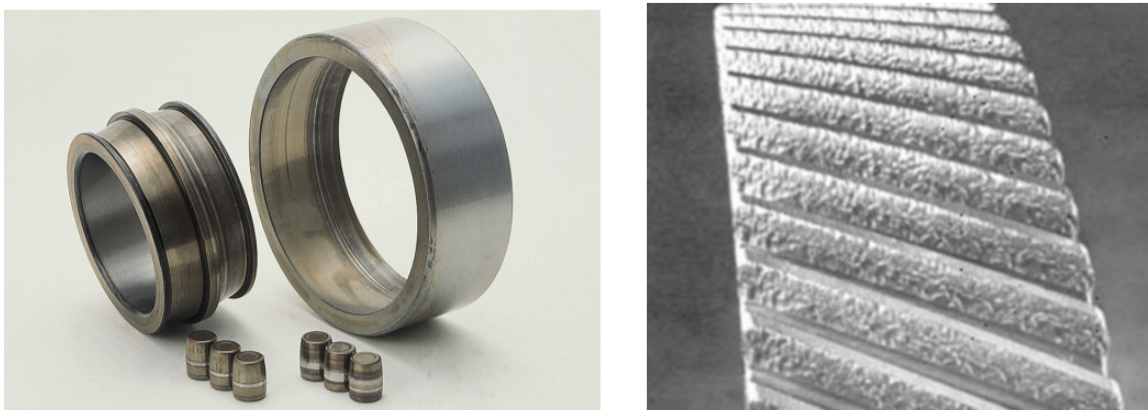


Figura 1.1: *Desgaste mecânico devido ao contato em rolamentos e engrenagens (Fontes: Documento "Falhas em Rolamentos e Medidas Corretivas" e sítio internet NPTEL)*

Em redes de alta tensão aéreas é comum a utilização de amortecedores de vibração do tipo *Stockbridge*, este equipamento tem por finalidade amenizar o efeito da vibração ocasionado pelo vento sobre os cabos. Este amortecedor consiste em uma peça metálica que é acoplada diretamente sobre o cabo através de mordentes como mostrado na Fig. 1.2. Na região do mordente, é observado um ponto de desgaste por contato do tipo cilindro-cilindro, que pode influenciar a vida útil do cabo.



Figura 1.2: Amortecedor tipo Stockbridge (Fonte: Catálogo Pfisterer - Stockbridge Dampers).

A ancoragem das plataformas é feita utilizando linhas de amarração, que podem ser compostas por cabos de aço, correntes e/ou poliéster, que interligam a plataforma às âncoras que estão fixadas no leito marinho. Atualmente, uma combinação bastante complexa desses três elementos é utilizada para ancoragem em águas ultraprofundas (mais de 2.000 m), esse sistema pode ser observado de forma simplificada na Fig. 1.3. (<http://www.rigzone.com/training> - How Mooring System Work).

Dentre os componentes da linha de amarração, o mais solicitado é o subsistema de amarras. Os elos das correntes que compõem esse subsistema estão sujeitos aos níveis mais críticos de carregamento mecânico, pois devem suportar todo o peso da estrutura. Além disso, estão expostos ao ambiente marítimo (corrosão e deposição de vida marinha) à fadiga oriunda da oscilação do carregamento provocada pelas marés e o constante contato deslizante entre os elos.

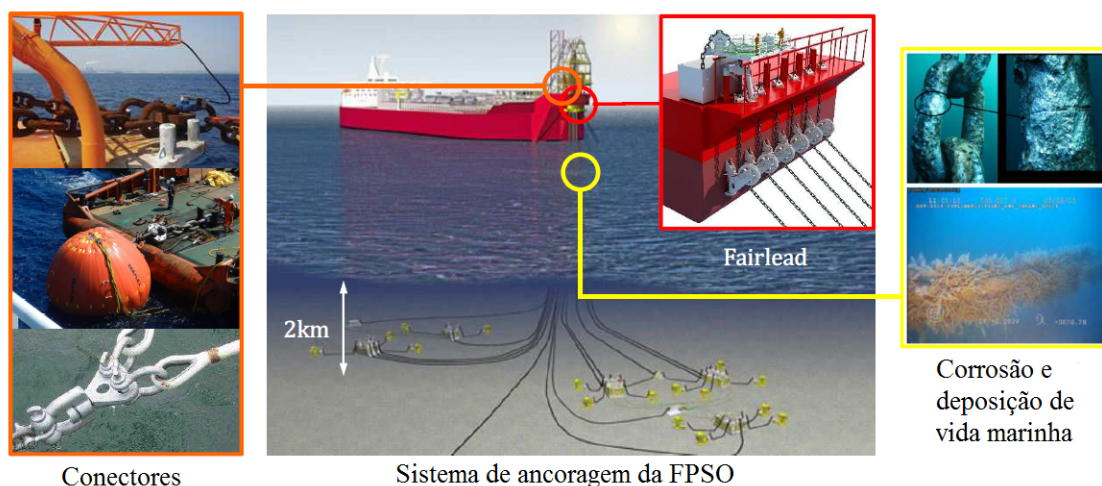


Figura 1.3: Sistema de amarração de um FPSO (Fonte: T. Doca et al, 2016).

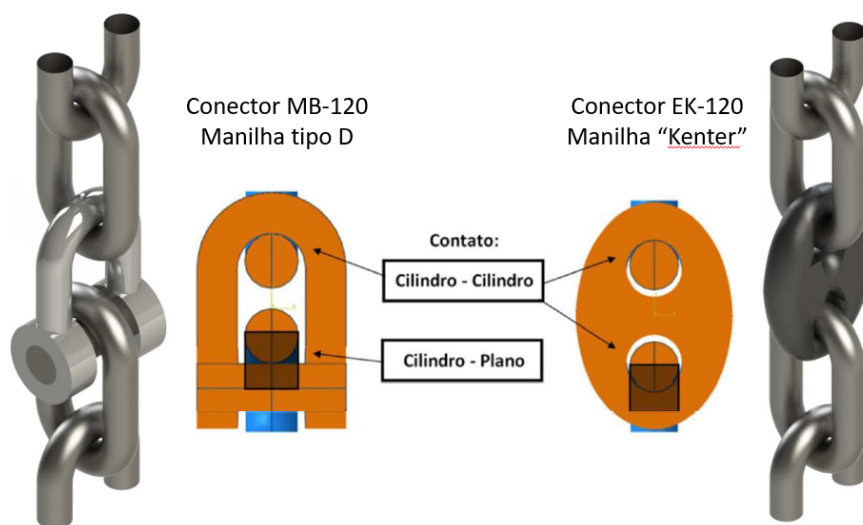


Figura 1.4: *Geometria dos Conectores (Fonte: T. Doca et al, 2016).*

A configuração geométrica dos elos e dos conectores, como indicado na Fig. 1.4, cria uma condição de contato tipo cilindro-plano ou cilindro-cilindro, essas geometrias são comumente ditas Hertzianas, pois foram utilizadas como base para a formulação da Teoria de Hertz do Contato Elástico. O contato será dito Hertziano caso, dentre outras condições, não ocorra deformações plásticas dos elementos envolvidos.

## 1.2 OBJETIVO

O objetivo deste projeto é dimensionar e analisar um dispositivo adaptativo para ensaios de contato e desgaste superficial. Esse dispositivo deverá ser acoplado à máquina de tração/torção MTS 809, onde serão realizados ensaios de contato de giração entre sólidos com geometria Hertziana (esfera-plano e cilindro-plano). A partir desses ensaios deseja-se obter parâmetros de calibração para simulações numéricas de situações reais de engenharia, como por exemplo, coeficiente de atrito, coeficiente de desgaste e volume removido, para diferentes combinações de materiais.

Para isso, alguns equipamentos de ensaio tribológico serão estudados e adaptações serão sugeridas com base nos tipos de ensaios que deseja-se realizar. Em seguida, possíveis soluções para o dispositivo serão propostas e analisadas para definição de um conceito final. Também será realizado um estudo do contato mecânico entre a sapata e o corpo de prova durante os ensaios, este estudo servirá para determinar todas as condições às quais eles e, conseqüentemente, o dispositivo estarão sujeitos. Com todos os parâmetros, será feito o dimensionamento do corpo do dispositivo a partir da análise do campo de tensões e vida à fadiga, obtendo os fatores de segurança (FS) para ambos os modos de falha.

Após o dimensionamento do dispositivo acoplador, serão feitos desenhos técnicos de fabricação e análise de custo para produção do mesmo.

### 1.3 ESTRUTURA DO TEXTO

O presente trabalho está organizado em seis capítulos. O primeiro capítulo apresenta a contextualização e motivação para o desenvolvimento do trabalho e os objetivos a serem alcançados. O segundo capítulo apresenta a revisão bibliográfica abordando os seguintes assuntos: mecânica do contato, teoria de Hertz do contato elástico, descrição da máquina MTS 809 e revisão sobre fadiga de materiais. O terceiro capítulo faz um estudo preliminar de alguns equipamentos de ensaio tribológicos e é apresentada a solução proposta para o dispositivo. No quarto capítulo, é feita uma simulação dos ensaios que objetiva-se realizar na MTS, afim de levantar parâmetros para o projeto do dispositivo adaptativo. O quinto capítulo se trata do projeto do dispositivo e todas as suas etapas: cálculo do fator de segurança mínimo, parâmetro de dimensionamento, modelagem numérica e análise de fadiga. O sexto e último capítulo apresenta as conclusões do trabalho.



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo encontra-se a base teórica para análise do contato entre os componentes do dispositivo e demais informações necessárias para o desenvolvimento do projeto. Ele foi subdividido em seis partes: uma breve explanação da história da mecânica do contato, os movimentos relevantes em um ponto de contato, a geometria do contato entre dois corpos, a teoria de Hertz do contato elástico, a descrição da Máquina de torção/tração MTS 809, para qual o dispositivo será projetado e fadiga de materiais.

### 2.1 MECÂNICA DO CONTATO

A Mecânica do contato é o estudo das tensões e deformações que surgem quando corpos são colocados em contato. O contato entre corpos é fundamental para diversos processos do cotidiano, como por exemplo, caminhar, encerrar o chão, esfoliar a pele, entre outros.

O contato mecânico é classificado de duas formas, de acordo com o formato das superfícies e a presença ou não de atrito entre elas. Quanto ao formato, o contato pode ser conforme, quando os corpos se tocam em múltiplos pontos simultaneamente antes de se deformarem, ou não-conforme, quando sem carregamento, os corpos se tocam em apenas um ponto ou ao longo de uma linha. No contato não-conforme, a área de contato é finita, embora muito pequena quando comparada com as dimensões dos próprios corpos, isso gera uma concentração de tensões na zona de contato (Johnson K. L, 2003).

#### 2.1.1 MOVIMENTOS RELATIVOS ENTRE SUPERFÍCIES EM CONTATO

Segundo Johnson K. L.(2003), os movimentos relativos entre dois corpos em contato podem ser determinados tomando-se como referência o ponto de cada corpo coincidente com o ponto de contato  $O$  em um certo instante de tempo. O corpo (1) terá uma velocidade linear  $V_1$  e angular  $\Omega_1$  e o corpo (2) uma velocidade linear  $V_2$  e angular  $\Omega_2$ . O ponto de referência se move com velocidade linear  $V_0$  e angular  $\Omega_0$ .

Dessa forma, podem ser definidas as velocidade relativas dos corpos em relação ao ponto de contato  $O$  e entre si, como evidenciado na Fig.2.1. Existem três diferentes velocidade relativas entre os corpos, a velocidade de **deslizamento**, de **rolamento** e de **giração**.

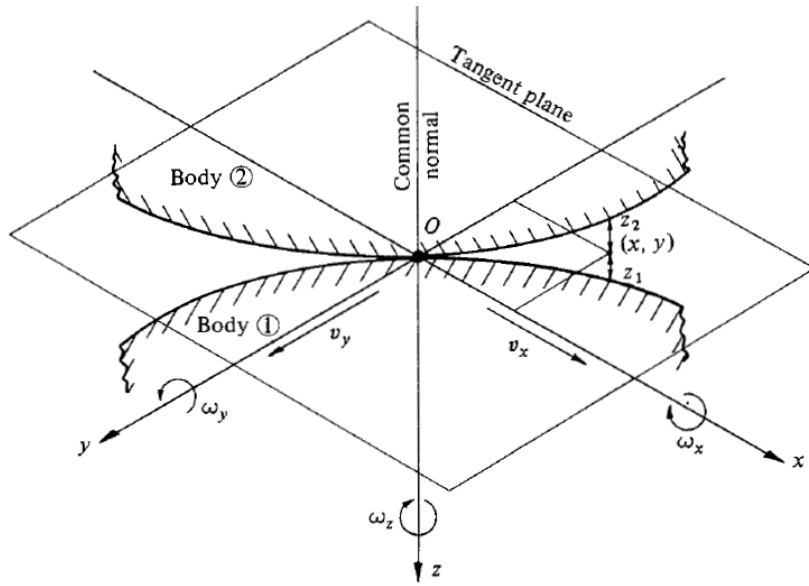


Figura 2.1: *Superfícies não-conformes em contato* (Fonte: Johnson K. L., 2003).

- Velocidades relativas em relação ao ponto de contato  $O$

$$\begin{cases} v_1 = V_1 - V_0 \\ v_2 = V_2 - V_0 \end{cases} \quad (2.1)$$

$$\begin{cases} \omega_1 = \Omega_1 - \Omega_0 \\ \omega_2 = \Omega_2 - \Omega_0 \end{cases} \quad (2.2)$$

- Velocidade relativa de deslizamento

$$\Delta v = v_1 - v_2 = V_1 - V_2 \quad (2.3)$$

- Velocidade relativa de rolamento

É definida como a velocidade angular relativa entre os dois corpos em torno de um eixo sobre o plano tangente às superfícies.

$$\begin{cases} \omega_x = \omega_{x1} - \omega_{x2} = \Omega_{x1} - \Omega_{x2} \\ \omega_y = \omega_{y1} - \omega_{y2} = \Omega_{y1} - \Omega_{y2} \end{cases} \quad (2.4)$$

- Velocidade relativa de giração

É definida como a velocidade angular relativa em torno da normal comum aos corpos.

$$\omega_z = \omega_{z1} - \omega_{z2} = \Omega_{z1} - \Omega_{z2} \quad (2.5)$$

### 2.1.2 GEOMETRIA DE SUPERFÍCIES EM CONTATO

Quando duas superfícies não-conformes são postas em contato, elas se tocam inicialmente em um ponto ou ao longo de uma linha. Quando submetidas à ação de uma pequena força de compressão, as superfícies se deformam nas imediações do primeiro ponto de contato, dessa forma elas se tocarão sobre uma área finita, porém pequena quando comparada com as dimensões dos dois corpos. As teorias do contato são necessárias para prever o formato dessa pequena área de contato e como ela aumenta a medida que a força de compressão é aumentada, além de fornecer a magnitude e distribuição dos deslocamentos ao longo da interface. Com isso, se torna possível calcular as tensões e deformações em ambos os corpos nas proximidades da região de contato (Johnson K. L., 2003).

Admitindo que as superfícies são contínuas até a segunda derivada na região de contato, o perfil na proximidade da origem (primeiro ponto de contato), pode ser expresso da seguinte forma:

$$z_1 = A_1x^2 + B_1y^2 + C_1xy + \dots \quad (2.6)$$

onde os termos de maior ordem em  $x$  e  $y$  são desprezíveis. Escolhendo a orientação de  $x$  e  $y$  de forma que o termo  $xy$  desapareça, a equação 2.6 pode ser reescrita como:

$$z_1 = \frac{1}{2R'_1}x_1^2 + \frac{1}{2R''_1}y_1^2 \quad (2.7a)$$

onde  $R'_1$  e  $R''_1$  são os raios de curvatura principais da superfície na origem. Para a segunda superfície:

$$z_2 = -\left(\frac{1}{2R'_2}x_2^2 + \frac{1}{2R''_2}y_2^2\right) \quad (2.7b)$$

A separação entre as duas superfícies é dada por  $h = z_1 - z_2$ . Portanto, a equação 2.6 pode ser transposta para um conjunto de eixos  $x$  e  $y$  comum, de forma que:

$$h = Ax^2 + By^2 = \frac{1}{2R'}x^2 + \frac{1}{2R''}y^2 \quad (2.8)$$

onde  $A$  e  $B$  são constantes positivas e  $R'$  e  $R''$  são definidos como os raios de curvaturas relativos principais. Se os eixos principais de curvatura de cada superfície são inclinados entre si por um ângulo  $\alpha$ :

$$(A + B) = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{R'} + \frac{1}{R''} \right) = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R''_1} + \frac{1}{R'_2} + \frac{1}{R''_2} \right) \quad (2.9)$$

$$|B - A| = \frac{1}{2} \left\{ \left( \frac{1}{R'_1} - \frac{1}{R''_1} \right)^2 + \left( \frac{1}{R'_2} - \frac{1}{R''_2} \right)^2 + 2 \left( \frac{1}{R'_1} - \frac{1}{R''_1} \right) \left( \frac{1}{R'_2} - \frac{1}{R''_2} \right) \cos 2\alpha \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.10)$$

A partir dessas informações, Johnson (2003), introduz o conceito de raio equivalente ou  $R_e$ , definido como:  $\mathbf{R}_e = (\mathbf{R}'\mathbf{R}'')^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{2}(\mathbf{A}\mathbf{B})^{-\frac{1}{2}}$  e pôde definir mais precisamente o que são superfícies não conformes: "são superfícies cujas curvaturas relativas  $1/R'$  e  $1/R''$  devem ser suficientemente grandes para que os termos  $Ax^2$  e  $By^2$  da equação 2.8 sejam muito maiores quando comparados com os termos de ordem superior, que foram desprezados'.

Da equação 2.8, observa-se também que os contornos para cada distância constante  $h$  entre as superfícies não deformadas são elipses no plano.

Agora, aplicando uma carga compressiva aos dois sólidos, o ponto de contato se transforma em uma área de contato. Essa área é, no caso geral, uma superfície elíptica, como as projeções sobre o plano dos contornos à separação constante.

Em alguns casos especiais, a área de contato possui uma geometria circular. Isso ocorre caso os dois corpos sejam geometrias de revolução, ou dois cilindros de raios iguais com seus eixos perpendiculares entre si. Outro caso particular ocorre no contato entre dois corpos cilíndricos de raios  $R_1$  e  $R_2$  com seus eixos paralelos entre si, nesse caso o a área de contato será uma linha estreita paralela ao eixo  $y$ .

Analisando a deformação que ocorre quando uma carga  $P$  é aplicada aos corpos, observa-se na Fig. 2.2 a seguir que os pontos distantes  $T_1$  e  $T_2$  se deslocam em direção à origem, paralelamente ao eixo  $z$ , segundo os deslocamentos  $\delta_1$  e  $\delta_2$ , respectivamente. Devido à pressão de contato, a superfície de cada corpo é deslocada paralelamente a  $Oz$  a uma quantidade  $\bar{u}_{z1}$  e  $\bar{u}_{z2}$  relativas à  $T_1$  e  $T_2$ . Se, após a deformação, os pontos  $S_1$  e  $S_2$  são coincidentes, ou seja, estão dentro da área de contato, então:

$$\bar{u}_{z1} + \bar{u}_{z2} + h = \delta \implies \bar{u}_{z1} + \bar{u}_{z2} = \delta - Ax^2 - By^2 \quad (2.11)$$

Se  $S_1$  e  $S_2$  estão fora da região de contato, logo não se tocam, tem-se que:

$$\bar{u}_{z1} + \bar{u}_{z2} > \delta - Ax^2 - By^2 \quad (2.12)$$

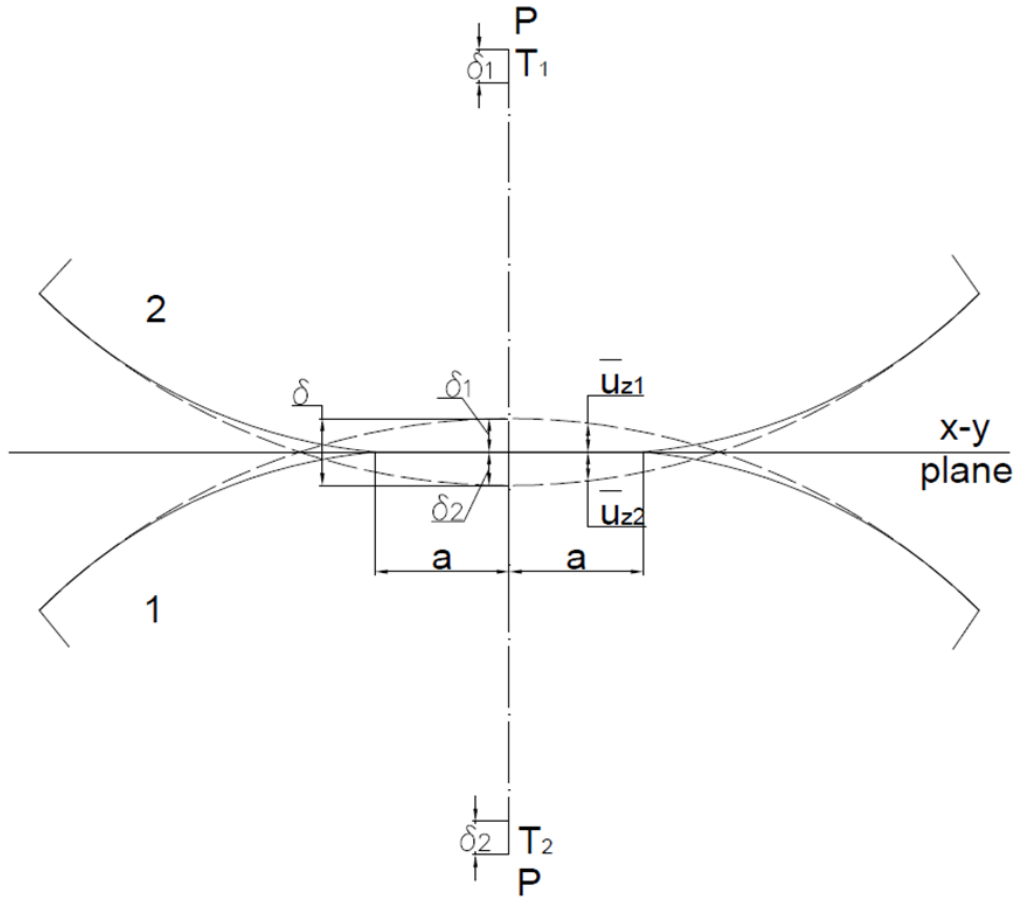


Figura 2.2: Geometria do contato não-conforme quando submetido a uma carga de compressão (Fonte: Johnson K. L., 2003).

A partir dessas igualdades é possível determinar uma relação de proporcionalidade entre o tamanho da deformação e a pressão de contato média  $p_m$ , definida como a razão entre a carga aplicada  $P$  e a área de contato entre as superfícies. O passo a passo para obtenção dessa relação de proporcionalidade pode ser encontrado no livro do Johnson K. L.(2003), o resultado obtido foi:

$$p_m \propto \frac{a(1/R_1 + 1/R_2)}{1/E_1 + 1/E_2} \quad (2.13)$$

onde  $a$  representa o raio da área de contato ou a metade do comprimento da linha de contato,  $E_1$  e  $E_2$  são os módulos de elasticidade dos corpos 1 e 2, respectivamente. Para uma área de contato circular, com um raio  $a$ ,  $P = \pi a^2 p_m$ , então de 2.13:

$$\begin{cases} a \propto \left\{ P \frac{(1/E_1 + 1/E_2)}{(1/R_1 + 1/R_2)} \right\}^{\frac{1}{3}} \\ p_m \propto \left\{ P \frac{(1/R_1 + 1/R_2)^2}{(1/E_1 + 1/E_2)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\ \delta \propto \left\{ P^2 \frac{(1/E_1 + 1/E_2)^2}{(1/R_1 + 1/R_2)} \right\}^{\frac{1}{3}} \end{cases} \quad (2.14)$$

## 2.2 TEORIA DE HERTZ DO CONTATO ELÁSTICO

A primeira análise satisfatória das tensões devido ao contato entre dois corpos elásticos se deve a Hertz (1882). Foi Hertz quem formulou as condições expressas pelas equações 2.11 e 2.12 que devem ser satisfeitas pelo deslocamento normal nas superfícies dos sólidos.

Inicialmente foram introduzidas algumas hipóteses e simplificações ao caso analisado: assumiu que a área de contato é, em geral, elíptica; considerou que cada corpo pode ser considerado um semi-espaco elástico carregado sobre uma pequena região elíptica; e, por fim, assumiu que as superfícies são livres de fricção, de forma que apenas uma pressão normal é transmitida entre os corpos.

Para que as duas primeiras condições sejam justificáveis, as seguintes condições deve ser satisfeitas: a dimensão da área de contato entre as superfícies deve ser pequena ( $a$ ) quando comparada com as dimensões de cada corpo e ( $b$ ) em relação aos raios de curvatura relativos das superfícies. De forma resumida, a teoria de Hertz é válida quando:

- As superfícies forem contínuas e não-conformes:  $a \ll R$
- As deformações forem pequenas:  $a \ll R$
- Cada sólido possa ser considerado um semi-espaco elástico:  $a \ll R_{1,2}, a \ll l$
- As superfícies sejam livres de atrito:  $q_x = q_y = 0$

A partir dessas condições, Hertz propôs equações que relacionam a distribuição  $p(x)$  de pressão na região de contato com a pressão máxima observada  $p_0$ . Para uma área de contato circular:

$$p = p_0 \{1 - (r/a)^2\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.15)$$

Como  $p_m = \frac{2}{3}p_0$ , é possível determinar a relação entre  $p_0$  e a carga normal  $P$  e a partir daí escrever relações de igualdade que correspondem às equações 2.14, obtidas por igualdade de dimensões.

$$\begin{cases} a = \left(\frac{3PR}{4E^*}\right)^{\frac{1}{3}} \\ p_0 = \frac{3P}{2\pi a^2} = \left(\frac{6PE^{*2}}{\pi^3 R^2}\right)^{\frac{1}{3}} \\ \delta = \frac{a^2}{R} = \left(\frac{9P^2}{16RE^{*2}}\right)^{\frac{1}{3}} \end{cases} \quad (2.16)$$

sendo  $E^*$  definido como:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (2.17)$$

Com os resultados obtidos e utilizando-se da teoria de distribuição de tensões e deformações de um semi-espço elástico, Hertz pôde determinar essas distribuições na região de contato e concluir que suas magnitudes, em qualquer ponto, aumentam proporcionalmente ao tamanho da região de contato  $a$  (Para mais detalhes, ver cap. 3 e cap. 4 do livro *Contact Mechanics*; Johnson, K. L. 2003).

### 2.2.1 INFLUÊNCIA DO ATRITO

O atrito entre os dois corpos em contato é gerado a partir de uma carga tangencial  $Q$  que também da origem às tensões cisalhantes. Dessa forma, desenvolve-se um regime de escorregamento parcial, com duas zonas simétricas de escorregamento bem definidas  $c \leq |x| < a$ , e uma zona de adesão  $|x| < c$ , como mostrado na Fig. 2.3.

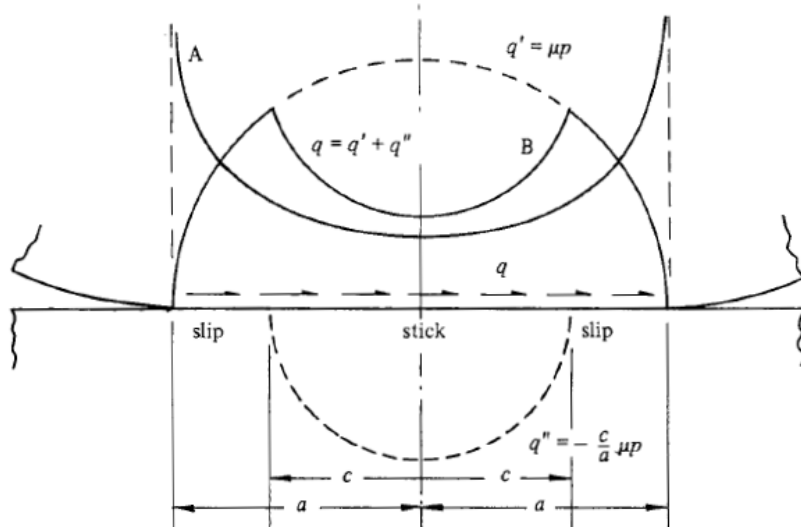


Figura 2.3: Zonas de escorregamento e de adesão em regime de escoamento parcial (Fonte: Johnson K. L., 2003).

Na região do escorregamento, surgem forças de superfícies limitadas ao coeficiente de atrito. A relação entre as forças tangenciais e as forças de cisalhamento é dada pela equação 2.18:

$$q(x) = \mu p(x) \quad (2.18)$$

Substituindo a equação 2.15 na equação 2.18, tem-se:

$$q(x) = \mu p_0 \left\{ 1 - \left( \frac{x}{a} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.19)$$

Já na região sem escorregamento, pode-se demonstrar que a distribuição da tensão cisalhante é dada por:

$$q(x) = \frac{\mu p_0}{a} \left\{ (a^2 - x^2)^{\frac{1}{2}} - (c^2 - x^2)^{\frac{1}{2}} \right\} \quad (2.20)$$

### 2.3 MÁQUINA DE TESTE TRAÇÃO/TORÇÃO - MTS 809

Fabricada pela *MTS Systems Corporation* a máquina de modelo 809 é utilizada em ensaios de Tração/Torção. Composta por uma estrutura extremamente rígida, com frequência natural alta e atuadores axiais e torcionais embutidos ela é capaz de realizar testes estáticos ou de fadiga. O conjunto é altamente resistente à cargas laterais e deflexões, garantindo um alinhamento preciso durante os ensaios a ser realizados. Através da Fig. 2.4 podemos visualizar uma máquina semelhante a utilizada neste estudo.

O modelo presente no laboratório apresenta os seguintes limites de força para os atuadores:

- Força axial: 100 kN
- Força torcional: 1100 Nm

Um componente da máquina com grande impacto neste projeto é a garra, cuja função é segurar e manter fixo os corpos de prova durante os ensaios. A garra presente na máquina em questão é a *646 Hydraulic Collet Grip* que, através de seu acionamento hidráulico, é capaz de garantir a fixação do corpo de prova independentemente das cargas de teste. A força proveniente do sistema hidráulico pode ser regulada para prevenir danos ao corpo de prova ou o escorregamento do mesmo durante o procedimento realizado.

É por meio deste componente que o dispositivo projetado será acoplado à máquina de ensaio e por este motivo temos como fator limitante a geometria e dimensão compatíveis com a garra. O laboratório possui dois modelos de garras, evidenciados na Fig. 2.5. A garra a ser utilizada comporta corpos de prova com diâmetro de 12 mm e comprimento de inserção de 30 mm, grifados.





Figura 2.4: Máquina tração torção MTS (Fonte: MTS 810 and 858 Material Testing Systems, 2006).

MODEL	SI METRIC		U.S. CUSTOMARY	
	D' x L	PART NUMBER	D' x L	PART NUMBER
646.10	8 x 30 mm	038-058-904	0.25 x 1.2 in.	038-058-905
646.10	12 x 30 mm	038-058-903	0.375 x 1.2 in.	038-058-906
646.10	15 x 30 mm	038-058-902	0.5 x 1.2 in.	038-058-907
646.10	30 x 30 mm	038-058-901	1.0 x 1.2 in.	038-058-908
646.25	20 x 58 mm	038-059-203	0.5 x 2.3 in.	038-059-205
646.25	30 x 58 mm	038-059-204	0.75 x 2.3 in.	038-059-201
646.25	-	-	1.0 x 2.3 in.	038-059-202

\* The tolerance for the diameter (D) is  $\pm 0.025$  mm ( $\pm 0.001$  in).

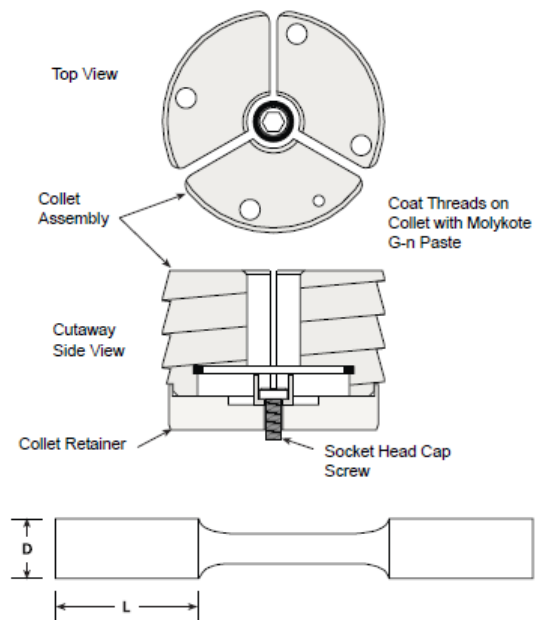


Figura 2.5: Especificações da garra hidráulica para corpos de prova cilíndricos (Fonte: MTS - Series 646 Hydraulic Collet Grips Product Information, 2009).

## 2.4 FADIGA DE MATERIAIS

Frequentemente descobre-se que membros de máquina falharam sob a ação de tensões repetidas ou flutuantes, todavia análises mais cuidadosas revelam que as tensões reais máximas estavam bem abaixo do limite de ruptura do material, e muito frequentemente até abaixo do limite de escoamento. A característica mais distinguível dessas falhas é que as tensões foram repetidas um número muito grande de vezes. Daí a falha ser chamada de falha por fadiga. (Shigley, 2015)

Visualmente uma falha por fadiga se assemelha muito a uma fratura frágil, uma vez que as superfícies de fratura são planas e perpendiculares ao eixo de tensão, com a ausência de estrição. As características de fratura são bem distintas e se desenvolvem em três estágios: Iniciação de microtrincas, propagação das trincas e fratura. No estágio I ocorre a iniciação de uma ou mais microtrincas, estas não costumam ser visíveis ao olho nu e se dão devido à deformação plástica cíclica seguida de propagação cristalográfica. No estágio II ocorre com a progressão das microtrincas a macrotrincas e o Estágio III se dá no ciclo de tensão final quando o material remanescente não consegue suportar as cargas, resultando em uma fratura rápida e repentina. (Shigley, 2015)

Em diversas aplicações que resultam em falhas por fadiga, temos que os componentes mecânicos estão submetidos a carregamentos combinados, resultando em estados de tensão multiaxiais. Diversos métodos podem ser utilizados para obter o limite de resistência à fadiga ou à vida a fadiga de um componente, o método utilizado neste projeto foi o Smith-Watson-Topper (SWT).

O SWT é um modelo de dano utilizado principalmente para materiais que falham predominantemente pelo crescimento de trincas nos planos de máxima tensão ou deformação, como ferro fundido ou aço inoxidável 304 submetido a um histórico de carregamento. Este modelo utiliza a 2.21 como método de correção para o efeito da tensão média sobre a vida a fadiga.

$$SWT = \sqrt{\sigma_{max}\sigma_a} \quad (2.21)$$

sendo SWT a tensão a fadiga,  $\sigma_{max}$  a tensão máxima e  $\sigma_a$  a tensão alternada.

Smith et al. propôs uma relação que inclui tanto a variação de deformação quando a tensão máxima. O parâmetro SWT para carregamento multiaxial, dado pela equação 2.22, é baseado na variação da deformação principal,  $\Delta\varepsilon_1$ , e tensão máxima no plano de deformação principal,  $\sigma_{n,max}$  (Socie and Marquis, 1997). O modelo SWT assume que o parâmetro  $\sigma_{n,max} \frac{\Delta\varepsilon_1}{2}$ , para uma determinada vida, se mantém constante para diferentes combinações de amplitude de deformação e tensão máxima.

$$\sigma_{n,max} \frac{\Delta\varepsilon_1}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2k} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{k+c} \quad (2.22)$$

onde  $\sigma'_f$  é o coeficiente de tensão à fadiga,  $N_f$  é o número de ciclos,  $k$  é o expoente de tensão à fadiga,  $\varepsilon'_f$  é o coeficiente de ductilidade à fadiga e  $c$  é expoente de ductilidade à fadiga.

Estudos comparando os resultados obtidos através do método SWT e testes empíricos são comumente feitos para diversos materiais. Na Fig. 2.6 pode-se observar uma dessas comparações, que mostra a eficácia desse método para o aço AISI 1045, um aço de uso comum na engenharia e, portanto, muito estudado, sendo fácil obter os parâmetros necessários para utilização do SWT.

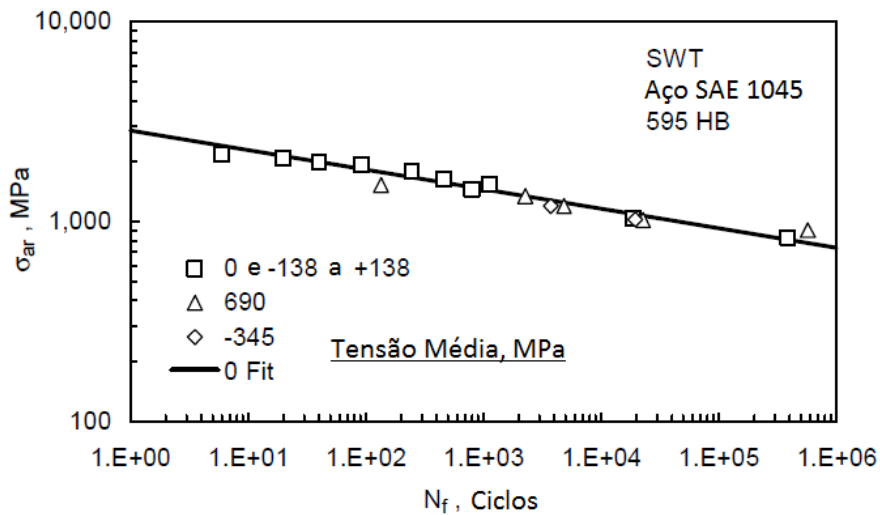


Figura 2.6: *Espectativa de vida SWT para aço SAE 1045 (Fonte: Dowling, 2004).*

## 3 CONCEITOS

Neste capítulo serão apresentadas soluções já existentes no mercado no que se refere à ensaios de contato mecânico, em especial, o contato hertziano. Em seguida, serão apresentadas as soluções propostas de dispositivos para a máquina de ensaios de tração/torção MTS 809 a fim de adaptá-la para execução de ensaios de contato.

### 3.1 OPÇÕES DE MERCADO

O objetivo deste estudo é obter ideias para a concepção do dispositivo a ser projetado, a partir do que já é utilizado no maquinário disponível no mercado, mesmo que o ensaio realizado por estes não corresponda ao que objetiva-se fazer com o dispositivo. Entretanto, como a diversidade de produtos comerciais para realização de testes na área de mecânica do contato é bastante vasta, uma seleção se faz necessária a fim de se obter resultados condizentes com a situação a ser analisada.

Quanto mais caracterizado for o problema real mais fácil se torna a garantia de que testes realizados vão fornecer informação útil. Um fator crítico para o processo de caracterização e interpretação dos resultados experimentais é a determinação do mecanismo de desgaste no contato.

O tipo do processo de desgaste vai, na maioria das vezes, revelar se a modelagem em escala reduzida ou teste acelerado são válidos. De forma geral, contatos envolvendo ambos fricção e desgaste podem ser modelados em escala reduzida e testados de forma acelerada. Isto se dá pois geralmente é possível elevar o carregamento no contato sem alterar o regime de desgaste.

Processos envolvendo fadiga de contato podem em alguns casos ser modelados em escala reduzida, mas por razões óbvias, não em um número reduzido de ciclos. Estes processos incluem fadiga de contato de rolamento e fretting. (George Plint, 2003)

#### 3.1.1 TRIBÔMETRO MCR - ANTON PAAR

Este equipamento (Fig. 3.1) é capaz de realizar testes com diversas geometrias de contato, tais como plano-plano, linha-plano, ponto-plano, ponto-ponto e rolamento. Para isso é possível controlar parâmetros experimentais como carga aplicada, velocidade, posição e até mesmo fatores externos como temperatura e umidade.



Figura 3.1: Tribômetro MCR (Fonte: Anton Paar Tribometers - Friction, Wear and Lubrication - Unique Portfolio, 2016).

Com amplo intervalo de velocidade e grande precisão no controle de movimento na oscilação e rotação, é possível realizar testes onde o desgaste devido à giração e deslizamento entre as superfícies é obtido, como representado na Fig. 3.2.

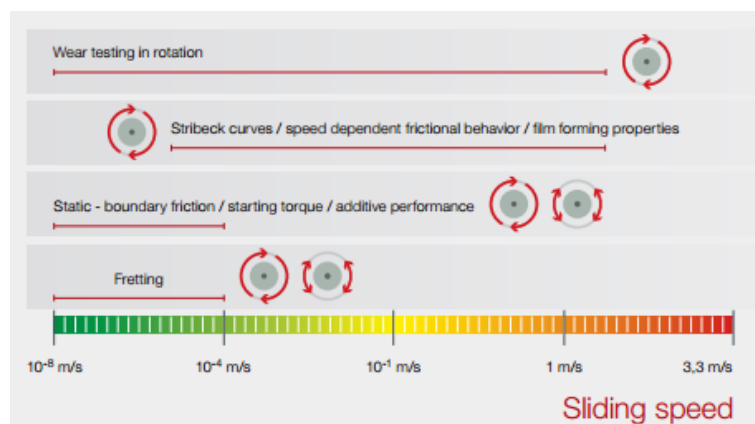


Figura 3.2: Regimes de movimento (Fonte: Anton Paar Tribometers - Friction, Wear and Lubrication - Unique Portfolio, 2016).

Uma ampla gama de corpos de prova podem ser utilizados no equipamento. Por possuir uma estrutura modular a geometria testada é facilmente modificada ao se trocar o suporte do corpo de prova.

Por se tratar de um equipamento compacto suas capacidades de carregamento, para as

geometrias que se deseja analisar neste estudo, vão de 0.7 N até 50 N.

### 3.1.2 PLINT TRIBOLOGY PRODUCTS - TE 77

TE 77 é uma máquina de teste de fricção de alta frequência e pode ser vista na Fig. 3.3. Se trata de um dispositivo versátil com valores máximos para o deslocamento de 25 mm, carregamento de 1 kN e frequência de 50 Hz, utilizada como ferramenta de pesquisa e desenvolvimento para avaliação de lubrificantes, materiais, revestimentos e tratamentos superficiais.

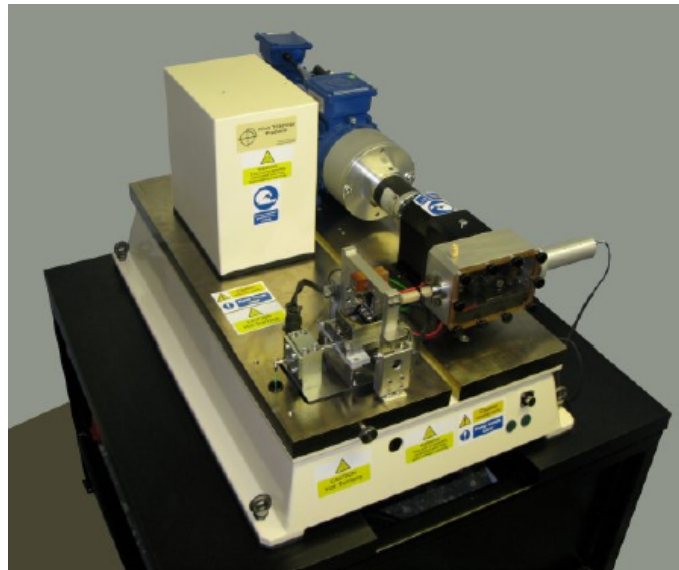


Figura 3.3: TE 77 (Fonte: TE 77 HIGHT FREQUENCY FRICTION MACHINE CATALOG).

Como mostra a Fig. 3.4, as geometrias de contato permitem replicar as condições de vários elementos de máquinas. Corpos de prova podem ter os formatos padrão ou mesmo corte dos componentes reais, preservando o acabamento superficial e outras propriedades. O funcionamento se dá por oscilação do corpo de prova contra a sapata fixa.

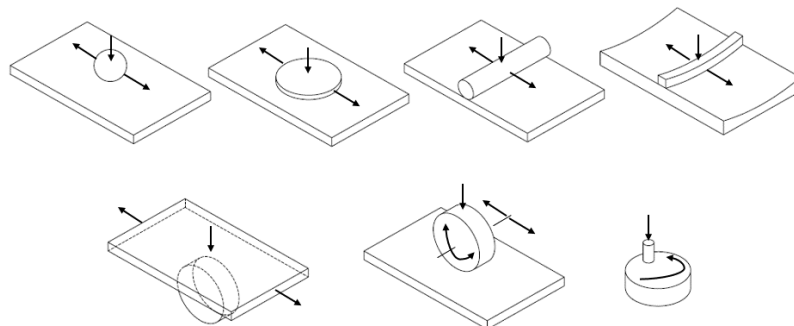


Figura 3.4: Geometrias de contato.

O dispositivo vem equipado com diversos elementos de instrumentação para medições e

controles de parâmetros de teste. Fricção, resistência elétrica do contato, temperatura, desgaste são os parâmetros medidos.

### 3.1.3 PLINT TRIBOLOGY PRODUCTS - VCA-RR

A VCA-RR (Fig. 3.5) utiliza um dispositivo eletro-mecânico de vibração, este equipamento permite a realização de testes com geometrias de contato de esfera-plano, cilindro-plano e pino-plano. Estes testes permitem mensurar o efeito do desgaste devido ao contato de deslizamento entre as superfícies.

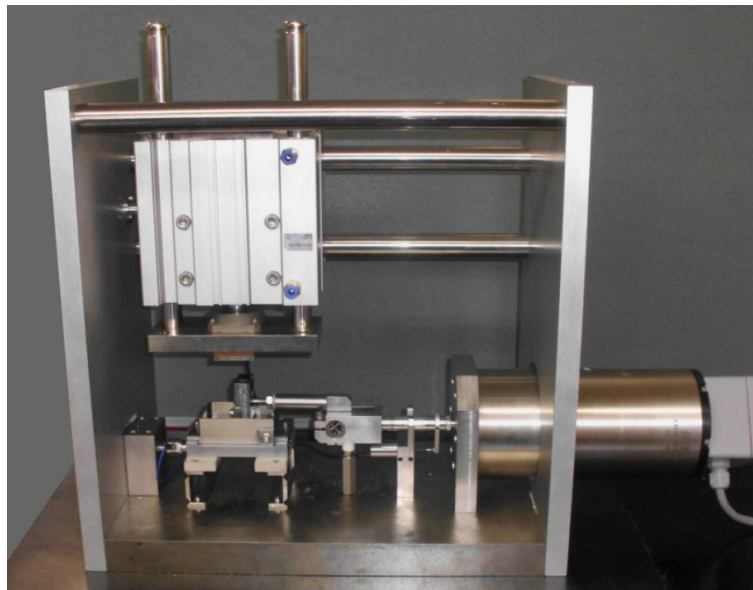


Figura 3.5: VCA-RR (Fonte: VCA-RR VOICE COIL ACTUATOR RECIPROCATING CATALOG).

Seu funcionamento se dá através da oscilação do corpo de prova móvel inferior contra o corpo de prova fixo superior. O carregamento sobre o corpo de prova móvel é realizado a partir de um atuador eletromagnético e a fixação do corpo de prova fixo se dá em um compartimento de aço inoxidável, com capacidade de controle da temperatura.

O equipamento possui diversos componentes de instrumentação permitindo a aquisição de dados como carregamento, deslocamento, força de fricção, temperatura, frequência e coeficiente de fricção.

Alguns dados significantes são:

- Deslocamento máximo: 4 mm(+/-2 mm)
- Frequência máxima: 100 Hz
- Força máxima: 2 kN
- Temperatura máxima: 450°C

### 3.1.4 ADAPTAÇÃO MTS 810

No artigo *Analysis of a cylinder-to-flat contact problem at elasto-plastic strains*, T. Doca realiza uma tarefa de propósito semelhante ao proposto neste trabalho, adaptar uma MTS 810 para realizar um ensaio de contato hertziano.

A geometria de contato analisada foi cilindro-plano, sendo de interesse neste estudo a deformação plástica da sapata. As dimensões são apresentadas na Fig. 3.6 e a preparação do experimento na Fig. 3.7.

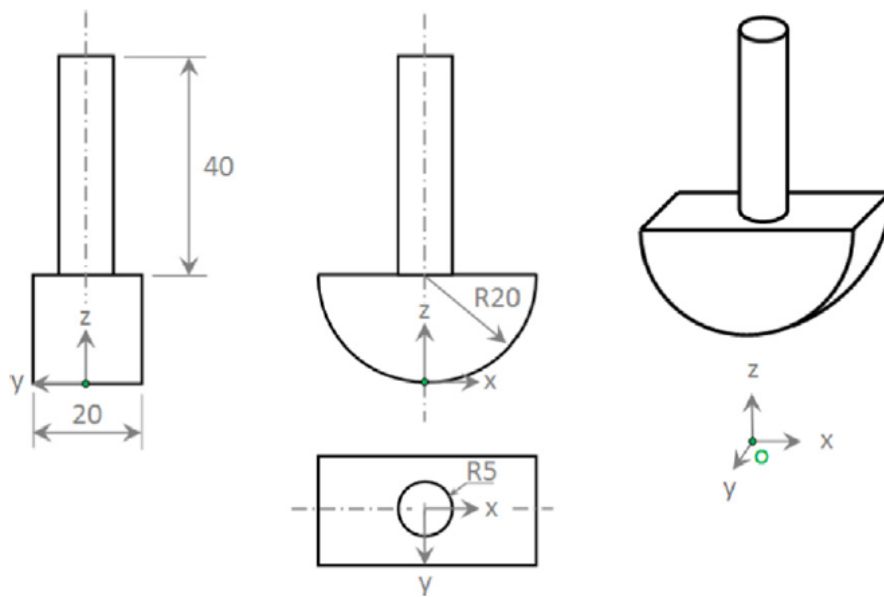
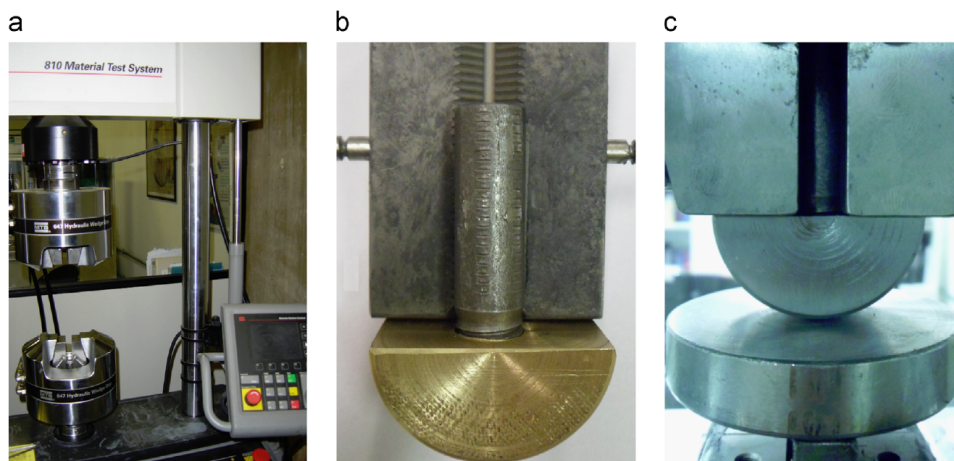


Figura 3.6: *Sapata semi-cilíndrica - dimensões em milímetros (Fonte: T. Doca, F.M. Andrade Pires, 2014).*



Testing setup: (a) MTS; (b) specimen; and (c) setup.

Figura 3.7: *Preparação do experimento (Fonte: T. Doca, F.M. Andrade Pires, 2014).*



O Grupo de Fadiga, Fratura e Materiais (GFFM) da Universidade de Brasília (UnB) realiza experimentos de contato Hertzianos sobre corpos de prova tipo *Dogbone* utilizando a sapata mostrada na Fig. 3.8, que possui em sua face inferior uma curvatura com raio de 100 mm.

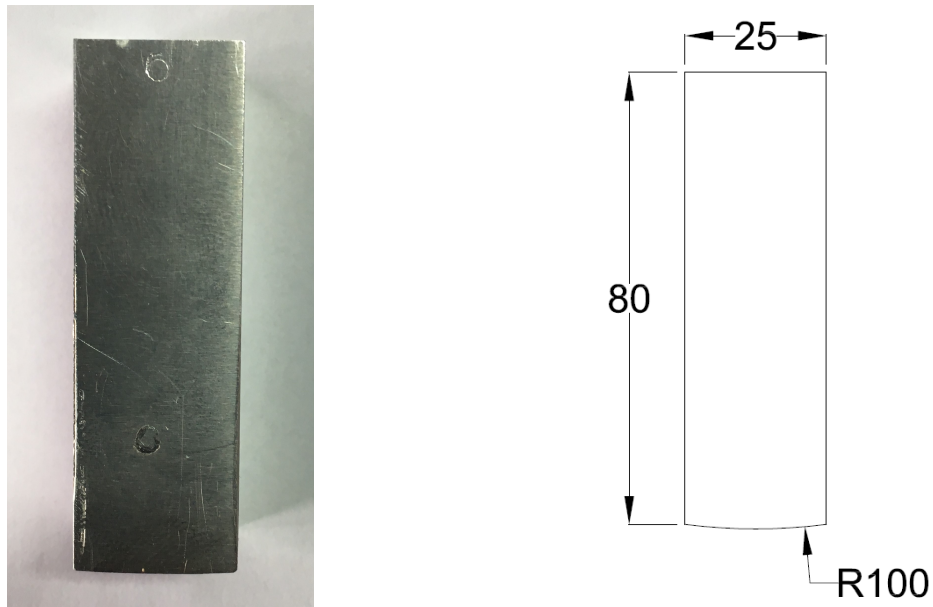


Figura 3.8: *Sapata para ensaio de contato em CP Dogbone - dimensões em milímetros*

Além disso, um protótipo de sapata para ensaios na MTS 809 já foi desenvolvido pelo GFFM, exemplificada pela Fig. 3.9. Sua utilização foi descartada, pois ele apresentava problemas como: um tamanho excessivo e área de superfície exacerbada quando em comparação com a região em que o contato de fato ocorre, dificuldade de usinagem, concentradores de tensão entre o cilindro e a superfície hemisférica e custo elevado de fabricação.

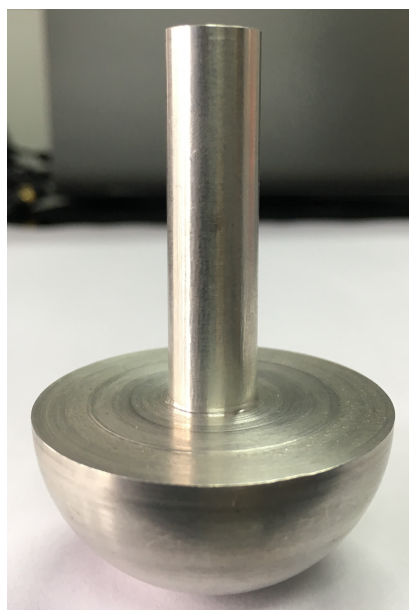


Figura 3.9: *Protótipo de sapata para a MTS 809.*

## 3.2 SOLUÇÃO PROPOSTA

Após a pesquisa, foi constatado que para o funcionamento do mecanismo na MTS diversas adaptações teriam de ser feitas. Após uma análise e com base nos objetivos finais do projeto, alguns conceitos iniciais foram propostos e avaliados segundo os seguintes parâmetros:

- Adaptabilidade ao maquinário: facilidade de acoplamento e utilização na MTS 809. O *Collet Grip* utilizado no laboratório do Grupo de Fadiga, Fratura e Materiais da UnB possui um encaixe com diâmetro de 15 mm e exige uma precisão de fabricação de  $\pm 0,025$  mm;
- Tipos de corpos de prova (CPs): corpos de prova circulares são mais fáceis de serem confeccionados, enquanto corpos de prova quadrados são mais estáveis, sendo estes últimos portanto, mais adequados para ensaios mais severos;
- Número de peças soltas: reduzir o número de peças soltas visa diminuir os efeitos de vibrações, manter a rigidez do sistema e reduzir o potencial de perda de peças durante as etapas de montagem e desmontagem;
- Tipo de encaixe e mecanismos de estabilização dos CPs: os CPs não podem de forma alguma deslizar ou trepidar, pois isso influenciaria nos resultados dos testes;
- Custo e dificuldade de fabricação.

Esses conceitos estão listados no APÊNDICE I - CONCEITOS INICIAIS. A partir deles, um conceito final foi proposto (Fig.3.10) combinando os fatores positivos de cada sistema e observações posteriores que visam facilitar a usinagem e utilização do dispositivo. Dentre essas observações podem ser citadas:

- Geometria do corpo do dispositivo: um corpo **cilíndrico** facilita o processo de usinagem, pois a matéria-prima é normalmente adquirida nesse formato. Dessa forma, menos material é jogado fora, os custos, portanto, são reduzidos e a confecção de uma peça inteiriça é facilitada.
- Geometria dos corpos de prova: Os principais objetos de estudo, que serão testados utilizando o dispositivo, são aços e alumínio especiais como os de uso naval e aeronáutico, e polímeros. Estes últimos podem ser encontrados e/ou confeccionados em diversos formatos, já os primeiros são normalmente vendidos na forma de lingotes retangulares. Portanto, nessas situações, os **corpos de prova quadrados**, além de serem mais estáveis, são também mais simples de serem fabricados.
- Borrachas para estabilização e acomodação: borrachas serão posicionadas no rasgo destinado ao CP para uma melhor acomodação deste. Dessa forma, possíveis erros de fabricação dos CPs poderão ser compensados com as borrachas. Além disso, um *O-ring* será utilizado para dar uma pré-carga sobre o CP, afim de impossibilitar trepidações indesejadas.

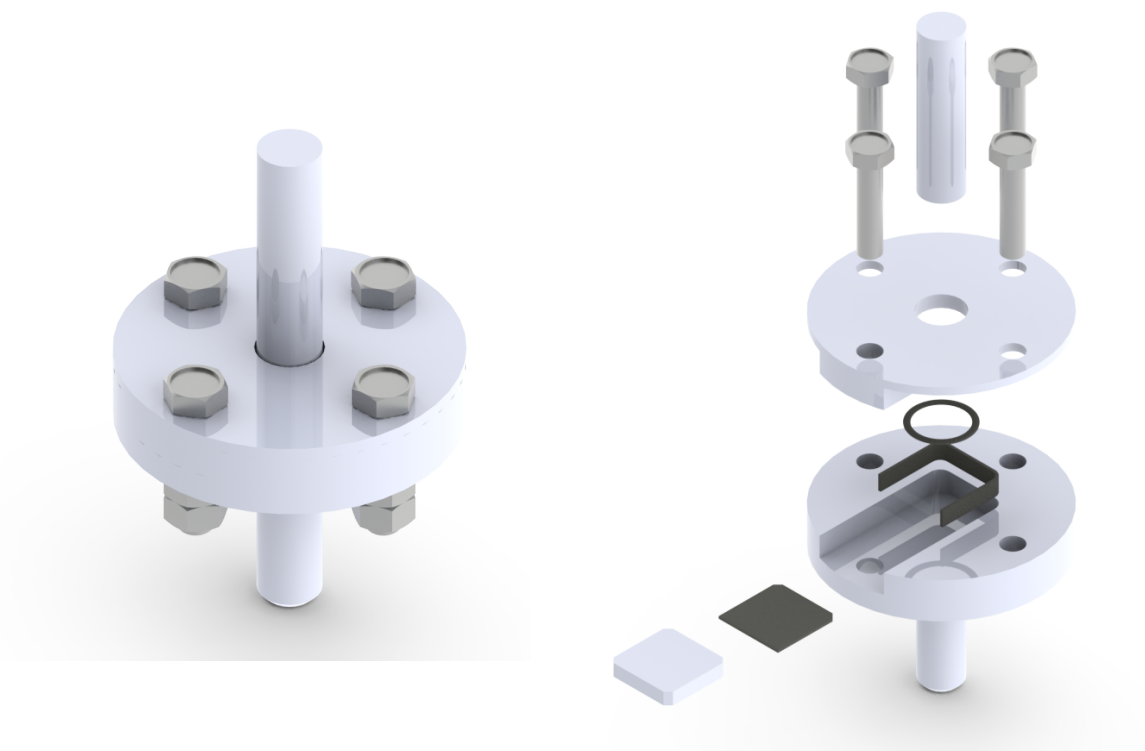


Figura 3.10: *Conceito final proposto*

Para maiores detalhes como dimensões e montagem do modelo final verificar o APÊNDICE V - DESENHOS TÉCNICOS.

## 4 SIMULAÇÃO DA SAPATA E CORPO DE PROVA

Neste capítulo serão apresentados todos os parâmetros e considerações iniciais feitas para obtenção dos níveis de tensão na sapata e no corpo de prova, além do raio da área de contato entre eles. Para isso, foram feitas simulações do contato utilizando o software de elementos finitos Abaqus CAE.

### 4.1 DADOS DE ENTRADA

Para o desenvolvimento do dispositivo alguns parâmetros foram definidos previamente, eles são: tipo de contato, materiais da sapata e dos corpos de prova, carga axial de compressão aplicada, deslocamento angular da sapata e raio da sapata, exibidos a seguir. A sapata possuirá uma ponta esférica ou cilíndrica e o corpo de prova será uma pastilha quadrada como mostrado no APÊNDICE V - DESENHOS TÉCNICOS.

- **Tipo de contato:** Cilindro-Plano e Esfera-Plano;
- **Carga de compressão:** até 10 kN;
- **Materiais:** Aço AISI 1020 e Alumínio 2024 T3 (escolha devido ao uso comum em engenharia);
- **Raio da ponta da sapata:** 50 mm;
- **Coefficiente de atrito dinâmico entre aço e alumínio ( $\mu_d$ ):** 0,47. (Sítio: [engineershandbook.com](http://engineershandbook.com) - acessado em 19/05/2017.)

A partir estes parâmetros, foram utilizadas inicialmente as equações 2.16 para determinar como seria o comportamento na região do contato para o pior caso considerado, 10 kN com uma sapata hemisférica de 50 mm de raio. Nessas condições, obtêm-se os resultados apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Pressão máxima na região de contato.

Limite de escoamento ( $\sigma_e$ )		Pressão Normal Máxima $p_0$ (MPa)
Aço AISI 1020	Alumínio 2024 T3	
350 MPa	275 MPa	1383.9 MPa

O valor absurdo de  $p_0$  evidencia que cálculo analítico está incorreto, isto ocorre porque as equações de Hertz são válidas apenas para o regime elástico, o que não ocorre neste caso. Tem-se, portanto, que na região do contato os corpos se deformarão plasticamente e uma abordagem numérica será necessária para analisar o comportamento das peças.

## 4.2 MODELAGEM NUMÉRICA

Através da simulação pelo método de elementos finitos (FEM) almeja-se obter dados, na região da área de contato, para o raio dessa área, distribuição da tensão nos corpos e a deformação sofrida por ambos. O raio da área de contato será importante para determinar o torque aplicado sobre o CP pela força de atrito durante o ensaio. Esse torque será transmitido para o corpo do dispositivo que deverá suportá-lo.

O contato cilindro-plano e esfera-plano são semelhantes, portanto apresentam resultados equivalentes para os níveis de tensão e para o raio da área de contato. A diferença entre os dois está no fato que no caso do cilindro-plano a região de contato se estende ao longo de uma linha, enquanto no esfera-plano tem-se uma área de contato circular.

Para a realização da modelagem 8 parâmetros devem ser fornecidos ao programa, são eles: geometria, material, seção, discretização, montagem, interação, condições de contorno e carregamento.

### 4.2.1 GEOMETRIA, MATERIAL, DISCRETIZAÇÃO E SEÇÃO

Como especificado anteriormente, os tipos de contato analisados possuem resultados equivalentes, portanto apenas o contato cilindro-plano será simulado.

O programa ABAQUS não possui um sistema de unidades, ou seja, as operações são realizadas sem análise dimensional, portanto os dados de saída possuirão unidades compatíveis com as dos dados de entrada, desde que um padrão seja mantido. Neste caso, os dados de entrada foram fornecidos com unidades de milímetro (mm) e Quilonewton (kN), para que os valores de tensão obtidos sejam dados em Megapascal (MPa).

Após ter os dois componentes desenhados, é necessário atribuir material para ambos. O aço AISI 1020 foi atribuído à sapata e o alumínio 2024 T3 ao corpo de prova.

Como os cálculos preliminares revelaram, os esforços gerados devido aos carregamentos irão conduzir os componentes para o regime plástico. Para representar essa condição da maneira mais verossímil possível é necessário fornecer dados acerca da fase elástica e plástica. Para a fase elástica tem-se: o peso específico, módulo de Young ( $E$ ) e coeficiente de Poisson ( $\nu$ ). Para a fase plástica são definidos os valores da tensão verdadeira ( $\sigma_v$ ) e respectiva deformação plástica ( $\varepsilon_{plas}$ ). Os valores de cada um desses parâmetros estão apresentados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2: Propriedades mecânicas dos materiais (Fonte: T. Doca, F.M. Andrade Pires, 2014)).

Propriedades	Alumínio 2024-T3	Aço AISI 1020
Módulo de Young, $E$ (GPa)	71	206
Massa específica, $\rho$ (g/cc)	2,78	7,87
Coefficiente de Poisson, $\nu$	0,32	0,29
Limite de escoamento, $\sigma_e$ (MPa)	275	350
Índice de resistência, $A$ (MPa)	400	600
Coefficiente de encruamento, $b$	0,21	0,24

Para determinar os valores de tensão verdadeira a equação de Ludwik-Hollomon (equação 4.1) foi utilizada.

$$\sigma_v = \sigma_e + A\varepsilon_{plas}^b \quad (4.1)$$

onde  $\sigma_v$  é a tensão verdadeira,  $\sigma_e$  é o limite de escoamento do material,  $A$  é o índice de resistência do material,  $\varepsilon_{plas}$  é a deformação plástica e  $b$  é o coeficiente de encruamento.

A tensão verdadeira foi variada e os respectivos resultados para a deformação plástica foram obtidos e são apresentados nas Tabelas 4.3 e 4.4.

Tabela 4.3: Valores de tensão verdadeira e deformação plástica para o alumínio 2024 T3.

Tensão Verdadeira $\sigma_v$ (MPa)	Deformação Plástica $\varepsilon_{plas}$
275	0
290	1,6 E-7
305	4,4 E-6
320	3,0 E-5
335	1,2 E-4
350	3,5 E-4
365	8,2 E-4
380	1,7 E-3
395	3,2 E-3
410	5,7 E-3
425*	9,4 E-3

Tabela 4.4: Valores de tensão verdadeira e deformação plástica para o aço AISI 1020.

Tensão Verdadeira $\sigma_v$ (MPa)	Deformação Plástica $\varepsilon_{plas}$
350	0
360	3,9 E-8
370	7,0 E-7
380	3,8 E-6
390	1,3 E-5
400	3,2 E-5
410	6,8 E-5
420*	1,3 E-4

Por se tratar de um processo iterativo, a discretização foi realizada diversas vezes partindo de um valor fixo de 3 mm para a dimensão dos elementos em todo o corpo, buscando identificar os pontos mais críticos em ambas as partes. Foi feita uma simplificação na geometria do corpo de prova para permitir a discretização deste, esta simplificação consistiu na remoção dos chanfros presentes em cada canto do CP. Com a região crítica identificada, sendo a região de contato, a dimensão dos elementos nessa região foi reduzida para 0,5 mm, no restante da sapata a dimensão

\*Limite de resistência à ruptura do material.

foi mantida em 3 mm. Para se realizar esta alteração de forma a preservar a qualidade estrutural da malha a sapata foi dividida em 2 partes (Fig. 4.1), aplicando nas interseções entre elas a menor dimensão para os elementos. O resultado final da discretização para a sapata pode ser vista na Fig. 4.2.

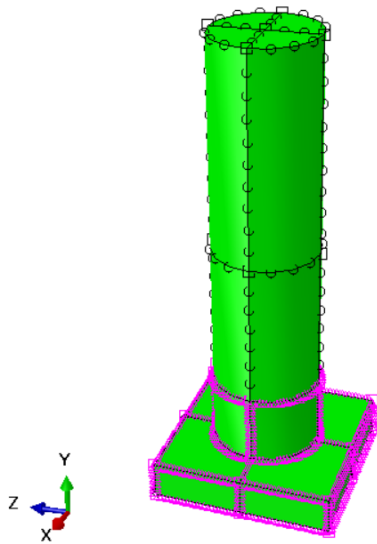


Figura 4.1: Partições da sapata.

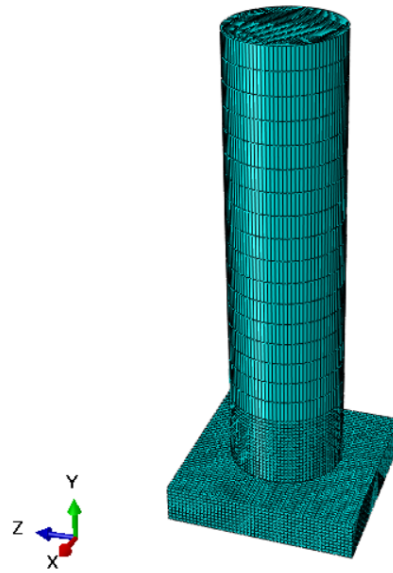


Figura 4.2: Discretização final da sapata.

É importante que se tenha na região de contato elementos dispostos simetricamente, ou seja, eles devem possuir o mesmo tamanho e serem alinhados entre os corpos superior e inferior. A estruturação dos elementos também é importante para que sejam obtidos resultados melhores de distribuição de pressão e principalmente para o campo de tensões. A medida que se afasta da região de contato, o padrão e tamanho dos elementos se torna menos relevante para os resultados (Zegatti, 2016). O resultado final da discretização na região do contato pode ser vista na Fig. 4.3.

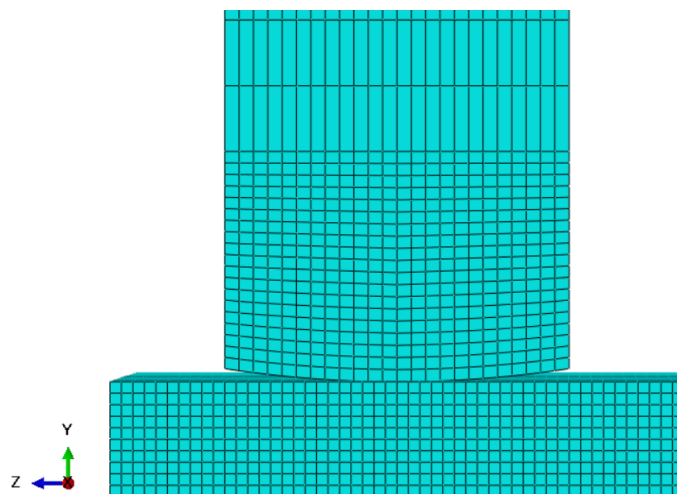


Figura 4.3: Discretização obtida na região de contato.

As seções atribuídas aos corpos foram definidas como sólida, homogênea e com espessura de 1 mm. Tal espessura é adotada devido a solução Hertziana utilizar força por unidade de espessura (N/mm) em suas equações (Zegatti, 2016). Foram criadas duas seções, à primeira foi atribuído o aço como material e à segunda o alumínio, em seguida cada uma dessas seções foram associadas a uma das peças, sendo a sapata associada ao aço e o CP ao alumínio.

#### 4.2.2 MONTAGEM E INTERAÇÃO

Como mostram as Fig. 4.1 e 4.2, tem-se a sapata com a ponta esférica como corpo superior e o corpo de prova, de formato retangular, como corpo inferior. O posicionamento de ambas é realizado colocando o ponto central da face esférica da sapata e o ponto central da face superior do CP na origem.

Foi definido também o tipo de interação entre as partes, onde a superfície inferior da sapata foi selecionada como *master* e a superfície superior do CP como *slave*. Aplicou-se também a formulação de *Finite Sliding*, pois esse método usa a configuração deformada para calcular a área de contato e a distribuição de pressão no contato.

O método de discretização escolhido foi *Surface to surface*, pois são observados erros menores ao se utilizar este método se comparado ao outro método disponível, Nó - Superfície (Abaqus, 2014). Por se tratar de um problema que envolve o atrito entre as superfícies, foi escolhido o método da penalidade para a formulação de fricção no que diz respeito ao comportamento tangencial no contato e para definir as forças de reação devido ao carregamento normal. Este método procura na configuração atual penetrações de um nó em uma face e entre arestas.

#### 4.2.3 PASSOS (*STEPS*), FORÇAS E CONDIÇÕES DE CONTORNO

O programa opera através de passos (*steps*), nessa simulação apenas 4 foram utilizados. O primeiro passo é de inicialização padrão do programa. O segundo é do tipo *Static-General*, nele foram criadas a restrição e as condições de contorno. O terceiro é do tipo *Dynamic-Implicit*, nele é criada a força de compressão que será aplicada. O último passo também é do tipo *Dynamic-Implicit* e nele é aplicada a rotação à sapata. Os dois últimos passos foram definidos como *Dynamic-Implicit*, pois a força e o deslocamento implicam implicitamente em uma aceleração sobre o corpo.

Para garantir a uniformidade na aplicação da força, um ponto de referência foi criado acima da face superior da sapata e uma interação de acoplamento foi aplicada entre o ponto criado e a superfície lateral da sapata, região onde na prática é feito o acoplamento à máquina. Todos os graus de liberdade possíveis foram restringidos. A carga de compressão aplicada foi de 10 kN e uma condição de rotação foi imposta à sapata, com valor de  $2^\circ$  (0,036 rads). A Fig. interação mostra o acoplamento citado, a região em vermelho mostra a área em contato com o *Collet-Grip*.



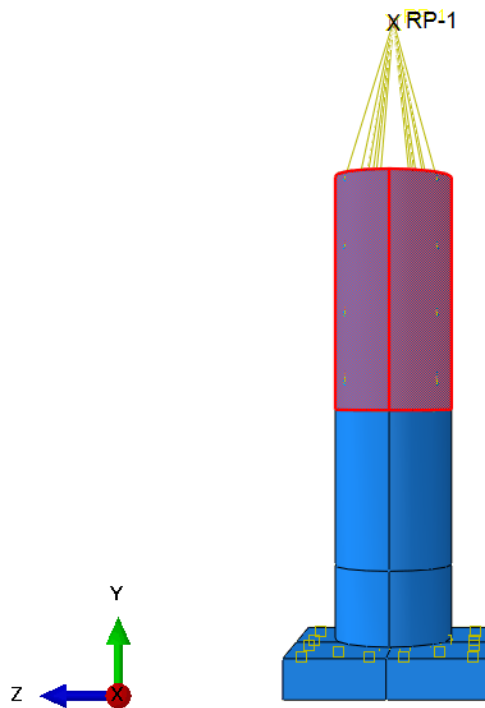


Figura 4.4: *Interações aplicadas ao modelo.*

As condições de contorno aplicadas sobre os corpos foram:

- Sapata: Restrição de deslocamento e rotação em relação aos eixos X e Z da linha central.
- CP: As restrições aplicadas aqui visam representar a ação do dispositivo sobre o corpo de prova.
  - Restrição de deslocamento no eixo Y e de rotação em torno dos eixos X e Z na face inferior;
  - Restrição de deslocamento no eixo X e de rotação em torno de todos os eixos nas faces perpendiculares ao eixo Z;
  - Restrição de deslocamento no eixo Z e de rotação em torno de todos os eixos nas faces perpendiculares ao eixo X;
  - Restrição de deslocamento no eixo X e de rotação em torno de todos os eixos na linha central paralela a Z sobre face inferior;
  - Restrição de deslocamento no eixo Z e de rotação em torno de todos os eixos na linha central paralela a X sobre face inferior.

Todas as condições de contorno e os carregamentos aplicados podem ser vistos na Fig. 4.5.

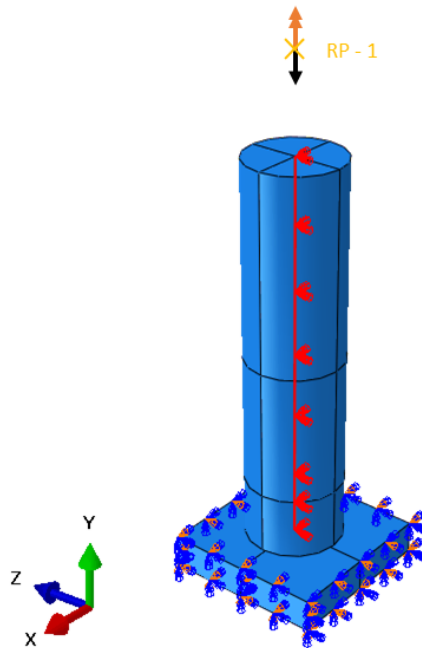


Figura 4.5: *Carregamento e condições de contorno.*

#### 4.2.4 RESULTADOS

Os resultados provenientes da simulação são imagens da distribuição de tensão e da pressão de contato, além de arquivos de texto contendo os valores de pressão na área de contato para os elementos das superfícies inferior da sapata e superior do CP. Os arquivos de texto foram convertidos em gráficos e, através dos dados contidos nos mesmos, foi possível calcular o raio da área de contato.

Todos os valores de pressão e tensão que serão apresentados neste capítulo estão dados em MPa. Na Fig. 4.6 é apresentada a distribuição de tensões de Mises para o carregamento de 10 kN, o maior carregamento considerado e, portanto, o que resulta nas maiores tensões.

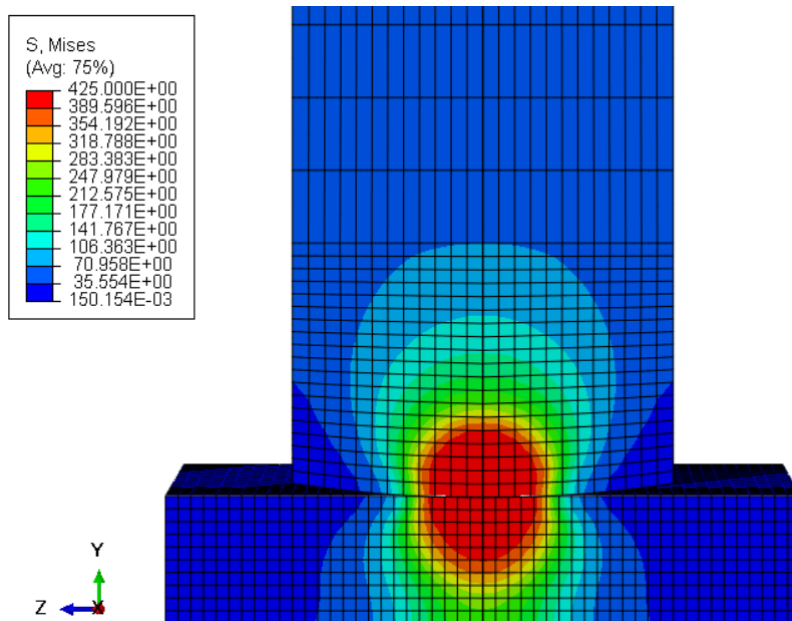


Figura 4.6: Distribuição de tensões de Mises para carregamento de 10kN - Corte transversal ao longo do plano perpendicular a X.

Observa-se que ambas as partes se deformaram plasticamente,  $S. \text{ Mises} > \sigma_e$  (350 MPa para o aço e 275 MPa para o alumínio).

A pressão na região do contato é um dos dados mais importantes no contexto deste projeto, pois como já foi dito, será a partir dela que o raio da área de contato será calculado. Através do modo de visualização CPRESS é possível obter essas informações de forma gráfica, como mostrado nas Fig. 4.7, 4.8 e 4.9.

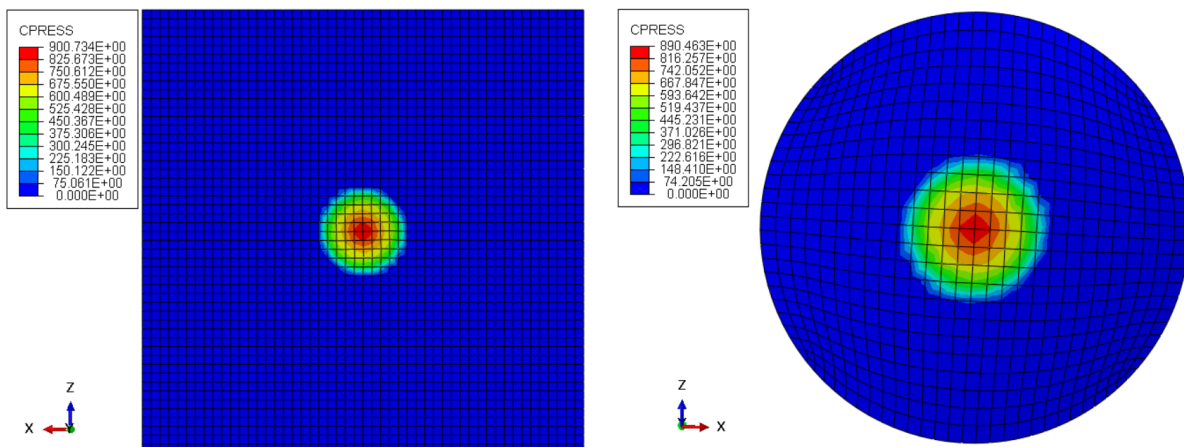


Figura 4.7: Pressão na superfície em contato do CP com a sapata de ponta esférica.

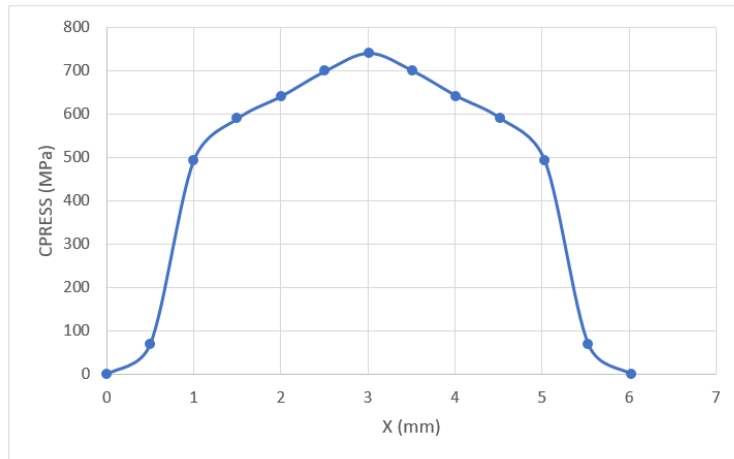


Figura 4.8: *Distribuição da pressão ao longo de x para o corpo de prova.*

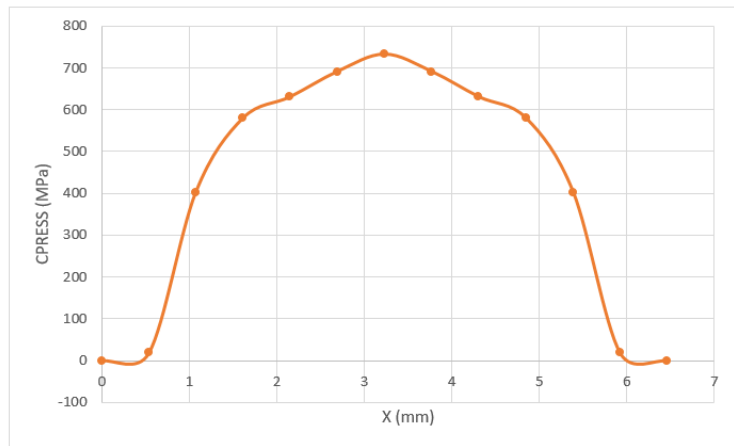


Figura 4.9: *Distribuição da pressão ao longo de x para a sapata.*

Os gráficos das Fig. 4.8 e 4.9 mostram a variação da pressão apenas na direção do eixo X, pois a área de contato é um círculo, dessa forma o resultado é equivalente para as outras direções.

A semelhança entre as curvas de pressão na região de contato para a sapata e corpo de prova indicam que a discretização nessa região está adequada, já que a área de contato é comum a ambas e por consequência a distribuição de pressão no contato é igual ao longo das duas superfícies.

O raio da área de contato pode ser calculado também pelo gráficos apresentado na Fig. 4.8. Os extremos da região de contato são observados nos pontos onde os valores de pressão superficial deixam de ser nulos, portanto a diferença da posição desses extremos dividida por 2 resulta no raio da área de contato.

Afim de levantar um gráfico do fator de segurança de projeto do dispositivo a ser dimensionado pelo carregamento aplicado, o procedimento de cálculo do raio da área de contato foi

repetido para as cargas de 2, 4, 6, 8 e 10 kN. Para estas repetições os elementos no contato foram reduzidos para a dimensão de 0,5 mm. Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5: Valor do raio da área de contato para  $R = 50$  mm.

Carga	Raio da área de contato
2 kN	$1,5 \pm 0,25$ mm
4 kN	$2 \pm 0,25$ mm
6 kN	$2 \pm 0,25$ mm
8 kN	$2,5 \pm 0,25$ mm
10 kN	$3 \pm 0,25$ mm

A precisão dos resultados obtidos é determinada a partir do tamanho dos elementos utilizados na discretização na região do contato, isto ocorre pois os dados exportados para o arquivo de texto são obtidos para a superfície com intervalo de um elemento.

Uma simulação análoga entre a sapata de ponta cilíndrica e o CP também foi realizada. Nas Fig. 4.10 e 4.11 são apresentadas a distribuição de tensões de Mises para o carregamento de 10 kN. Nas mesmas figuras é possível observar o efeito da rotação sobre o campo de tensões.

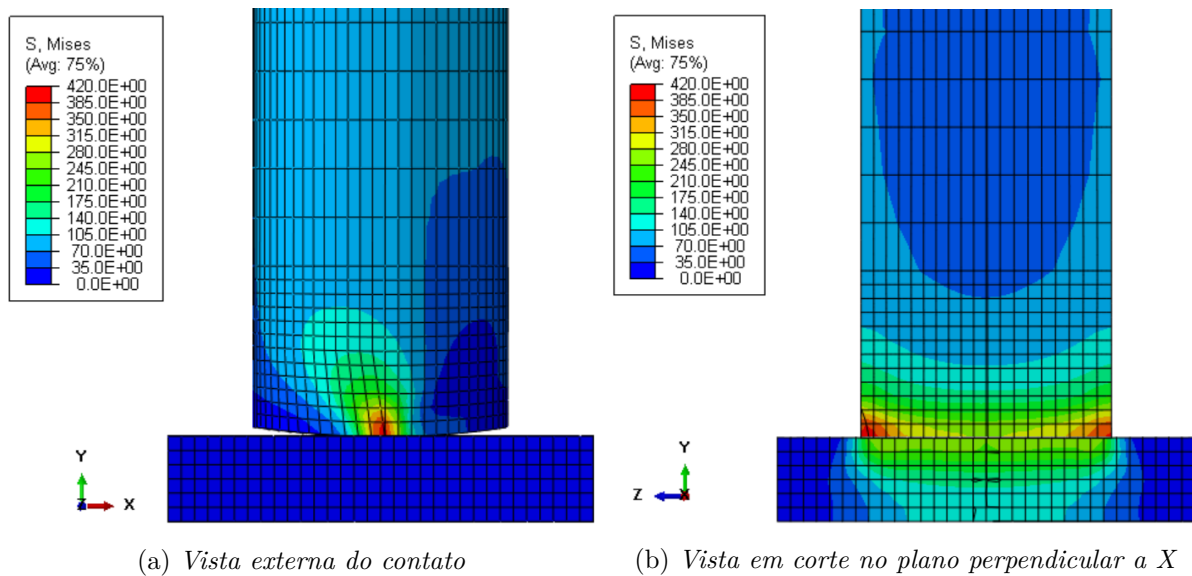


Figura 4.10: Distribuição de tensões de Mises para o contato do CP com a sapata de ponta cilíndrica.

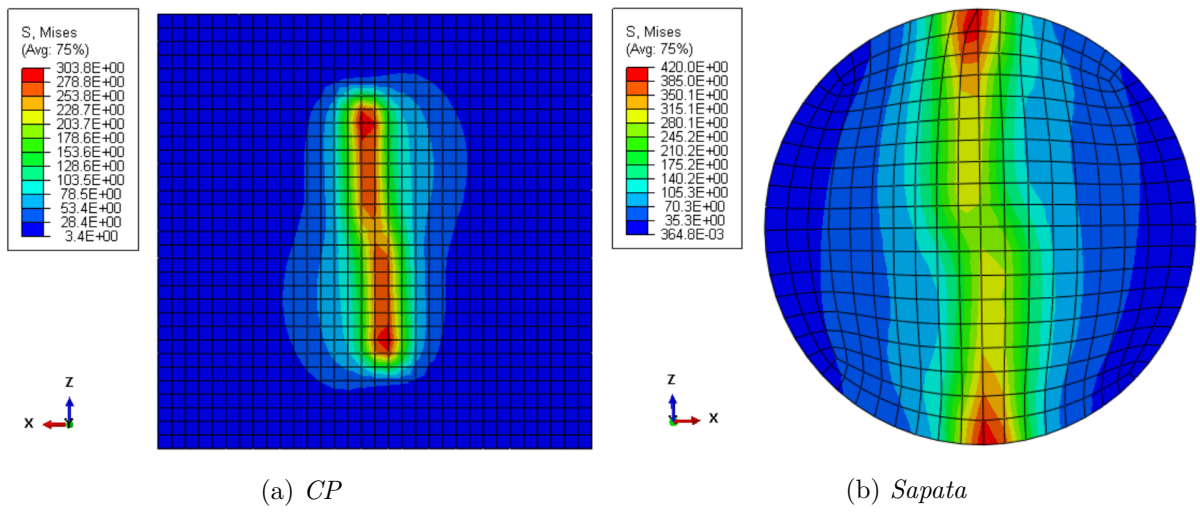


Figura 4.11: Distribuição de tensões de Mises para o CP e para a Sapata.

O resultado mostrado na Fig. 4.12 comprova que o contato se dará ao longo de todo o comprimento do cilindro, este valor também será um parâmetro importante para o dimensionamento do dispositivo.

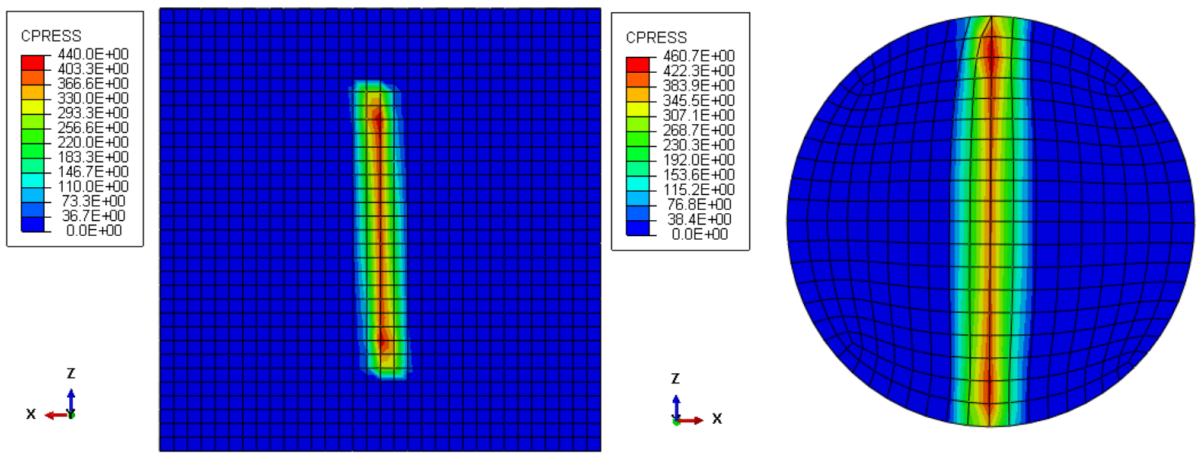


Figura 4.12: Pressão na superfície em contato do CP com a sapata de ponta cilíndrica

## 5 PROJETO DO DISPOSITIVO

Neste capítulo serão apresentados os parâmetros iniciais, simulação realizada para análise estática e de rigidez, e verificação da resistência à fadiga do dispositivo. O objetivo desta etapa é garantir que o dispositivo possui uma rigidez adequada e a obtenção dos fatores de segurança, tanto para escoamento como para fadiga, através de simulações utilizando o software *Abaqus CAE* e código em *MatLab*.

### 5.1 CÁLCULO DO FATOR DE SEGURANÇA MÍNIMO

O valor da carga máxima admitida pelo material para seu correto funcionamento é dividido por um fator de segurança de projeto que se destina a contabilizar incertezas percebidas. Os níveis de tensões obtidos durante o projeto são, então comparados com este novo valor, devendo ser menor ou igual a ele.

É necessário ter bastante cuidado ao delimitar um fator de segurança para o projeto, já que um muito reduzido implica em uma probabilidade de falha maior, ao passo que um fator superdimensionado leva a dimensões, pesos e custos muito elevados. A metodologia aqui utilizada baseia-se na determinação separada de nove fatores de penalização ( $Np$ ). O cálculo do fator de segurança obedece às equações 5.1 e 5.2 (Collins, 2006).

$$FS = 1 + \frac{(10 + \sum_i Np_i)^2}{100} \text{ para } \sum_i Np_i > -6 \quad (5.1)$$

$$FS = 1,15 \text{ para } \sum_i Np_i \leq -6 \quad (5.2)$$

onde  $FS$  é o fator de segurança e  $(Np)_i$  é o fator de penalização referente ao  $i$ -ésimo critério de penalização, que varia de  $-3$  a  $3$ .

Os critérios de penalização considerados e seus respectivos valores no âmbito deste projeto:

- Conhecimento preciso do carregamento:  $(Np)_1 = 0$
- Cálculo preciso das tensões:  $(Np)_2 = 1$
- Conhecimento preciso da resistência do material:  $(Np)_3 = 1$
- Conhecimento preciso dos materiais a serem ensaiados:  $(Np)_4 = 2$
- Gravidade das consequências de falha:  $(Np)_5 = 1$
- Qualidade da mão de obra na fabricação:  $(Np)_6 = -2$
- Condição de Operação:  $(Np)_7 = -1$
- Qualidade inspeção/manutenção:  $(Np)_8 = 0$

- Capacidade Técnica Profissional:  $(Np)_9 = 0$

Desta forma tem-se que o fator de segurança mínimo para o projeto do dispositivo deverá ser **FS = 2,45**.

## 5.2 PARÂMETROS DE DIMENSIONAMENTO

Assim como na seção 4.1 alguns parâmetros do dimensionamento do dispositivo são pré-definidos, como material e carregamento. Além destes, será utilizado também o valor do raio da área de contato, proveniente da simulação realizada anteriormente. Os parâmetros iniciais são:

- **Material:** Aço AISI 1045;
- **Carga de Compressão:** até 10 kN;
- **Raio da área de contato ( $a$ ) para sapata esférica:** até 3 mm;
- **Comprimento do cilindro ( $l$ ) para sapata cilíndrica:** 15 mm;
- **Coefficiente de atrito dinâmico ( $\mu_d$ ) Aço-Alumínio :** 0,47.

A partir desses parâmetros foi possível calcular o torque transmitido ao corpo dispositivo, proveniente da força de atrito presente no contato entre a sapata e o CP, seu valor é dado pela equação 5.3, apresentada a seguir.

$$T_{fat} = 2d\mu_d P \quad (5.3)$$

onde  $T_{fat}$  é o torque devido a força de atrito,  $d$  o braço da força de atrito (igual a  $a$  para sapata esférica e  $l/2$  para a cilíndrica - como evidenciado pela Fig. 5.1),  $\mu_d$  o coeficiente de atrito dinâmico Aço-Alumínio e  $P$  a carga de compressão. Com a substituição dos valores apresentados, para ambas as sapatas, temos os resultados apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1: Torque devido a força de atrito para as sapatas apresentadas.

Torque da força de atrito ( $T_{fat}$ ) [Nmm]		
Carga Normal [N]	Sapata Esférica	Sapata Cilíndrica
2000	2820	14100
4000	7520	28200
6000	14100	42300
8000	18800	56400
10000	28200	70500



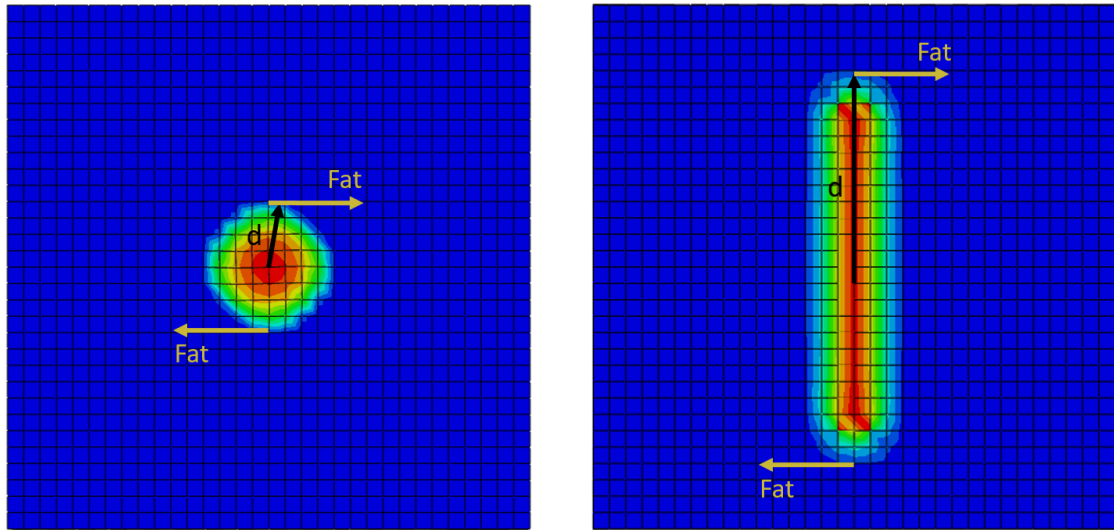


Figura 5.1: Braço da força de atrito.

### 5.3 MODELAGEM NUMÉRICA

Para o dimensionamento do dispositivo, também será utilizado o método de elementos finitos. O critério do dimensionamento é a obtenção de tensão que forneça um fator de segurança (FS) de escoamento igual ou superior a 2,45 para a utilização de ambas sapatas. Os fatores que influenciam diretamente no FS são os carregamentos aplicados, a geometria do dispositivo e o material proposto para fabricação.

O processo de criação é um processo iterativo, neste estudo a geometria foi sendo alterada após cada simulação, para um mesmo material, até que o valor de FS obtido fosse satisfatório. O material proposto para a fabricação do dispositivo foi o aço AISI 1045, por seu uso comum na engenharia e sua boa relação entre custo e propriedades mecânicas. Suas propriedades são apresentadas na tabela 5.2.

Tabela 5.2: Propriedades mecânicas do Aço AISI 1045 (Fonte: [www.matweb.com](http://www.matweb.com), visitado em 19/05/2017).

Propriedades	Aço AISI 1045
Módulo de Young, $E$ (GPa)	206
Massa específica, $\rho$ ( $\text{g}/\text{cm}^3$ )	7,85
Coefficiente de Poisson, $\nu$	0,29
Limite de escoamento, $\sigma_e$ (MPa)	530

De forma análoga ao executado na seção 4.2.1, a discretização foi realizada de forma iterativa. Após identificada a região com maiores níveis de tensão a malha foi refinada com elementos de 0,8 mm e no restante da peça foram utilizados elementos de 1,5 mm, como mostrado na Fig. 5.2.

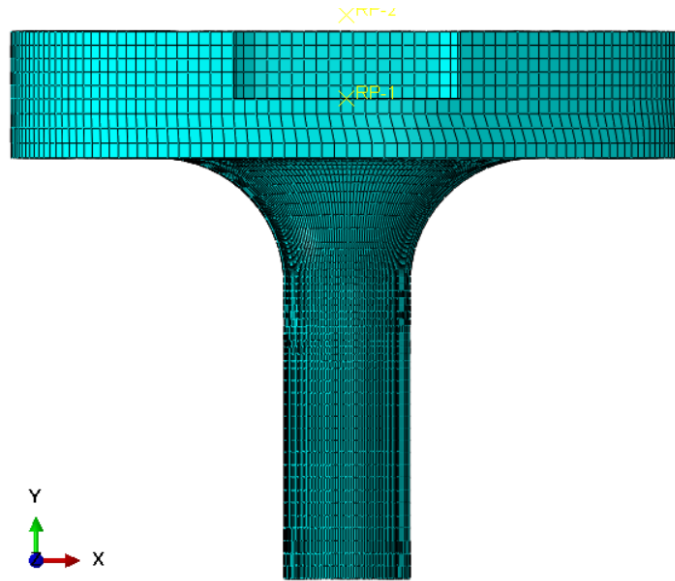


Figura 5.2: Malha utilizada na simulação do dispositivo.

Assim como na simulação apresentada anteriormente, optou-se por aplicar os carregamentos em pontos de referência ligados à superfície de atuação, que neste caso se trata da base do rasgo destinado ao CP e das paredes laterais deste rasgo, como mostrado na Fig. 5.3. A carga de compressão utilizada possui valor de 10 kN e será aplicada no ponto de referência 1 (RP1). O torque proveniente do atrito entre a sapata e o CP será transmitido para as paredes laterais, portanto, ele será aplicado ao ponto de referência 2 (RP2) com o valor correspondente ao mostrado na Tabela 5.1.

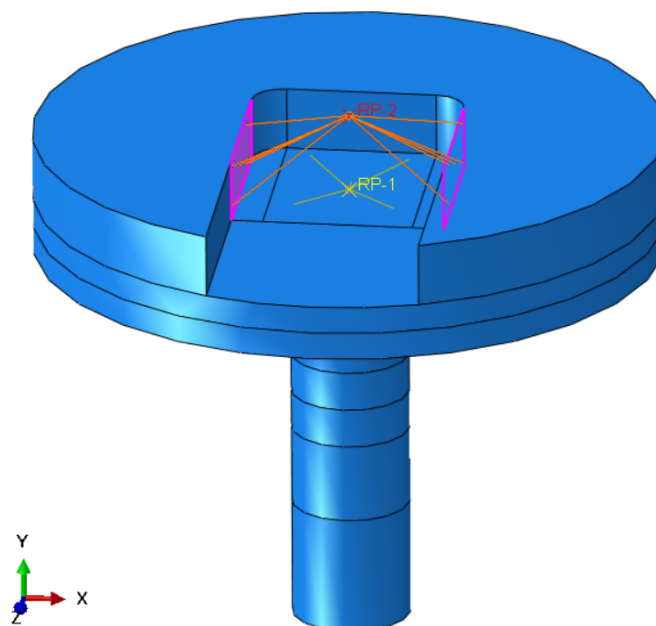


Figura 5.3: Ligação entre os pontos de referência e as superfícies do dispositivo.

As condições de contorno aplicadas sobre a base do dispositivo foram:

- Restrição de deslocamento no eixo Y e de rotação em torno dos eixos X e Z da face inferior da região acoplada à máquina de ensaios;
- Restrição de deslocamento nos eixos X e Z e de rotação em torno dos eixos X, Y e Z na superfície lateral em contato com o *Collet-Grip*.

Na Fig. 5.4, podem ser observadas as condições de contorno e os carregamentos aplicados:

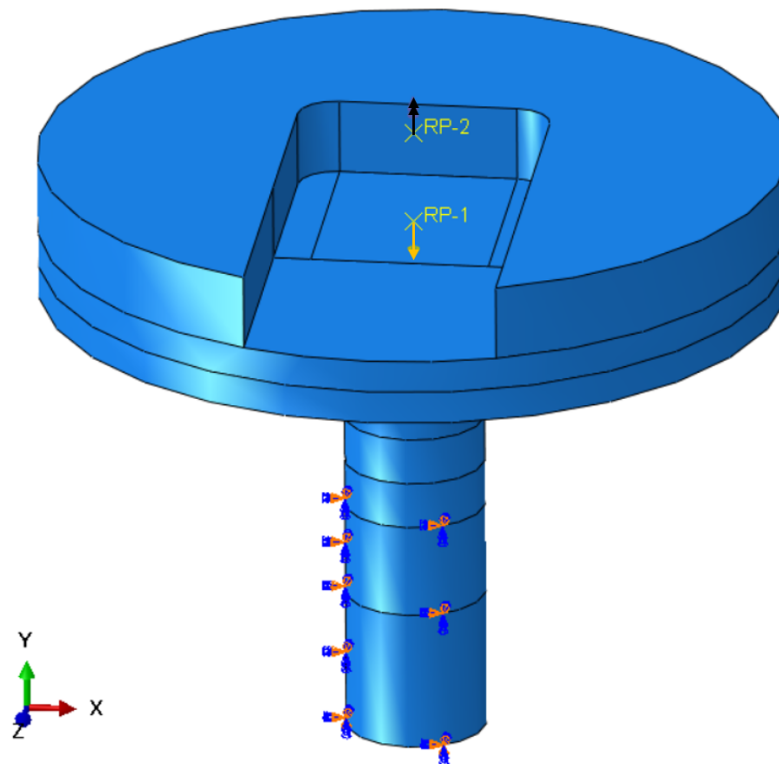


Figura 5.4: Condições de contorno e carregamentos aplicados ao dispositivo.

Os resultados provenientes da simulação são imagens da distribuição de tensão no dispositivo, os cálculos do fator de segurança estático ( $FS_{est}$ ), imagens das deformações sofridas pelo dispositivo e a análise de rigidez.

Todos os valores de tensão que serão apresentados neste capítulo estão dados em MPa. Nas Fig. 5.5 e 5.6 são apresentadas as distribuições de tensões de Mises para o carregamento de 10 kN, o maior carregamento considerado e, portanto, o que resulta nas maiores tensões, para o ensaio com uma sapata de ponta esférica e uma sapata de ponta cilíndrica, respectivamente.

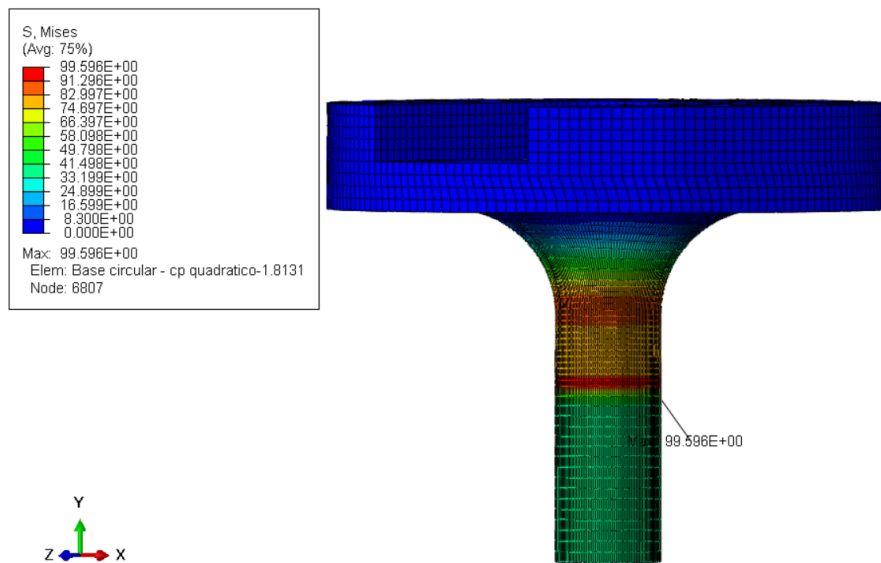


Figura 5.5: *Distribuição da tensão de Mises no dispositivo para um ensaio com sapata de ponta esférica.*

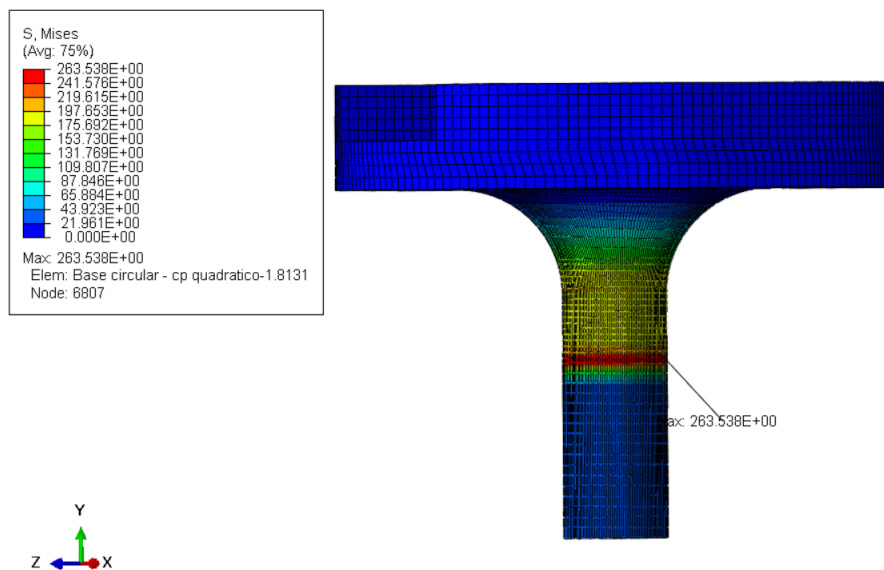


Figura 5.6: *Distribuição da tensão de Mises no dispositivo para um ensaio com sapata de ponta cilíndrica.*

Por fim, a simulação foi refeita para diferentes níveis de carregamento (2, 4, 6 e 8 kN) para ambas as pontas da sapata, a partir dos resultados o fator de segurança estático para cada nível de carregamento foi calculado (Tabela 5.3) e o gráfico mostrado na Fig. 5.7 foi montado.

Tabela 5.3: Fator de segurança ao escoamento para diferentes níveis de carregamento.

Carga normal [N]	Sapata Esférica		Sapata Cilíndrica	
	$\sigma_{mises}$ [MPa]	$FS_{escoamento}$	$\sigma_{mises}$ [MPa]	$FS_{escoamento}$
2000	14,5	36,6	52,7	10,1
4000	34,0	15,6	105,4	5,0
6000	51,0	10,4	158,1	3,4
8000	79,7	6,65	210,0	2,5
10000	99,6	5,32	263,5	2,0

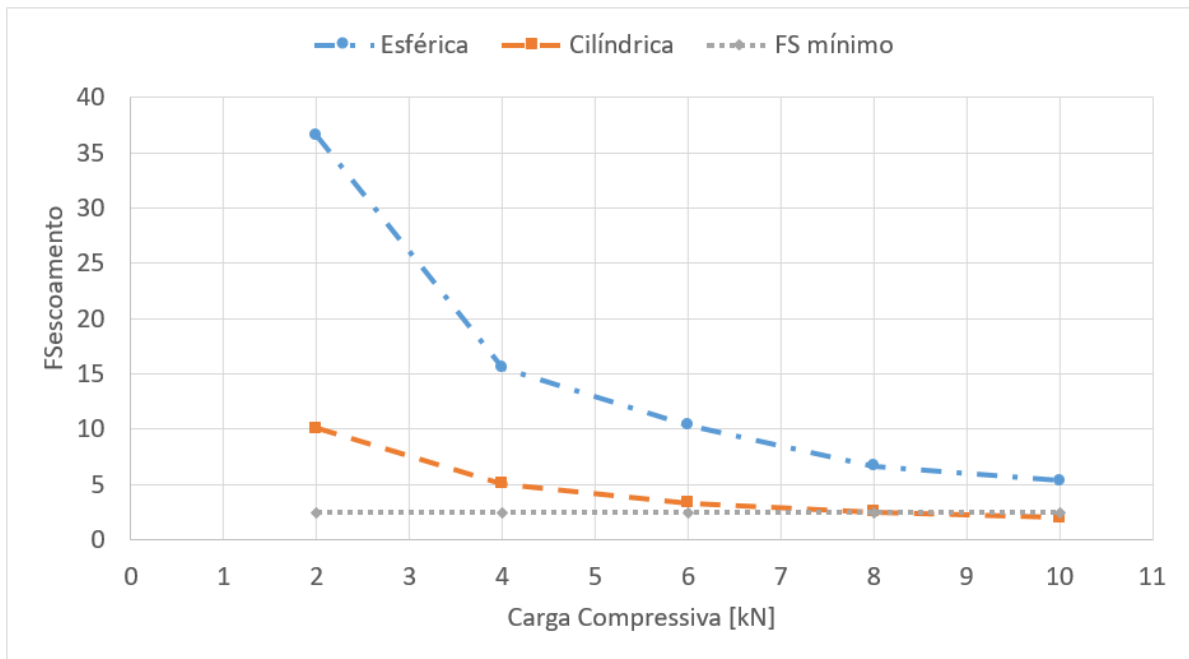


Figura 5.7: Comportamento do Fator de Segurança estático em função carga compressiva aplicada.

Para o carregamento de 10 kN e uma sapata de ponta cilíndrica, o fator de segurança é inferior ao mínimo estabelecido para o projeto, portanto para esta configuração recomenda-se utilizar um carregamento máximo de 8 kN.

## 5.4 ANÁLISE DE RIGIDEZ

Todos os corpos reais se deformam sob carregamento, seja elasticamente ou plasticamente. Um corpo pode ser suficientemente insensível à deformação que a suposição de corpo rígido não afete a análise o suficiente para garantir o tratamento não-rígido. (Shigley, 2015)

A simulação realizada oferece também resultados acerca da deformação do corpo em todas as direções, fazendo uma mudança do sistema de coordenadas cartesianas para cilíndricas é possível obter as deformações geradas no corpo do dispositivo devido ao esforço de torção e compressão. A Fig. 5.8 a seguir apresenta os resultados obtidos para a deformação do corpo do dispositivo para o uso da sapata de ponta cilíndrica e carregamento de 10 kN.

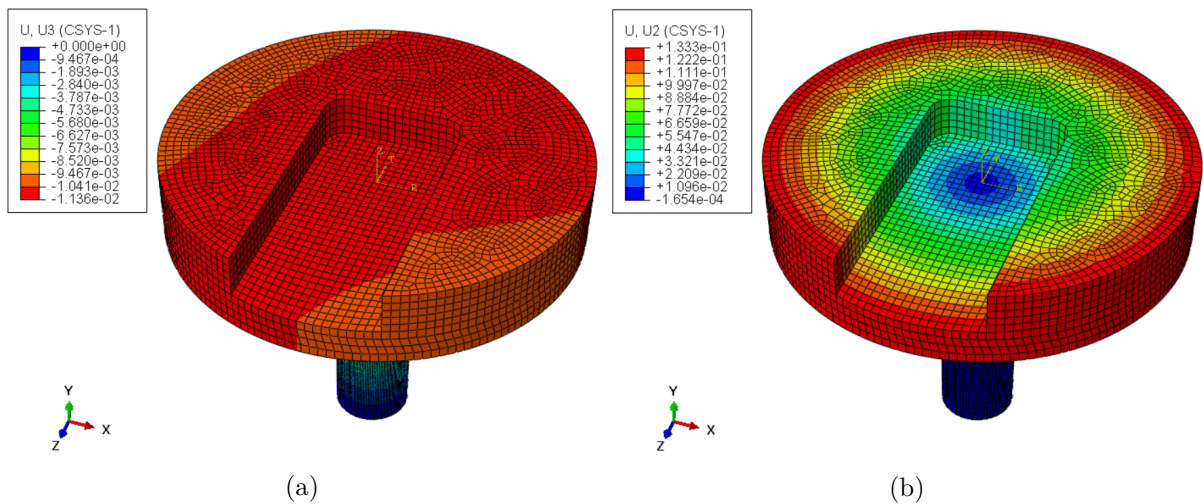


Figura 5.8: Deformação dada em mm na direção Y (a) e em torno de Y (b).

A partir dos resultados apresentados tem-se que a deformação máxima foi de 0,13 mm em torno do eixo Y, devido ao carregamento torsional. Sendo assim, por ser uma deformação pequena em comparação com as dimensões do corpo (cerca de 0,16 %), pode-se afirmar que se trata de um corpo rígido.

## 5.5 ANÁLISE DE FADIGA

Na simulação realizada anteriormente, o torque gerado pelo atrito foi considerado um carregamento estático, entretanto, na realidade, este carregamento será cíclico e uma análise de resistência à fadiga é necessária. Essa análise foi realizada utilizando o método SWT, através de uma sub-rotina em *MatLab*, apresentada no APÊNDICE III - *MATLAB* MÉTODO SWT.

As entradas do programa são o tensor de tensões para cada elemento nodal dados em duas situações, o carregamento médio, proveniente da carga compressiva aplicada, e o carregamento alternado que advém do torque gerado pelo atrito, ambos obtidos na análise estática. De forma geral, a sub-rotina recebe os dados da simulação estática, os converte para o caso dinâmico e calcula a tensão de fadiga aplicando o método SWT pela equação 2.21.

As saídas do programa são os valores de tensão à fadiga para todos os nós, identificando seu valor máximo e sua localização. Esse valor deve ser comparado ao limite de resistência à fadiga do material ( $\sigma'_{max}$ ). Segundo SÁ & FERREIRA (2005), para o aço AISI 1045,  $\sigma'_{max} \approx 320$  MPa.

A análise foi realizada para os dois casos mais críticos no carregamento estático, um ensaio utilizando uma sapata de ponta cilíndrica, e com carregamentos de 10 kN e 8 kN. Os resultados obtidos estão apresentados na Tabela 5.4.

Tabela 5.4: Tensão máxima à fadiga SWT e Fator de segurança à fadiga.

Carga Normal	SWT	$FS_{fadiga}$
8 kN	104,4	3,1
10 kN	135,8	2,4

Como pode ser observado, o fator de segurança ao escoamento foi inferior ao fator de segurança à fadiga, portanto a análise estática será a determinante para o projeto. Isso ocorre porque a tensão média no dispositivo é uma tensão compressiva que tende a fechar as trincas abertas pelo processo de fadiga, diminuindo sua capacidade de propagação.

## 6 FABRICAÇÃO E ENSAIO DE VERIFICAÇÃO

Nesta seção serão apresentados os procedimentos de fabricação e ensaio do primeiro protótipo fabricado. Serão apresentadas também algumas mudanças que foram identificadas como necessárias para melhorar o desempenho do dispositivo durante o ensaio.

Uma vez que o dimensionamento foi concluído, foram feitos desenhos técnicos de fabricação (APÊNDICE V - DESENHOS TÉCNICOS) e um orçamento para usinagem em máquina por controle numérico computadorizado (CNC) com a empresa Veloztech, apresentado no APÊNDICE II - ORÇAMENTO. A Fig. 6.1 mostra o maquinário utilizado para usinagem.



Figura 6.1: *Fabricação do dispositivo em máquina CNC.*

Por utilizar comandos numéricos, as máquinas CNC conseguem garantir uma precisão rigorosa das dimensões das peças usinadas, além de confeccionarem com relativa facilidade geometrias mais complexas. Essas características as tornam ideais para fabricação do dispositivo projetado. Na Fig. 6.2 é mostrado o resultado do processo de usinagem.



Figura 6.2: *Dispositivo usinado.*



O simples contato do aço com a umidade e o oxigênio presentes no ar é suficiente para provocar a oxidação do material, por isso, após a usinagem, foi aplicado sobre a peça uma camada de tinta anti-oxidante. Foi identificado também que seria melhor substituir as partes de borracha que forram a região de acomodação do CP por uma única unidade de filme adesivo que se acomoda por toda a zona de contato. A Fig. 6.3 mostra como ficou a parte interna e externa do dispositivo.

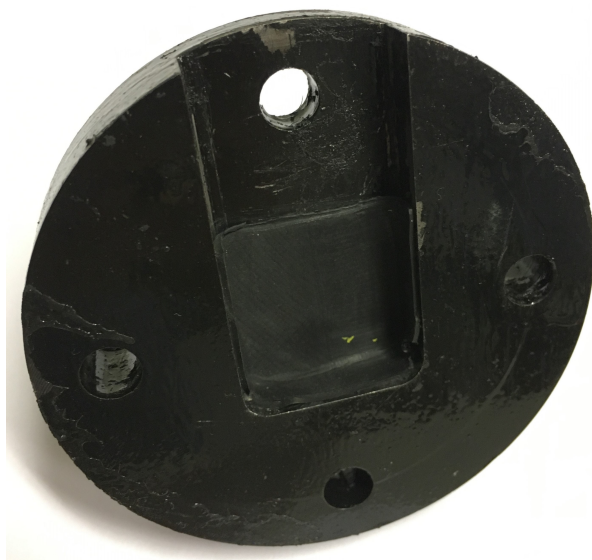


Figura 6.3: *Dispositivo pintado e com o filme adesivo de borracha aplicado*

Para o ensaio de verificação, foram fabricados uma sapata com ponta esférica de raio 7,5 mm e um CP, ambos feitos de alumínio 7050. A Fig. 6.4 mostra a sapata e o CP já montado no dispositivo durante a preparação do ensaio.

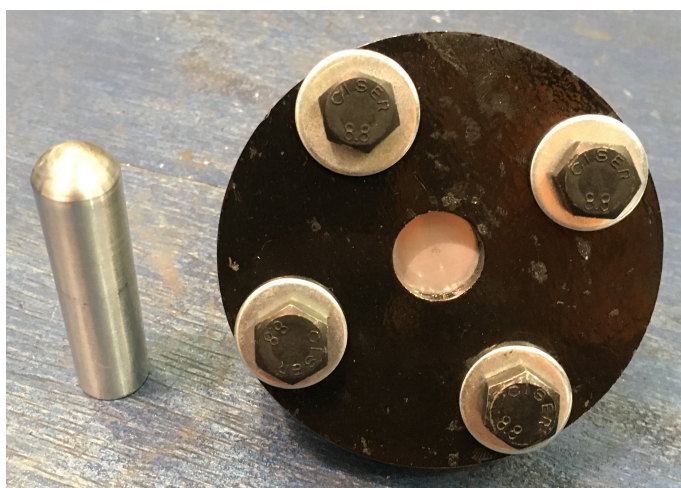
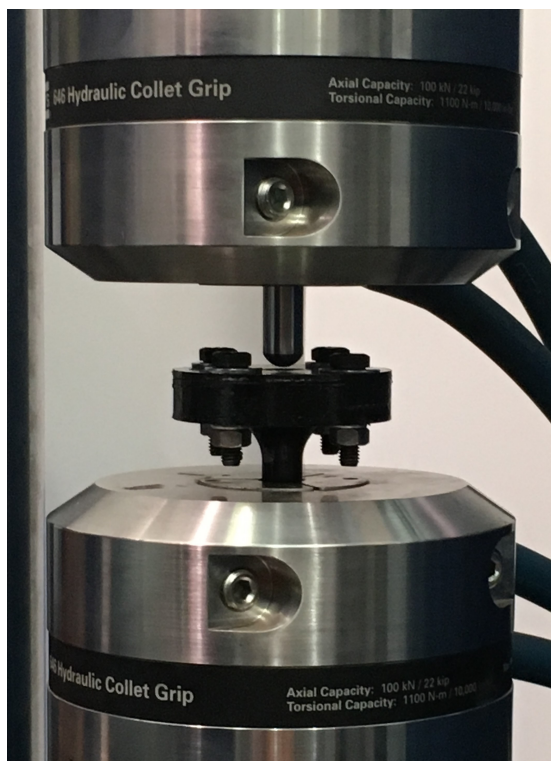
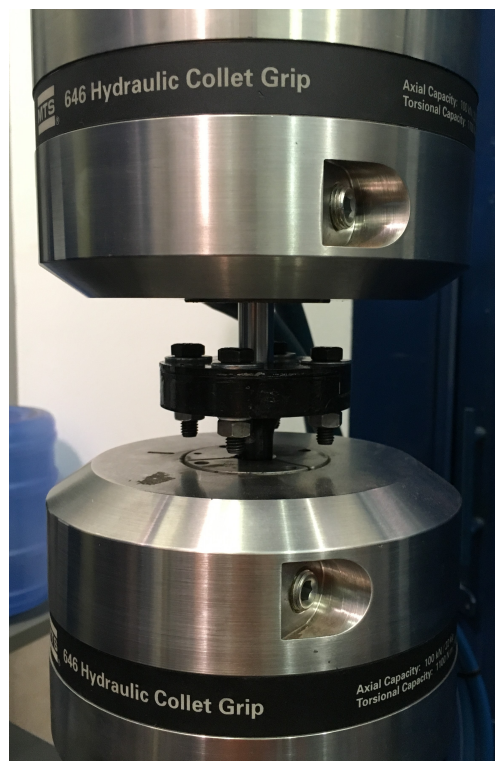


Figura 6.4: *Sapata em Al 7050 e dispositivo durante preparação do ensaio de verificação.*

A preparação do ensaio consistiu na configuração da MTS e instalação da sapata e do dispositivo nos *Collet-Grip*. A máquina foi programada para executar um deslocamento prescrito de 1 mm a partir da posição em que o contato é identificado (carga axial diferente de zero), uma frequência de rotação de 0,2 Hz e 1000 ciclos. A Fig. 6.5b mostra o processo de montagem e uma foto do ensaio em andamento.



(a) *Montagem do ensaio.*



(b) *Realização do ensaio.*

Figura 6.5: *Montagem (a) e realização (b) do ensaio de desgaste na MTS 809.*

Nas Fig. 6.6 e 6.7 pode-se observar os resultados obtidos na amostra após os 1000 ciclos. Obteve-se um desgaste bastante aparente e não foi observado nenhum sinal de deformação no corpo do dispositivo.

Posteriormente, uma análise da calota formada pelo desgaste foi realizada utilizando um microscópio de escaneamento por laser. O relatório gerado pelo dispositivo de análise pode ser visto no APÊNDICE IV - ANÁLISE DA AMOSTRA ENSAIADA.

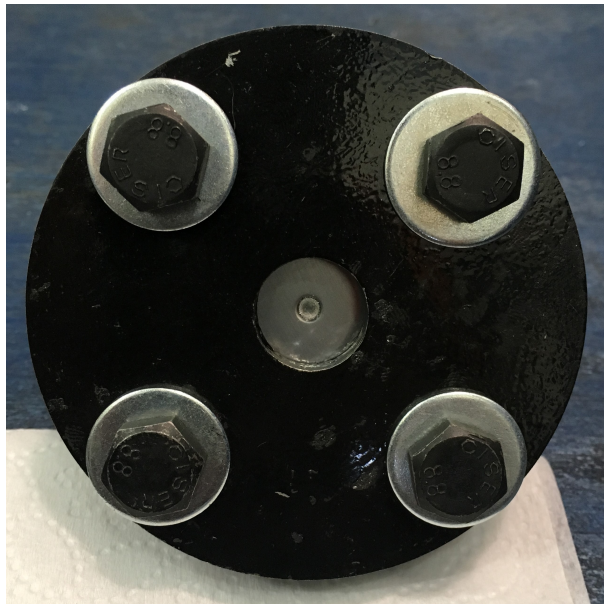


Figura 6.6: *Desgaste presente no CP após conclusão do ensaio.*

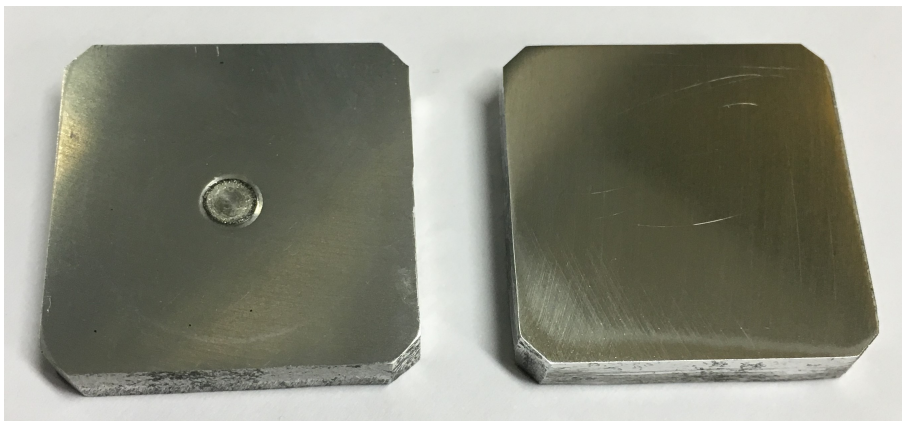


Figura 6.7: *Comparação do desgaste presente no CP.*

Durante a preparação do ensaio verificou-se a necessidade de realizar algumas mudanças em relação ao projeto original, elas foram:

- Substituição dos dois elementos de borracha da região de acomodação do CP por uma única unidade de filme de borracha a fim de facilitar a montagem e evitar deslizamentos indesejáveis entre elementos elastoméricos;
- Utilização de arruelas entre os parafusos e a tampa para garantir o aperto sem danificar a tinta anti-oxidante aplicada;
- Utilização de arruelas de pressão entre as porcas e o dispositivo a fim de prevenir um afrouxamento das porcas devido à vibração gerada durante ensaio.

## 7 CONCLUSÕES

O presente trabalho, apresenta o projeto de um dispositivo de adaptação para a realização de ensaios de desgaste na máquina de tração-torção MTS 809. A partir destes ensaios é possível determinar parâmetros como: coeficiente de atrito, coeficiente de desgaste e volume de material removido devido aos esforços de contato entre diferentes materiais.

Para o dimensionamento deste dispositivo, inicialmente foram feitas análises do contato a ser ensaiado, a partir delas obteve-se parâmetros importantes como nível de tensões experimentado no ensaio e raio da área de contato entre os espécimens. Foram realizadas simulações com carregamentos de até 10 kN de compressão para sapatas com ponta esférica e cilíndrica feitas de aço AISI 1020, e corpo de prova quadrado de alumínio 2024 T3. Para estes materiais foi observada falha por fratura na ponta da sapata no carregamento de 10 kN.

Para o dispositivo, foi observado que o critério de falha mais significativo é o estático. Para a sapata de ponta cilíndrica, situação mais crítica, o fator de segurança mínimo de projeto ( $FS = 2,45$ ) foi obtido quando aplicada uma carga compressiva de 8 kN e torque de 56,4 Nm, utilizando-se o aço AISI 1045 como matéria-prima para a confecção do dispositivo.

Uma vez que o dispositivo foi dimensionado e os desenhos técnicos de fabricação confeccionados, levantou-se um orçamento na empresa *Veloztech* para sua fabricação. O valor repassado foi de R\$ 700,00, adicionando os elementos não-fabricados obteve-se um montante de R\$ 715,10. A análise orçamentária completa pode ser vista no APÊNDICE II - ORÇAMENTO.

A fabricação foi realizada em aço AISI 1045, seguindo as especificações de projeto, através de uma máquina CNC. Prezando pela conservação do dispositivo foi aplicada uma camada de tinta anti-oxidante nos componentes fabricados. Visando minimizar os riscos de deslocamento do CP, foi realizada a substituição das partes de borracha por uma única unidade de filme adesivo de borracha.

A partir do teste de verificação realizado constatou-se que o protótipo se comportou como esperado, segundo as simulações realizadas, e um desgaste evidente pôde ser observado no CP ao fim do teste.

Para trabalhos futuros, recomenda-se primeiramente uma análise mais elaborada da calota de desgaste presente no CP e a sua comparação com a calota formada na sapata. Posteriormente, realizar testes práticos para avaliar as influências dos componentes de borracha sobre o ensaio, como a possível movimentação indesejada do CP devido à deformação desses materiais. Recomenda-se também rever o material utilizado para a fabricação do dispositivo, realizando novas simulações e analisando materiais com melhores propriedades mecânicas, como titânio revestido de tungstênio ou DLC (*Diamond Like Carbon*).

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abaqus 6.14, 2014. Benchmarks Manual, Dassault Systèmes.

Anton Paar, **Friction Wear and Lubrication Unique Portfolio**, 2016.

Budynas, R., Nisbett, J., **Shigley's Mechanical Engineering Design**, 10<sup>a</sup> edição, 2015.

Cailletaud, G.; Basseville, S.; Yastrebov, V.A., **Contact mechanics I: basics**, WEMESURF short course on contact mechanics and tribology, Paris, France, 21-24 Junho 2010.

Collins, J., **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas**, 4<sup>a</sup> edição, 2006.

Doca, T., F.M. Andrade Pires, **Analysis of a cylinder-to-flat contact problem at finite elasto-plastic strains**, 2014.

Doca, T., **Numerical analysis of mooring connectors under fretting effects**, 2016.

Doca, T., **PRODEM Seminar on Computational Contact Mechanics**, 2010.

Dowling N., **Mean Stress Effects in Stress-Life and Strain-Life Fatigue**, 2004.

Hertz, H. R., **Ueber die Beruehrung elastischer Koerper**, 1882.

<http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm>, visualizado em 19/05/2017

<http://hidracil.com.br>, visualizado em 02/06/2017

<https://www.mts.com/en/products/producttype/test-systems/load-frames-multiaxial/axial-torsional/high-force/index.htm> - MTS - High-Force Axial / Torsional Test Systems, visualizado em 11/09/2016.

<http://www.rigzone.com/training> - How Mooring System Work, visualizado em 20/10/2016.

<http://www.veloztech.com/index.php>, visualizado em 02/06/2017

Johnson, K. L., **Contact Mechanics**, 2003.

Morais, J. M., **Petróleo em Águas Profundas - Uma história tecnológica da PETROBRAS na exploração e produção Offshore**, Brasília, Brasil, 2013.

Muniz, N. L., **Estudo de Desgaste de Componentes de Sistemas de Amarração de Plataformas Offshore**, Brasília, Brasil, Junho de 2016.

**Petrobras Mooring Concept "Pre-Salt"** – Internal Report, December, 2014.

Phoenix Tribology Ltd., **VCA-RR Voice Coil Actuator Reciprocating Catalog**, 2013

Phoenix Tribology Ltd., **TE 77 Hight Frequency Friction Machine Catalog**, 2013

PLINT, G., **Choice of Test Machines**, 2003.

Socie, D., Marquis, G., **Multiaxial Fatigue**, 1997.

Zegatti, M., Doca, T., **Estudo numérico e analítico de problemas de contato hertziano**, 2016.

## 8 APÊNDICE I - CONCEITOS INICIAIS

As soluções iniciais foram divididas em 5 sistemas diferentes apresentados a seguir. Todos os sistemas possuem um acoplamento igual, sendo feito através da garra da máquina MTS 809, que suporta corpos circulares de diâmetro nominal igual à 15 mm.

- Sistema 1 (Fig. 8.1): Funcional apenas com corpos de prova circulares, cujo encaixe é feito verticalmente. O CP é travado por parafusos laterais tipo borboleta que assegurarão seu correto posicionamento dentro do dispositivo.

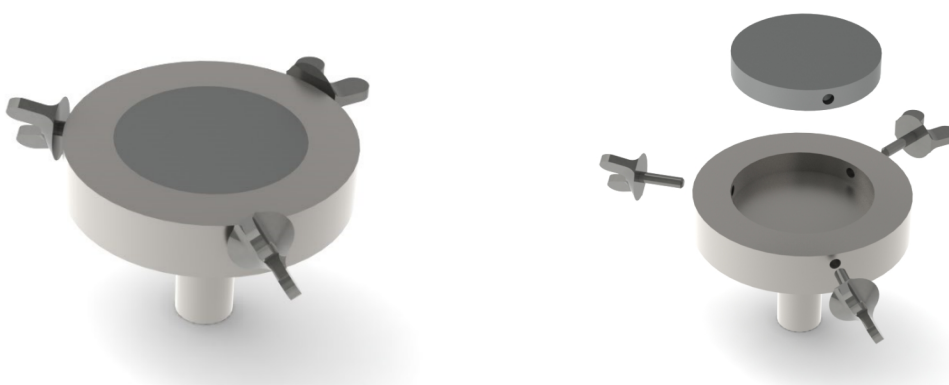


Figura 8.1: *Sistema 1 - vista da montagem e vista explodida.*

- Sistema 2 (Fig. 8.2): Funcional apenas com corpos de prova circulares, cujo encaixe é feito verticalmente. O CP é travado por parafusos laterais tipo borboleta que assegurarão seu correto posicionamento dentro do dispositivo. Adicionalmente, uma tampa foi posicionada sobre o dispositivo a fim de limitar inclinações indesejáveis do CP em relação ao plano do dispositivo.

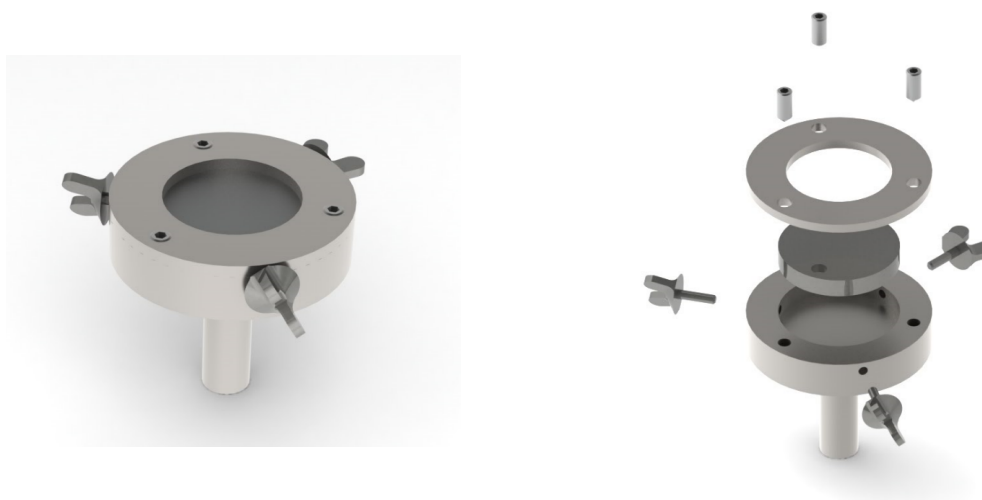


Figura 8.2: *Sistema 2 - vista da montagem e vista explodida.*

- Sistema 3 (Fig. 8.3): Funcional apenas com corpos de prova quadráticos/retangulares, cujo encaixe é feito horizontalmente. Devido ao formato do CP, um travamento/posicionamento adicional não é necessário. Aqui também foi utilizada uma tampa sobre o dispositivo a fim de limitar inclinações indesejáveis do CP em relação ao plano do dispositivo. Uma peça adicional, chamada de trava, seria necessária para fixar corretamente o CP, essa peça seria fixada através de um pino. Para retirada facilitada do CP, um furo na face posterior do dispositivo foi feito, por ele o CP pode ser empurrado para fora sem que exista um contato com a área de teste.

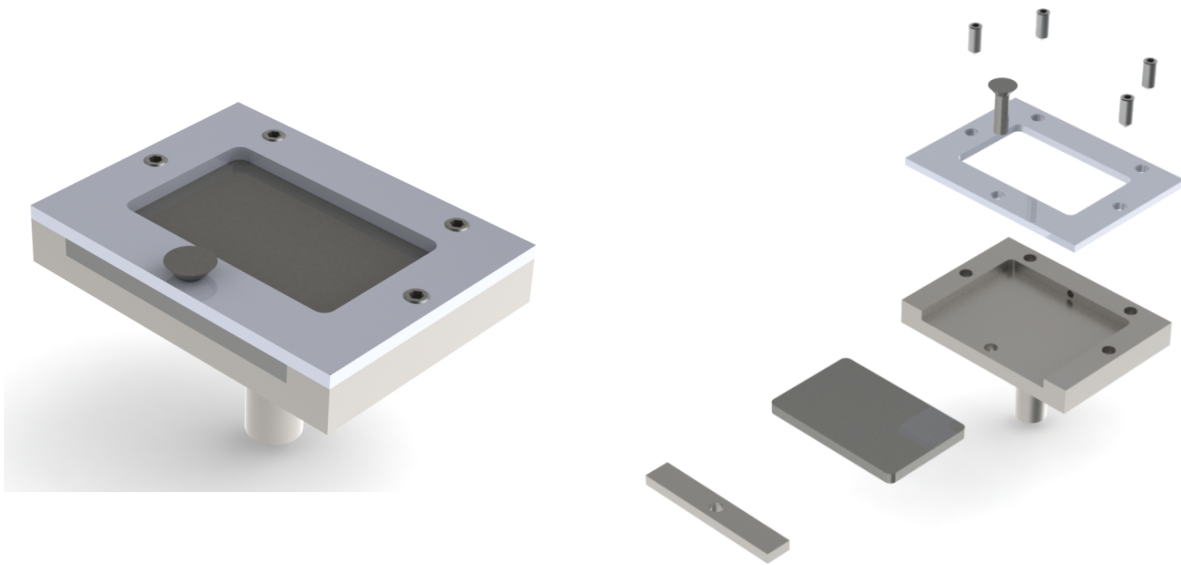


Figura 8.3: *Sistema 3 - vista da montagem e vista explodida.*

- Sistema 4 (Fig. 8.4): Funcional com ambos os formatos de corpos de prova (quadráticos ou circulares), cujo encaixe é feito horizontalmente, o entalhe no dispositivo é feito de forma a possibilitar o encaixe duplo. Um anel de borracha foi adicionado à tampa que exercerá uma pré-carga sobre o CP, dessa forma, além da limitação do movimento de inclinação do CP, possíveis trepidações também seriam evitadas. A borracha também possui o papel de aumentar o atrito entre o CP e o dispositivo, o que pode possibilitar o travamento do CP circular sem a utilização de algum acessório adicional. A tampa foi modificada de forma que a trava não é mais necessária. O furo para retirada do CP também foi utilizado.

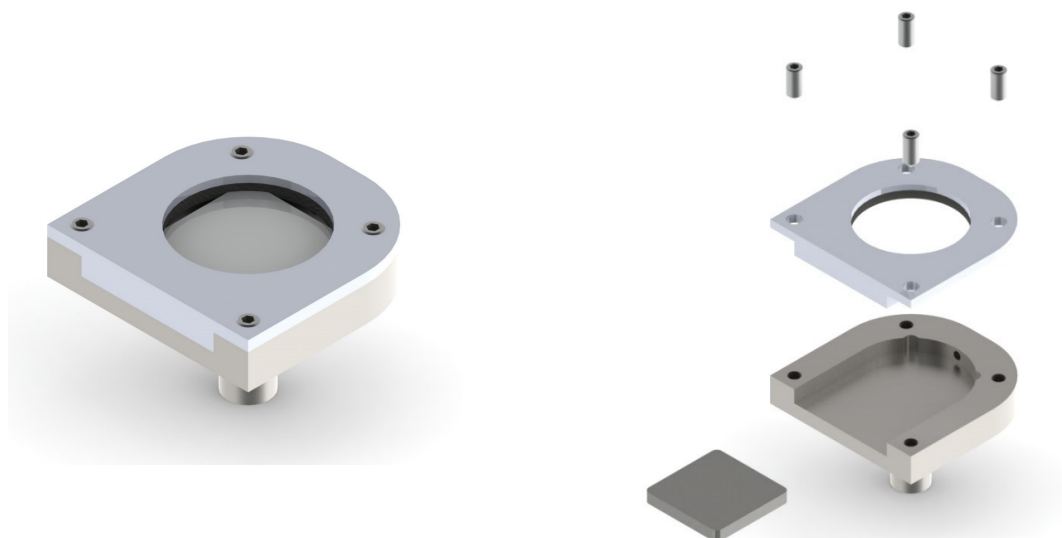


Figura 8.4: *Sistema 4 - vista da montagem e vista explodida.*

- Sistema 5 (Fig. 8.5): Funcional com ambos os formatos de corpos de prova (quadráticos ou circulares), cujo encaixe é feito horizontalmente, o entalhe no dispositivo é feito de forma que um CP circular se encaixa inscrito no corte quadrático. O anel de borracha também foi utilizado e a tampa possui formato semelhante ao do sistema 4. O furo para retirada do CP também foi utilizado.

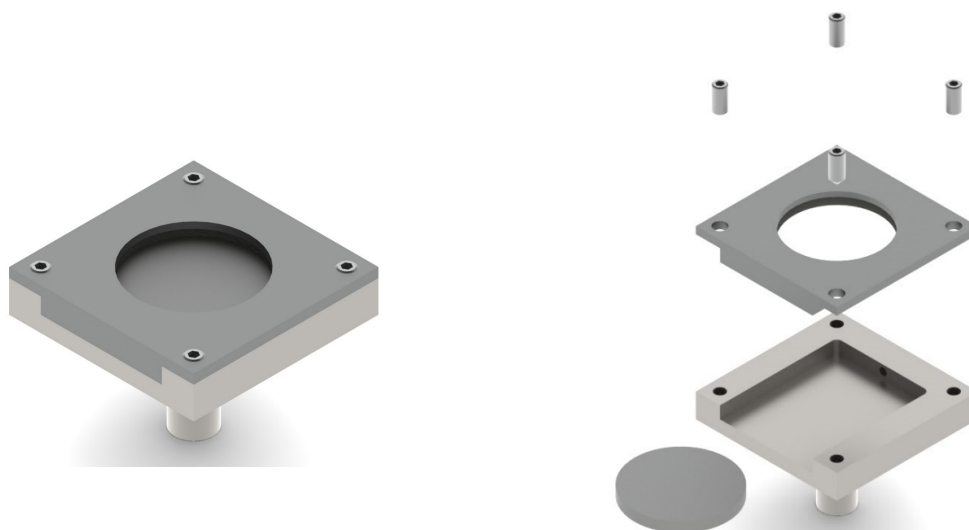


Figura 8.5: *Sistema 5 - vista da montagem e vista explodida.*



## 9 APÊNDICE II - ORÇAMENTO

A análise orçamentária foi feita na empresa *Veloztech - Engenharia de Competição*, o valor obtido inclui a aquisição do material e a fabricação do dispositivo em máquina de usinagem por controle numérico (CNC).

Os componentes não fabricados, como porcas e parafusos, foram orçados na ferragista *Ferragens Pontual*, o O-ring Parker foi orçado na distribuidora de produtos parker da região centro-oeste *Hidracil - Componentes Hidráulicos*. Os valores finais foram organizados na Tabela 9.1 a seguir:

Tabela 9.1: Análise orçamentária para fabricação do dispositivo projetado.

Componente	Valor unitário (R\$)	Quantidade	Valor total (R\$)
Base + Tampa do dispositivo usinados em CNC	700,00	1	700,00
Parafusos sextavados M8	0,35	4	1,40
Porcas sextavadas M8	0,25	4	1,00
Contra-porcas sextavadas M8	0,25	4	1,00
O-ring Parker 2-018 shore 90	0,70	1	0,70
1 m de Filme de borracha	10,00	1	10,00
Tinta anti-oxidante	—	1	—
<b>Valor total de fabricação</b>			<b>715,10</b>

Os contatos com as empresas podem ser encontrados em seus sites, citados nas referências deste documento.

## 10 APÊNDICE III - *MATLAB* MÉTODO SWT

```
1 clear all
2 clc
3 %Funcao criterio de fadiga baseado em plano critico de SWT - WALKER.
4
5 %Input:
6 %Mat_dados_abaqus (arquivo.txt)
7 %gama - Coeficiente da equacao de Walker
8 %Tens_med - Tensao media aplicada (caso uniaxial)
9 %Amp_a - Amplitude da tensao alternada aplicada (caso uniaxial)
10 %freq - Frequencia
11 %num_div_temp
12 %Num_div - Numero de divisoes de theta e phi "refinamento da malha"%
13
14 %Output:
15 %max_valores_SWT_num_nos_ord
16 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
17
18 Mat_dados_abaqus=dlmread('file path');
19
20 Mat_tensoes_abaqus=Mat_dados_abaqus(:,2:7);%ordem das colunas,
21 %S11-S22-S33-S12-S13-S23
22 %desconsidera as duas primeiras linhas dos dados gerados pelo abaqus,
23 %ficando somente as componentes do tensor de cauchy
24 Size_Mat_tensoes_abaqus=size(Mat_tensoes_abaqus);
25
26 gama=0.5; %coeficiente da equacao de Walker
27
28 % Tens_med - tensao media aplicada (caso uniaxial)
29 % Amp_a - Amplitude da tensao alternada aplicada (caso uniaxial)
30
31 Mat_tensao_media_ant = dlmread('file path'); %tensor tensao medias
32 %ordem das colunas, S11 - S22 - S33 - S12 - S13 - S23
33 %(essa relacao pode ser estabelecida porque a simulacao e elastica)
34 Mat_tensao_media=Mat_tensao_media_ant(:,2:7);
35 %Mat_tensao_media=repmat(Tensor_tensao_media,
36 %[Size_Mat_tensoes_abaqus(1,1)1]);
37
38 freq=1; %frequencia em Hz
39 w= freq*2*pi;%transformando frequencia em Hz para rad/s
40 periodo=1/freq;
41 num_div_temp=5;%numero de divisoes do periodo
42 %(refinamento da malha em relacao ao tempo)
43 t=linspace(0,periodo,num_div_temp);
44
45 %funcao de variacao dos elementos dos tensores no tempo
46 Funcao_s11=sin(w*t);
47 Funcao_s22=sin(w*t);
```

```

48 Funcao_s33=sin(w*t);
49 Funcao_s12=sin(w*t);
50 Funcao_s13=sin(w*t);
51 Funcao_s23=sin(w*t);
52
53 Funcao_mat={Funcao_s11,Funcao_s22,Funcao_s33,Funcao_s12,Funcao_s13,...
54     Funcao_s23};
55
56 Tensor_tensao_var_temp=cell(num_div_temp,1);
57
58 for k=1:num_div_temp
59     for g=1:6
60         Tensor_tensao_var_temp_anterior{k}{g}=(Funcao_mat{1,g}(1,k).*...
61             Mat_tensoes_abacus(:,g));
62         Tensor_tensao_var_temp_1{k}=(cell2mat...
63             (Tensor_tensao_var_temp_anterior{1,k}));
64     end
65 end
66
67 for zzz=1:num_div_temp
68     Tensor_tensao_var_temp{zzz,1}=Tensor_tensao_var_temp_1{zzz}+...
69         Mat_tensao_media;
70 end
71
72 Num_div=10;    %numero de divisoes de theta e phi "refinamento da malha"
73
74 theta=linspace(0,pi,Num_div);
75 phi=linspace(0,pi,Num_div);
76 mat_theta=((theta).')*(ones(Num_div,1)).';
77 mat_phi=(ones(Num_div,1))*(phi);
78
79 mat_theta_graus=((mat_theta*360)/(2*pi));
80 mat_phi_graus=((mat_phi*360)/(2*pi));
81
82 seno_theta=sin(theta);
83 seno_phi=sin(phi);
84 cos_phi=cos(phi);
85 cos_theta=cos(theta);
86
87 %fora do loop
88
89 mat_nz=((cos_theta).')*(ones(Num_div,1)).';
90
91 mat_ax=ones(Num_div,1)*(-seno_phi);
92 mat_ay=ones(Num_div,1)*cos_phi;
93 mat_az=zeros(Num_div,Num_div);
94
95 mat_bz=((seno_theta).')*(ones(Num_div,1)).';
96
97 for i=1:Num_div
98     mat_nx(i,:)=(seno_theta(1,i)).*cos(phi);

```

```

99     mat_ny(i,:)=(seno_theta(1,i)).*sin(phi);
100
101     mat_bx(i,:)=(-cos_theta(1,i)).*cos(phi);
102     mat_by(i,:)=(-cos_theta(1,i)).*sin(phi);
103 end
104
105 for m=1:num_div_temp
106     for n=1:Size_Mat_tensoes_abaqus(1,1)
107         mat_tx{m}{n}=( Tensor_tensao_var_temp{m,1}(n,1)*mat_nx)+...
108             (Tensor_tensao_var_temp{m,1}(n,4)*mat_ny)+...
109             (Tensor_tensao_var_temp{m,1}(n,5)*mat_nz));
110         %primeiras celulas indicam o instante de tempo,segunda celulas
111         %indicam a linha do tensor tensao(arquivo abaqus), a matriz indica
112         %o valor de tx para cada combinacao de phi e theta
113         mat_ty{m}{n}=( Tensor_tensao_var_temp{m,1}(n,4)*mat_nx)+...
114             (Tensor_tensao_var_temp{m,1}(n,2)*mat_ny)+...
115             (Tensor_tensao_var_temp{m,1}(n,6)*mat_nz));
116
117         mat_tz{m}{n}=( Tensor_tensao_var_temp{m,1}(n,5)*mat_nx)+...
118             (Tensor_tensao_var_temp{m,1}(n,6)*mat_ny)+...
119             (Tensor_tensao_var_temp{m,1}(n,3)*mat_nz));
120
121         mat_tensao_normal{n}{m}=(mat_tx{1,m}{1,n}.*mat_nx)+...
122             (mat_ty{1,m}{1,n}.*mat_ny)+(mat_tz{1,m}{1,n}.*mat_nz);
123         %primeiras celulas indicam a linha do tensor tensao
124         %(arquivo abaqus),segunda celulas indicam o instante de tempo,
125         %a matriz indica o valor da tensao normal para cada combinacao de
126         %phi e theta
127     end
128 end
129
130 for xa=1:Size_Mat_tensoes_abaqus(1,1)
131     mat_tensao_normal_junta{xa}=cell2mat(mat_tensao_normal{1,xa});
132     mat_tensao_normal_junta_reshape{xa}=reshape...
133         (mat_tensao_normal_junta{xa},Num_div,Num_div,[]);
134     maximos_valores_tensao_normal{xa}=max...
135         (mat_tensao_normal_junta_reshape{1,xa},[],3);
136     %maximos_valores_tensao_normal ao longo do tempo
137     minimos_valores_tensao_normal{xa}=min...
138         (mat_tensao_normal_junta_reshape{1,xa},[],3);
139
140     tensao_normal_amplitude{xa}=(maximos_valores_tensao_normal{xa}-...
141         minimos_valores_tensao_normal{xa})/2;
142     %lembrando que sigma_n,max=sigma_n,m+sigma_n,a   sigma_n,
143     %max=tensao_normal_maxima   sigma_n,m=tensao_normal_media
144     %sigma_n,a=tensao_normal_amplitude
145     tensao_normal_media{xa}=(maximos_valores_tensao_normal{xa}+...
146         minimos_valores_tensao_normal{xa})/2;
147     tensao_normal_maxima{xa}=tensao_normal_amplitude{xa}+...
148         tensao_normal_media{xa};
149

```

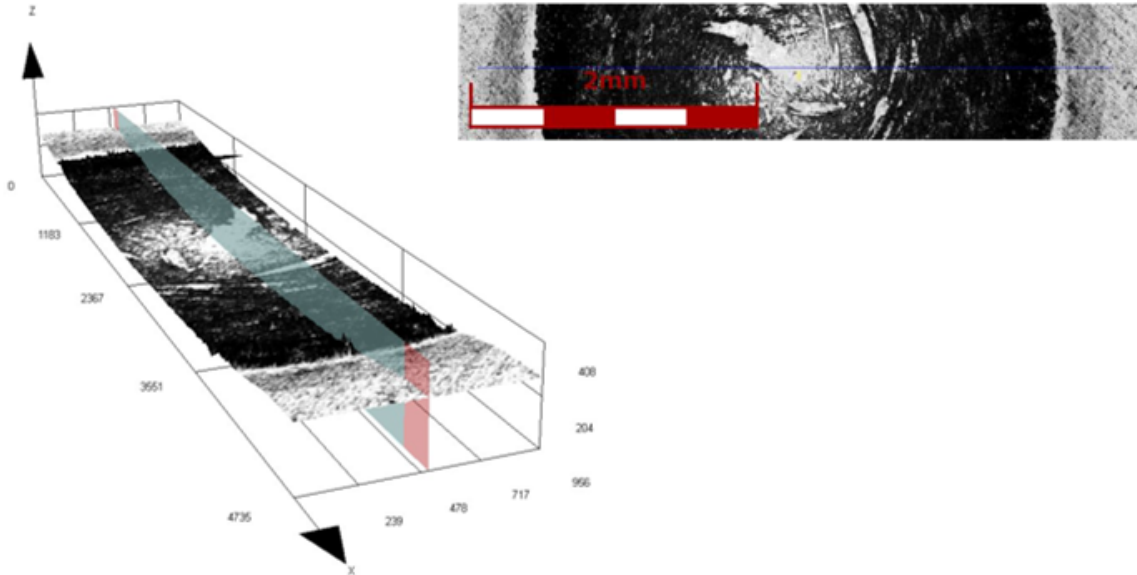
```

150     valores_SWT{xa}=real(((tensao_normal_amplitude{xa}).^(gama)).*...
151         (tensao_normal_maxima{xa}.^(1-gama)));
152     %Critério de walker
153     max_valores_SWT{xa}=(max(max(valores_SWT{xa})));
154     %Maximos valores de cada tensor utilizando walker
155 end
156
157 max_valores_SWT_mat= cell2mat(max_valores_SWT);
158
159 max_valores_SWT_tranp=max_valores_SWT_mat';
160 max_valores_SWT_num_nos=[Mat_dados_abagus(:,1) max_valores_SWT_tranp(:,1)];
161
162 %Matriz 'max_valores_SWT_num_nos_ord'
163 % 1 - Coluna-Numero do no
164 % 2 - Coluna-Valor SWT X
165
166 max_valores_SWT_num_nos_ord=sortrows(max_valores_SWT_num_nos, -2);

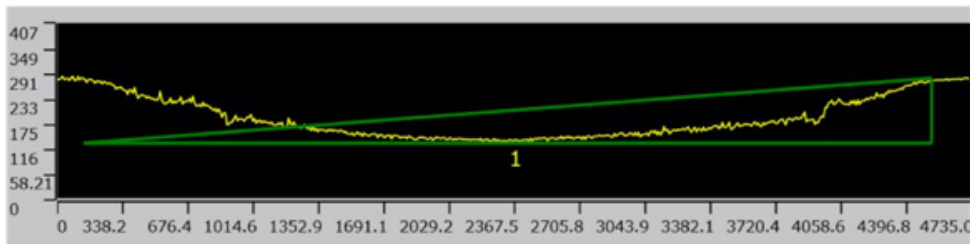
```

# 11 APÊNDICE IV - ANÁLISE DA AMOSTRA ENSAIADA

## Ensaio de verificação



No.	Result	Width[ $\mu\text{m}$ ]	Height[ $\mu\text{m}$ ]	Length[ $\mu\text{m}$ ]	Angle[ $^\circ$ ]	File name
<input checked="" type="checkbox"/>	1	4389.457	149.520	4392.003	1.951	Amostra_20-06
Count	1	1	1	1	1	1
Average		4389.457	149.520	4392.003	1.951	-
Min.		4389.457	149.520	4392.003	1.951	-
Max.		4389.457	149.520	4392.003	1.951	-
Range		0.000	0.000	0.000	0.000	-
$\sigma$		0.000	0.000	0.000	0.000	-
$3\sigma$		0.000	0.000	0.000	0.000	-
Tolerance	Off	Off	Off	Off	Off	Off
Upper tolerance		0	0	0	0	-
Standard		0	0	0	0	-
Lower tolerance		0	0	0	0	-

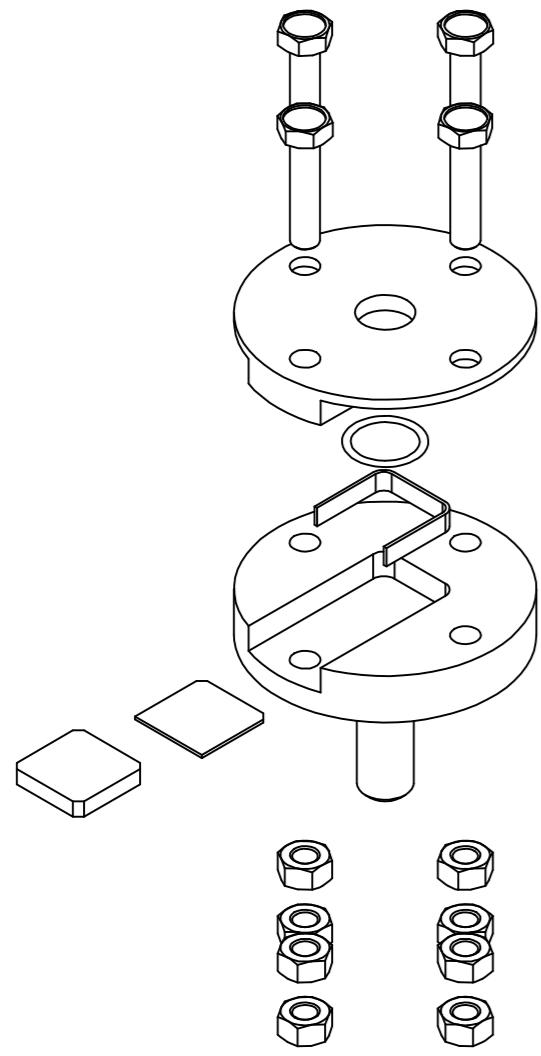


**Usuários**  
 Thiago Doca  
 Guilherme Lins  
 Thierry Amaral

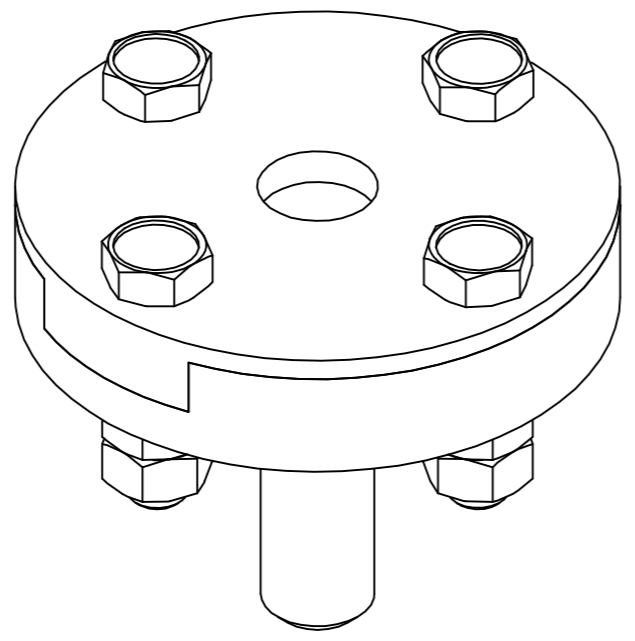
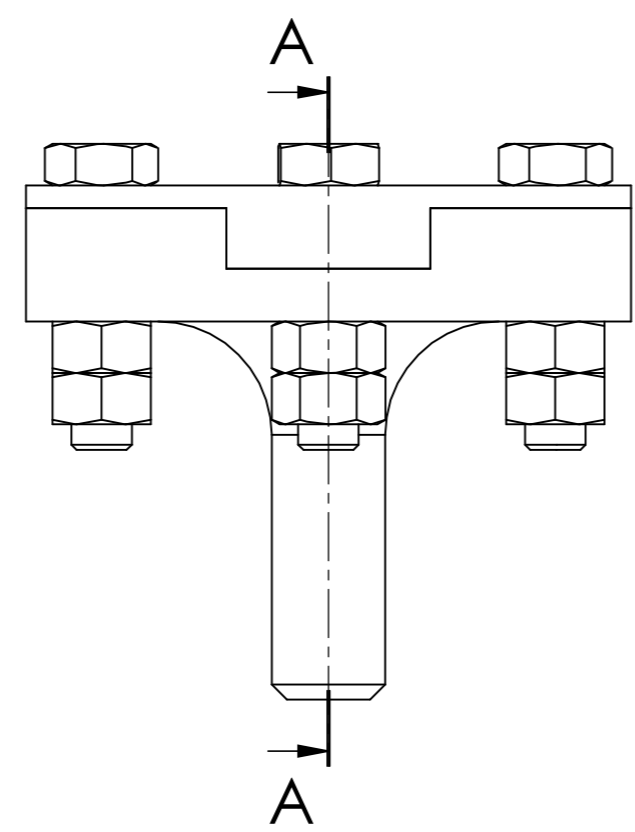
**Amostra\_20-06-17**  
 [Acquisition parameters]  
 Scanning mode: XYZ step scan  
 Image size[pixels]: 3788X765  
 Image size[ $\mu\text{m}$ ]: 4735x962  
 Objective lens: MPLFLN10x  
 Zoom: 1x  
 DIC: Off

**Comentários**  
 Material: Al 7050  
 Deslocamento prescrito: 1mm  
 Número de ciclos: 1000  
 Frequência: 0.2 Hz

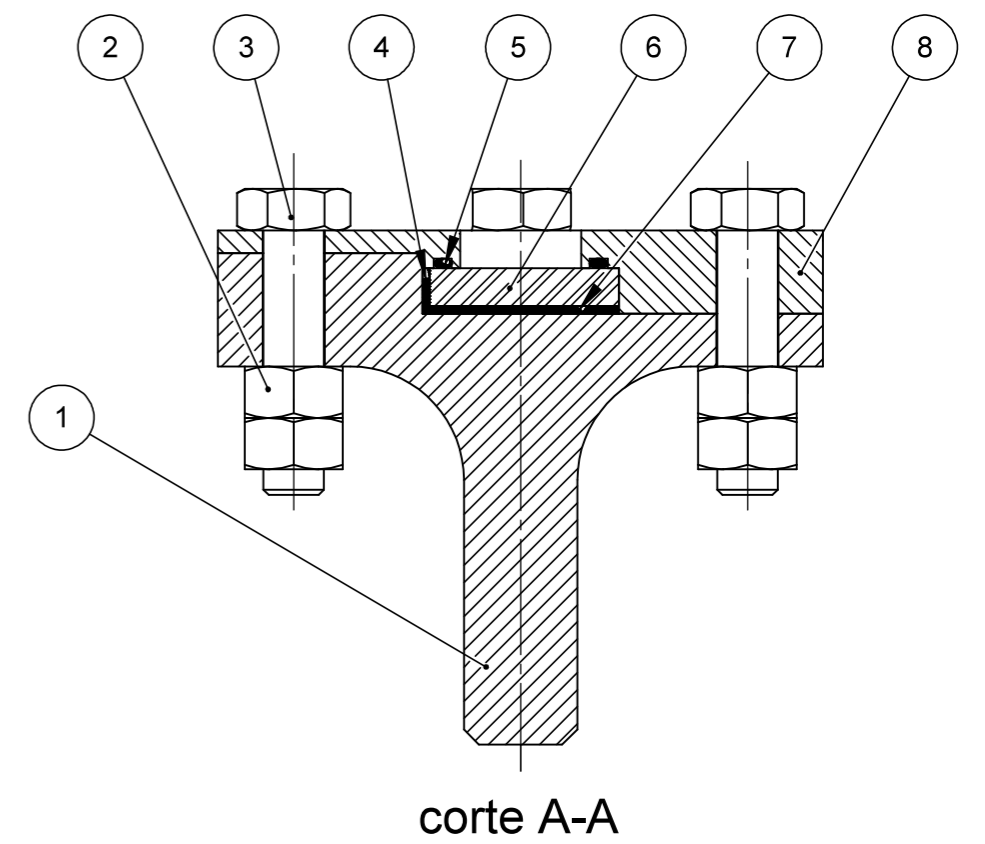
## 12 APÊNDICE V - DESENHOS TÉCNICOS



Vista Explodida - escala 1:2



Vista Isométrica



corde A-A

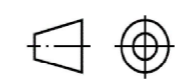
Nº	Nome	Descrição	Qtd.
1	Base circular	Aço AISI 1045 laminado a frio	1
2	Porca	Sextavada M8	8
3	Parafuso	Sextavado M8 x 35 mm	4
4	Borracha lateral	Elastômero câmara de ar - comprimento 80 mm espessura 1 mm	1
4	O-ring - $\phi$ int. 18,88 mm x 1,78 mm	Elastômero shore 90	1
5	Corpo de Prova Quadrado - 25x25x5 mm	Material a ser estudado	1
6	Borracha 25x25x1,5 mm	Elastômero - câmara de ar	1
7	Tampa	Aço AISI 1045 laminado a frio	1



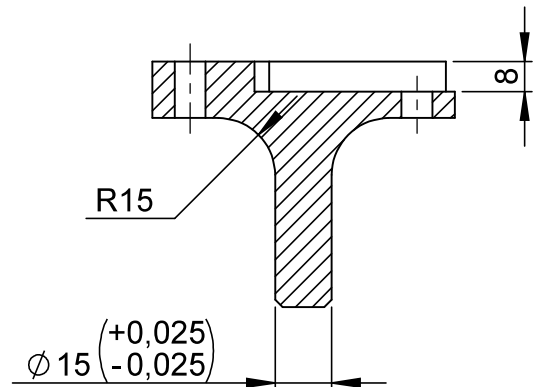
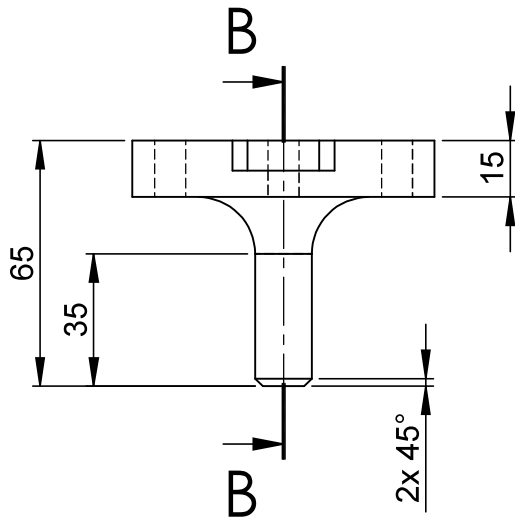
**UnB**

Faculdade de Tecnologia - FT  
Projeto de Graduação

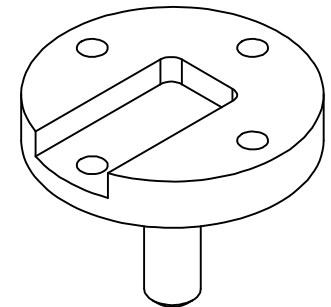
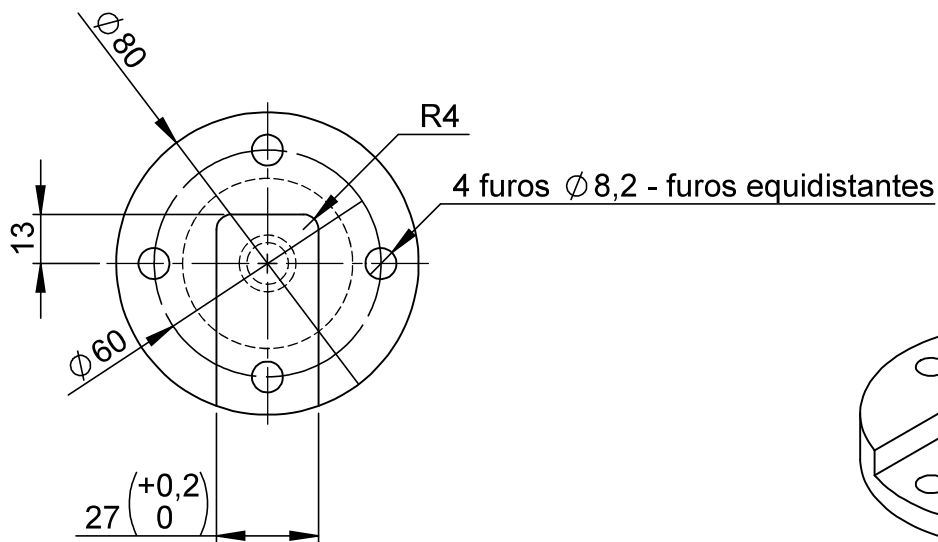
<b>Projetistas</b>	Guilherme Fernandes Caixeta Lins		<b>Data:</b> 17/03/2017						
	Thierre Lorenzo Amaral		<b>Unidade:</b> mm						
<b>Desenhista</b>	Guilherme Fernandes Caixeta Lins		<b>Escala:</b> 1:1						
<b>Diedro:</b>	<b>Tolerâncias Gerais:</b>					<b>Material:</b>	N/A	Desenho da Montagem	
	Dimensões	Fêmea	Macho	Largura	Rosca				Ângulo
	<30	+0,2 +0	+0 -0,2	$\pm 0,1$	6 H				$\pm 15'$
>30	H13	h13	Js13	6 g					







Corte B-B  
ESCALA 1:2



Vista Isométrica

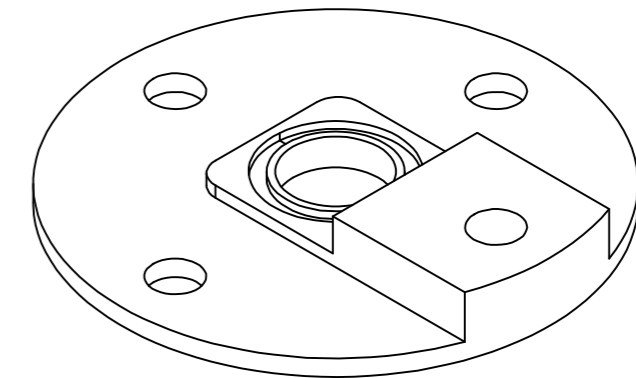
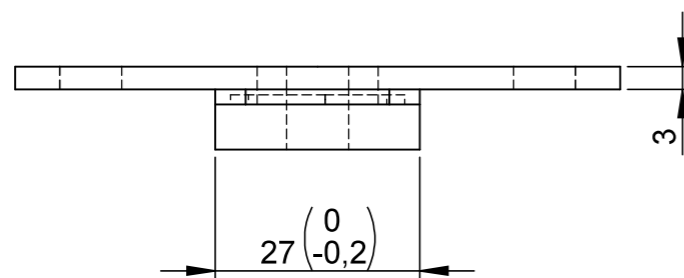
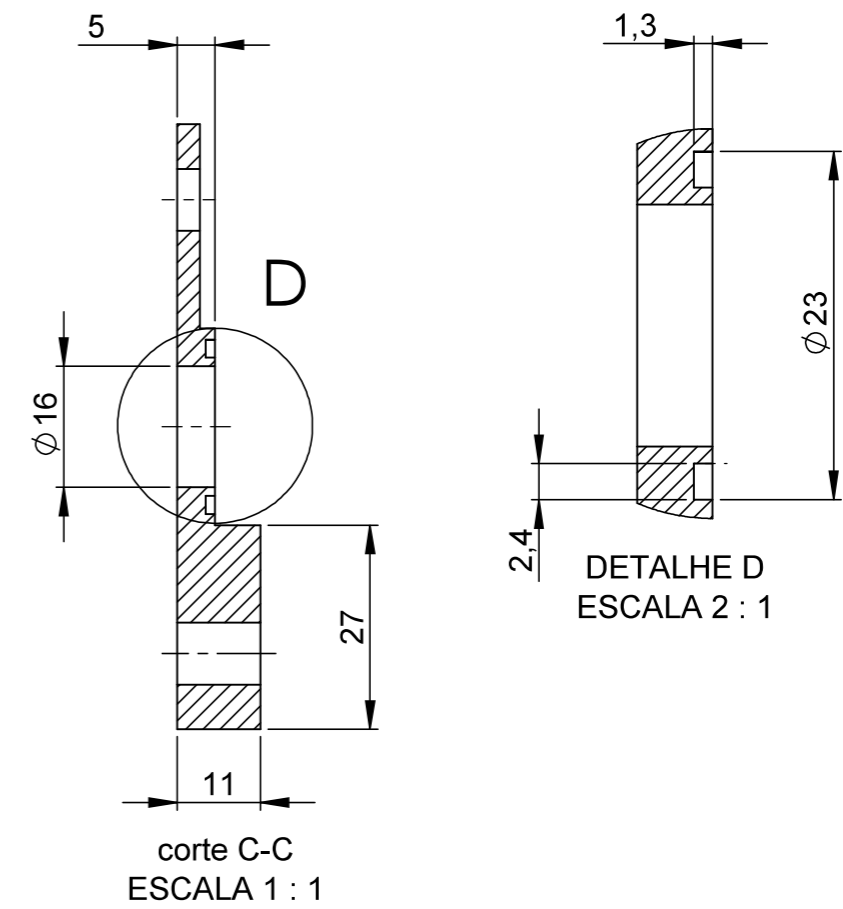
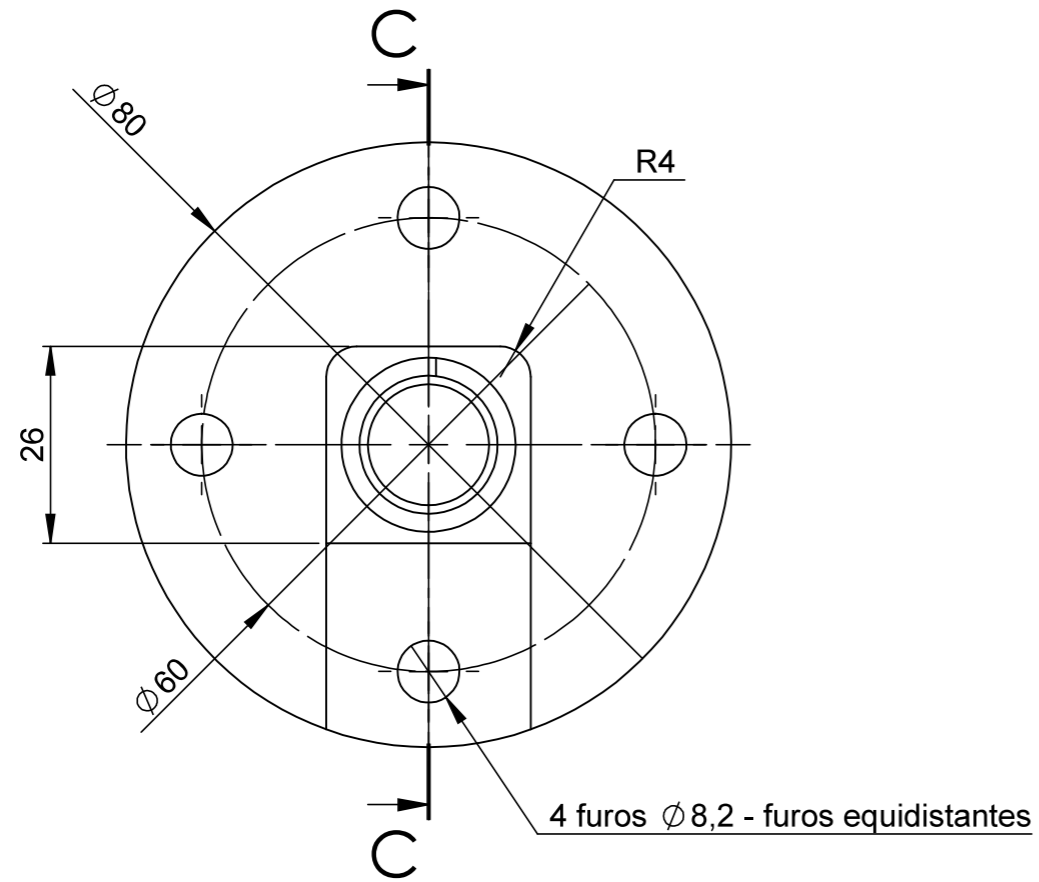


**UnB**


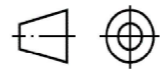
**Faculdade de Tecnologia - FT**

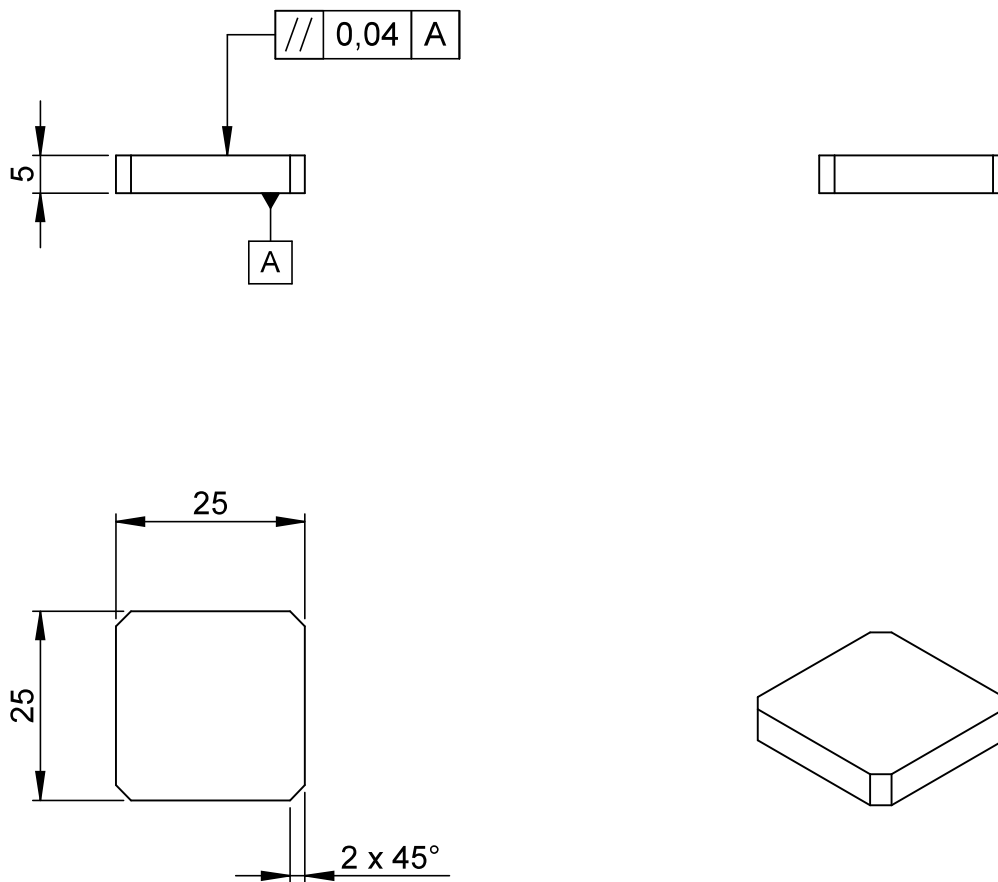
**Projeto de Graduação**

<b>Projetistas</b>	Guilherme Fernandes Caixeta Lins					<b>Data:</b> 17/03/2017	
	Thierre Lorenzo Amaral					<b>Unidade:</b> mm	
<b>Desenhista</b>	Guilherme Fernandes Caixeta Lins					<b>Escala:</b> 1:2	
<b>Diedro:</b> 	<b>Tolerâncias Gerais:</b>					<b>Material:</b> Aço AISI 1045	
	<b>Dimensões</b>	<b>Fêmea</b>	<b>Macho</b>	<b>Largura</b>	<b>Rosca</b>		<b>Ângulo</b> ± 15'
	<30	+0,2 +0	+0 -0,2	±0,1	6 H		
>30	H13	h13	Js13	6 g			
						<b>Base circular -</b> Ø 80 mm	



Vista Isométrica

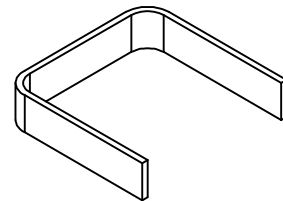
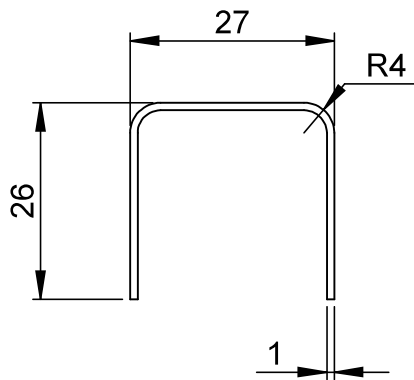
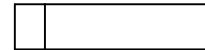
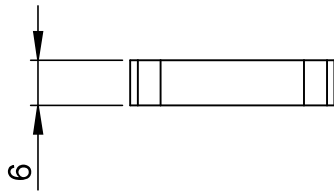
 <b>UnB</b>		Faculdade de Tecnologia - FT				Projeto de Graduação		
		<b>Projetistas</b> Guilherme Fernandes Caixeta Lins Thierry Lorenzo Amaral				<b>Data:</b> 17/03/2017 <b>Unidade:</b> mm		
<b>Desenhista</b> Guilherme Fernandes Caixeta Lins		<b>Tolerâncias Gerais:</b>				<b>Material:</b> Aço AISI 1045		
<b>Diedro:</b> 		Dimensões <30 >30	Fêmea +0,2 +0 H13	Macho +0 -0,2 h13	Largura $\pm 0,1$ Js13	Rosca 6 H 6 g	Ângulo $\pm 15'$	<b>Tampa <math>\varnothing 80</math> mm</b>



**UnB**

**Faculdade de Tecnologia - FT**  
**Projeto de Graduação**

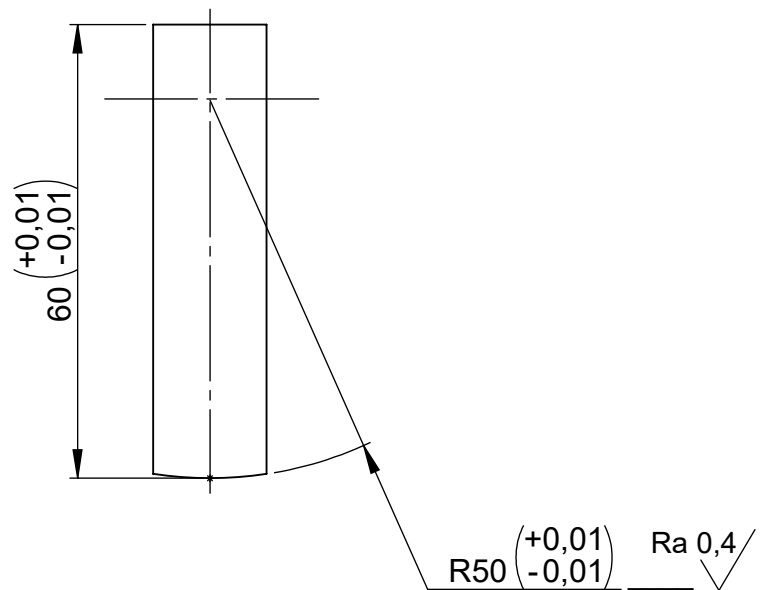
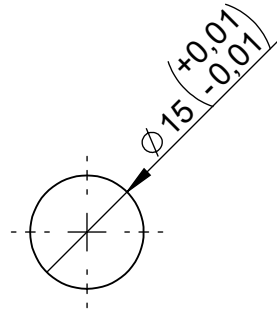
<b>Projetistas</b>	Guilherme Fernandes Caixeta Lins					<b>Data:</b> 02/03/2017		
	Thierre Lorenzo Amaral					<b>Unidade:</b> mm		
<b>Desenhista</b>	Guilherme Fernandes Caixeta Lins					<b>Escala:</b> 1:1		
<b>Diedro:</b>  	<b>Tolerâncias Gerais:</b>					<b>Material:</b> Material sob estudo	<b>Corpo de Prova quadrado</b>	
	<b>Dimensões</b>	<b>Fêmea</b>	<b>Macho</b>	<b>Largura</b>	<b>Rosca</b>			<b>Ângulo</b> ± 15'
	<30	+0,2 +0	+0 -0,2	±0,1	6 H			
>30	H13	h13	Js13	6 g				



**UnB**

**Faculdade de Tecnologia - FT**  
**Projeto de Graduação**

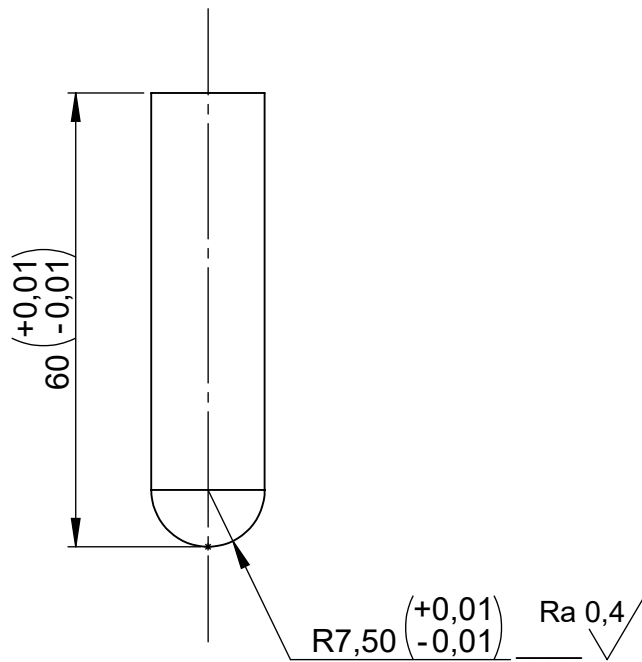
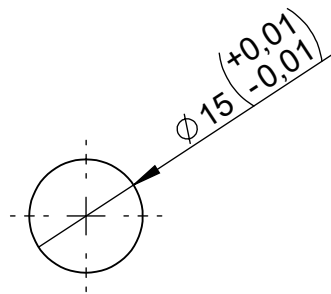
<b>Projetistas</b>	Guilherme Fernandes Caixeta Lins					<b>Data:</b> 02/03/2017	
	Thierre Lorenzo Amaral					<b>Unidade:</b> mm	
<b>Desenhista</b>	Guilherme Fernandes Caixeta Lins					<b>Escala:</b> 1:1	
<b>Diedro:</b> 	<b>Tolerâncias Gerais:</b>					<b>Material:</b> Elastômero - câmara de ar	
	<b>Dimensões</b>	<b>Fêmea</b>	<b>Macho</b>	<b>Largura</b>	<b>Rosca</b>		<b>Ângulo</b> ± 15'
	<30	+0,2 +0	+0 -0,2	±0,1	6 H		
>30	H13	h13	Js13	6 g	<b>Borracha lateral</b>		



**UnB**

**Faculdade de Tecnologia - FT**  
**Projeto de Graduação**

<b>Projetistas</b>	Guilherme Fernandes Caixeta Lins					<b>Data:</b> 02/03/2017		
	Thierre Lorenzo Amaral					<b>Unidade:</b> mm		
<b>Desenhista</b>	Guilherme Fernandes Caixeta Lins					<b>Escala:</b> 1:1		
<b>Diedro:</b>  	<b>Tolerâncias Gerais:</b>					<b>Material:</b> Material sob estudo	<b>Sapata</b> $\phi 15 R50$	
	<b>Dimensões</b>	<b>Fêmea</b>	<b>Macho</b>	<b>Largura</b>	<b>Rosca</b>			<b>Ângulo</b>
	<30	+0,2 +0	+0 -0,2	$\pm 0,1$	6 H 6 g			$\pm 15'$



**UnB**

**Faculdade de Tecnologia - FT**  
**Projeto de Graduação**

<b>Projetistas</b>	Guilherme Fernandes Caixeta Lins					<b>Data:</b> 03/07/2017	
	Thierre Lorenzo Amaral					<b>Unidade:</b> mm	
<b>Desenhista</b>	Guilherme Fernandes Caixeta Lins					<b>Escala:</b> 1:1	
<b>Diedro:</b> 	<b>Tolerâncias Gerais:</b>					<b>Material:</b> Material sob estudo	
	<b>Dimensões</b>	<b>Fêmea</b>	<b>Macho</b>	<b>Largura</b>	<b>Rosca</b>		<b>Ângulo</b> $\pm 15'$
	<30	+0,2 +0	+0 -0,2	$\pm 0,1$	6 H 6 g		
>30	H13	h13	Js13				
						<b>Sapata</b> $\phi 15 R7,5$	