



DIOGO DUARTE DE MIRANDA GONÇALVES

Licenciado em Ciências de Engenharia Mecânica

# ESTUDO DAS FORÇAS DE APERTO POR UMA BUCHA DE DIAFRAGMA APLICADAS NA SUJEIÇÃO DE UMA PEÇA PARA MAQUINAÇÃO

Dissertação para obtenção de grau de Mestre em Engenharia Mecânica

MESTRADO INTEGRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Universidade NOVA de Lisboa  
Setembro, 2023





# ESTUDO DAS FORÇAS DE APERTO POR UMA BUCHA DE DIAFRAGMA APLICADAS NA SUJEIÇÃO DE UMA PEÇA PARA MAQUINAÇÃO

Dissertação para obtenção de grau de Mestre em Engenharia Mecânica

**DIOGO DUARTE DE MIRANDA GONÇALVES**

Licenciado em Ciências de Engenharia Mecânica

**Orientador:** Professor Doutor António José Freire Mourão,  
Professora Associado, Universidade NOVA de Lisboa

**Coorientadores:** Professor Doutor Hugo Emanuel Charrinho da Costa Biscaia,  
Professor Auxiliar, Universidade NOVA de Lisboa

## **Júri:**

**Presidente:** Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho,  
Professor Auxiliar, Universidade NOVA de Lisboa

**Arguente:** Doutora Raquel Albuquerque Soares Brás de Almeida,  
Professora Auxiliar, Universidade NOVA de Lisboa

**Orientador:** Professor Doutor António José Freire Mourão,  
Professor Associado, Universidade NOVA de Lisboa

**Membro:** Engenheiro Luis Lopes,  
Engenheiro Mecânico, Hanon Systems Portugal, S.A.

MESTRADO INTEGRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Universidade NOVA de Lisboa  
Setembro, 2023



## **ESTUDO DAS FORÇAS DE APERTO POR UMA BUCHA DE DIAFRAGMA APLICADAS NA SUJEIÇÃO DE UMA PEÇA PARA MAQUINAÇÃO**

Copyright © Diogo Duarte de Miranda Gonçalves, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade NOVA de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade NOVA de Lisboa tem o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.



## AGRADECIMENTOS

Em primeiro gostaria de agradecer ao meu orientador, Professor Doutor António Mourão, por esta oportunidade de realizar a minha dissertação num ambiente empresarial. Quero agradecer também por todo o seu apoio e ajuda prestada durante toda a realização desta dissertação, foram longas reuniões de muito empenho e sempre com boa disposição.

Gostaria de agradecer, também, ao professor Hugo Biscaia pela ajuda, orientação e contributo prestados durante a realização deste trabalho. Como meu coorientador, nunca rejeitou qualquer pedido e teve um papel fundamental no desenvolvimento desta dissertação.

De igual modo, quero agradecer a toda equipa Hanon Systems pela sua ajuda e hospitalidade durante o tempo que estive a desenvolver a dissertação na empresa. Com um especial agradecimento ao Engenheiro Luís Lopes e ao Engenheiro Armando Silva, por me terem fornecido todas as informações necessárias para a realização deste trabalho e pelo conhecimento transmitido.

À minha família, pais e irmãos, um agradecimento muito especial por todo o apoio e ajuda dado ao longo de todo o meu percurso académico, sem eles não seria possível. De igual modo, quero agradecer à Amélie Gonçalves pela sua paciência e apoio incondicionais que me permitiram ultrapassar qualquer obstáculo durante estes 5 anos.

Por fim, gostaria de agradecer a todos os meus amigos, em particular do grupo Alumina, com quem partilhei muitos momentos nestes 5 anos. Ainda quero deixar um agradecimento especial ao João Marto, pelo seu companheirismo e ajuda neste último ano da Faculdade.



## RESUMO

Na maquinação de uma peça são vários os fatores que podem influenciar a qualidade do produto final, como por exemplo, a força de aperto aplicada na peça pela configuração de aperto escolhida. De facto, a importância do sistema de aperto é tanto maior quanto maior é o grau de precisão exigido.

A presente dissertação teve como objetivo estimar as forças de aperto de uma bucha de diafragma e o estudo da sua influência nas deformações da peça após maquinação. O caso de estudo é um componente de um compressor *scroll*, denominado por *Orbiting scroll*, que é produzido por forjamento e depois sujeito à maquinação, onde é fixado através do uso de uma bucha de diafragma com 6 mordentes. Este trabalho foi realizado numa empresa da indústria automóvel que produz este tipo de compressores. Para o caso deste componente, havia um incumprimento das tolerâncias dimensionais e geométricas para algumas zonas da peça.

Desse modo, estudou-se a bucha de diafragma, a peça e as deformações na mesma após a maquinação, de forma a compreender melhor o problema. Na fase seguinte, desenvolveu-se um dispositivo de medição de força para obter as forças de aperto em cada mordente da bucha de diafragma. Obtidas as forças, concluiu-se que durante o aperto a força total não era distribuída de uma forma uniforme por todos os mordentes. De seguida, procedeu-se à simulação da condição de aperto, de forma a inferir a influência que a força de aperto e a falta de uniformidade no aperto, provocam nas deformações da peça.

Com esta dissertação, foi possível retirar conclusões sobre a influência das forças de aperto nas deformações na peça em estudo, assim como, demonstrar a importância destes estudos para melhoria da qualidade de peças.

**Palavras-chave:** Aperto para maquinação, bucha de diafragma, dispositivo de medição de forças, forças de aperto, deformações na maquinação.



## ABSTRACT

When machining a workpiece, several factors can influence the quality of the product, such as the clamping force applied to the workpiece by the chosen clamping configuration. In fact, the greater the degree of precision required, the more important the clamping system becomes.

The main objective of this dissertation was to estimate the gripping forces of a diaphragm chuck and to study their influence on the deformations of the workpiece after it was machined. The case study is a component of a scroll compressor, called an Orbiting Scroll, which is produced by forging and then subjected to machining, where it is clamped using a diaphragm chuck with 6 jaws. This work was carried out at a company in the automotive industry that produces this type of compressor. In the case of this component, there was a lack of compliance with dimensional and geometric tolerances for some areas of the part.

First, the diaphragm chuck, the workpiece, and the deformations in it, after machining, were studied to better understand the problem. In the next phase, a force measuring device was developed to obtain the gripping forces on each jaw of the diaphragm chuck. Once the forces had been obtained, it was concluded that during clamping the total force was not evenly distributed across all the jaws. The clamping condition was then simulated in order to infer the influence that the gripping forces and the lack of uniformity in clamping, have on the deformations of the part.

With this dissertation, it was possible to draw conclusions about the influence of clamping forces on the deformations of the part under study, as well as to demonstrate the importance of these studies in improving the quality of components.

**Key-words:** Clamping for machining, diaphragm chuck, force measuring device, gripping forces, machining deformations.



# ÍNDICE

AGRADECIMENTOS .....	VII
RESUMO .....	IX
ABSTRACT .....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XVII
ÍNDICE DE TABELAS .....	XXI
SIGLAS .....	XXIII
<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1 Contextualização .....	1
1.2 Motivação e objetivos.....	2
1.3 Estrutura da dissertação .....	5
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>7</b>
2.1 Análise de sistemas de aperto e parâmetros críticos .....	7
2.2 Extensometria elétrica.....	10
2.2.1 Introdução .....	10
2.2.2 Extensômetro elétrico de resistência.....	10
2.2.3 Princípio de funcionamento dos extensômetros .....	12

2.2.4	Pontes Wheatstone .....	14
<b>3</b>	<b>CASO DE ESTUDO.....</b>	<b>17</b>
3.1	Introdução .....	17
3.2	Compressor <i>scroll</i> .....	17
3.3	Peça em estudo.....	19
3.4	Processo de maquinação do <i>Orbiting Scroll</i> .....	22
3.4.1	Sistema de aperto - bucha de diafragma .....	22
3.4.2	Operações de maquinação .....	26
<b>4</b>	<b>ANÁLISE DOS RELATÓRIOS DE MEDIÇÃO DE COORDENADAS.....</b>	<b>29</b>
4.1	Introdução .....	29
4.2	Relatórios de medição das operações OP20 e OP10 .....	31
4.3	Comparação entre modelos de <i>Orbiting Scroll</i> .....	36
<b>5</b>	<b>FORÇAS DE APERTO.....</b>	<b>39</b>
5.1	Introdução .....	39
5.2	Dispositivo de medição de forças.....	39
5.2.1	Metodologia .....	39
5.2.2	Projeto e fabrico .....	41
5.2.3	Montagem do dispositivo de medição de forças .....	48
5.3	Ensaios .....	53
5.4	Resultados dos ensaios .....	56
<b>6</b>	<b>SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....</b>	<b>61</b>

6.1	Introdução .....	61
6.2	Pré-processamento .....	62
6.3	Resultados .....	67
6.3.1	Simulações com forças uniformes .....	67
6.3.2	Simulações com as forças medidas .....	69
<b>7</b>	<b>CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>73</b>
7.1	Conclusões.....	73
7.2	Trabalhos futuros .....	74
	<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>77</b>
	<b>ANEXOS .....</b>	<b>79</b>



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1- Excerto do desenho técnico da peça em estudo. ....	4
Figura 2.1- Perfis de anel de alumínio desde a forma original até à forma final pós maquinação [3]. ....	7
Figura 2.2- Resultados da simulação numérica da deformação causada pelo aperto com uma bucha de 3 mordentes(direita) e uma bucha de 6 mordentes (esquerda) [4]. ....	8
Figura 2.3- Sistema de medição das forças de aperto de uma bucha de 4 mordentes [5]. ....	9
Figura 2.4- Extensómetro uniaxial [6]. ....	11
Figura 2.5- Variação absoluta de comprimento, no sentido positivo e negativo. ....	12
Figura 2.6- Ponte de Wheatstone. ....	14
Figura 2.7- Configuração da ponte de Wheatstone em um quarto de ponte. ....	16
Figura 3.1- Componentes responsáveis pelo processo de compressão num compressor <i>scroll</i> [8]. ....	18
Figura 3.2- Demonstração do processo de compressão de um compressor <i>scroll</i> [9]. ....	19
Figura 3.3- <i>Orbiting Scroll</i> após forjamento. ....	21
Figura 3.4- <i>Orbiting Scroll</i> após processo de maquinação. ....	21
Figura 3.5- a) Abertura dos mordentes através da deformação do diafragma. b) Situação de aperto de uma peça pela bucha de diafragma, após recuperação do diafragma para a posição inicial [10]. ....	22
Figura 3.6- Bucha de diafragma MBS-DL-200 [13]. ....	24

Figura 3.7- Diafragma MDR, MicroCentric [13].....	25
Figura 3.8- Identificação da zona de fixação dos mordentes no diafragma.....	25
Figura 3.9- Configuração do aperto da peça para a operação OP10. ....	26
Figura 3.10- Configuração do aperto da peça para a operação OP20 (à direita); Zonas de contacto teóricas dos mordentes com a peça, em situação de aperto (à esquerda). ....	27
Figura 3.11- Zonas com maior relevância maquinadas na operação OP10.....	27
Figura 4.1- Excerto do desenho técnico da peça, com tolerâncias dimensionais e geométricas, relativas ao <i>Datum E</i> e caixa do rolamento. ....	30
Figura 4.2- Valores registados, em milímetros, dos desvios de tolerância de perfil da espiral e da tolerância dimensional do diâmetro exterior da base do <i>Orbiting Scroll</i> . ....	31
Figura 4.3- Identificação das zonas analisadas nos relatórios de medição. ....	31
Figura 4.4- Relatório do perfil de desvios de planeza do <i>Datum E</i> , após realização das operações OP10 (em cima) e OP20 (em baixo). ....	32
Figura 4.5- Diâmetro do fundo e topo dos <i>pockets</i> , após operações OP10 e OP20. ....	33
Figura 4.6- Desvios de circularidade do fundo dos <i>pockets</i> após operação OP20. ....	34
Figura 4.7- Desvios de circularidade do topo dos <i>pockets</i> após operação OP20.....	34
Figura 5.1- Identificação das dimensões relevantes segundo Oguoma, relativas ao diafragma e mordentes, e da força de aperto [16].....	40
Figura 5.2- Primeiro esboço da peça de medição em situação de aperto. ....	42
Figura 5.3- Representação da peça de medição em CAD. ....	46
Figura 5.4- Peça de medição.....	46
Figura 5.5- Desenho técnico da peça de medição (mm).....	47
Figura 5.6- Posicionamento dos extensómetros na peça.....	48

Figura 5.7- Demonstração da técnica utilizada para realizar o alinhamento dos extensómetros. .....	50
Figura 5.8- Fluxograma do processo de colagem dos extensómetros.....	52
Figura 5.9- Dispositivo de medição de forças.....	53
Figura 5.10- Elementos utilizados para a realização do ensaio de medição das extensões. ....	54
Figura 5.11- Ensaio de medição das extensões (à direita), e posicionamento do dispositivo de medição de forças, na bucha de diafragma (à esquerda).....	55
Figura 5.12- Posição de medição 1 (à esquerda) e posição de medição 6 (à direita).....	56
Figura 5.13- Gráfico das extensões em função do tempo para o ensaio 2 da posição 2. ....	57
Figura 6.1- Condição fronteira de apoio deslizante imposta na superfície do <i>Datum E</i> . ....	62
Figura 6.2- Condições fronteira definidas na peça para a simulação da condição de aperto..	63
Figura 6.3- Áreas de aplicação da força, respeitando a localização e dimensões da face dos mordentes. ....	64
Figura 6.4- Localização das áreas reais de contacto entre os mordentes e a peça para aplicação da força.....	65
Figura 6.5- Malha de elementos finitos utilizada na simulação.....	66
Figura 6.6- Deformações na peça das simulações B e D, em cima e em baixo respetivamente. .....	68
Figura 6.7- Deformações na peça obtidas através da simulação A. ....	69
Figura 6.8- Deformações na peça obtidas através da simulação C.....	70
Figura 6.9- Comparação das deformações da base da peça entre as simulações A (à esquerda) e C (à direita).....	71
Figura 6.10- Resultados da simulação da situação de aperto com forças duplicadas, aplicadas numa área equivalente à área dos mordentes. ....	71

Figura 6.11- Resultados da simulação da situação de aperto com forças duplicadas, aplicadas numa área equivalente à área real de contacto. .... 72

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1- Composição química do material.....	20
Tabela 3.2-Propriedades mecânicas do material.....	20
Tabela 3.3- Sequência de operações da operação OP20. ....	28
Tabela 4.1- Dimensões e cilindridade da caixa do rolamento, após operação OP10 e OP20.35	
Tabela 4.2- Comparação dos desvios de tolerância do <i>Orbiting Scroll</i> entre os modelos 33 cc e 45 cc. ....	37
Tabela 5.1- Propriedades Mecânicas do alumínio 6082 [19].....	45
Tabela 5.2- Propriedades dos modelos de extensômetros. ....	49
Tabela 5.3- Listagem dos identificadores dos extensômetros e mordentes da bucha. ....	51
Tabela 5.4- Valores da força de aperto obtidos nos ensaios de medição para cada mordente.59	
Tabela 6.1- Resultado das tensões máximas de Von Mises para todas as simulações. ....	67



## SIGLAS

<b>CAD</b>	Computer-Aided Design
<b>CMM</b>	Coordinate Measuring Machine
<b>CNC</b>	Computer Numerical Control
<b>HRB</b>	Dureza de Rockwell da escala B
<b>MEF</b>	Método dos Elementos Finitos
<b>R&amp;D</b>	Research and Development



# INTRODUÇÃO

## 1.1 Contextualização

Com o constante desenvolvimento tecnológico da indústria, a complexidade e os desafios na produção tendem a crescer. Simultaneamente, as necessidades dos clientes aumentam e, como tal, o nível de qualidade exigido em grandes volumes de produção é cada vez maior. Assim, as empresas procuram caminhar para uma melhoria contínua, de forma a manter a sua competitividade num mercado cada vez mais exigente.

Este é o caso do ramo automóvel, dado ser um dos setores com maior desenvolvimento e altamente competitivo. Na produção de peças neste tipo de indústria a precisão é essencial, pois procura-se aumentar a qualidade, mas com redução de recursos, caminhando para um futuro mais sustentável.

A melhoria do desempenho do produto, assim como a necessidade de garantir a montagem dos vários componentes produzidos, implica tolerâncias mais apertadas, uma vez que as exigências traduzem-se nas tolerâncias. Sem uma boa especificação das tolerâncias o desenvolvimento do produto está comprometido, por isso ao atribuir tolerâncias na fase de projeto, sejam estas dimensionais ou geométricas, procura-se uma união entre a técnica e o custo.

Nesse sentido, um pilar fundamental na produção de peças com elevado grau de precisão é a escolha do método de fabrico adequado. Empresas que investem na melhoria dos seus métodos de fabrico têm a capacidade de se destacar no mercado e atender às suas exigências, visto que peças produzidas com precisão desde o início são menos propensas a defeitos e economizam tempo e recursos.

No caso de peças fabricadas por maquinação, um dos aspetos que pode influenciar a qualidade, é o sistema de fixação e de aperto utilizado. Por vezes, este pode ser um dos fatores mais relevantes, principalmente na indústria de precisão elevada, onde as tolerâncias podem estar na ordem do micron. Estes sistemas desempenham um papel crucial ao assegurar que as peças permanecem imóveis e sem deformação relevante durante todo o processo, minimizando desvios e erros. Nesse sentido, a escolha da configuração de aperto adequada contribui significativamente para uma melhoria na qualidade final da peça, repetibilidade e eficiência do processo.

No entanto, por vezes neste tipo de indústria com tolerâncias bastante apertadas, a força de aperto imposta, mesmo que pequena, pode trazer resultados indesejáveis e por vezes insatisfatórias. Assim, é necessário estudar o aperto de uma forma mais aprofundada, através da análise das forças aplicadas pelo aperto, de forma a prever e evitar deformações nas peças produzidas, nomeadamente, em peças de paredes finas.

Porém, não basta reduzir a força aplicada para reduzir as deformações, uma vez que pode implicar um aperto insuficiente durante o processo de maquinação. Desse modo, é necessário conjugar todas as variáveis do processo para cumprir os requisitos de projeto e, eventualmente, proceder a alterações criteriosas na geometria da peça, sem alteração da sua funcionalidade.

## **1.2 Motivação e objetivos**

Esta dissertação foi realizada numa empresa multinacional ligada à indústria automóvel, Hanon Systems Portugal, no Departamento de Investigação e Desenvolvimento (Research and Development, R&D). Este departamento é responsável pela produção e desenvolvimento de protótipos de novos modelos de compressores para sistemas de ar condicionado de automóveis, que após a fase de prototipagem são aplicados à produção. No caso desta empresa, o problema está relacionado com a produção de uma peça do compressor, que é apertada por uma bucha de diafragma. É de referir, que este tipo de bucha é utilizado no sentido de minorar as deformações da peça, através da uniformidade na distribuição da força no aperto.

Esta peça possui tolerâncias bastante apertadas (na ordem das centésimas de milímetro), sendo que uma das maiores dificuldades é cumprir as tolerâncias geométricas, que se podem observar na Figura 1.1. Para além disso, a peça tem uma geometria complexa e paredes com uma espessura fina, por isso, está mais sujeita a deformações devido às forças de aperto, na maquinação.

Nesta dissertação estudou-se o sistema de aperto, a fim de contribuir para uma melhoria no processo de produção da peça, em seguimento de outras dissertações realizadas por colegas da universidade nesta empresa [1,2]. O principal objetivo traçado é estimar as forças de aperto da bucha de diafragma, de modo a perceber a sua influência nas deformações finais da peça.

Nesse sentido, pretende-se analisar o processo de fabrico atual e as deformações obtidas na peça, através de relatórios de medição de coordenadas fornecidos pela empresa. Através desta análise compreender melhor o processo e o problema, com intuito de desenvolver um sistema eficaz para a medição das forças de aperto para cada mordente.

A determinação das forças de aperto, tem o objetivo de permitir efetuar de seguida uma simulação num software de elementos finitos, com intuito de compreender melhor a configuração de aperto e o seu efeito na deformação da peça.

Por fim, pretende-se, através dos resultados obtidos e em comparação com os relatórios disponibilizados, retirar conclusões sobre a configuração de aperto atual que contribuam para um avanço no processo de fabrico do componente. Em resumo os objetivos desta dissertação são:

- Compreender e analisar o processo de fabrico do componente;
- Desenvolver um método eficaz para a medição das forças de aperto para cada mordente da bucha de diafragma;
- Simular os efeitos das forças de aperto na peça, a fim de entender sua a influência nas deformações finais;
- Tirar conclusões sobre a configuração de aperto atual que contribuam para um avanço no processo de fabrico do componente.



## 1.3 Estrutura da dissertação

Esta dissertação está dividida em sete capítulos e três anexos, descritos de seguida:

No capítulo 1 é realizada uma breve introdução do tema da dissertação, e apresentado de forma sucinta os motivos da realização da mesma e os seus objetivos.

No capítulo 2 são apresentados alguns conhecimentos, adquiridos através de uma breve pesquisa bibliográfica, considerados essenciais para o desenvolvimento desta dissertação. Neste capítulo serão, portanto, abordados estudos relacionados com o aperto e a sua influência na maquinação, assim como feita uma revisão sobre extensometria elétrica.

No capítulo 3 é feita uma descrição mais detalhada sobre o caso de estudo, apresentando o compressor *scroll*, é realizada uma caracterização da peça em estudo e da bucha de diafragma.

No capítulo 4 é realizada a análise dos relatórios de medição de coordenadas, realizados pela empresa, de forma compreender o comportamento da peça após maquinação, e assim, identificar melhor o problema.

No capítulo 5 focasse nas forças de aperto, sendo apresentado detalhadamente o método de desenvolvimento do dispositivo de medição das forças de aperto, e obtidos os valores de força de aperto para cada mordente.

No capítulo 6 é realizada a simulação numérica da condição de aperto. Ainda é feita a análise dos resultados obtidos, através da realização da simulação, e realizada a comparação dos mesmos com os dados dos relatórios de medição de coordenadas.

No capítulo 7 são apresentadas as conclusões tiradas durante a realização desta dissertação e são propostos alguns trabalhos futuros relacionados com o tema deste trabalho.

Por fim, são disponibilizados 3 anexos, com informação complementar aos assuntos abordados nesta dissertação.



## REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Análise de sistemas de aperto e parâmetros críticos

Num estudo relacionado com o aperto por buchas em peças com paredes finas, Estrems, et. al. [3] analisaram a deformação provocada pela força de aperto de uma bucha de 3 mordentes, na maquinação da superfície interna de anéis de alumínio com espessuras pequenas. Constatou-se que o aperto com uma bucha de 3 mordentes provocava uma deformação triangular na peça, o que resultou numa variação da espessura ao longo do anel após a maquinação. Como se pode observar na Figura 2.1, a deformação provocada pela força de aperto da bucha, ficou refletida na superfície maquinada após a maquinação, devido à recuperação elástica do material.

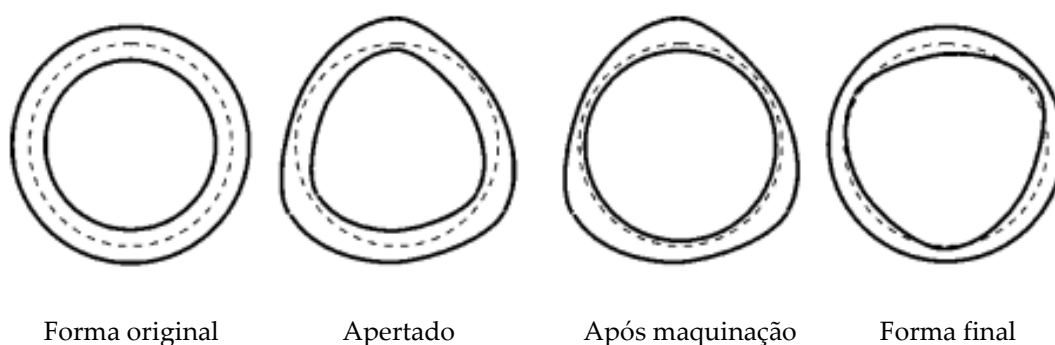


Figura 2.1- Perfis de anel de alumínio desde a forma original até à forma final pós maquinação [3].

De forma a compreender melhor a influência das forças de aperto, Fábio Albuquerque [1] realizou um estudo do aperto para maquinação de elevada precisão num componente de um compressor do tipo *scroll*. O autor estudou as deformações provocadas pelas forças de

aperto, e concluiu que quanto maior o número de pontos de contacto entre a bucha e a peça, menor são as deformações ao ser apertada, e menor são os desvios após a maquinação, comprovando assim, que o número de pontos de contacto tem influência na deformação da peça. Patalas, *et. al.* [4], realizou um estudo semelhante para um anel de espessura fina, onde verificou o mesmo efeito, como se pode observar na Figura 2.2.

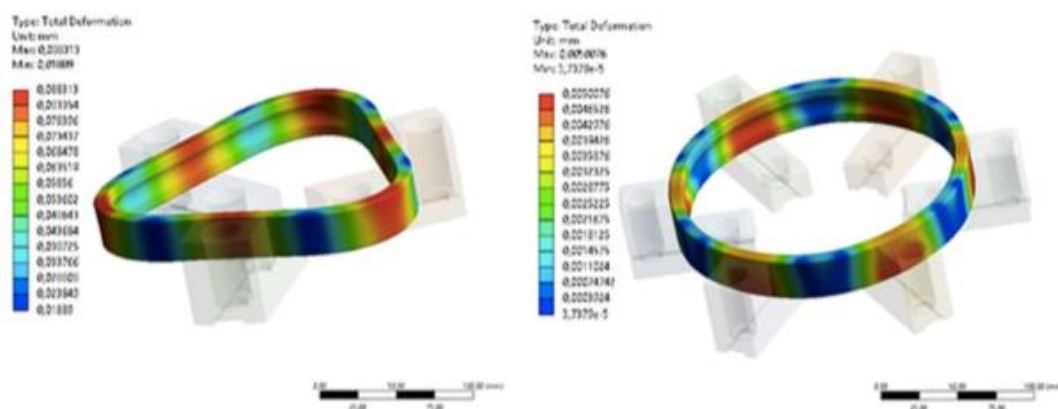


Figura 2.2- Resultados da simulação numérica da deformação causada pelo aperto com uma bucha de 3 mordentes(direita) e uma bucha de 6 mordentes (esquerda) [4].

O trabalho desenvolvido nesta dissertação, vem no seguimento de outro realizado por Felipe Almeida [2], onde é feita a análise de aperto por indentação na maquinação com vista ao cumprimento de tolerâncias geométricas, sendo que a presente dissertação foi elaborada na mesma empresa. No seu trabalho o objetivo era prever as deformações induzidas pelo aperto, nesse sentido, o autor realizou uma análise do aperto e determinou as forças para uma bucha de 3 mordentes. A força de aperto foi estimada para cada mordente, através da realização de uma simulação da condição de aperto, e comparação dos dados obtidos com os dados adquiridos pela medição das coordenadas das peças produzidas. Com este estudo, concluiu-se que as deformações registadas estavam relacionadas com o sistema de aperto utilizado, comprovando-se assim que a força de aperto tem bastante influência nas deformações da peça. Também se verificou a influência da localização do aperto e da profundidade de indentação, dado que, com a redução da profundidade de indentação diminuiu-se substancialmente a deformação da peça.

De facto, a força de aperto tem uma grande influência na deformação da peça assim como os pontos onde esta é aplicada, mas a aplicação uniforme da mesma é essencial, isto é, se todos os pontos de aplicação da força não tiverem o mesmo valor de intensidade a ser aplicado, ocorrerão desvios. Esta situação foi analisada num estudo realizado por Eggebrecht, *et. al.* [5], onde os autores desenvolveram um sistema para medir a força de aperto quando a peça está a ser apertada pelos mordentes da bucha. O sistema de medição consistia na aplicação de extensómetros nos mordentes da bucha, de forma a medir a deformação sofrida por cada mordente quando estes apertavam a peça, como apresentado na Figura 2.3.

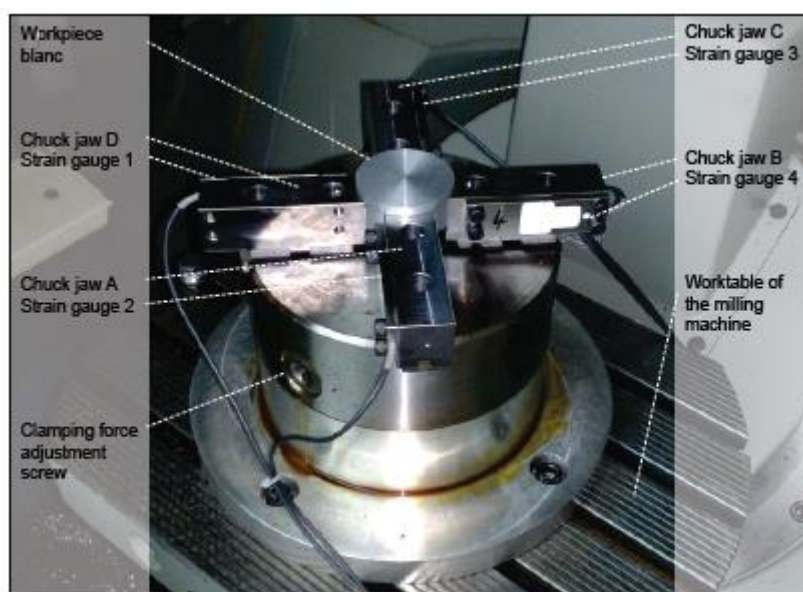


Figura 2.3- Sistema de medição das forças de aperto de uma bucha de 4 mordentes [5].

Este ensaio foi realizado com o objetivo de detetar a influência da força de aperto na qualidade do produto final. No estudo, foi constatado que um dos mordentes estava a fazer significativamente menos força que os restantes, e que a zona onde a peça apresentava maiores defeitos era o lado em contacto com esse mesmo mordente. Concluindo-se assim que a falta de uniformidade na aplicação das forças de aperto na maquinação de uma peça, tem influência na qualidade final da mesma.

Após análise dos vários artigos, constatou-se que existem alguns fatores que podem ter influência na qualidade de uma peça quando esta é maquinada, como por exemplo:

- a geometria da peça;
- o material da peça;
- sistema de aperto.

## **2.2 Extensometria elétrica**

### **2.2.1 Introdução**

Em engenharia é bastante importante perceber o comportamento de um componente quando este é sujeito a esforços externos, de forma a certificar que cumpre os seus requisitos funcionais. Por isso, numa fase inicial de projeto é essencial ter em conta grandezas como as extensões e as tensões, e a sua análise é fundamental para a melhoria e desenvolvimento de um projeto.

Por vezes dado a complexidade dos problemas não é possível determinar a distribuição de tensões e respetivas forças que atuam sobre um componente através de metodologias teóricas, nesses casos recorre-se a técnicas experimentais. Uma das técnicas mais utilizadas para a análise experimental de tensões é a extensometria, visto ser uma técnica com versatilidade de aplicações e um baixo custo face à precisão dos resultados obtidos.

A extensometria é uma técnica experimental que mede as deformações do material através da utilização de extensómetros elétricos de resistência. A tensão é uma grandeza que não se pode medir diretamente, por isso recorre-se ao uso dos extensómetros para obter as extensões que depois são convertidas em valores equivalentes de tensão.

De referir, que este subcapítulo foi realizado segundo a informação disponibilizada pela professora Raquel Almeida, na cadeira de Métodos Experimentais em Engenharia Mecânica.

### **2.2.2 Extensómetro elétrico de resistência**

O extensómetro é um transdutor que mede a deformação da superfície sobre a qual é colado. Existem vários tipos de extensómetros, como uniaxiais ou triaxiais, com diversas

formas e tamanhos. A escolha do tipo de extensômetro mais indicado varia com o tipo de aplicação, dependendo do que se pretende medir e do componente.

Os extensômetros mais comuns são os elétricos tipo grelha laminar, estes são constituídos por um filamento condutor disposto em forma de grelha normalmente colado a uma base de resina, como representado na Figura 2.4. Este condutor é sensível à sua deformação longitudinal, havendo uma variação da sua resistência elétrica em função da extensão mecânica. Esta característica é o princípio básico do funcionamento do extensômetro.

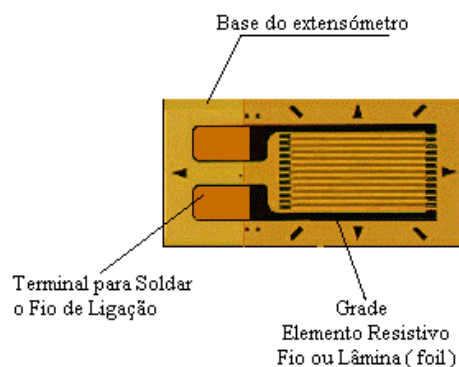


Figura 2.4- Extensômetro uniaxial [6].

No processo de medição aplica-se uma diferença de potencial constante nos terminais do extensômetro, para que quando o mesmo sofrer uma deformação, e conseqüentemente uma variação na resistência inicial, esta se traduza numa variação da corrente. Esta variação é captada e interpretada pela unidade de aquisição de dados e programa computacional, que devolvem a respectiva extensão que a provoca.

Esta deformação pode ser devida à ação de uma carga, que provoca uma variação do comprimento do corpo, podendo ser positiva ou negativa, dependendo se a força atuante é de tração ou compressão, respetivamente, como se pode observar na Figura 2.5.

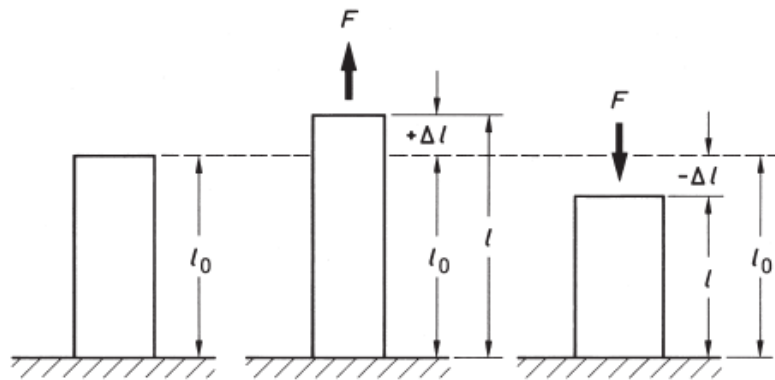


Figura 2.5- Variação absoluta de comprimento, no sentido positivo e negativo.

A extensão,  $\varepsilon$ , é a variação de comprimento relativa dada pelo quociente da divisão da variação do comprimento,  $\Delta l$ , pelo comprimento inicial,  $l_0$ , expressa na equação 2.1.

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad 2.1$$

Através da extensão é possível obter a tensão no corpo em estudo, recorrendo à lei de Hooke (equação 2.2), que consiste na relação de proporcionalidade entre a tensão e a extensão. A Lei de Hooke apenas é aplicável no domínio elástico, e a constante de proporcionalidade  $E$ , é o módulo de Young.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad 2.2$$

### 2.2.3 Princípio de funcionamento dos extensómetros

O funcionamento do extensómetro, como referido anteriormente, assenta na relação entre a extensão e a resistência elétrica dos materiais condutores. O princípio do funcionamento pode ser compreendido pela 2ª Lei de Ohm (equação 2.3), pois sabe-se que a

resistência elétrica do material varia com a sua resistividade, comprimento e secção transversal.

Considerando que o filamento é sujeito à tração ou compressão, este irá se alongar ou contrair respetivamente, ocorrendo uma variação do seu comprimento, e conseqüentemente, uma variação da sua área da secção transversal, devido ao efeito de Poisson. Uma vez que a resistividade do condutor também altera consoante a tensão mecânica aplicada, a aplicação de uma carga pode provocar três possíveis alterações, que depois se refletem numa variação da resistência elétrica.

$$R = \rho \frac{L}{A} \quad 2.3$$

A relação entre a variação unitária da resistência em função da variação unitária do comprimento designa-se por *Gage Factor* (Fator de extensómetro),  $k$ . Este representa a medida de sensibilidade do material face às alterações que este pode sofrer devido aplicação de uma carga. Esta relação é adimensional e está representada na equação 2.4.

$$k = \frac{\Delta R/R}{\Delta l/l_0} \quad 2.4$$

O *Gage Factor* varia consoante o material do filamento, e geralmente tem valores próximos de 2. Através da junção das equações 2.1 e 2.4, obtêm-se que a extensão é igual à variação unitária da resistência dividida pelo *Gage Factor*, expresso na equação 2.5, que representa o princípio de funcionamento do extensómetro.

$$\varepsilon = \frac{\Delta R/R}{k} \quad 2.5$$

## 2.2.4 Pontes Wheatstone

As variações da resistência devido à extensão são bastante pequenas, na ordem microohms, valores estes difíceis de medir com um multímetro convencional, suscitando alguma dificuldade na sua leitura. Por essa razão o extensômetro é incorporado num circuito elétrico, designado de Ponte de Wheatstone, que tem a capacidade de detetar pequenas variações de resistência com grande precisão. Este tipo de circuito também permite compensar variações de resistência provocadas pela variação da temperatura, assim como ajustar o ponto nulo.

A ponte de Wheatstone consiste em quatro ramos, cada um com uma resistência, conectados em uma configuração losangular e um ramo central que possui um galvanômetro ou voltímetro, responsável por verificar se a ponte está em equilíbrio, como representado na Figura 2.6.

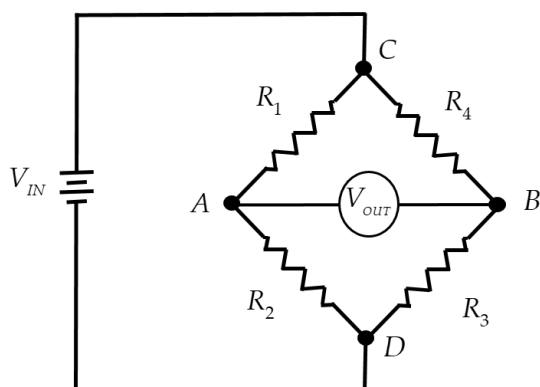


Figura 2.6- Ponte de Wheatstone.

Utilizando as leis de Kirchhoff e a 1ª Lei de Ohm obtém-se a equação 2.6, que expressa a diferença de potencial entre os dois nós do ramo central,  $V_{out}$ , em função da tensão fornecida ao circuito  $V_{in}$ . Considera-se que a ponte está em equilíbrio quando não passa corrente pelo galvanômetro ou não existe diferença de potencial entre os dois nós do ramo central, ou seja,  $V_{out} = V_A - V_B = 0$ .

$$V_{out} = \left( \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_3}{R_3 + R_4} \right) V_{in} \quad 2.6$$

Aplicando a condição de equilíbrio à equação 2.6, ou seja,  $V_{out} = 0$  e dado que  $V_{in} = 0$ , verifica-se a proporcionalidade entre as resistências do circuito, expressa na equação 2.7.

$$\frac{R_2}{R_3} = \frac{R_1}{R_4} \quad 2.7$$

Assim, constata-se que utilizando resistências iguais, qualquer variação numa das resistências irá quebrar o equilíbrio da ponte e conseqüentemente gerar uma diferença de potencial, ou seja,  $V_{out} \neq 0$ .

No caso da extensometria, as resistências são substituídas por extensômetros. O equilíbrio ocorre quando a resistência do extensômetro é compensada pela combinação das resistências presentes nos outros ramos da ponte. Quando uma força é aplicada o extensômetro sofre uma deformação, como referido anteriormente, e assim a resistência do extensômetro muda e ocorre um desequilíbrio na ponte.

Nesse sentido, é essencial calibrar a ponte de Wheatstone e conhecer as propriedades do extensômetro para ter uma leitura correta e precisa das deformações sofridas com base na variação da resistência do extensômetro.

Existe 3 tipos de montagem:

- Ponte completa: nesta configuração substitui-se todas as resistências por extensômetros. Este tipo de circuito é mais utilizado para aplicações que envolvem esforços de flexão.
- Meia ponte: neste circuito apenas 2 resistências são substituídas e dependendo da montagem pode ser utilizado para esforços uniaxiais, assim como de flexão.

- Quarto de ponte: este tipo de montagem, representado na Figura 2.7, possui apenas um extensômetro em um dos braços e é apropriado para medir esforços uniaxiais de tração e compressão. Esta configuração só deve ser utilizada para medições em temperaturas estáveis, por causa do efeito da temperatura medido pelo extensômetro,  $\epsilon_T$ , devido à dilatação, ou contração, do material devido à variação da temperatura.

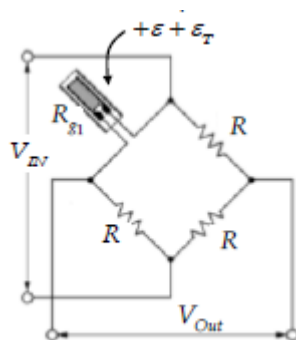


Figura 2.7- Configuração da ponte de Wheatstone em um quarto de ponte.

## CASO DE ESTUDO

### 3.1 Introdução

Esta dissertação tem como principal foco, o estudo do sistema de aperto relativo à maquinação de um componente de um compressor do tipo *scroll*, com intuito de compreender a relação entre o aperto e as deformações que o mesmo provoca.

Neste capítulo é realizada explicação sucinta do princípio de funcionamento do compressor *scroll* e a sua ligação à peça em estudo. Adicionalmente, é realizada uma caracterização da peça do caso de estudo, sendo referidas algumas das suas propriedades mecânicas. Por fim, é descrito o processo de maquinação do *Orbiting Scroll*, sendo abordado o sistema de aperto, a bucha de diafragma, assim como as operações de maquinação.

### 3.2 Compressor *scroll*

Os compressores *scroll* tem diferentes aplicações, sendo usualmente utilizados em sistemas de ar condicionados, bombas térmicas e refrigeração. No caso em estudo, o compressor é utilizado em sistemas de ar condicionado de automóveis. Este tipo de compressor destaca-se por possuir um alto rendimento no processo de compressão, e também por ser bastante silencioso, visto que a vibração e ruído são muito baixos.

O funcionamento deste compressor tem como princípio a dinâmica entre 2 peças em forma de espiral, sendo uma destas a peça em estudo. Uma das peças está fixa, designada por *Fixed Scroll*. A outra está ligada ao motor, que a faz girar em um movimento orbital em torno do *Fixed Scroll*, esta é a peça em estudo, denominada por *Orbiting Scroll*. Ambas as peças têm

espirais geometricamente idênticas, mas uma delas tem a sua espiral invertida em 180° em relação à outra, de forma a possibilitar a montagem [7], como exemplificado na Figura 3.1.

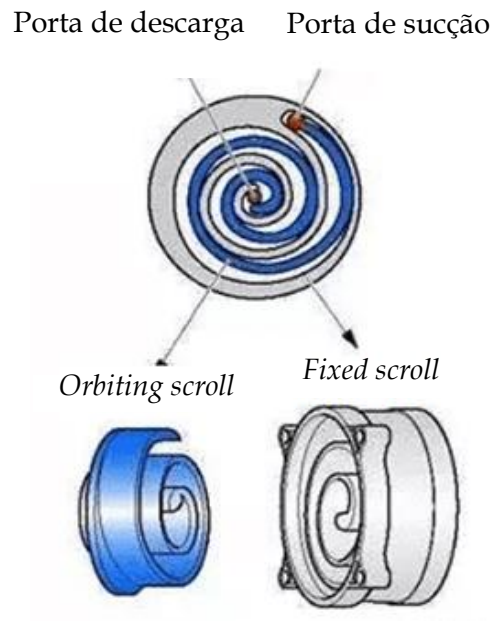


Figura 3.1- Componentes responsáveis pelo processo de compressão num compressor *scroll* [8].

O processo de compressão realiza-se através do movimento orbital do *Orbiting Scroll*. Com este movimento os pontos de contacto entre as peças vão variando, e desta forma consegue-se criar "bolsas" de fluido que são forçadas a deslocar-se em direção ao centro das espirais. Consequentemente, o volume das "bolsas" vai diminuindo, levando a um aumento progressivo da pressão. Este processo está representado Figura 3.2, onde está exemplificado o movimento do fluido durante o funcionamento do compressor, assim como a mudança de pressão ao longo do mesmo. Na figura, a pressão aumenta da esquerda para a direita, sendo que a zona a azul escura e vermelha são as zonas de menor e maior pressão do fluido, respetivamente.

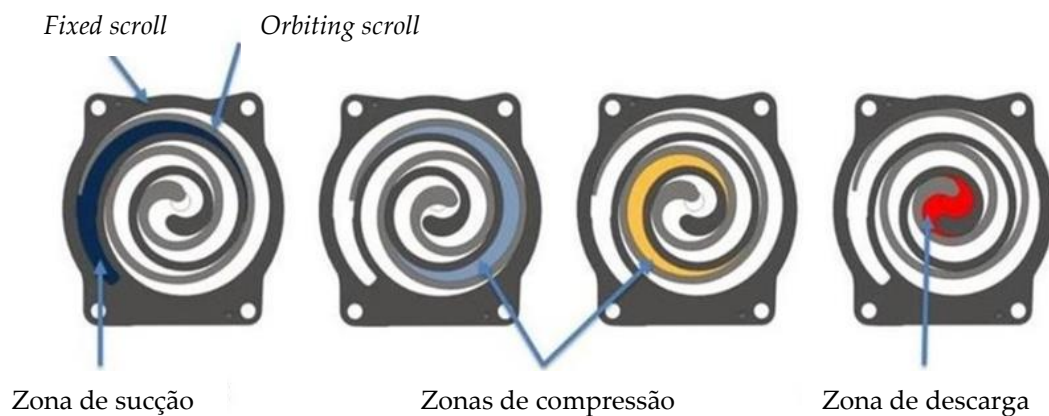


Figura 3.2- Demonstração do processo de compressão de um compressor *scroll* [9].

O contacto entre os vários pontos de ambos os componentes *scroll* funciona como vedante. Visto que a performance do compressor depende das fugas internas do fluido e das perdas mecânicas, as irregularidades no mecanismo dos elementos afetam o rendimento do compressor. Assim, o fabrico de ambos os componentes está associado a processos de elevada precisão, com tolerâncias dimensionais e geométricas bastante apertadas.

### 3.3 Peça em estudo

O alvo deste estudo é o *Orbiting Scroll* de 45 cc (centímetros cúbicos), peça caracterizada pela sua geometria em espiral, em que o seu nome provém do seu funcionamento. A peça é fabricada a partir de uma liga de alumínio 4007-A, a sua composição química está presente na Tabela 3.1, e foi determinada a partir da análise química segundo a norma EN14242.

Na Tabela 3.2, estão representadas algumas propriedades mecânicas do material, tendo sido realizado o ensaio mecânico segundo a norma ISO 6892-1 e o teste de dureza segundo a norma ISO 6508-1, para obter os valores das mesmas.

Tabela 3.1- Composição química do material.

<b>Elemento químico</b>	<b>Peso %</b>
<b>Si</b>	9,0-11,0
<b>Fe</b>	0,5 max.
<b>Cu</b>	2,5-3,5
<b>Mn</b>	0,3 max.
<b>Mg</b>	0,3-0,7
<b>Zn</b>	0,5 max.
<b>Ti</b>	0,2 max.
<b>Outros</b>	0,20 max.
<b>Alumínio</b>	Restante

Tabela 3.2-Propriedades mecânicas do material.

<b>Propriedades Mecânicas</b>	
Tensão de Cedência	280 MPa
Tensão de Ruptura	360 MPa
Módulo de Young	71 GPa
Coefficiente de Poisson	0,33
Dureza	67,5-82,5 HRB

A peça é produzida através de um processo de forjamento a quente e de seguida é sujeita a um tratamento térmico T6, para alcançar as propriedades mecânicas pretendidas. Na Figura 3.3 está representada a peça após o forjamento.

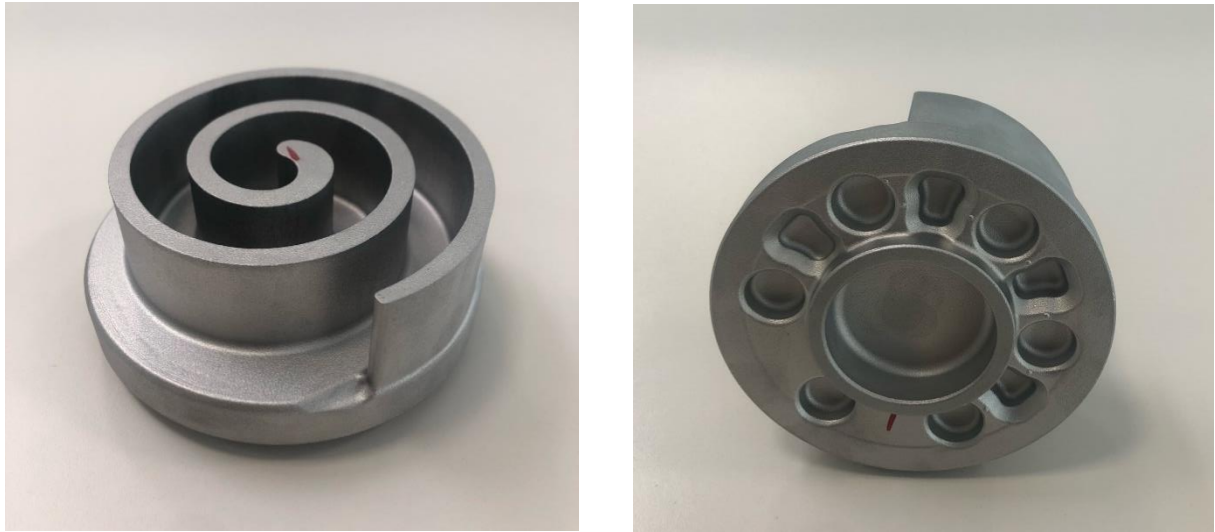


Figura 3.3- *Orbiting Scroll* após forjamento.

Após este processo, o *Orbiting Scroll* é maquinado numa máquina-ferramenta CNC, adquirindo a geometria e dimensões finais, representado na Figura 3.4. Posteriormente ainda é sujeito a um tratamento químico de revestimento de níquel-fósforo eletrolítico, com intuito de conceder uma maior resistência ao desgaste e um aumento da dureza do material. Este processo também promove um aumento da resistência à corrosão.



Figura 3.4- *Orbiting Scroll* após processo de maquinação.

## 3.4 Processo de maquinação do *Orbiting Scroll*

### 3.4.1 Sistema de aperto - bucha de diafragma

#### 3.4.1.1 Princípio de funcionamento de uma bucha de diafragma

Neste trabalho o sistema de aperto estudado foi uma bucha de diafragma. Tal como o nome indica, tem um diafragma essencial para o seu funcionamento. O funcionamento da bucha de diafragma está representado na Figura 3.5. Como se pode observar na figura a), o diafragma está ligado rigidamente aos mordentes, e estes abrem para receber a peça através da expansão do diafragma, provocada pela deformação elástica do mesmo quando sujeito a uma pressão. Pelo princípio da recuperação elástica, quando esta pressão é retirada, o diafragma regressa ao seu estado inicial e, conseqüentemente, os mordentes também, ocorrendo assim o aperto da peça, como representado na figura b). Usualmente, é utilizado um pistão pneumático ou um atuador hidráulico para induzir deformação no diafragma.

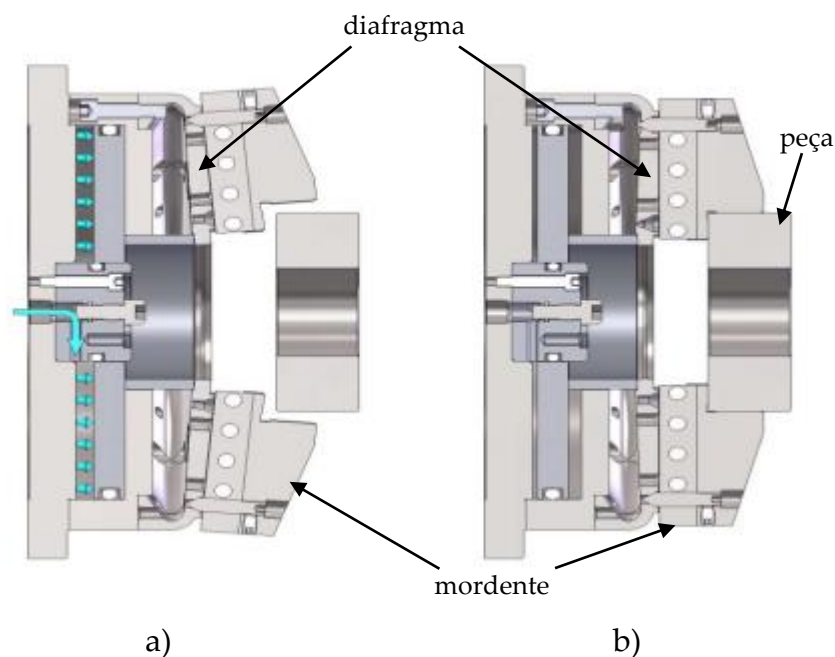


Figura 3.5- a) Abertura dos mordentes através da deformação do diafragma. b) Situação de aperto de uma peça pela bucha de diafragma, após recuperação do diafragma para a posição inicial [10].

A bucha de diafragma oferece uma força de aperto constante sem necessidade de lubrificação, uma vez que não possui componentes deslizantes. Esta é uma grande vantagem em relação às buchas padrão, uma vez que devido a terem componentes deslizantes, a sua força de aperto vai variando, diminuindo entre lubrificações [11].

Além disso, uma das suas características mais importantes é a sua precisão de centragem, um fator determinante na maquinação de uma peça, e extremamente valioso para aplicações em produção em série. Em buchas convencionais são vários os erros de posição, devido ao desgaste e folgas dos seus componentes deslizantes, que afetam negativamente a qualidade da peça. Deste modo, a utilização de buchas de diafragma permite eliminar estes tipos de erros.

Outra vantagem deste tipo de bucha, está relacionado com a sua durabilidade, tendo uma vida útil entre 800 000 e 1 000 000 atuações [11]. Visto que não há componentes deslizantes, o desgaste da bucha é mínimo, e por isso não existe necessidade de manutenção.

No entanto, a bucha de diafragma é, normalmente, apenas utilizada para uma operação específica, dado que não é possível trabalhar com uma grande variedade de peças de diâmetros diferentes ao contrário de outras buchas. Para além disso, sendo uma ferramenta de alta precisão o seu custo é elevado. Portanto, é mais adequada para grandes volumes de produção, com grande repetibilidade de operações e com tolerâncias de concentricidade apertadas, que necessitam de consistência e eficácia nas operações.

Por estas razões a bucha de diafragma é muito utilizada na indústria automóvel, possuindo uma grande versatilidade de aplicações, sendo usualmente, mais utilizada para processos de torneamento, fresagem e retificação. Este tipo de bucha é uma ferramenta boa para vários tipos de material e ambientes abrasivos [12].

#### **3.4.1.2 Bucha de diafragma em estudo**

Como referido anteriormente, o objetivo principal desta dissertação é estimar as forças de aperto da bucha de diafragma, de forma a poder compreender a sua influência nas deformações finais da peça. No caso de estudo, a bucha de diafragma é utilizada para operações de fresagem. Este foi o aperto escolhido pela empresa para a maquinação do *Orbiting Scroll*, dado ser indicada para o aperto de peças com espessuras pequenas e tolerâncias apertadas.

A bucha estudada, está representada na Figura 3.6. De salientar, que na figura estão representados apenas 2 dos 6 mordentes da bucha. O fabricante é a empresa alemã MicroCentric, e o modelo da bucha é o MBS-DL-200. Toda a informação referente a este modelo da bucha de diafragma, foi retirada do site da empresa MicroCentric [13].

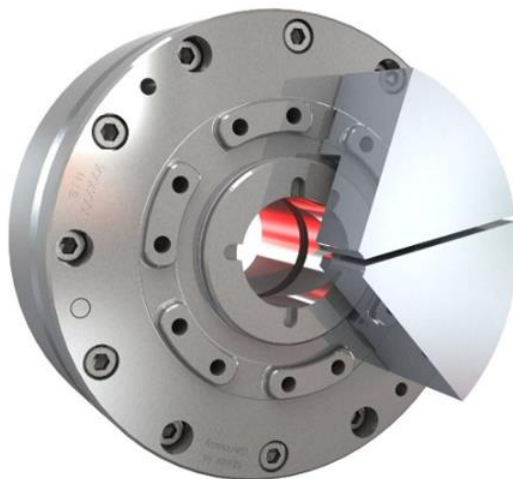


Figura 3.6- Bucha de diafragma MBS-DL-200 [13].

Na série de buchas MBS-DL, o diafragma é atuado pneumáticamente. Através da variação da pressão do ar é possível controlar a força de aperto da bucha, sendo que os modelos desta série foram feitos para peças de paredes finas, que requerem forças de aperto menores para não deformar. No entanto, também pode ser utilizada para aplicações onde são necessárias forças de aperto mais elevadas. Esta série de buchas ainda permite que sejam utilizados vários conjuntos de mordentes diferentes para a fixação das peças, para casos que exigem precisões mais elevadas.

Em termos de características, o modelo em estudo possui: uma precisão de cerca de 2  $\mu\text{m}$ , relativa à concentricidade; uma força de aperto de 1,13 kN, para uma pressão de 6 bar; e é capaz de manter a força de aperto consistente para operações em que a peça esteja, no máximo, a 7 900 rpm.

O diafragma da bucha é o modelo MDR da série MBS-Diaphragm, e está representado na Figura 3.7. Este está fixado aos restantes componentes através de uma ligação aparafusada, sendo, por isso removível. O diafragma, recebe um conjunto de fixação de 6 mordentes, que são aparafusados ao mesmo pela parte posterior, como representado na Figura 3.8. Isto

acontece para que a fixação dos mordentes não afete o aperto, e consequentemente, a exatidão do mesmo. Os mordentes são do modelo SDR, da série MBS-TOP JAWS, e são de aço.



Figura 3.7- Diafragma MDR, MicroCentric [13].

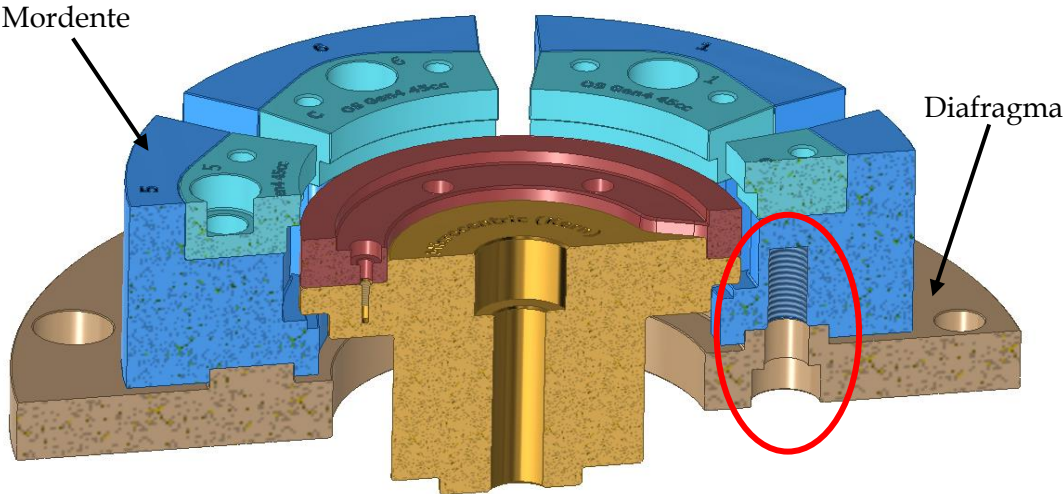


Figura 3.8- Identificação da zona de fixação dos mordentes no diafragma.

### 3.4.2 Operações de maquinação

O *Orbiting Scroll* é sujeito a um processo de maquinação, como referido anteriormente, o qual está dividido em duas operações, sendo a primeira operação denominada de OP10 e a segunda por OP20. Na operação OP10 é realizada a maquinação da base da peça, e na operação OP20 é realizada a maquinação da espiral e de todas as superfícies do topo. A maquinação é executada por uma máquina-ferramenta de CNC Kern Micro HD [14], com uma capacidade de precisão na ordem das unidades de micron.

Para ambas as operações o aperto é realizado por uma bucha de diafragma, porém, a zona de aperto difere entre operações. Relativamente à primeira operação, OP10, o aperto é realizado na zona da espiral por 6 mordentes equidistantes entre si, como representado na Figura 3.9. Na operação OP20, o aperto é realizado por 6 mordentes equidistantes entre si também, como se observa na Figura 3.10, e a zona de contacto com a peça é a superfície lateral exterior da base do *Orbiting Scroll*. A área de contacto teórica dos mordentes com o *Orbiting Scroll* para a operação OP20, observa-se a amarelo na mesma figura. Na Figura 3.11, estão assinaladas as zonas maquinadas de maior relevância na operação OP10, que irão ser mencionadas no decorrer desta dissertação. A operação OP10 é caracterizada por 2 operações de furação, seguidas de 2 operações de desbaste da caixa do rolamento e dos *pockets*. Depois é feita uma operação de acabamento dos *pockets*, e a seguir 3 operações de desbaste da zona lateral (diâmetro exterior da peça) e do *O-ring*. Por fim, é finalizada com 4 operações de acabamento da zona lateral, do *O-ring*, topo e caixa do rolamento.

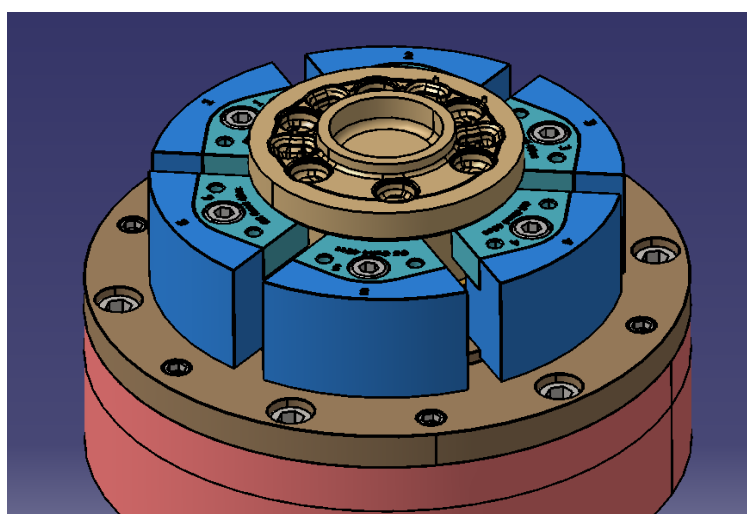


Figura 3.9- Configuração do aperto da peça para a operação OP10.

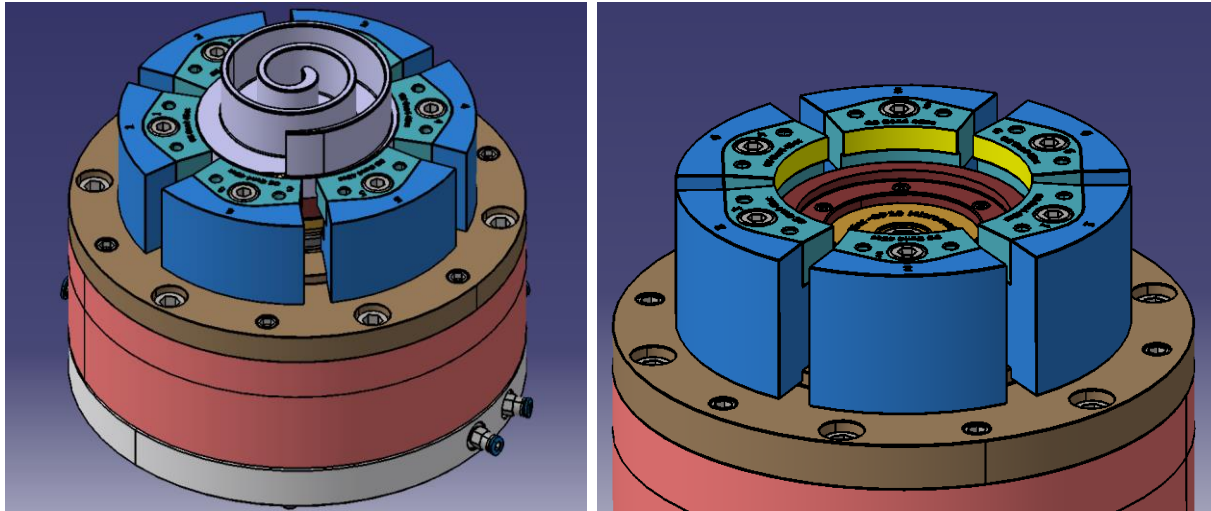


Figura 3.10- Configuração do aperto da peça para a operação OP20 (à direita); Zonas de contacto teóricas dos mordentes com a peça, em situação de aperto (à esquerda).

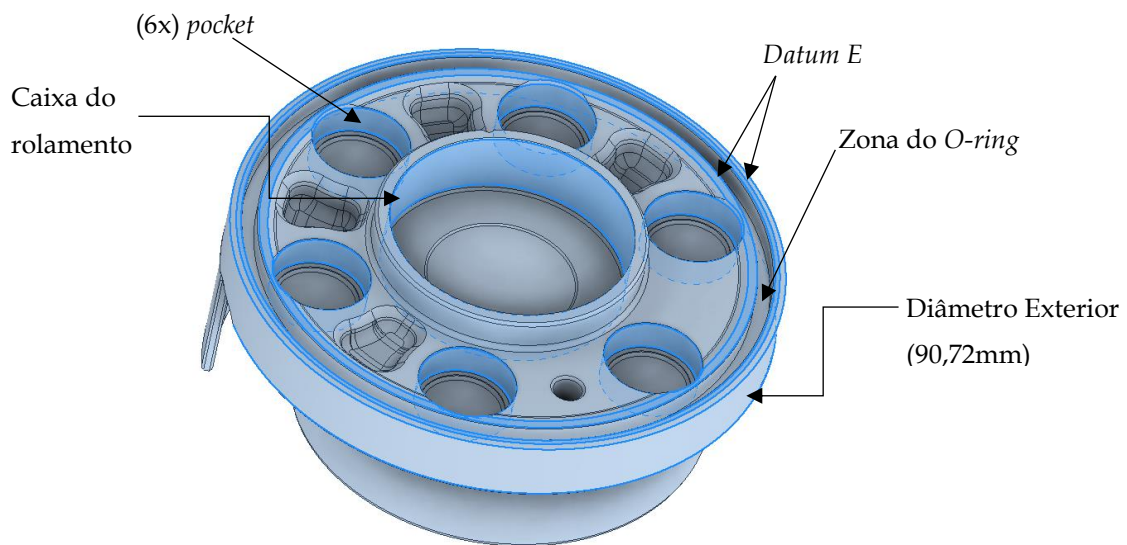
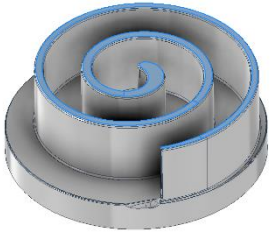
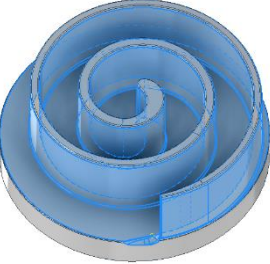
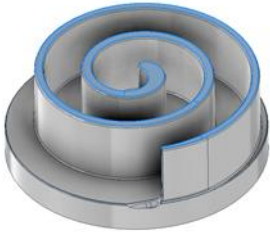
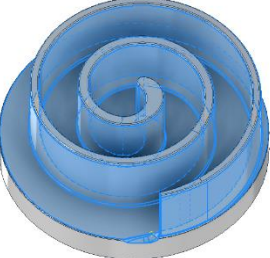


Figura 3.11- Zonas com maior relevância maquinadas na operação OP10.

A sequência de operações realizadas na operação OP20, está apresentada na tabela 3.3. Esta operação é composta por 2 operações de desbaste referentes às zonas da espiral e do topo da espiral, seguidas por 2 operações de acabamento das mesmas zonas.

Esta é a operação onde tem ocorrido complicações no fabrico do *Orbiting Scroll*. Nesse sentido, a operação OP20 foi o foco principal desta dissertação, nomeadamente, a configuração de aperto da peça utilizado. De seguida, serão analisados os relatórios de medição de coordenadas da peça após a maquinação, de forma a compreender melhor os desvios ocorridos na mesma.

Tabela 3.3- Sequência de operações da operação OP20.

Operação	Ilustração
1º Desbaste do topo da espiral	
2º Desbaste da espiral	
3º Acabamento do topo da espiral	
4º Acabamento da espiral	

## ANÁLISE DOS RELATÓRIOS DE MEDIÇÃO DE COORDENADAS

### 4.1 Introdução

O fabrico do *Orbiting Scroll*, como referido anteriormente, está associado a processos de elevada precisão, com tolerâncias dimensionais e geométricas bastante apertadas. A fim de garantir que todos os requisitos de projeto são cumpridos, no departamento de R&D, todas as peças fabricadas são sujeitas a controlo de qualidade através da medição pela máquina de controlo de coordenadas (CMM), Zeiss Prismo com sensor de medição Vast Gold [15]. No caso do *Orbiting Scroll*, por cada peça fabricada são realizadas 2 medições, uma após a operação OP10 e outra após a operação OP20.

De forma a compreender o problema que a empresa sofria na produção da peça, foram fornecidos os relatórios de medição de coordenadas. Na Figura 4.1, estão assinaladas algumas das características da peça relevantes, que são avaliadas nestes relatórios, como o paralelismo e a planeza do *Datum E*, assinalado a vermelho, e a dimensão do diâmetro e cilindridade da caixa do rolamento, assinalado a azul. Deste modo a partir destes relatórios é possível observar os desvios e incumprimento das tolerâncias geométricas da peça.

Neste capítulo através da análise dos relatórios, será introduzido o problema de uma forma mais detalhada e realizado uma comparação entre modelos diferentes de *Orbiting Scroll*.



## 4.2 Relatórios de medição das operações OP20 e OP10

Numa primeira abordagem analisou-se os relatórios de 6 peças após a operação OP20, a fim de entender a grandeza dos desvios e identificar algumas zonas de maior relevância. Em termos da grandeza dos desvios, esta varia consoante a zona da peça, sendo que as zonas com maiores desvios estão na ordem das dezenas de micron. Este é o caso do perfil da espiral, uma das zonas mais importantes da peça, onde o desvio máximo registado foi de 36,8  $\mu\text{m}$ , e do diâmetro exterior, com um desvio máximo de 46,7  $\mu\text{m}$ , como se observa na Figura 4.2.

Name	Value	Nominal Value	Upper Allowance	Lower Allowance	Deviation	+/-
-- Involute 0.06 x2 -Design-	0.0368	0.0000	0.0600	0.0000	0.0368	
-- Diameter 90.72 -Design-	90.7707	90.7240	0.0500	-0.0500	0.0467	

Figura 4.2- Valores registados, em milímetros, dos desvios de tolerância de perfil da espiral e da tolerância dimensional do diâmetro exterior da base do *Orbiting Scroll*.

De seguida analisou-se os desvios relativos à planeza do *Datum E*, aos *pockets* e à caixa do rolamento. Na Figura 4.3, estão assinaladas a amarelo as zonas da peça referidas, com intuito de ajudar na visualização das mesmas.

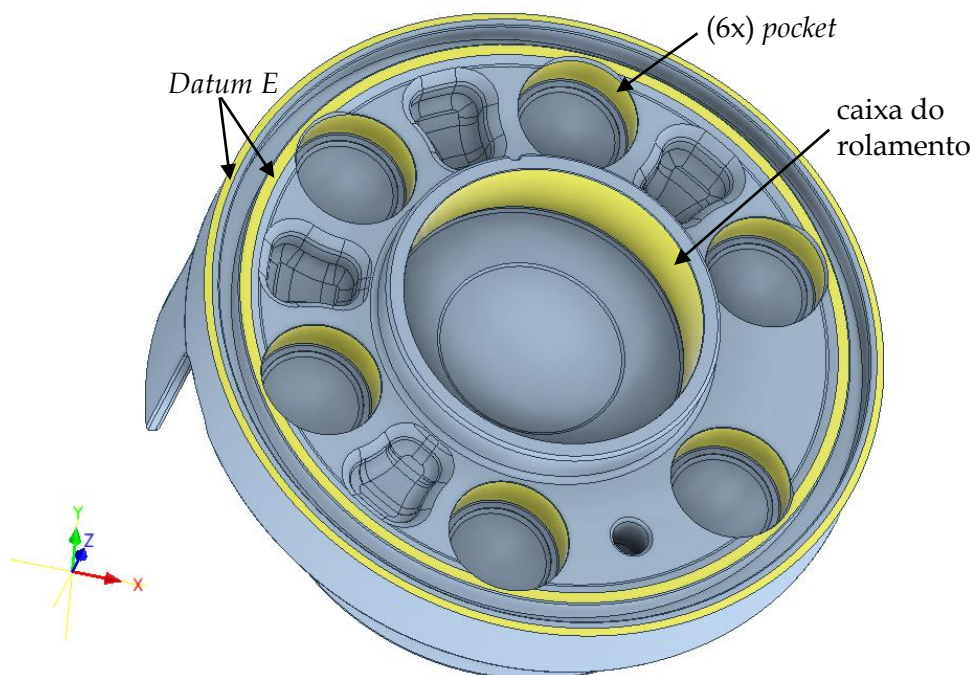


Figura 4.3- Identificação das zonas analisadas nos relatórios de medição.

Na Figura 4.4 são apresentados os valores, em  $z$ , dos desvios de planeza do *Datum E*, medidos pela CMM, após a realização da operação OP10 e após realização da operação OP20. Na figura estão assinalados os desvios máximos e mínimos para ambas as operações. Comparando os resultados obtidos entre as operações verifica-se que, relativamente à planeza do *Datum E*, o desvio não é uniforme ao longo de toda a superfície. Observa-se também, que da operação OP10, onde a superfície do *Datum E* é maquinada, para a operação OP20 ocorre um aumento acentuado na superfície interior do *Datum E*, passando o desvio máximo da superfície exterior para a interior. Pela mesma figura, verifica-se que apenas a superfície interior aparenta aumentar o desvio. Dado que na operação OP20, a superfície do *Datum E* não é maquinada, acredita-se que esta deformação esteja ligada ao aperto.

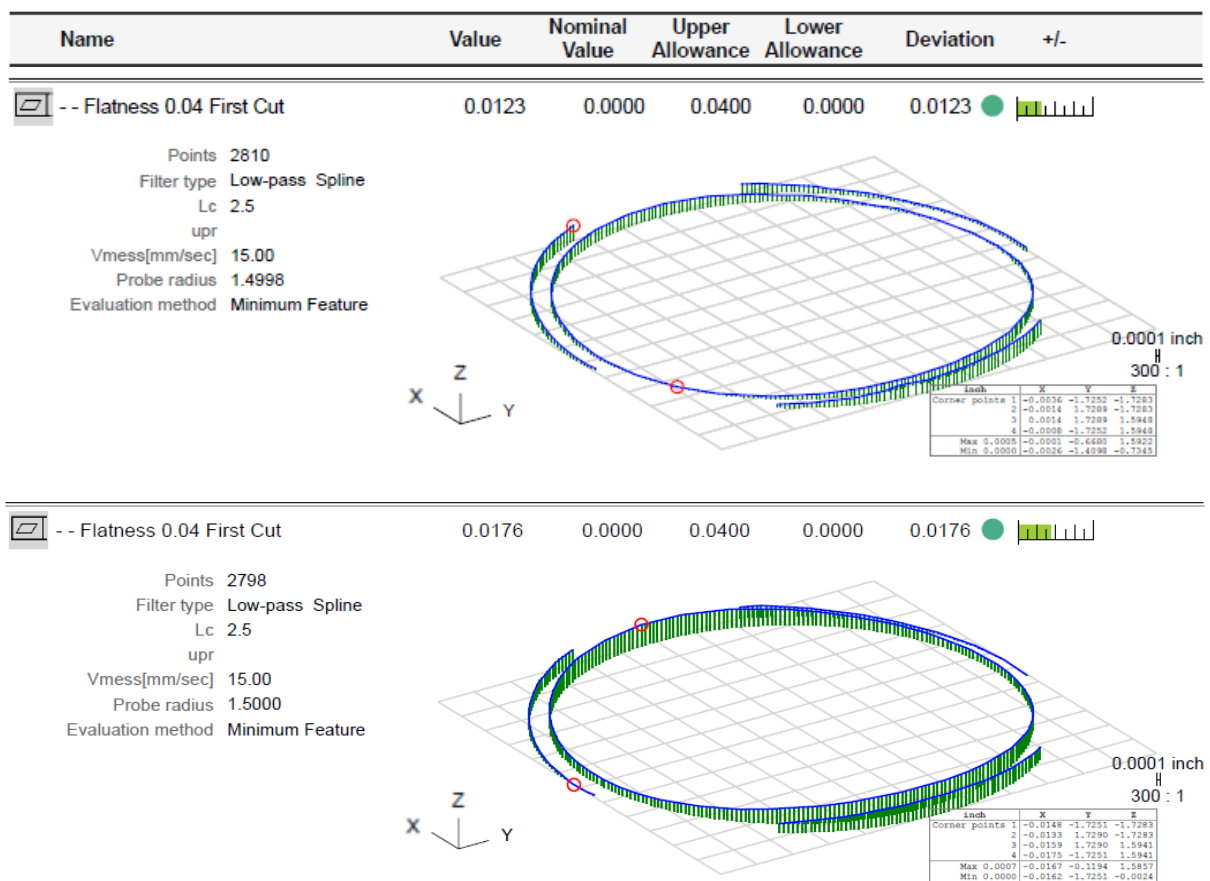


Figura 4.4- Relatório do perfil de desvios de planeza do *Datum E*, após realização das operações OP10 (em cima) e OP20 (em baixo).

Tal como o caso do *Datum E*, ocorrem desvios nos *pockets* após a realização da operação OP20, apesar de os mesmos não serem maquinados nesta operação, como referido anteriormente. No caso dos *pockets* ocorre um fenómeno de "expansão" do seu diâmetro na operação OP20, este fenómeno verifica-se a partir dos dados do gráfico da Figura 4.5. No gráfico estão apresentados os valores do diâmetro do topo dos *pockets* e o diâmetro do fundo dos *pockets*, para todos os seis *pockets* do *Orbiting Scroll*, em ambas as operações. De notar, que os valores dos diâmetros relativos à operação OP20 estão representados a azul, e os valores dos diâmetros relativos à operação OP10 estão a verde, como apresentado na legenda do gráfico. Analisando o gráfico observa-se que após a operação OP20 existe uma deformação de todos os *pockets*, pois ocorre um aumento de ambos os diâmetros, topo e fundo. Em termos da diferença entre o diâmetro do fundo e do topo, verifica-se que esta também aumenta após realização da operação OP20.

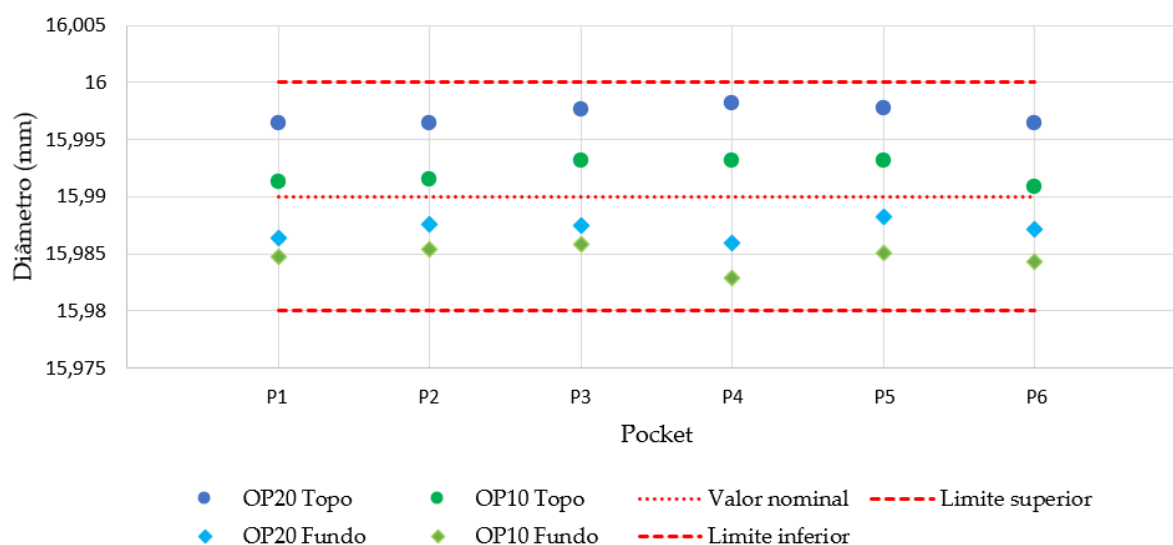


Figura 4.5- Diâmetro do fundo e topo dos *pockets*, após operações OP10 e OP20.

Para além do aumento dos diâmetros dos *pockets*, após a realização da operação OP20 identificou-se que a circularidade também é afetada. Nas Figura 4.6 e Figura 4.7, estão apresentados os valores dos desvios de circularidade do fundo e topo dos *pockets*, respetivamente, assim como os limites de tolerância, representados pelos círculos vermelhos. Ao comparar as figuras, verifica-se que apenas ocorre um incumprimento de tolerâncias na circularidade do topo do *pocket*.

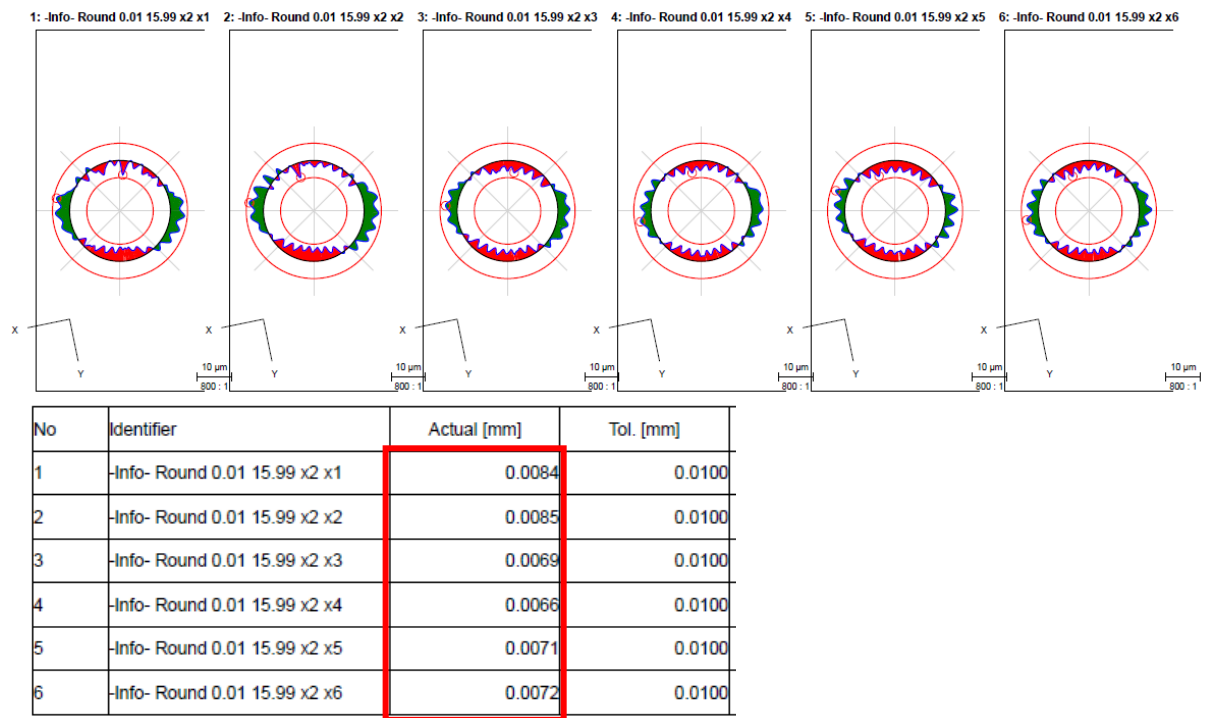


Figura 4.6- Desvios de circularidade do fundo dos *pockets* após operação OP20.

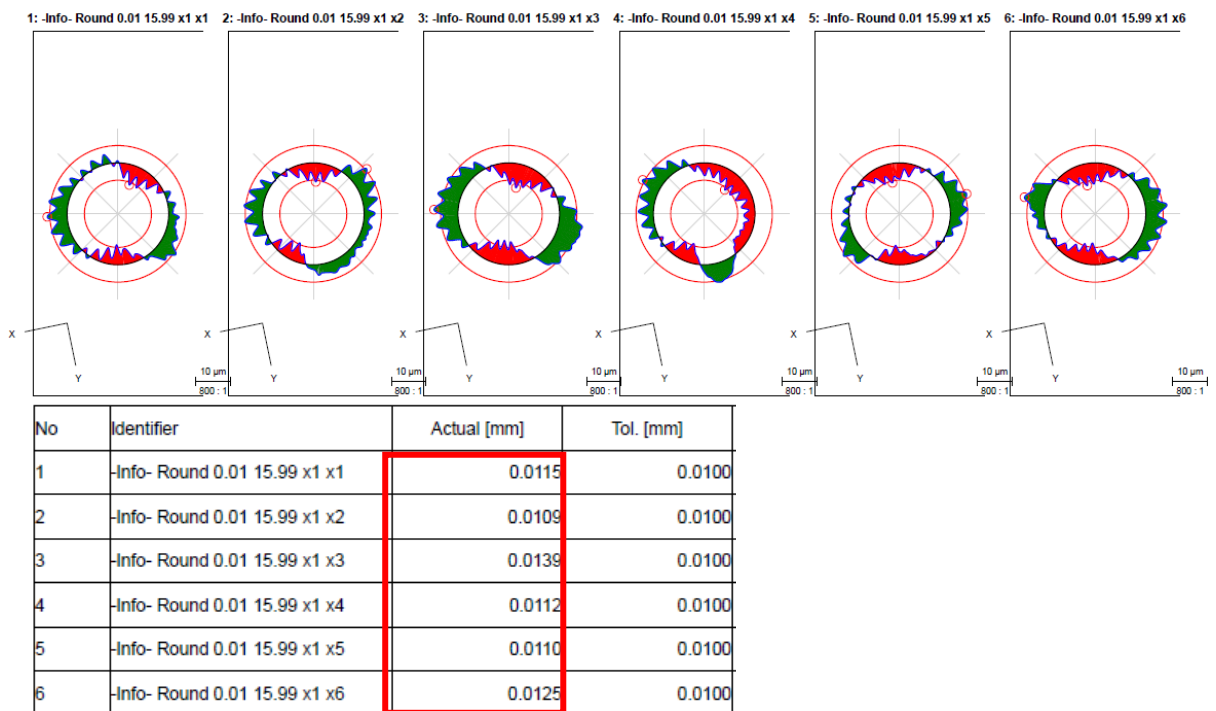


Figura 4.7- Desvios de circularidade do topo dos *pockets* após operação OP20.

Estas deformações apesar de pequenas, podem trazer grande influência no funcionamento do compressor, uma vez que os *pockets* são responsáveis por limitar o movimento orbital do *Orbiting Scroll* no processo de compressão. Dessa forma, torna-se imperativo minimizar os desvios e adotar estratégias durante o processo de maquinação para garantir o cumprimento das tolerâncias.

Devido à deformação que a peça sofre na sua base na operação OP20, foi adotada uma estratégia na maquinação da caixa do rolamento, pois havia incumprimento das tolerâncias dimensionais e geométricas. Esta estratégia de maquinação pode-se observar ao analisar os dados da Tabela 4.1, onde se verifica que após a operação OP10 o diâmetro do topo da caixa do rolamento é menor do que os restantes diâmetros, apesar de terem o mesmo valor nominal, para que depois de realizada a operação OP20, a cilindridade da caixa do rolamento melhore e os valores dos diâmetros da caixa tenham uma diferença menor entre si.

Tabela 4.1- Dimensões e cilindridade da caixa do rolamento, após operação OP10 e OP20.

	OP10	OP20
Diâmetro Topo (mm)	40,0106	40,0199
Diâmetro Central (mm)	40,0141	40,0228
Diâmetro Base (mm)	40,0180	40,0201
Cilindridade (mm)	0,0087	0,0058
Ilustração		

Analogamente ao que acontecia com a base e topo dos *pockets*, verifica-se que para a caixa do rolamento a deformação é maior para a zona do topo. Assim, constatou-se que a deformação da peça é tanto maior quanto maior for a distância do ponto de aplicação do aperto, e verificou-se que o problema principal estava relacionado com a operação OP20, pois ocorriam deformações em zonas da peça que não eram maquinadas nesta operação.

### 4.3 Comparação entre modelos de *Orbiting Scroll*

Após constatar que o problema no fabrico da peça estava na realização da operação OP20, procurou-se perceber a influência da geometria nas deformações obtidas após a realização da operação OP20. Nesse sentido, comparou-se os relatórios de medição entre dois modelos diferentes de *Orbiting Scrolls*, um de 33 cc e um de 45 cc, sendo este último, o alvo de estudo nesta dissertação. As peças são bastante semelhantes em termos de geometria, no entanto, a peça de 45 cc é maior e possui paredes com uma espessura maior.

Analisou-se 6 relatórios de medição para cada tipo de *Orbiting Scroll*. Comparou-se a média dos valores obtidos por ambos os modelos, para diferentes zonas da peça de grande relevância, referidas anteriormente. Como se observa na Tabela 4.2, os desvios para o *Orbiting Scrolls* de 33 cc são todos maiores do que os desvios do 45 cc. Destaca-se os desvios relativos ao diâmetro do topo e à cilindricidade da caixa do rolamento, uma vez que o modelo de 33 cc possui desvios 2,3 vezes e 4 vezes superiores aos desvios do modelo de 45 cc, respetivamente.

Pela análise dos dados, admite-se que a geometria da peça tem influência na deformação após maquinação, dado que com a alteração da geometria obteve-se uma peça mais resistente à deformação e a qualidade final da peça melhorou, como era de esperar. Uma vez que a empresa já fez melhorias em termos de geometria, torna-se necessário realizar um estudo do aperto da operação OP20, com intuito de compreender se as deformações registadas nos relatórios são provocadas pela força de aperto aplicada. Assim, de seguida procedeu-se ao desenvolvimento do dispositivo de medição das forças de aperto.

Tabela 4.2- Comparação dos desvios de tolerância do *Orbiting Scroll* entre os modelos 33 cc e 45 cc.

Desvio ( $\mu\text{m}$ )	33 cc	45 cc
Perfil topo espiral	53,1	30,8
Perfil base espiral	44,6	27,6
Planeza <i>Datum E</i>	15,5	14,5
Diâmetro do topo da caixa do rolamento	21,2	5,2
Cilindricidade caixa do rolamento	16,3	7,0



## FORÇAS DE APERTO

### 5.1 Introdução

O foco desta dissertação foi a determinação das forças de aperto da bucha de diafragma para operação de maquinação OP20, de forma a poder conhecer melhor o processo de aperto, e perceber a sua relação com as deformações provocadas na peça após a maquinação, já mencionadas no capítulo anterior.

Com esse intuito, neste capítulo é explicado o raciocínio por detrás da metodologia utilizada para desenvolver o dispositivo de medição das forças de aperto. Apresenta-se ainda, os resultados e as forças obtidas através dos ensaios realizados.

### 5.2 Dispositivo de medição de forças

#### 5.2.1 Metodologia

Na determinação das forças de aperto foram analisadas abordagens diferentes, numa fase inicial procurou-se obter as forças analiticamente. No trabalho desenvolvido por O. N. Oguoma[16], o autor determina uma expressão para o cálculo das forças de aperto,  $F$ , dada pela equação 5.1, onde  $a$  é o raio exterior do diafragma,  $b$ , é o raio interior do diafragma,  $h$ , é o braço do momento que causa a força de aperto,  $P$ , é a força que provoca a deformação do diafragma e  $K_r$  é uma constante adimensional criada pelo autor para simplificar a equação da força de aperto. Na Figura 5.1 estão identificados algumas destas variáveis e a força de aperto. Os valores da constante  $K_r$ , foram determinados pelo autor, e dependem do raio interno e

externo do diafragma, do diâmetro da peça, do número de mordentes, e da largura do mordente.

$$F = K_R \frac{(a + b)}{h} P \quad 5.1$$

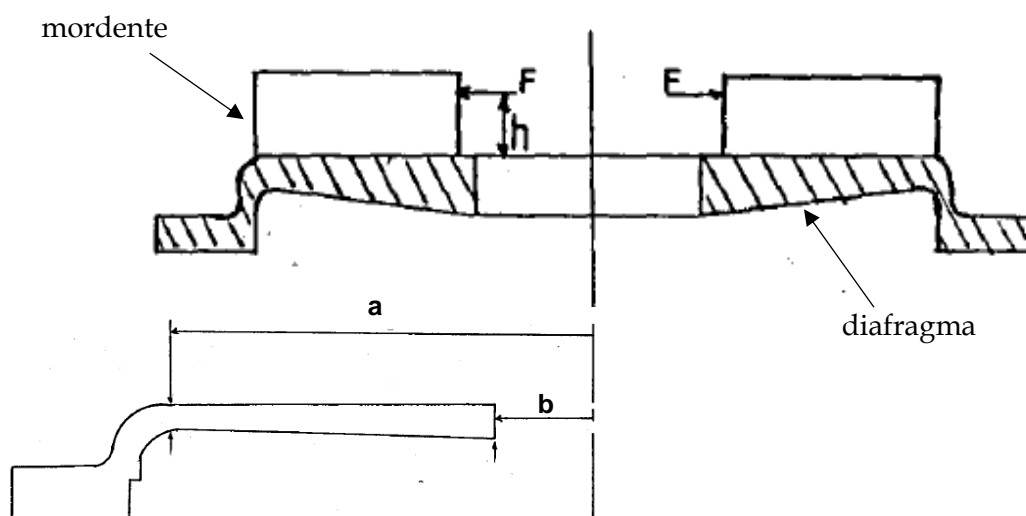


Figura 5.1- Identificação das dimensões relevantes segundo Oguoma, relativas ao diafragma e mordentes, e da força de aperto [16].

A bucha de diafragma estudada pelo autor, tinha um funcionamento diferente da bucha em estudo nesta dissertação. No caso do autor, quando a bucha se encontrava em repouso, os mordentes possuíam um diâmetro inferior ao diâmetro nominal da peça. Deste modo, para os mordentes obterem o diâmetro nominal da peça, era necessário deformar o diafragma, através da aplicação de uma pressão,  $P$ . Para realizar a montagem da peça na bucha, o diafragma era sujeito a uma pressão ainda maior, para que os mordentes tivessem um diâmetro superior ao nominal. Retirada a pressão, o diafragma recuperava elasticamente e assim era realizado o aperto. No entanto, para a bucha abordada nesta dissertação o mesmo não acontece. No seu estado de repouso, o diâmetro dos mordentes é equivalente ao diâmetro nominal da peça, e é aplicada pressão para executar o aperto. Conseqüentemente, não é possível utilizar a equação desenvolvida por O. N. Oguoma.

Não podendo utilizar a equação de Oguoma, tentou-se adaptar a equação para o caso de estudo. No entanto, uma vez que não foi permitido a abertura da bucha por parte da empresa, a informação existente não permitiu ir por uma via analítica. Posto isto, optou-se por ter uma abordagem mais prática para o problema, que promovia uma ocorrência menor de erros e aproximações.

Inspirado no estudo desenvolvido por Eggebrecht, *et. al.* [5], referido no capítulo 2, optou-se por recorrer ao uso de extensómetros para determinar a força de aperto. Ao contrário do que foi realizado por Eggebrecht, optou-se por não aplicar os extensómetros diretamente nos mordentes. Dado que o equipamento disponível não tinha capacidade para a medição e uma leitura precisa dos dados. Uma vez que as deformações ocorridas em situação de aperto seriam bastante reduzidas, os mordentes eram de aço e possuíam uma área de secção demasiado elevada.

Nesse sentido, equacionou-se também a possibilidade de fazer a medição diretamente na peça em estudo, mas devido à geometria complexa da espiral do *Orbiting Scroll*, havia o risco de ocorrerem vários erros de medição, e por isso, essa opção foi descartada. Assim, optou-se por desenvolver um dispositivo de medição de força. Para isso projetou-se e fabricou-se uma peça para realizar a medição das forças, onde foram instalados extensómetros de modo a obter uma célula de carga. Esta peça foi dimensionada com o objetivo de descobrir as forças aplicadas por cada mordente.

No caso estudado optou-se por utilizar o circuito em quarto de ponte, mencionado anteriormente no capítulo 2.2.4. Uma vez que apenas se pretende medir as extensões provocadas por um esforço uniaxial de compressão e, também, devido à facilidade e simplicidade da utilização deste tipo de montagem em relação à meia ponte.

## 5.2.2 Projeto e fabrico

Ao iniciar a fase de projeto da peça de medição, procurou-se primeiro selecionar o material da mesma e realizar um esboço da sua geometria, uma vez que o problema estava ligado à área de secção e ao material. Em termos do material decidiu-se optar por alumínio, dado ser um material com uma boa maquinabilidade e permitir maior sensibilidade de dados. Desta forma agilizou-se o processo de obtenção e maquinação da peça.

Quanto à geometria, foi projetada tendo em conta que se pretendia obter o valor de forças uniaxiais. Assim, optou-se por uma geometria em estrela de 6 pontas, visto que a bucha é de 6 mordentes. Cada ponta da estrela, estaria em contacto com a superfície total do mordente simulando a situação de aperto do *Orbiting Scroll*. Desta forma, seriam colocados extensómetros em cada braço da estrela, e obtinha-se a respetiva força de aperto de cada mordente. Na Figura 5.2, está representado uma simulação do contacto dos mordentes com o primeiro esboço da peça de medição.

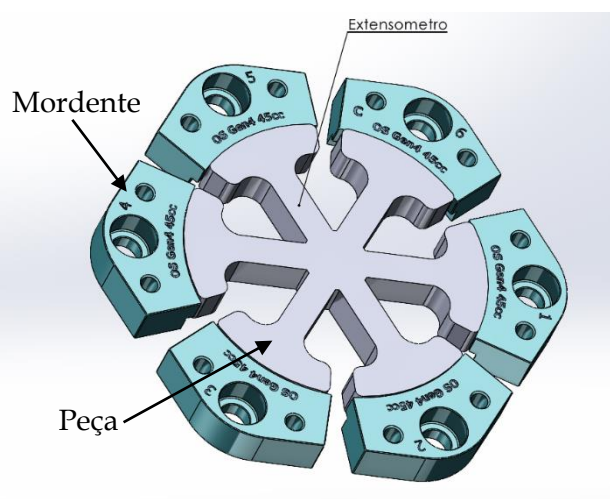


Figura 5.2- Primeiro esboço da peça de medição em situação de aperto.

O passo seguinte foi determinar área de secção da zona onde seriam instalados os extensómetros, uma vez que este era um aspeto crucial e a razão pela qual foi necessário fabricar a peça de medição. Como tal, assumiu-se um módulo de Young de 70 GPa, um valor comum para o alumínio, e dimensionou-se a área de secção de modo a garantir uma deformação de no mínimo 100  $\mu\text{m}$ , uma vez que para estes valores assegura-se uma boa leitura das extensões por parte dos extensómetros.

No entanto, era necessário saber a força, razão pela qual se estava a fabricar a peça em primeiro lugar, ocorrendo assim um impasse. Por isso, fez-se uma primeira estimativa considerando que existia proporcionalidade entre a força de aperto da bucha e a pressão exercida sobre o diafragma. Segundo o fornecedor da bucha, para 6bar a força total é de 11300N, uma vez que a empresa utiliza a bucha a uma pressão de 0,6 bar aproximadamente, considerou-se uma força total de aperto de 1130N.

A fim de aferir se o binário de aperto era suficiente para igualar o binário de corte, e garantir a fixação da peça, determinou-se o binário provocado pela força de corte, para comprovar a coerência dos valores. A força de corte é dada pela equação 5.2, sendo a constante  $K_c$ , a força específica de corte em  $N/mm^2$ ,  $p$ , a profundidade de corte em mm e  $e$ , a largura de corte em mm. Assumiu-se um valor da força específica de corte de  $750 N/mm^2$ , valor retirado de uma tabela de um catálogo da Sandvik [17], uma vez ser para estimativa. Utilizou-se uma profundidade de corte,  $p$ , de 1mm e uma largura de corte,  $e$ , de 0,4 mm, valores obtidos através da informação fornecida pela empresa.

$$F_c = K_c \cdot p \cdot e = 300N \quad 5.2$$

Obtida a força de corte,  $F_c$ , calculou-se o momento de corte através da equação 5.3, considerando o braço do momento,  $b$ , igual ao diâmetro do *Orbiting Scroll*, ou seja, 90,7mm.

$$M_{corte} = F_c \cdot b = 27,21 Nm \quad 5.3$$

Uma vez que a força de aperto corresponde à força normal à superfície lateral do *Orbiting Scroll*, esta está paralela ao raio de rotação da peça, como tal, foi necessário descobrir a força de atrito entre as superfícies do mordente e da peça. Desta forma, obteve-se uma força perpendicular ao raio de rotação e assim determinou-se o momento de aperto, como representado na equação 5.4. Considerou-se um valor de 0,61 para o coeficiente de atrito estático entre o aço e o alumínio, materiais dos mordentes e peça respetivamente [18].

$$M_{aperto} = F_{aperto_{total}} \cdot \mu_s \cdot b = 62,52 Nm \quad 5.4$$

Assim verificou-se que a peça é imobilizada para o valor de força de aperto de 1130N, uma vez que o momento de aperto é o dobro do momento de corte, garantido a coerência do valor de força escolhido para o dimensionamento. Consequentemente utilizou-se este valor de força de aperto para chegar ao valor máximo da área de secção da peça de medição, para uma deformação de 100  $\mu\text{m}$ , obtendo a equação 5.5, através da equação 2.2 do capítulo 2.

$$A_{m\acute{a}x} = \frac{F_{aperto\text{mordente}}}{E \cdot \varepsilon} = \frac{1130}{6} \cdot \frac{1}{(70 \cdot 10^9 \cdot 1 \cdot 10^{-4})} = 26,9 \text{ mm}^2 \quad 5.5$$

Determinada área de secção máxima, procedeu-se à conclusão do dimensionamento da peça de medição. Uma vez que se queria ter uma situação de aperto para medição, semelhante com a do caso estudado, a peça de medição foi dimensionada com uma altura igual à altura da base do *Orbiting Scroll*. No mesmo sentido, cada ponta da estrela da peça foi dimensionada com o comprimento de arco equivalente ao do mordente de forma a estar em contacto ao longo de todo o comprimento de arco do mordente. Desta forma, foi assegurado que as condições de aperto eram equivalentes com a situação do *Orbiting Scroll*.

Assim, assumiu-se uma altura de 11 mm, e uma espessura de 2 mm, de forma a garantir uma área de secção inferior à área máxima. Concluído o dimensionamento da área de secção, foi necessário garantir que não ocorria encurvadura da peça e que a mesma não deformava plasticamente. Visto que para o método utilizado para chegar à força de aperto, é fundamental que a peça apenas se encontre em regime elástico. Desta forma, procedeu-se ao cálculo da carga crítica de encurvadura através da equação de Euler (equação 5.7). Para tal, assumiu-se um comprimento do braço da estrela de 20mm e calculou-se o segundo momento de área para uma secção retangular, através da equação 5.6.

$$I = \frac{b^3 \cdot h}{12} = \frac{0,002^3 \cdot 0,011}{12} = 7,33 \cdot 10^{-12} \text{ m}^4 \quad 5.6$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 70 \cdot 10^9 \cdot 7,33 \cdot 10^{-12}}{0,02^2} = 12660 \text{ N} \quad 5.7$$

A força máxima de aperto total que a bucha de diafragma consegue aplicar é 11 300 N, o que corresponde a aproximadamente 1 883 N aplicados a cada braço da peça de medição. Tendo isso em consideração, e visto que a carga crítica para cada braço é 12 660N, admite-se que não existia risco de encurvadura, para qualquer dos braços da peça de medição. Por fim, calculou-se a tensão máxima que o aperto provocaria em cada braço, através da equação 5.8.

$$\sigma_{MAX.} = \frac{F}{A} = \frac{1883}{22 \cdot 10^{-6}} = 85,6 \text{ MPa} \quad 5.8$$

De modo a garantir que a peça não plastificava, optou-se por utilizar o alumínio 6082 para a fabricar, uma vez que este alumínio segundo o fornecedor possui uma tensão de prova de 260 MPa, aproximadamente 3x superior à tensão máxima. Assim é possível assegurar, que a peça não irá deformar plasticamente. Na Tabela 5.1 encontram-se algumas propriedades mecânicas deste material, retiradas de um catálogo do fornecedor, Poly Lanema [19].

Tabela 5.1- Propriedades Mecânicas do alumínio 6082 [19].

Propriedades Mecânicas	
Tensão de Prova ( $\sigma_{0,2\%}$ )	260 MPa
Tensão de Ruptura	310 MPa
Módulo de Young	70 GPa
Densidade	2,70 g/cm <sup>3</sup>
Coefficiente de Poisson	0,33
Dureza	95

Validada a área de secção assumida e escolhido o material, procedeu-se para a finalização do design da peça de medição. Assim, foi obtida a geometria final representada na Figura 5.3, e realizou-se a maquinação da mesma. Os furos em cada extremidade dos braços da peça foram adicionados para facilitar a fixação na maquinação da mesma.

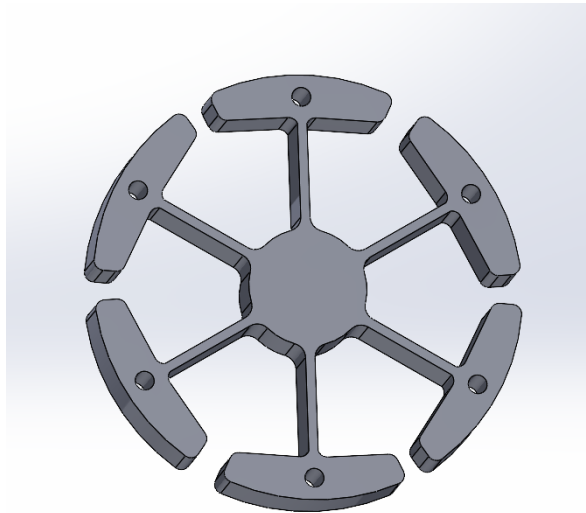


Figura 5.3- Representação da peça de medição em CAD.

A peça de medição foi fabricada através da maquinação de uma barra redonda de alumínio 6082 na máquina de CNC Kern Micro HD. Na Figura 5.4, está representado o produto final após maquinação. Na Figura 5.5, apresenta-se o desenho técnico da peça de medição.



Figura 5.4- Peça de medição.

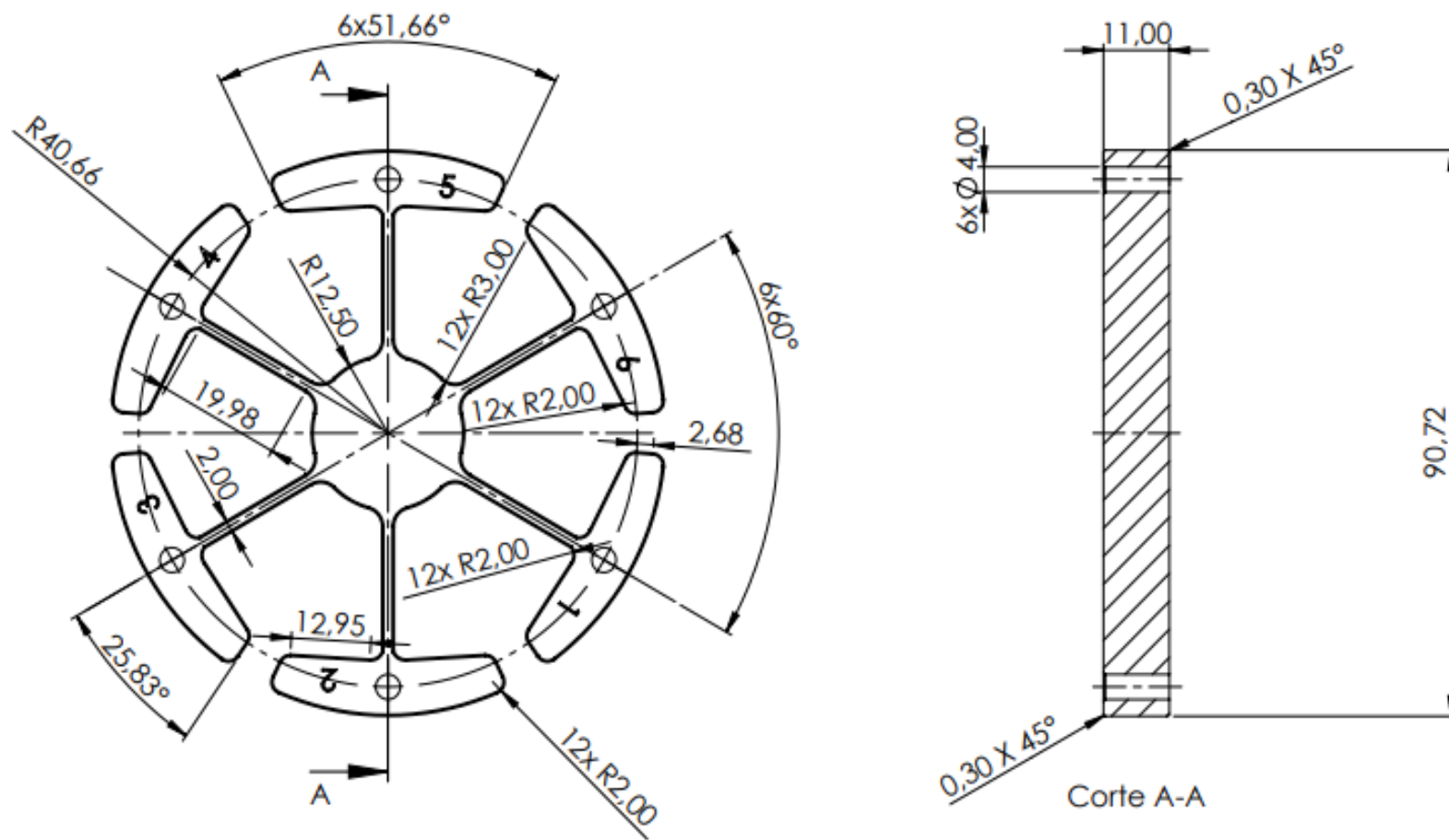


Figura 5.5- Desenho técnico da peça de medição (mm).

### 5.2.3 Montagem do dispositivo de medição de forças

O primeiro passo na montagem foi a numeração de cada braço da peça, a fim de rastrear com facilidade os dados relativos a cada braço. Desta forma, reduziu-se o risco de erros, uma vez que se pretendia medir a força de cada mordente e poderia haver diferenças de valores de um mordente para o outro.

De modo a determinar as forças de aperto da bucha de diafragma, instalou-se extensómetros nas partes laterais de cada braço da peça de medição, como assinalado na Figura 5.6. A fim de aferir se ocorria alguma flexão, pretendeu-se instalar um extensómetro em ambos os lados de cada braço. Uma vez que para determinar as forças com exatidão, através da metodologia utilizada, era necessário garantir que a força de aperto estava a ser aplicada uniformemente ao longo da superfície de contacto. No entanto, devido à escassez de extensómetros e necessidade de substituir alguns extensómetros defeituosos ao longo do processo de montagem, optou-se por apenas usar extensómetros em ambos os lados do braço da peça, para os braços numerados com um número par. Desse modo, foram utilizados um total de 9 extensómetros, 1 extensómetro em cada braço com um número ímpar e 2 extensómetros em cada braço com número par.

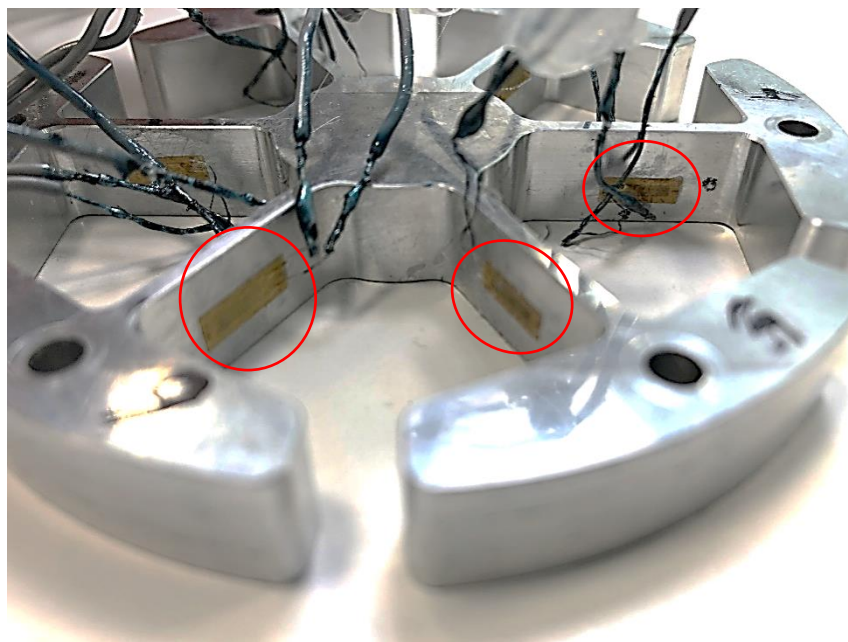


Figura 5.6- Posicionamento dos extensómetros na peça.

Os extensômetros utilizados eram da marca japonesa MinebeaMitsumi, indicados para aplicações em alumínio. Todos os extensômetros são do tipo linear uniaxial, porém devido à quantidade limitada de extensômetros disponíveis, foram utilizados dois modelos de extensômetros diferentes, modelos B-FAE-3-12 T11 (Tipo A) e B-FAE-5-12 T11 (Tipo B). Os modelos diferenciam um do outro, no tamanho e *Gage Factor*. Extensômetros do Tipo A foram utilizados para os braços 1, 2, 4 e 5 e extensômetros do Tipo B foram utilizados para os braços 3 e 6. Na Tabela 5.2, estão representadas algumas propriedades de ambos os modelos de extensômetro.

Tabela 5.2- Propriedades dos modelos de extensômetros.

	Tipo A	Tipo B
<i>Gage Factor</i>	2,06 ± 1%	2,09 ± 1%
Resistência $\Omega$	120 ± 0,3	120 ± 0,2
Comprimento de grelha (mm)	3	5

Para o correto funcionamento de um extensômetro é exigido que o mesmo esteja alinhado com a direção da tensão, ou seja, o extensômetro tem de ser colado de forma que os filamentos da sua resistência estejam paralelos à direção da deformação da peça. Qualquer desalinhamento por mais pequeno que seja poderá provocar alteração nos resultados obtidos, pois a extensão medida será diferente da real. Outro fator que pode modificar os resultados, é a falta de preparação da superfície antes da colagem dos extensômetros, uma vez que qualquer sujidade poderá influenciar o contacto entre o extensômetro e a peça.

Desta forma o processo de colagem dos extensômetros é bastante relevante, uma vez que defeitos nesta etapa podem originar possíveis fontes de erro na análise experimental das extensões e tensões. Para uma colagem correta realizou-se os seguintes passos de forma metódica, com intuito de minimizar os erros provenientes deste processo:

1º- Realizou-se a soldadura entre os cabos elétricos com fios dos extensômetros. Para a realização da soldadura foi utilizado fio de estanho e o soldador Weller WXP 120. Houve, no

entanto, necessidade de lixar ligeiramente os fios dos extensómetros uma vez que estes traziam um revestimento que impossibilitava a soldadura.

2º- De seguida foi aplicado um verniz químico de poliestireno, usado para circuitos elétricos, na zona de soldadura e nos fios do extensómetro. A fim de isolar e proteger contra curto-circuitos e humidade, e também para conferir uma maior resistência.

3º- O seguinte passo consistiu na preparação das superfícies da peça onde seriam colados os extensómetros. Primeiro para a limpeza da superfície utilizou-se uma folha Scotch Brite para remover óxidos e sujidade. Esta escolha em vez de uma lixa de grão fino, está relacionada com a característica de não contaminação da superfície deste tipo de folha abrasiva. Depois para concluir o processo de limpeza foi aplicado álcool desengordurante sobre todas as superfícies de colagem.

4º- Após a limpeza utilizou-se um marcador para assinalar o ponto médio no eixo horizontal e vertical da zona de colagem dos braços, com o intuito de auxiliar no alinhamento dos extensómetros, como representado na Figura 5.7.

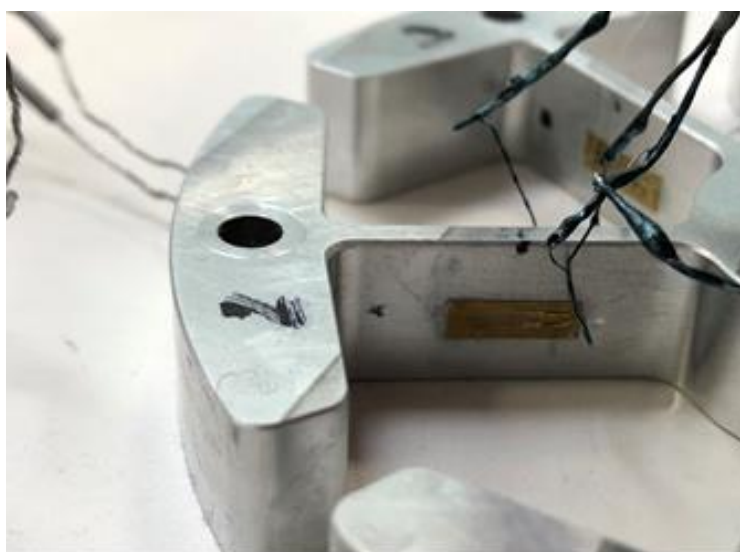


Figura 5.7- Demonstração da técnica utilizada para realizar o alinhamento dos extensómetros.

5º- De seguida procedeu-se à colagem dos extensómetros. O processo de colagem foi bastante demorado e requereu um enorme cuidado na aplicação da cola, assim como na

secagem. De modo, a garantir um bom contacto entre a superfície e a base do extensómetro, e a sua correta fixação.

6º- Por fim, finalizou-se com o processo de identificação dos cabos elétricos e aplicação de cola quente nos mesmos, para conferir mais resistência à estrutura e assim evitar que algum fio do extensómetro rompesse facilmente. Na Tabela 5.3, estão representados os identificadores dos extensómetros e mordentes, que serão utilizados ao longo desta dissertação.

Tabela 5.3- Listagem dos identificadores dos extensómetros e mordentes da bucha.

Elemento	Identificador
Extensómetro do braço 1	SG1
Extensómetro do braço 2 no lado direito	SG2_Dir
Extensómetro do braço 2 no lado esquerdo	SG2_Esq
Extensómetro do braço 3	SG3
Extensómetro do braço 4 no lado direito	SG4_Dir
Extensómetro do braço 4 no lado esquerdo	SG4_Esq
Extensómetro do braço 5	SG5
Extensómetro do braço 6 no lado direito	SG6_Dir
Extensómetro do braço 6 no lado esquerdo	SG6_Esq
Mordente 1	M1
Mordente 2	M2
Mordente 3	M3
Mordente 4	M4
Mordente 5	M5
Mordente 6	M6

De salientar, que durante o processo de colagem houve necessidade de substituir alguns extensómetros, devido ao rompimento de cabos elétricos e/ou colagem defeituosa. Nestes casos foi aplicado um removedor de cola e repetido todo o processo de colagem, referido anteriormente, para garantir uma superfície limpa. Na Figura 5.8, apresenta-se um fluxograma do processo de colagem.

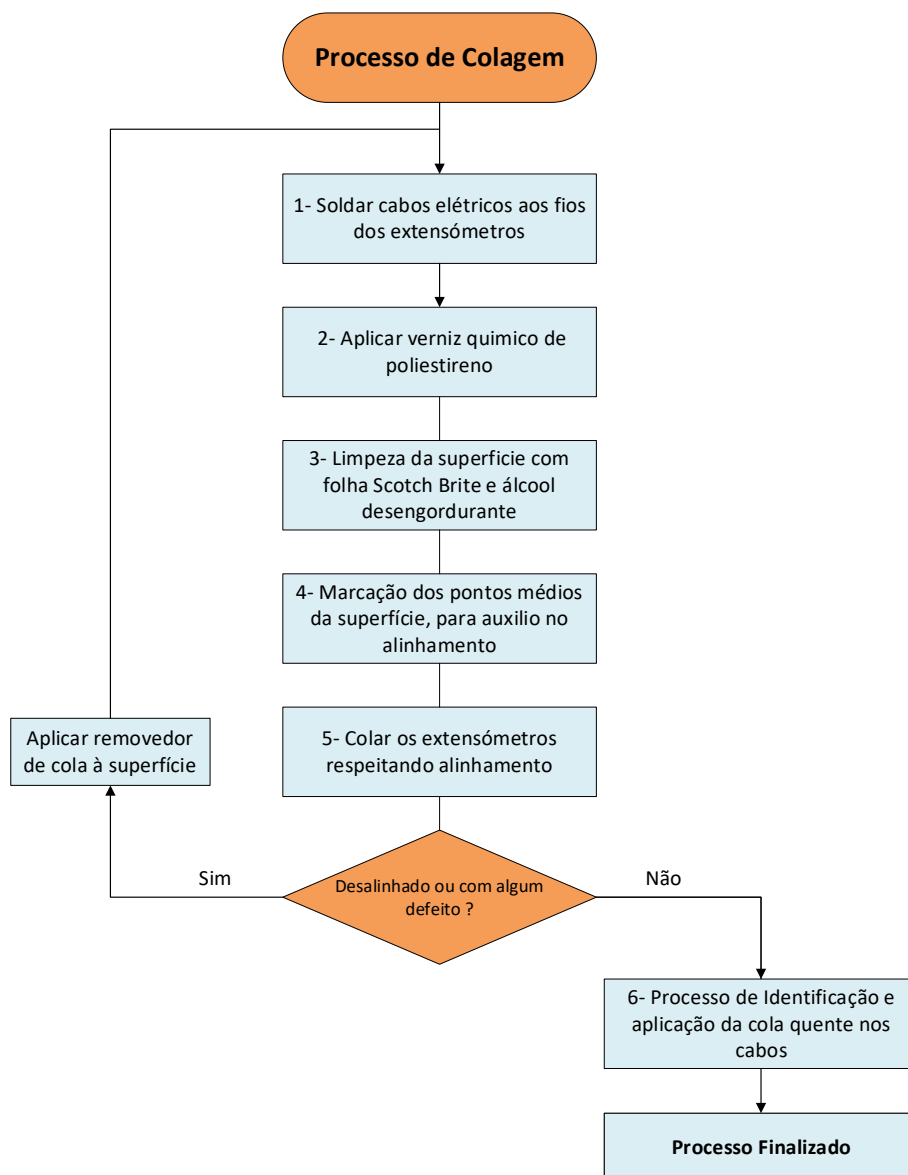


Figura 5.8- Fluxograma do processo de colagem dos extensómetros.

Terminado o processo de colagem de todos os extensómetros, o dispositivo de medição de forças estava concluído e preparado para iniciar os ensaios de medição da força de aperto na bucha de diafragma. Na Figura 5.9 está representado o resultado final após a montagem.



Figura 5.9- Dispositivo de medição de forças.

### 5.3 Ensaios

Finalizado o dispositivo de medição, iniciou-se o processo de medição das forças de aperto da bucha de diafragma, para a operação OP20. Para realizar as medições, foi utilizado o dispositivo para traduzir as deformações captadas em sinais elétricos através dos extensómetros. Os dados provenientes dos extensómetros foram adquiridos através da unidade de aquisição de dados QuantumX MX1615B [20].

Uma vez que apenas se pretendia medir a deformação provocada pelo esforço axial de compressão, foi utilizado um circuito em um quarto de ponte de Wheatstone. Dado ser este o circuito mais indicado para a medição de extensões provocada por este tipo de esforços, como referido anteriormente no capítulo 2.2.4. Nesse sentido, não houve necessidade de fazer qualquer tipo ligações extra entre os cabos elétricos dos extensómetros, e estes foram ligados diretamente à unidade de aquisição de dados através de conectores elétricos. O *pin assignment*

(atribuição dos pinos ao qual se vão ligar os cabos dos extensómetros), foi realizado segundo a documentação do fornecedor (representado no Anexo 1), para uma ligação de um quarto de ponte.

A unidade de aquisição de dados possuía 16 canais de entrada de sinais analógicos, tendo sido utilizados 9 canais, um por cada extensómetro. Devido ao facto de serem utilizados um número elevado de canais, recorreu-se à utilização de uma caixa de junção para facilitar a ligação dos cabos do dispositivo com os conectores elétricos. Na Figura 5.10, estão representadas a unidade de aquisição de dados QuantumX MX1615B, 1, a caixa de junção, 2, e o dispositivo de medição de forças, 3.

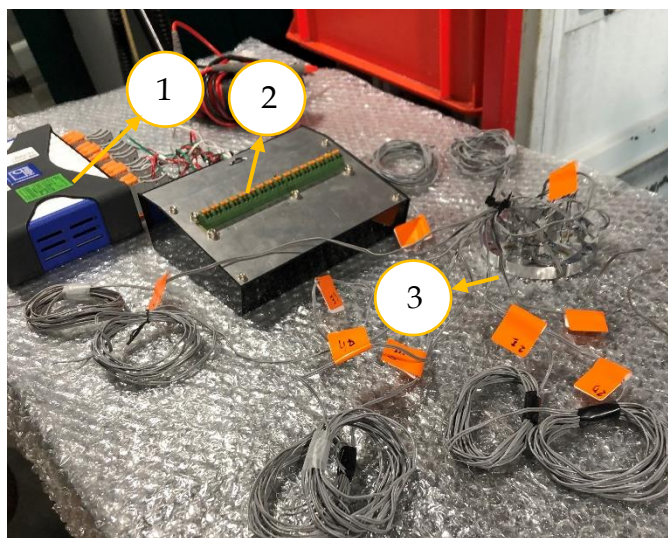


Figura 5.10- Elementos utilizados para a realização do ensaio de medição das extensões.

A informação recebida por estes canais era transmitida para o computador e processada pelo software Catman, da HBM [20]. Na preparação para realização dos ensaios de medição, foi necessário programar cada um dos canais através do software Catman, em termos do tipo de ponte de Wheatstone utilizado, resistência dos extensómetros, *Gage Factor* e tensão de excitação da ponte. Este aspeto é fundamental pois todos estes parâmetros influenciam a forma como é processada a informação, e conseqüentemente os valores finais.

Finalizado todo o processo de preparação, colocou-se o dispositivo de medição na bucha e procedeu-se à realização dos ensaios. Na Figura 5.11, está representado o *setup* final para a realização dos ensaios e o posicionamento do dispositivo na bucha de diafragma. O ensaio consiste em colocar a peça de medição na bucha de diafragma quando esta está aberta,

alinhando o centro dos furos de cada braço com o eixo de central do mordente, sendo esta a condição inicial. Uma vez posicionada a peça de medição realiza-se o aperto, e assim provoca-se uma deformação na peça.

O aperto é feito em 2 fases:

- Primeiro realizou-se um aperto com um deslocamento ligeiro dos mordentes, onde a circunferência inscrita entre os mesmos tinha o mesmo diâmetro da peça. Assim, ocorre um primeiro contacto entre a peça e os mordentes, com uma força de aperto reduzida para verificar o posicionamento;
- De seguida, realizou-se um aperto com o diafragma da bucha a ser sujeito a 0,6 bar. Esta era a pressão para a qual se pretendia determinar a intensidade da força de aperto, dado ser a pressão à qual é realizada a maquinação do *Orbiting Scroll*.



Figura 5.11- Ensaio de medição das extensões (à direita), e posicionamento do dispositivo de medição de forças, na bucha de diafragma (à esquerda).

Concluídas as 2 fases de aperto aguardava-se alguns segundos para que as leituras provenientes dos extensómetros estabilizassem, e o ensaio era concluído. Os valores de

extensão captados por cada extensómetro no decorrer do período do ensaio, eram guardados num documento Excel, para depois serem analisados.

De forma a ter fiabilidade nos resultados obtidos, foram realizados vários ensaios para 6 posições diferentes da peça de medição. Em cada posição os braços estavam em contacto com um mordente diferente, começando na posição 1, onde o braço 1 está em contacto com o mordente 1, até se chegar à posição 6, onde o braço 1 está em contacto com o mordente 6, como representado na Figura 5.12. Esta variação de posição teve como objetivo verificar se para o mesmo mordente havia coerência nos dados obtidos pelos vários extensómetros, a fim de aferir se existia algum extensómetro danificado ou que tinha sido incorretamente colado.

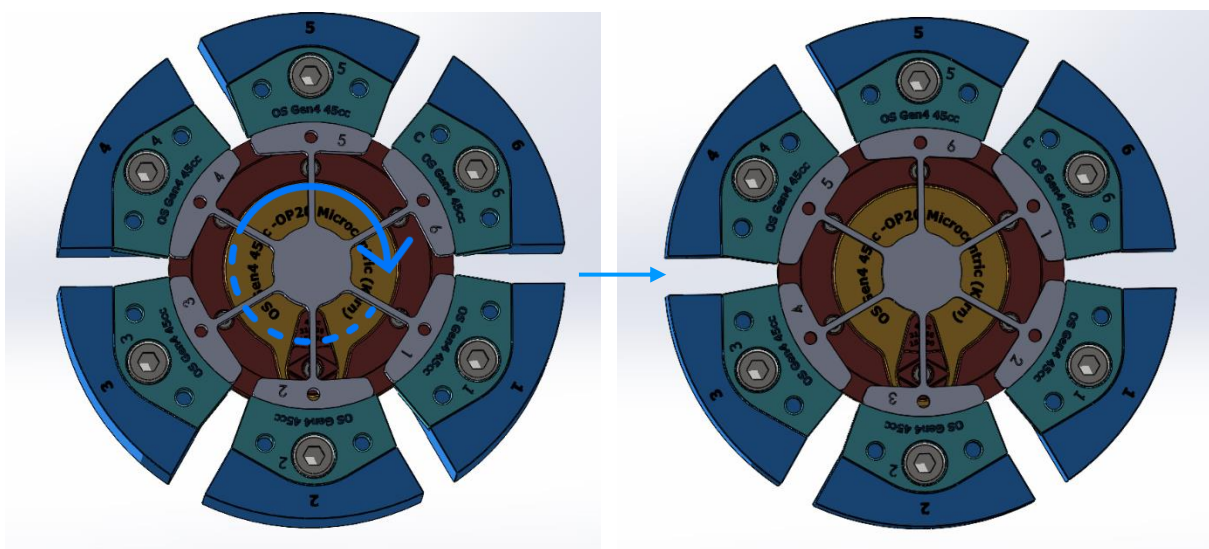


Figura 5.12- Posição de medição 1 (à esquerda) e posição de medição 6 (à direita).

## 5.4 Resultados dos ensaios

Para todas as posições foram realizados 2 ensaios, excepto para a 4ª posição, onde foram realizados 3 ensaios, o que equivale a um total de 13 medições diferentes para cada mordente. Visto que se aguardava a estabilização dos valores de extensão em cada um dos ensaios realizados, obteve-se uma amostra grande de valores de extensão ao longo do tempo. Nesse sentido, considerou-se para análise de resultados apenas os valores de extensão a partir do momento em que o gráfico de extensão em função do tempo, apresentava aproximadamente uma reta constante. Na Figura 5.13, está representado o gráfico da extensão em função do tempo para o ensaio 2 da posição 2, com intuito de exemplo. Os restantes

gráficos da extensão em função do tempo obtidos nos outros ensaios, estão apresentados no Anexo 2.

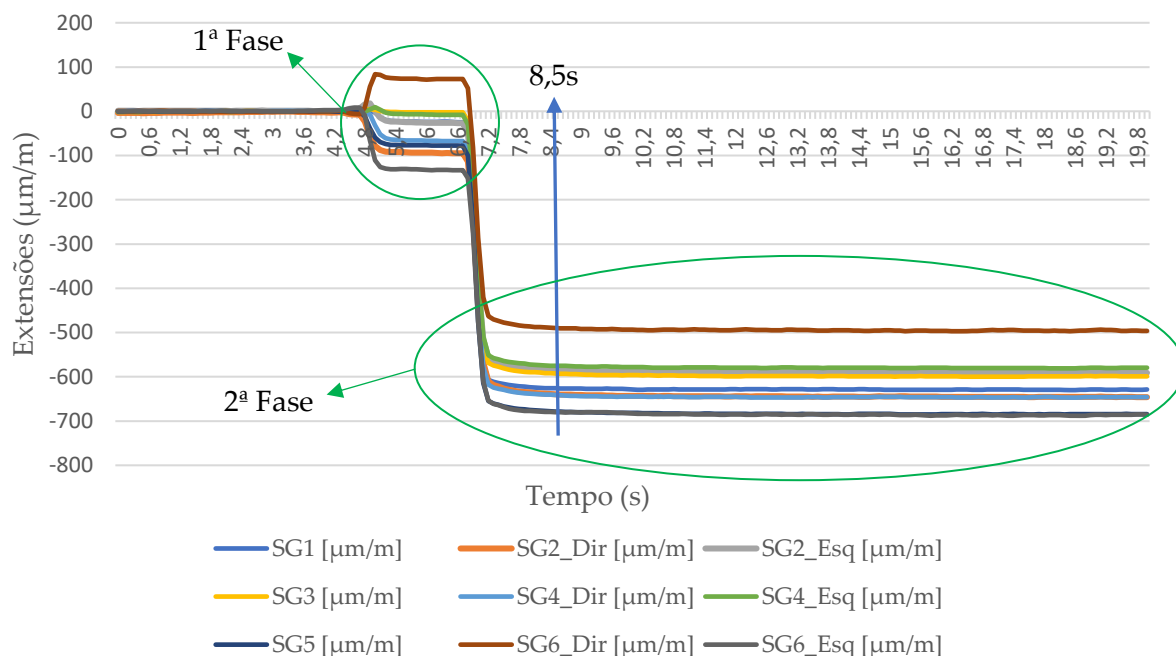


Figura 5.13- Gráfico das extensões em função do tempo para o ensaio 2 da posição 2.

Na mesma figura está assinalado por uma seta, o momento a partir do qual foram considerados os valores de extensão para análise, e identificadas as 2 fases do aperto, mencionadas anteriormente. Seleccionados os dados relevantes, procedeu-se à análise dos resultados. Devido ao grande número de resultados, calculou-se a média das forças ao longo do tempo, para obter o valor da força detetada por cada extensómetro.

No caso dos braços pares, como referido anteriormente, estes possuíam 2 extensómetros, um de cada lado da superfície lateral, para averiguar a existência de flexão. Nesse sentido, analisou-se os valores obtidos de força para cada mordente, comparou-se o valor médio da força entre extensómetros do mesmo braço e calculou-se o desvio padrão para todos os ensaios.

No Anexo 3, apresenta-se as tabelas com o valor médio da força de aperto obtida por cada extensómetro em cada mordente, assim como o desvio padrão para o caso dos extensómetros em braços pares. Através das tabelas, observa-se que o desvio padrão relativo

do valor das forças obtidas pelos extensómetros nos braços 2 e 4, nunca é superior a 10%, independentemente da posição de medição. Existe assim uma coerência de resultados, e concluiu-se que os braços da peça não estavam sujeitos há flexão, havendo uma aplicação da força de aperto aproximadamente uniforme ao longo da superfície.

No entanto, o mesmo não aconteceu para os extensómetros do braço 6, que apresentam em média valores de desvio padrão relativo de 15%. A partir dos dados obtidos pelos extensómetros do braço 2 e 4, acredita-se que este desvio elevado nos extensómetros do braço 6 se deve a um processo de colagem errado ou a extensómetros danificados. Dado, existir a hipótese de ser defeito dos extensómetros, decidiu-se não considerar os dados recolhidos pelos extensómetros do Tipo B, apenas presentes no braço 6 e 3, de modo a mitigar possibilidades de erros nos valores de força obtidos.

Na Tabela 5.4, apresenta-se todos os valores de força para cada mordente considerados. Na tabela também estão representados os valores do desvio padrão relativo, a fim de aferir a coerência entre medições, assim como os valores da força obtidos por cada extensómetro em cada ensaio realizado. Os identificadores E1, E2 e E3, representam o ensaio 1, 2 e 3 respetivamente para a mesma posição de medição.

Através da análise da tabela, conclui-se que, contrariamente ao esperado, nem todos os mordentes aplicam a mesma força de aperto. No entanto, nota-se uma relação entre as forças dos mordentes pares e ímpares, isto é, percebe-se que os mordentes pares aplicam em média uma força de cerca de 1010 N e os mordentes ímpares uma força média de 921 N, havendo assim uma diferença de aproximadamente 90 N entre eles. Esta diferença em termos percentuais é inferior a 10%, e por isso poderia ser explicada por algum erro de colagem, medição ou precisão dos extensómetros. Uma vez que o ambiente de medição era bastante ruidoso, as variações de valores podem ter sido causadas por vibrações, dado o equipamento ser bastante sensível.

Tabela 5.4- Valores da força de aperto obtidos nos ensaios de medição para cada mordente.

		M1 (N)	M2 (N)	M3 (N)	M4 (N)	M5 (N)	M6 (N)
<b>SG1</b>	E1	-860	-1005	-843	-923	-798	-921
	E2	-834	-943	-810	-948	-808	-940
	E3	-	-	-	-960	-	-
<b>SG2_Dir</b>	E1	-966	-1052	-996	-1103	-1008	-1027
	E2	-971	-1067	-968	-1091	-1012	-1045
	E3	-	-	-	-	-1006	-
<b>SG2_Esq</b>	E1	-863	-1025	-917	-1002	-914	-965
	E2	-858	-1026	-885	-977	-931	-976
	E3	-	-	-	-	-946	-
<b>SG4_Dir</b>	E1	-967	-963	-942	-1107	-1018	-1016
	E2	-985	-989	-951	-1089	-969	-995
	E3	-994	-	-	-	-	-
<b>SG4_Esq</b>	E1	-896	-989	-892	-949	-885	-1001
	E2	-909	-1001	-893	-996	-870	-992
	E3	-907	-	-	-	-	-
<b>SG5</b>	E1	-932	-1035	-917	-1038	-938	-1041
	E2	-918	-1064	-923	-1050	-949	-1026
	E3	-	-1071	-	-	-	-
<b>Força Média</b>		<b>-919</b>	<b>-1018</b>	<b>-911</b>	<b>-1018</b>	<b>-932</b>	<b>-995</b>
<b>Desvio Padrão Relativo</b>		<b>5%</b>	<b>4%</b>	<b>5%</b>	<b>6%</b>	<b>7%</b>	<b>4%</b>

Apesar disso, observar-se que o desvio padrão relativo é menor ou igual a 7% para uma amostra significativa de valores. Deste modo, admite-se que existe coerência entre os dados obtidos, o que leva a crer que as medições foram de facto bem executadas. Assim, obtidas as forças de aperto para cada mordente, procedeu-se para a próxima etapa: a análise de elementos finitos da situação de aperto, para entender a influência das forças na deformação da peça, e verificar se estas deformações correspondem aos desvios registados nos relatórios de medição.



## SIMULAÇÃO NUMÉRICA

### 6.1 Introdução

Neste capítulo apresenta-se os dados obtidos através da realização da simulação numérica da situação de aperto para a operação OP20, aplicando as forças determinadas anteriormente para a mesma operação. Esta simulação foi realizada com intuito de compreender melhor a situação de aperto atual, e analisar possíveis causas dos desvios das tolerâncias, ocorridos na operação OP20. Para realizar a simulação foi utilizado o *Solidworks Simulation*, uma ferramenta do software CAD, *Solidworks 2022*, ferramenta a partir da qual é possível a resolução de problemas através do MEF (Método dos Elementos Finitos). O MEF é um método numérico que permite resolver problemas reais de engenharia envolvendo geometrias, comportamentos físicos e/ou condições fronteira complexas [21].

A resolução de um problema através do MEF está dividida em 3 fases:

- Pré-Processamento: Etapa onde se define o problema e as condições fronteiras do mesmo;
- Processamento: Etapa onde se obtém a solução do problema, através da aplicação do método dos elementos finitos;
- Pós-Processamento: Nesta etapa analisa-se os resultados obtidos, sejam estes deslocamentos, tensões ou esforços, e deduz-se as conclusões a partir dos mesmos.

A realização deste tipo de simulação e análise é de extrema importância no mundo da engenharia, pois desempenha um papel fundamental no desenvolvimento do produto e melhoria da sua qualidade. Através desta ferramenta são reduzidos custos, tempo e desperdício de material no desenvolvimento de um produto. Uma vez que se consegue testar, com alguma precisão, como um produto se comporta no seu funcionamento em condições semelhantes com a realidade, sem necessidade de construir um protótipo [22]. Desta forma, é uma ferramenta que facilita o trabalho em engenharia, através de uma melhoria na sustentabilidade e eficácia do mesmo.

## 6.2 Pré-processamento

Nesta etapa da simulação são estabelecidas as condições fronteira, que são caracterizadas pelos constrangimentos e as forças aplicadas, definidas as propriedades do material e é realizado a construção da malha de elementos finitos. O pré-processamento é uma etapa importante uma vez que qualquer mudança nos dados definidos provoca uma alteração no resultado. Nesse sentido, procurou-se realizar um estudo o mais realista possível apesar das limitações do programa.

O primeiro passo foi estabelecer os constrangimentos, através dos tipos de fixação disponíveis no software *Solidworks Simulation*. Na realização da operação OP20 a peça é posicionada através do *Datum E*, zona exterior da base do *Orbiting Scroll*. Como tal, começou-se por definir esse apoio, como representado a azul na Figura 6.1, como um apoio deslizante, de modo a respeitar a realidade.

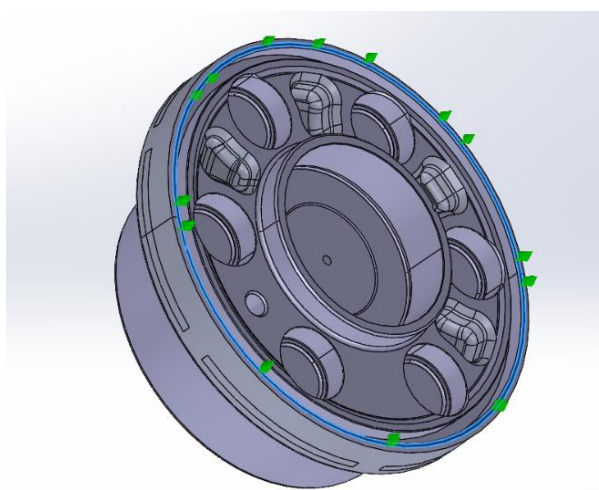


Figura 6.1- Condição fronteira de apoio deslizante imposta na superfície do *Datum E*.

Para realizar a simulação era necessário ter restrições algures na peça para cada grau de liberdade. No entanto, houve alguma dificuldade na definição das mesmas, uma vez que devido às limitações do software utilizado não era possível definir de uma maneira realista as restantes restrições. Estas dificuldades foram sentidas para os constrangimentos provocados pelo aperto e contacto entre mordentes e peça. Nesse sentido, procurou-se definir uma superfície com menor influência na deformação, e consequentemente, no resultado. Assim, após várias iterações e análise, optou-se por fazer a fixação na circunferência do interior da base da caixa do rolamento, como representado a azul na Figura 6.2, aplicando um constrangimento para todos os 6 graus de liberdade, representado a laranja na mesma figura. Esta foi a zona escolhida, porque segundo as medições através da CMM, esta é uma das zonas da peça que sofre menos deformação da operação OP10 para a OP20, variando o diâmetro apenas 2  $\mu\text{m}$  em média.

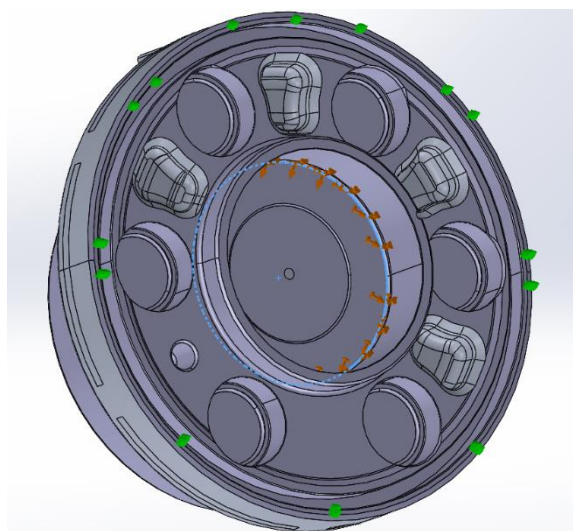


Figura 6.2- Condições fronteira definidas na peça para a simulação da condição de aperto.

Definidos os constrangimentos definiu-se o material da peça. Uma vez que não existia o material da peça na biblioteca do software, e a licença de estudante no software não permitia alterar propriedades de materiais existentes, optou-se por comparar as propriedades mecânicas dos diferentes alumínio disponíveis na biblioteca e escolher aquele que mais se equiparava. Nesse sentido, escolheu-se o alumínio 5454-H34, que possui o módulo de Young de 70 GPa e tensão de cedência de 240 MPa, o mais aproximado com os valores do material real.

Relativamente à aplicação das cargas, realizou-se quatro simulações com aplicações de cargas diferentes, de forma a poder comparar diferentes situações e inferir conclusões a partir das mesmas. Nestas quatro simulações a diferença entre elas estava no valor de intensidade das forças e na área de aplicação das mesmas. Para as duas primeiras simulações criou-se seis áreas retangulares com o mesmo tamanho da face dos mordentes, respeitando a posição dos mesmos na maquinação, como está representado a verde na Figura 6.3.

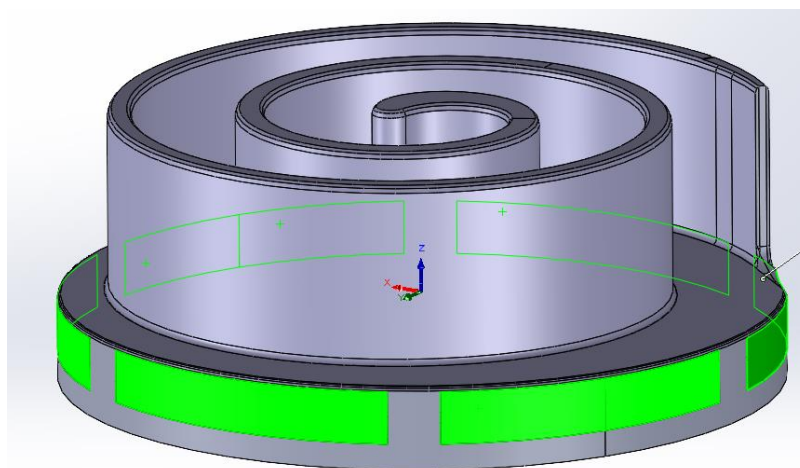


Figura 6.3- Áreas de aplicação da força, respeitando a localização e dimensões da face dos mordentes.

Para as outras duas simulações, primeiro procurou-se descobrir a área real de contacto real entre os mordentes e a peça. A área de contacto foi determinada através da colocação de uma folha de alumínio com pouca espessura entre o mordente e o *Orbiting Scroll*, durante o aperto. A folha foi fixada na superfície lateral do *Orbiting Scroll*, e com a realização do aperto ocorreu uma indentação da mesma provocada pelo mordente, deixando marcada a área de contacto.

Deste modo, a área real da área total dos mordentes difere apenas em termos de altura, passando de uma altura de 6,75 mm para 2,10 mm. Desta forma repetindo o processo anterior, gerou-se seis áreas retangulares com a área real de contacto, uma para cada mordente, e com a mesma posição dos mordentes na maquinação, representadas a verde na Figura 6.4.

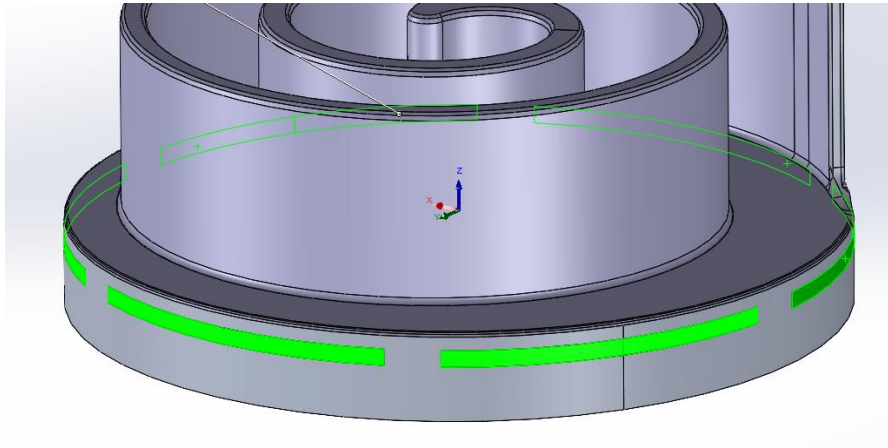


Figura 6.4- Localização das áreas reais de contacto entre os mordentes e a peça para aplicação da força.

Relativamente aos valores da intensidade da força, para duas das quatro simulações utilizou-se os valores de força para cada mordente medidos no capítulo 5, para as outras duas simulações utilizou-se valores de força iguais para todos os mordentes, equivalentes à força média, cerca de 965,5 N. Resumindo, as quatro simulações realizadas foram as seguintes:

- A. Simulação com área total dos mordentes e aplicado as forças medidas para cada mordente;
- B. Simulação com área total dos mordentes e aplicada força igual para todos os mordentes, equivalente à média das forças;
- C. Simulação com área real de contacto dos mordentes e aplicado as forças medidas para cada mordente;
- D. Simulação com área real de contacto dos mordentes e aplicada força igual para todos os mordentes, equivalente à média das forças.

Deste modo pôde-se comparar a diferença entre um caso onde se tem as forças todas iguais, e, portanto, uma distribuição uniforme da força total de aperto pela peça, e um caso onde as forças por cada mordente são todas diferentes, e assim perceber a sua influência na deformação da peça. No entanto, é de salientar que a força foi aplicada como uma carga distribuída pela área definida, em todos os casos.

Os problemas em engenharia são bastante complexos, por isso há necessidade de decompor o domínio do problema em vários subdomínios, uma vez ser mais fácil representar

uma função complicada como uma composição de funções polinomiais simples [21]. Assim no MEF, divide-se o modelo geométrico em várias partes (elementos finitos) ligados por nós. Ao conjunto destes elementos e nós que constituem o MEF designa-se por malha de elementos finitos.

Deste modo, gerou-se a malha de elementos finitos. Esta é automaticamente feita pelo software, que apenas permite selecionar o grau de refinamento da malha: do mais grosseiro, com menor número de elementos e, portanto, menos preciso; ao mais fino, menor número de elementos e, portanto, mais preciso. Nesse sentido, optou-se pelo grau de refinamento mais fino possível, de modo a ter um resultado mais preciso. A malha gerada está representada na Figura 6.5, e possui 1245841 elementos e 1769122 nós.

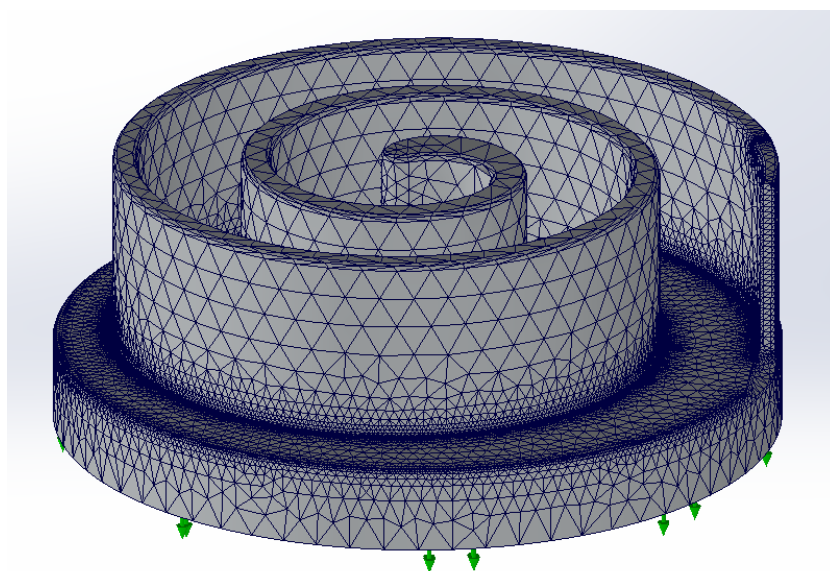


Figura 6.5- Malha de elementos finitos utilizada na simulação.

De salientar que para simulações em condições diferentes é necessário gerar uma nova malha de elementos finitos, e o programa sempre que gera uma nova malha esta fica diferente da malha anterior. No entanto, foi verificado que para o grau mais fino possível está assegurada a independência do resultado da simulação em relação à malha de elementos finitos, uma vez que o resultado permaneceu constante.

## 6.3 Resultados

Após ter sido finalizada a etapa de pré-processamento procedeu-se para a realização da simulação. Depois da simulação o software apresenta os resultados em cada nó através de um gradiente de cores na peça em estudo, com a devida legenda dos valores de grandeza correspondentes a cada cor. O programa ainda permite observar a peça deformada para compreender melhor o comportamento da mesma, de uma forma mais geral. Adicionalmente, através da ferramenta *Probe* do *Solidworks Simulation*, pode-se analisar os resultados e saber o valor para cada nó em particular. Os resultados obtidos pela simulação são relativos à tensão, deslocamento e extensão. Numa primeira abordagem procurou-se analisar as tensões Von Mises desenvolvidas na peça na fase de aperto, e perceber se existia alguma plastificação em algum ponto da mesma. Como se pode observar pela Tabela 6.1, nenhum ponto da peça em qualquer um dos casos de simulação sofre plastificação, pois a tensão de cedência é muito superior à maior tensão obtida pela simulação. A partir desta primeira abordagem, conclui-se que o aperto não provoca plastificação do material.

Tabela 6.1- Resultado das tensões máximas de Von Mises para todas as simulações.

Simulação	Tensão max. de Von Mises (MPa)
A	79,9
B	80,6
C	85,6
D	83,7
<b>Tensão de Cedência do Orbiting Scroll</b>	280

### 6.3.1 Simulações com forças uniformes

A análise dos deslocamentos provocados pela deformação do aperto, iniciou-se pela comparação e estudo das simulações B e D. Estas simulações possuíam uma aplicação da carga

uniforme com um valor em cada mordente de cerca de 965,5 N, distribuída pela área definida. Este valor de força, como referido anteriormente, corresponde à média das forças medidas.

Verifica-se a partir da forma deformada, representada na Figura 6.6, que em ambos os casos, a deformação é maior nas zonas de contacto dos mordentes com a peça. Em relação ao deslocamento máximo, no caso da simulação B é de aproximadamente 1,67  $\mu\text{m}$  e na simulação D é de aproximadamente 1,63  $\mu\text{m}$ .

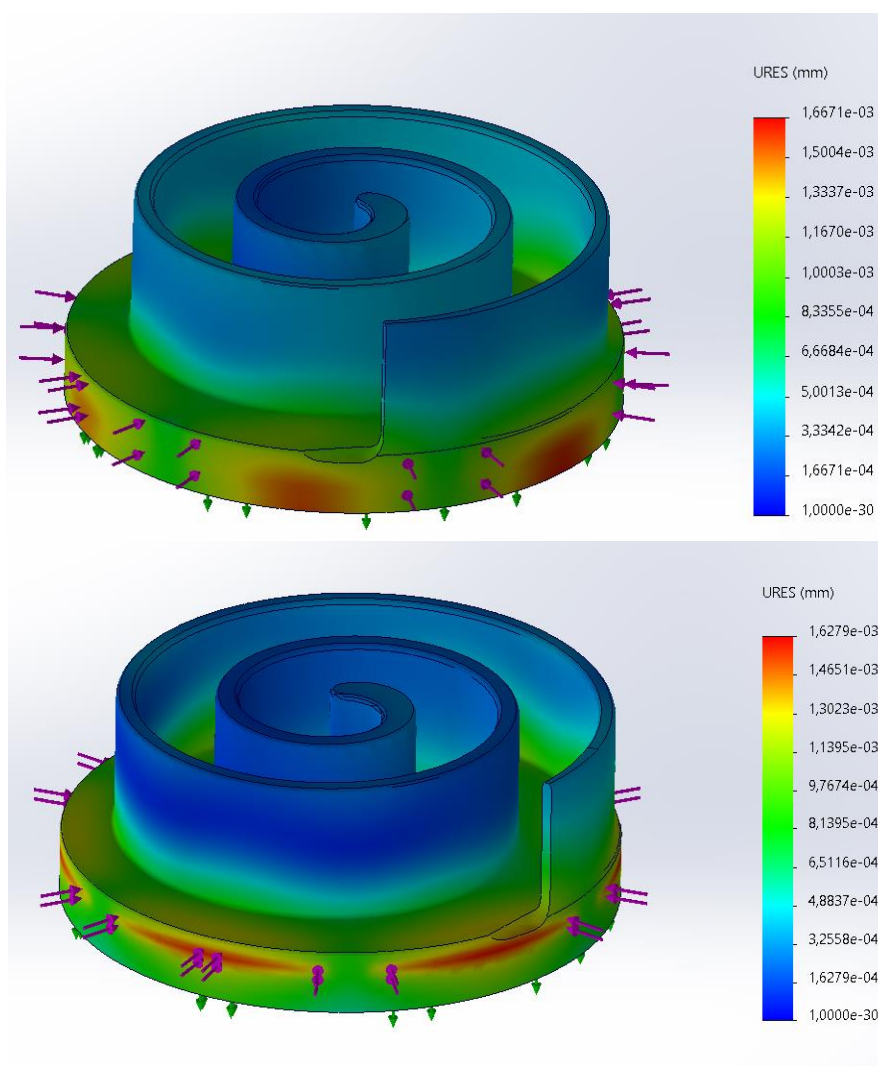


Figura 6.6- Deformações na peça das simulações B e D, em cima e em baixo respetivamente.

Analisando a espiral em ambos os casos, verifica-se que a mesma apenas apresenta uma deformação maior na sua base, cerca de 1  $\mu\text{m}$  em geral, e que esta deformação é maior na zona que está na linha de ação da força dos mordentes. No entanto, tanto na espiral como na

zona inferior do *Orbiting Scroll* existe uma deformação uniforme por toda a peça, como se observa na Figura 6.6, ao contrário aos dados recolhidos pela medição através da CMM, observados no capítulo 4.

Além disso, a deformação da estrutura na sua generalidade não é muito elevada, e estes valores são todos bastante inferiores aos registados pela medição através da CMM, comprovando assim que, de facto, o aperto pela bucha de diafragma não está a ser realizado com todos os mordentes a executar a mesma força de aperto.

### 6.3.2 Simulações com as forças medidas

De seguida procedeu-se à análise dos resultados das simulações A e C, simulações estas em que a carga aplicada é igual às forças medidas anteriormente. Na Figura 6.7 e na Figura 6.8, correspondentes às simulações A e C, respetivamente, verifica-se que contrariamente aos casos das simulações B e D, estas simulações apresentam uma deformação irregular ao longo da peça. Isto já era de esperar uma vez que aplicação das forças não é igual e a peça não possui simetria, indo de acordo com o estudo de Eggebrecht, et. al [5], onde foi concluído que a falta de uniformidade na aplicação das forças de aperto na maquinação de uma peça tem influência na qualidade final da mesma.

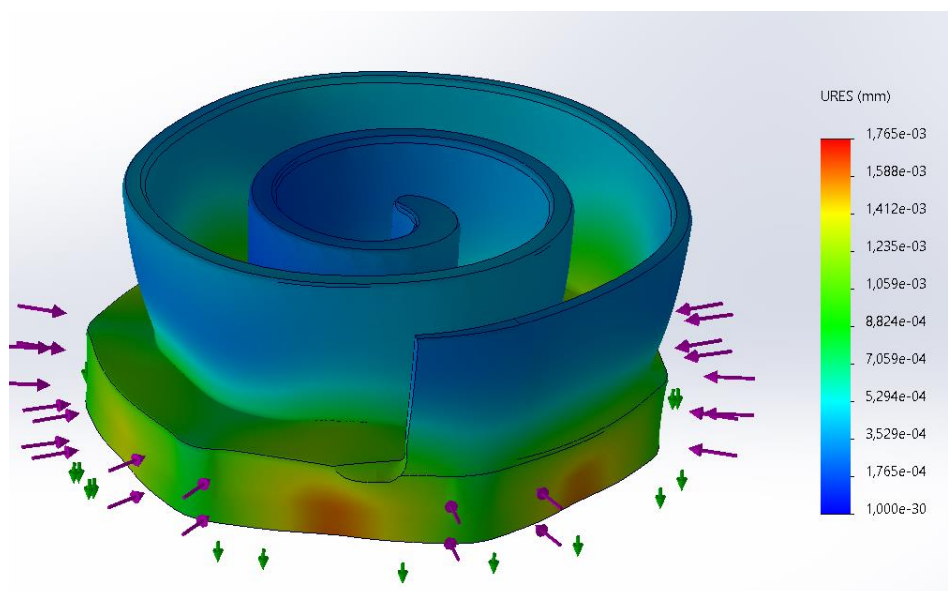


Figura 6.7- Deformações na peça obtidas através da simulação A.

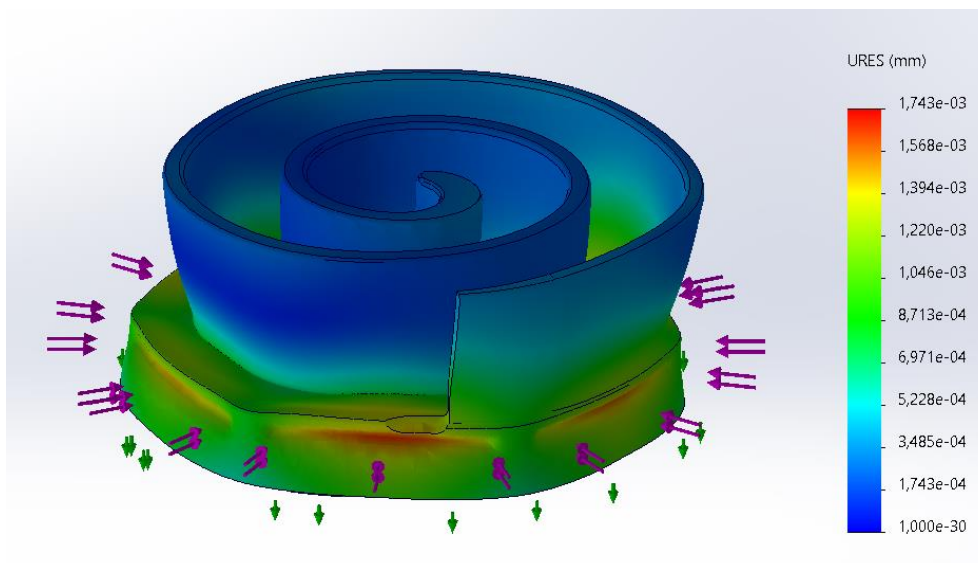


Figura 6.8- Deformações na peça obtidas através da simulação C.

Em ambas as simulações o comportamento é idêntico, como se observa pelas figuras, sendo a deformação máxima na zona dos mordentes. Em relação à deformação da espiral, aparenta ocorrer uma expansão da mesma, e esta passa a ter uma geometria mais cônica. O mesmo acontece para a base, havendo um aumento dos diâmetros dos *pockets* e da caixa do rolamento, estes apresentam uma geometria cônica, como se observa na Figura 6.9. De facto, este comportamento está em concordância com os relatórios uma vez que apesar de ser apenas a espiral a superfície maquinada existe um aumento do diâmetro das geometrias cilíndricas da base, e as mesmas perdem a sua cilindridade, pois o diâmetro na base do cilindro é inferior ao diâmetro do topo do cilindro. Desta forma, verifica-se que existe concordância entre a simulação e os relatórios de medição do capítulo 4.

No entanto, é preciso ter em conta os valores obtidos de deformação e não a visualização gráfica das mesmas, uma vez que visualmente as deformações estão bastante acentuadas para enfatizar o comportamento do material. A deformação relativa a ambas as simulações é bastante pequena e não é significativa, uma vez que a deformação máxima é de aproximadamente  $1,7 \mu\text{m}$ , para ambos os casos, e apenas ocorre na zona dos mordentes. Este valor é bastante inferior aos valores obtidos pelas medições através da CMM, onde existe desvios na ordem das dezenas de micron, como visto anteriormente, dependendo da tolerância geométrica que se está a verificar.

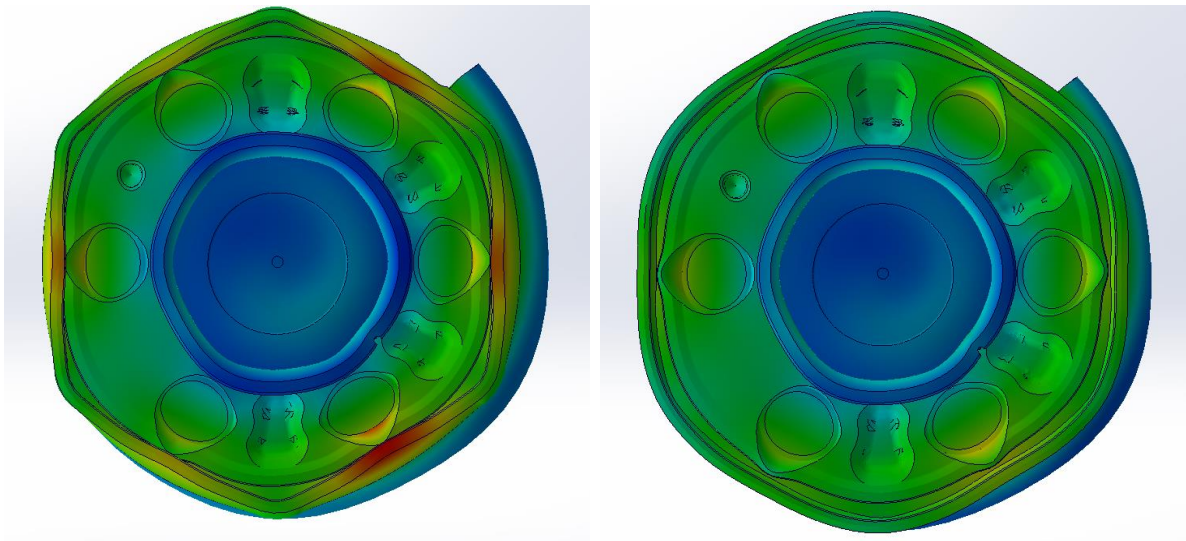


Figura 6.9- Comparação das deformações da base da peça entre as simulações A (à esquerda) e C (à direita).

Nesse sentido a fim de perceber se o erro estava relacionado com o valor das forças medidas, decidiu-se realizar uma simulação duplicando o valor das forças em todos os mordentes. Assim, utilizou-se uma força de aperto total de 11 586N, superior à força de aperto máxima da bucha de diafragma. Como se observa na Figura 6.10, mesmo para uma forças de aperto superiores à capacidade da bucha, apenas se obtém uma deformação máxima de cerca de 3,53  $\mu\text{m}$ , para a simulação com uma área de aplicação de forças igual à área dos mordentes.

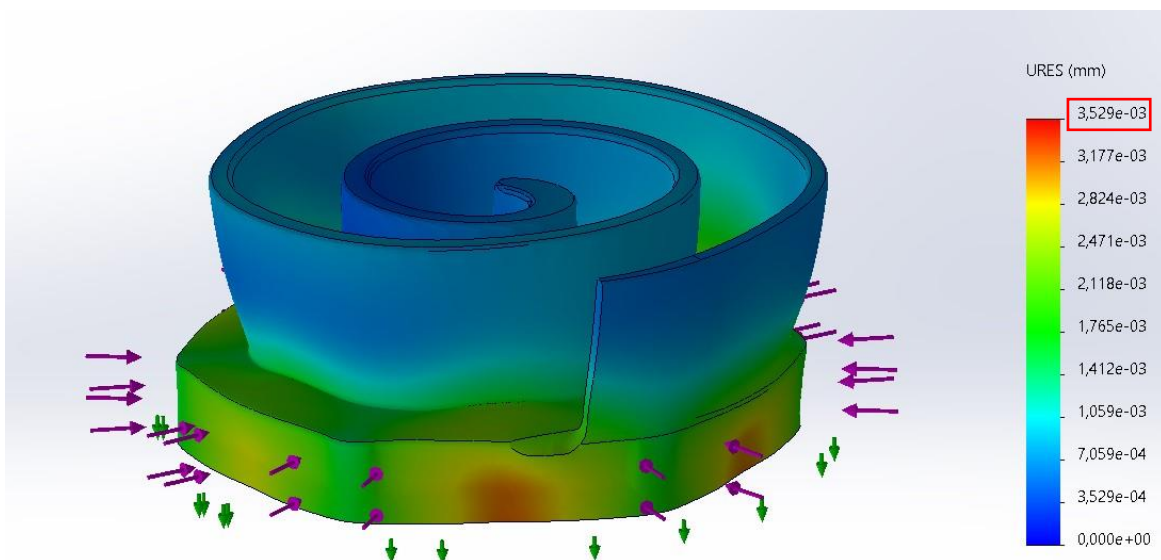


Figura 6.10- Resultados da simulação da situação de aperto com forças duplicadas, aplicadas numa área equivalente à área dos mordentes.

No caso da simulação com a área real de contacto dos mordentes, a deformação máxima é de 3,49  $\mu\text{m}$ , como se observa na Figura 6.11. Estes valores apesar de serem maiores que os valores obtidos para as simulações A e C, ainda são bastante inferiores aos valores reais de deformação. Deste modo constatou-se que apenas o efeito do aperto não é suficiente para provocar os desvios medidos.

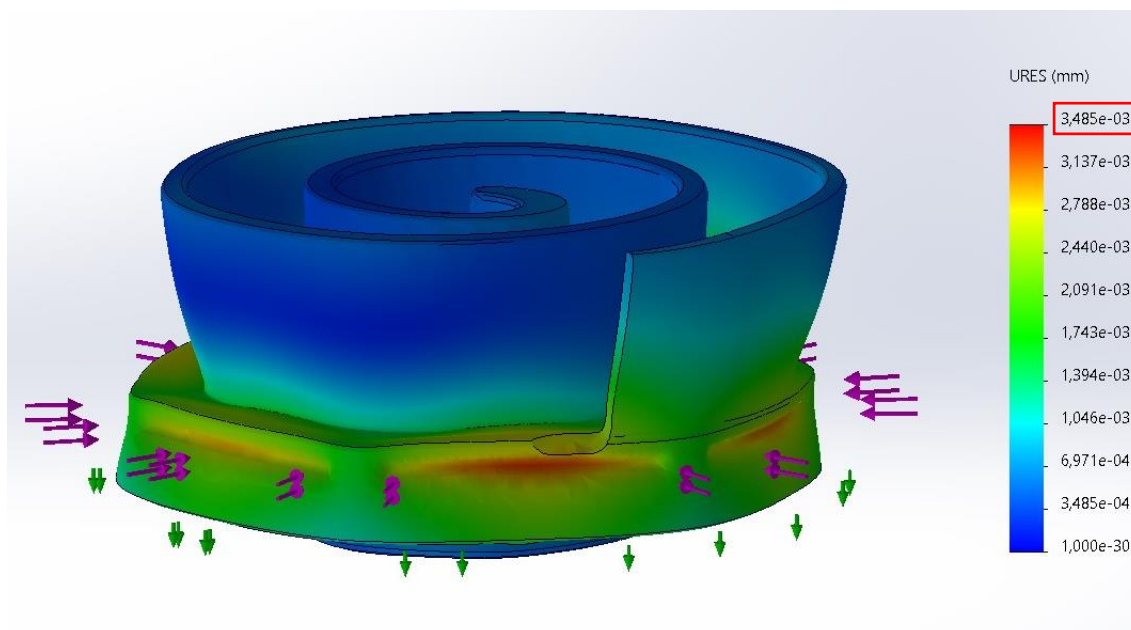


Figura 6.11- Resultados da simulação da situação de aperto com forças duplicadas, aplicadas numa área equivalente à área real de contacto.

## CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

### 7.1 Conclusões

Esta dissertação teve como foco o estudo das forças de aperto por uma bucha de diafragma aplicadas na sujeição de uma peça para maquinação, desenvolvendo um dispositivo de medição para determinar as forças e analisar o seu impacto na qualidade final da peça. O objeto de estudo foi um caso real, de um componente de um compressor maquinado por CNC e apertado através de uma bucha de diafragma, sendo este componente o *Orbiting Scroll*.

No estudo efetuado, verificou-se a influência do aperto na deformação da peça através da comparação entre relatórios de medição das operações de maquinação da mesma. Assim como também, se constatou que para geometrias semelhantes a melhoria na robustez trouxe menores deformações. Conseguiu-se ainda determinar as forças de aperto da bucha de diafragma, alcançando assim o objetivo principal desta dissertação. A partir do cálculo das forças, conclui-se, que contrariamente ao esperado, nem todos os mordentes aplicavam a mesma força de aperto.

Através da realização da simulação da situação de aperto, verificou-se que a falta de uniformidade na aplicação das forças provocava maiores deformações na peça, e, portanto, admite-se que parte dos desvios registados na peça provém desta falta de uniformidade. Por fim, através da comparação dos relatórios com as simulações constatou-se que o efeito do aperto não é o principal fator de deformação da peça. Admite-se que os efeitos da força de corte sobrepõem-se aos da força de aperto, e que a deformação sentida na peça é provocada

por esse efeito conjugado com a falta de rigidez da mesma. Constatou-se, portanto, que a peça apresenta pouca rigidez e que poderá ser pertinente realizar novas alterações na sua geometria, para melhorar esta propriedade mecânica.

Por fim, considera-se assim que todos os objetivos foram alcançados. Resumidamente, as conclusões tiradas foram as seguintes:

1. Alteração da geometria da peça com melhoria da robustez, influencia as deformações na peça, provocando uma diminuição das mesmas;
2. As forças de aperto da bucha de diafragma não são iguais em todos os mordentes, havendo assim uma falta de uniformidade no aperto, provocando deformações;
3. Admite-se que os efeitos da força de corte sobrepõem-se aos da força de aperto, e que a deformação sentida na peça é provocada por esse efeito conjugado com a falta de rigidez da mesma. Existe assim um problema de geometria e não relacionado com o aperto.

## 7.2 Trabalhos futuros

Contudo, apesar de se considerar que esta dissertação foi uma mais valia para empresa, é apenas um ponto de partida para solucionar um problema ainda persistente, ligado à maquinação do *Orbiting Scroll*. Nesse sentido, tendo em mente a resolução deste problema, sugere-se a realização de um novo estudo e análise estrutural através do programa *Ansys*, tendo em conta o efeito da força de corte. Uma vez que com o uso do software *Solidworks Simulation* foram realizadas aproximações, devido algumas limitações do software, que podem ter originado erros ao longo da análise. Desta forma, dado o programa *Ansys* ser mais indicado para análises por elementos finitos e permitir realizar estudos mais abrangentes, com este estudo serão contabilizadas mais variáveis que influenciam a deformação da peça na sua maquinação, aumentando o grau de precisão dos resultados.

Outro tema que se propõe é o estudo do processo de maquinação, para determinar a influência da força de corte na deformação final da peça. Acredita-se ainda que pode ser uma

mais valia procurar otimizar o processo, através da determinação e análise dos parâmetros de maquinação que produzem melhores resultados em termos de qualidade final da peça.

Por fim, sugere-se a realização de um estudo mais aprofundado da bucha de diafragma, com intuito de compreender o porquê da bucha não aplicar a força de forma uniforme e de desenvolver um método analítico para determinar as forças em função da pressão que o diafragma é sujeito. Assim, será possível obter o gráfico da força de aperto em função da pressão.



## BIBLIOGRAFIA

- [1] F. Albuquerque, Estudo do Aperto para Maquinação de Elevada Precisão – Caso da Espiral de um Compressor., Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, 2018.
- [2] F.V. de Almeida, Análise de aperto por indentação na maquinação com vista ao cumprimento de tolerâncias geométricas – Um caso de estudo industrial, (2019). <https://run.unl.pt/handle/10362/94118>.
- [3] M. Estrems, M. Arizmendi, A.J. Zabaleta, A. Gil, Numerical Method to Calculate the Deformation of Thin Rings during Turning Operation and its Influence on the Roundness Tolerance, *Procedia Eng.* 132 (2015) 872–879. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.12.572>.
- [4] A. Patalas, M. Regus, K. Peta, Studies of thin-walled parts deformation by gripping force during turning process on an example of bearing ring, *MATEC Web Conf.* 244 (2018) 02010. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201824402010>.
- [5] M. Eggebrecht, A. Georgiadis, T. Wagner, Strategies for Correcting the Workpiece Deformation during the Manufacturing at the Milling Process, *AMA Conf. 2013 - Sens. 2013, OPTO 2013, IRS 2 2013, ISBN 978-3-9813484-3-9.* (2013). <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.613.446>.
- [6] Extensometria, (n.d.). <https://www.eecis.udel.edu/~portnoi/academic/academic-files/extensometria.html> (accessed April 26, 2023).
- [7] Carrier Commercial Refrigeration, (n.d.). <https://www.carrier.com/commercial-refrigeration/en/eu/> (accessed January 30, 2023).
- [8] Okmarts, (n.d.). <https://okmarts.com/> (accessed February 3, 2023).
- [9] Sunrise Metal, (n.d.). <https://www.sunrise-metal.com/> (accessed February 3, 2023).
- [10] Forkardt, (n.d.). <https://pt.forkardt.com/> (accessed January 27, 2023).
- [11] S. Roth, Getting a Grip on Diaphragm Chucks | Gear Solutions Magazine Your Resource to the Gear Industry, (2005). <https://gearsolutions.com/features/getting-a-grip-on-diaphragm-chucks/> (accessed January 21, 2023).

- [12] K. Hanson, Diaphragm chucks offer high-end holding | Cutting Tool Engineering, (2014). <https://www.ctemag.com/news/articles/diaphragm-chucks-offer-high-end-holding> (accessed January 21, 2023).
- [13] MicroCentric, (n.d.). <https://microcentric.de/de/> (accessed January 30, 2023).
- [14] KERN Microtechnik | CNC machining centers and shop, (n.d.). <https://en.kern-microtechnik.com/> (accessed March 26, 2023).
- [15] ZEISS Group, (n.d.). <https://www.zeiss.com/corporate/en/home.html> (accessed March 26, 2023).
- [16] O.N. Oguoma, Analysis and procedures for design of diaphragm chucks, (1985). [/articles/thesis/Analysis\\_and\\_procedures\\_for\\_design\\_of\\_diaphragm\\_chucks/9521267/1](/articles/thesis/Analysis_and_procedures_for_design_of_diaphragm_chucks/9521267/1).
- [17] Sandvik Coromant, (n.d.). <https://www.sandvik.coromant.com/pt-pt?country=pt&language=2070> (accessed April 27, 2023).
- [18] A. Backar, M. Elhofy, G. Nassef, Finite Elements Modelling of Friction Stir Welding, Vol/ 29 No. 3 (2020) 29–43. [https://www.researchgate.net/publication/341654850\\_Finite\\_Elements\\_Modelling\\_of\\_f\\_Friction\\_Stir\\_Welding](https://www.researchgate.net/publication/341654850_Finite_Elements_Modelling_of_f_Friction_Stir_Welding) (accessed April 27, 2023).
- [19] Poly Lanema, (n.d.). <https://www.polylanema.pt/> (accessed April 30, 2023).
- [20] HBM, (n.d.). <https://www.hbm.com/pt/> (accessed May 5, 2023).
- [21] J.B. Cardoso, Métodos Computacionais em Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, 2018.
- [22] Finite Element Analysis: an Overview | Dassault Systèmes, (n.d.). <https://www.3ds.com/store/cad/finite-element-analysis> (accessed May 26, 2023).

## ANEXOS

**Anexo 1-** Atribuição dos pinos do conector para um circuito de Wheatstone em um quarto de ponte, para a unidade de aquisição de dados QuantumX MX1615B.

**Anexo 2-** Gráficos das extensões em função do tempo, obtidos nos ensaios experimentais.

**Anexo 3-** Tabelas com cálculo das forças e desvio padrão dos braços do dispositivo de medição com 2 extensômetros.

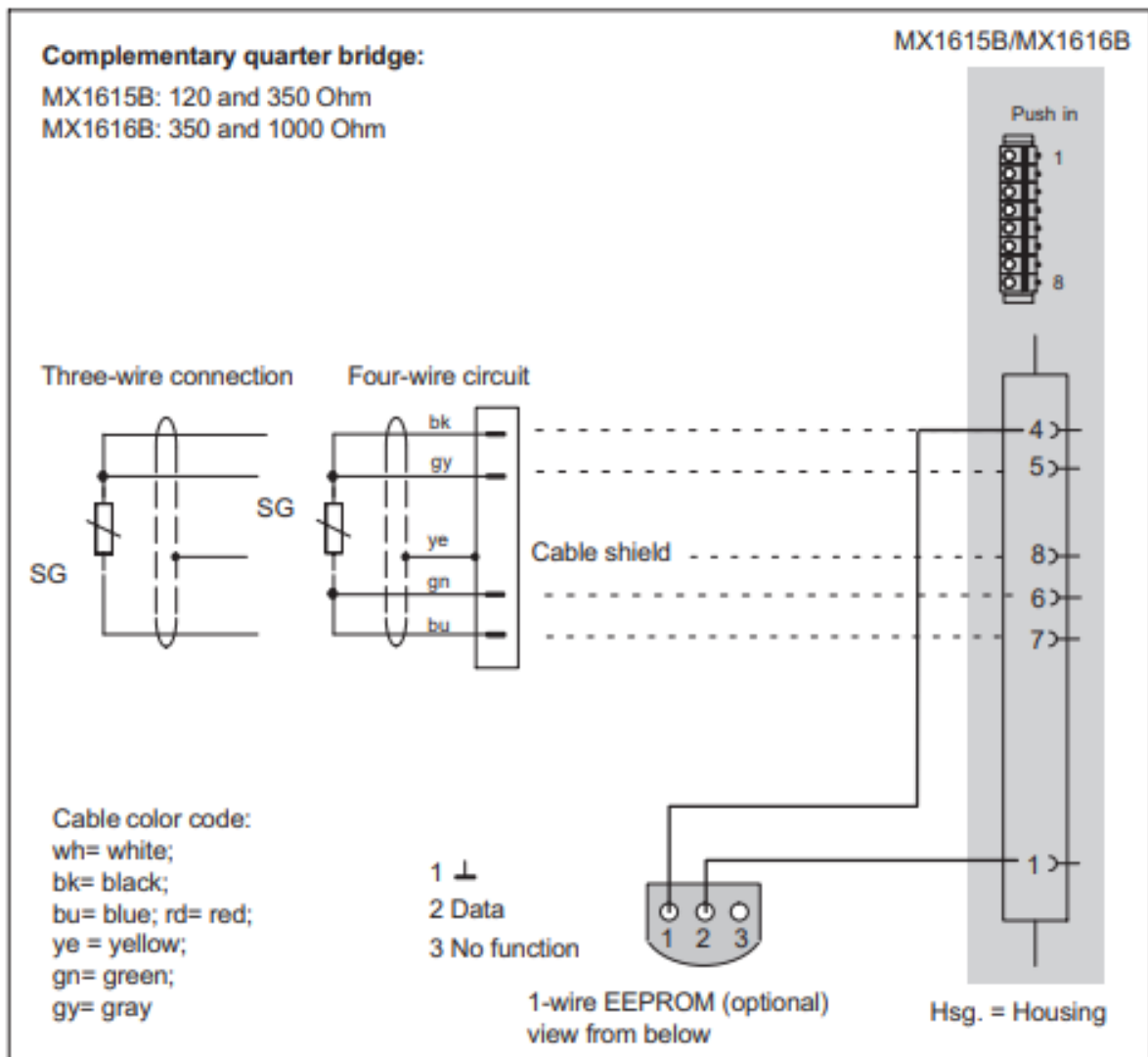
**Anexo 1-** Atribuição dos pinos do conector para um circuito de Wheatstone em um quarto de ponte, para a unidade de aquisição de dados QuantumX MX1615B [20].



### 9.6 Quarter bridge, resistive

Measuring amplifier directly supporting resistive quarter bridges:  
MX1615B/MX1616B.

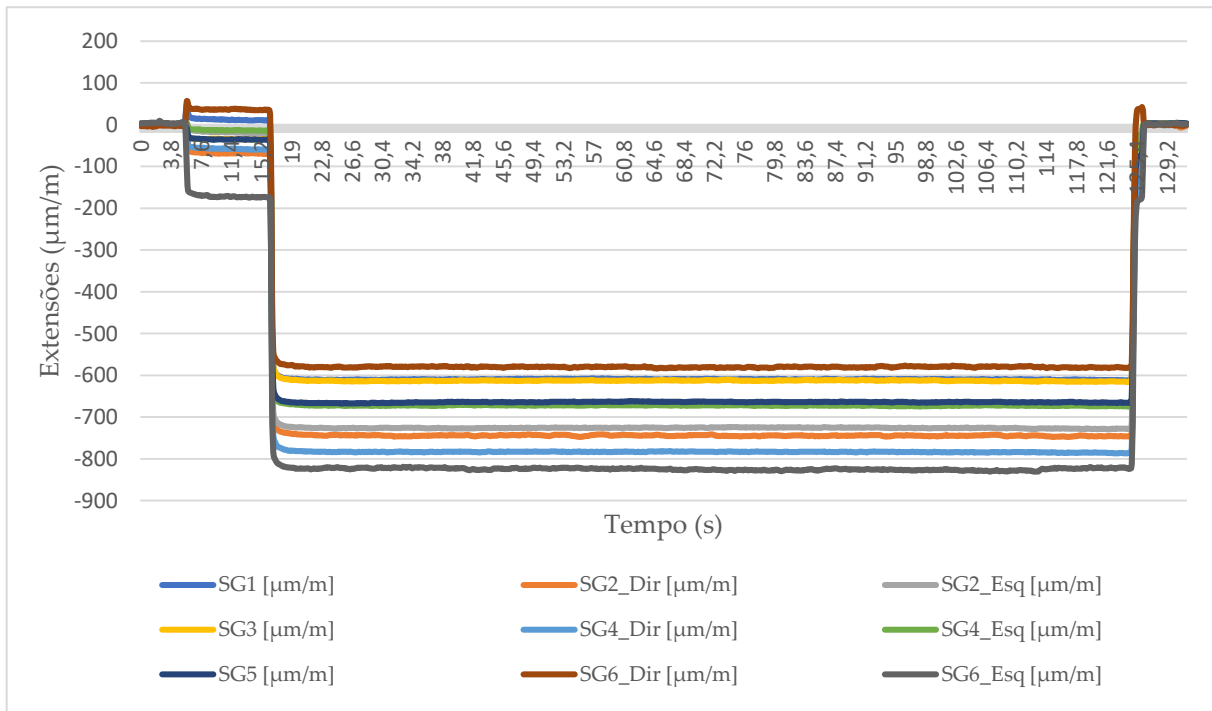
Quarter bridges can be connected via an adapter to: MX840B, MX440B, MX430B and MX410B. For connecting individual SGs to this adapter see the following page.



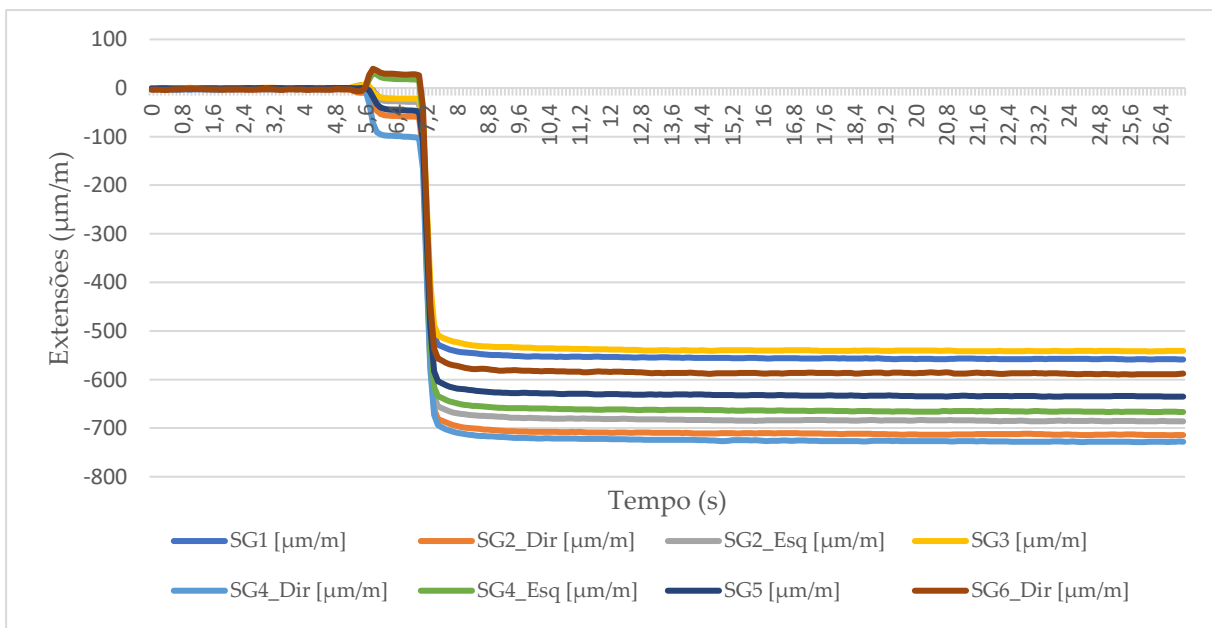
**Anexo 2-** Gráficos das extensões em função do tempo, obtidos nos ensaios experimentais.

- Posição 1:

Ensaio 1:

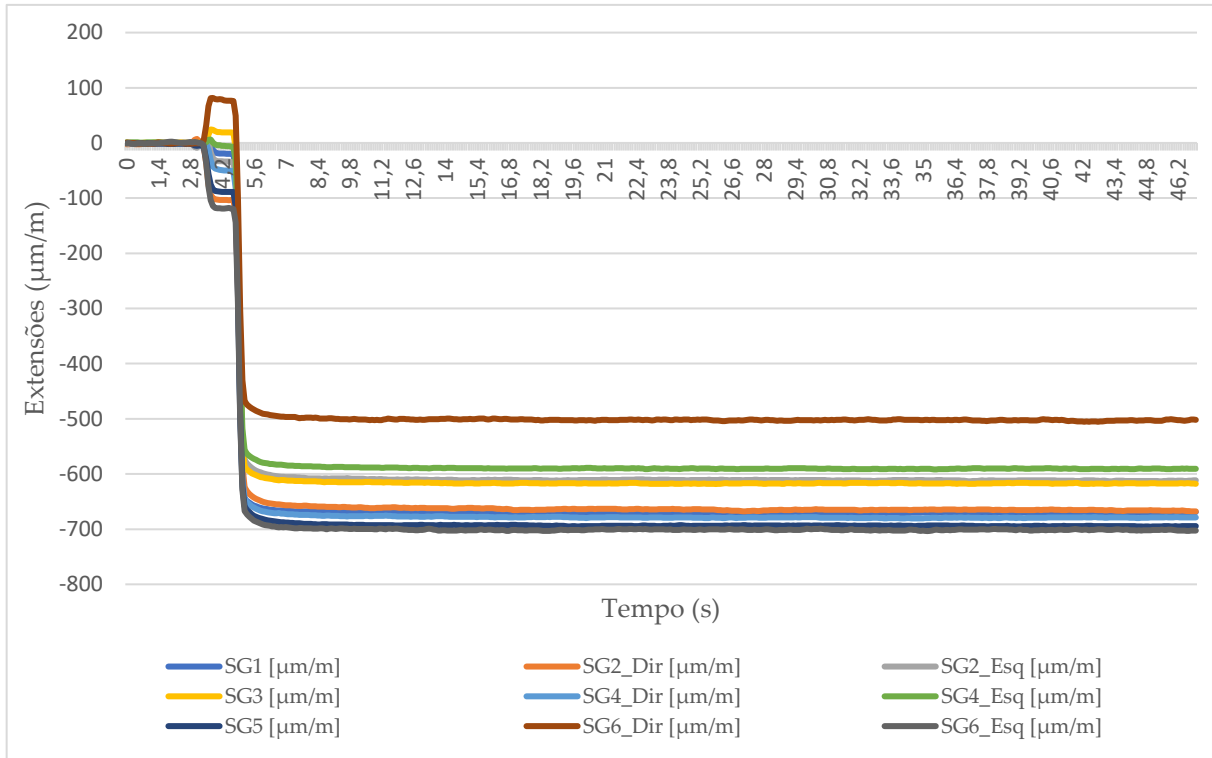


Ensaio 2:

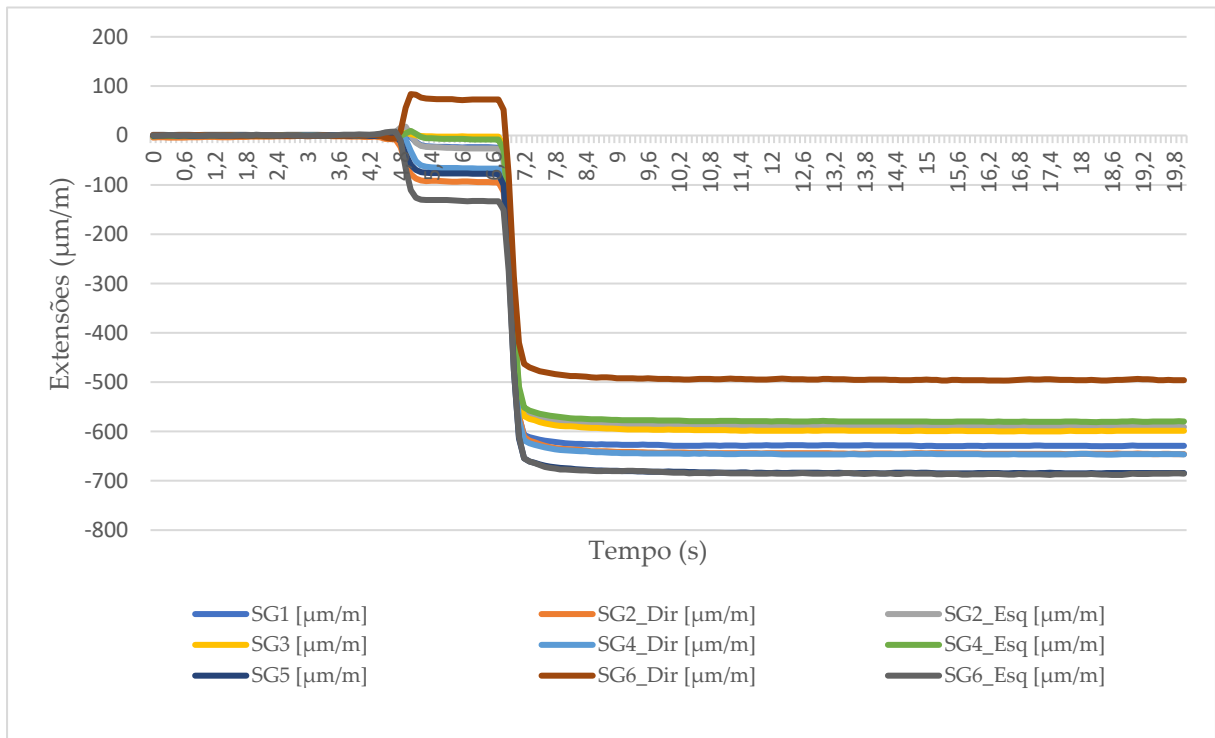


-Posição 2:

Ensaio 1:

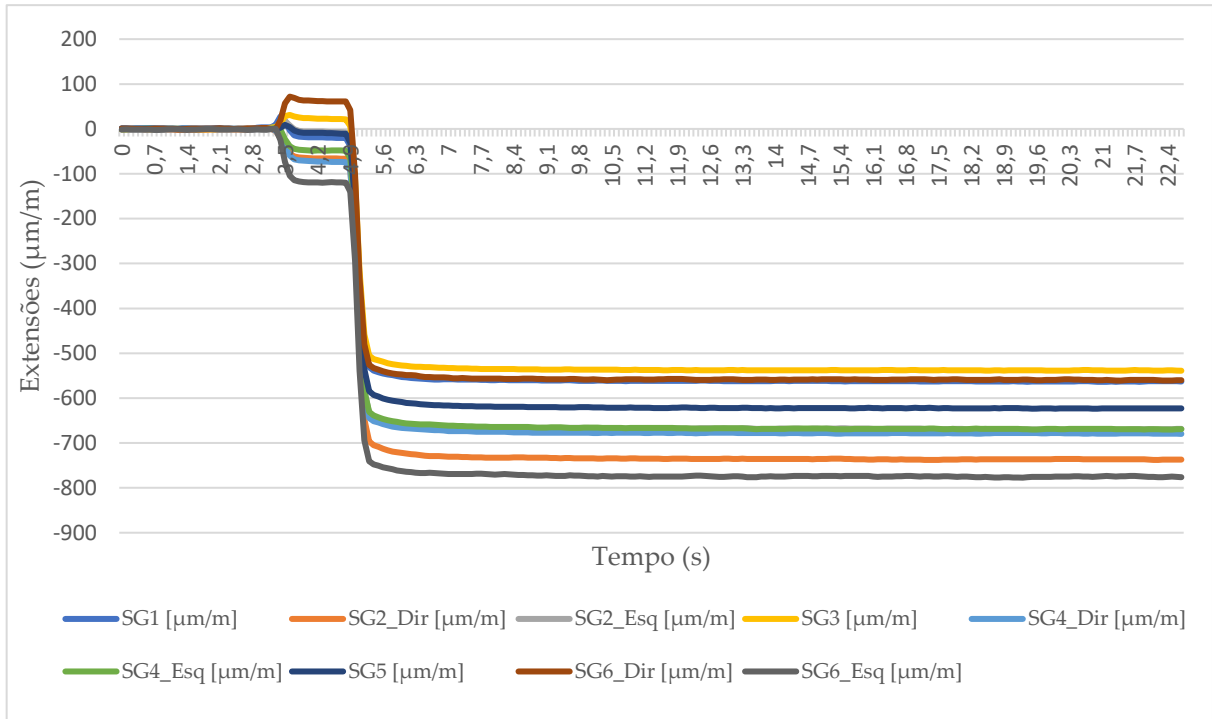


Ensaio 2:

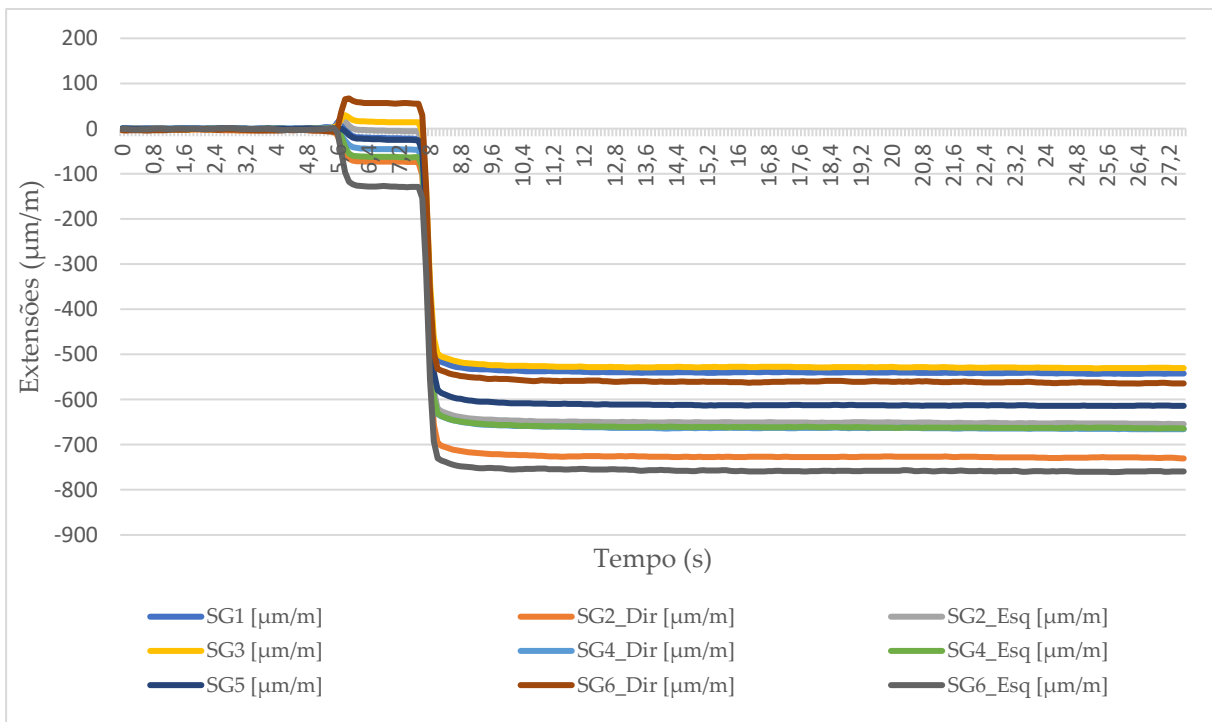


-Posição 3:

Ensaio 1:

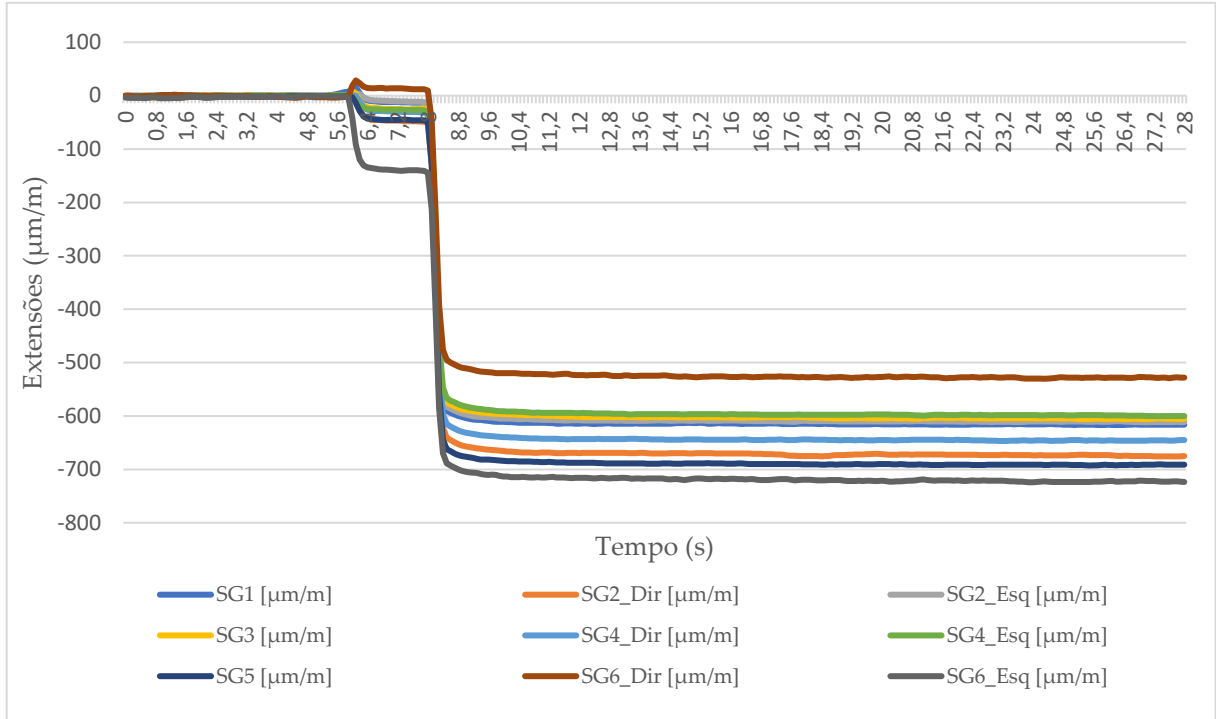


Ensaio 2:

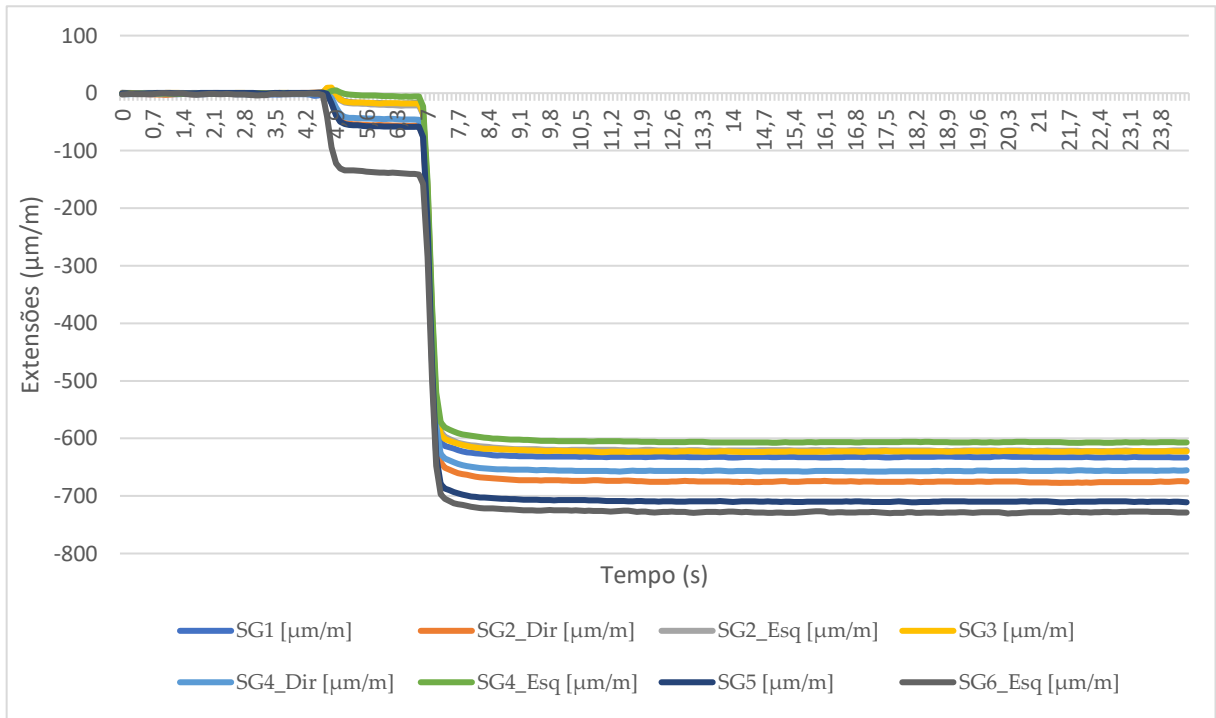


-Posição 4:

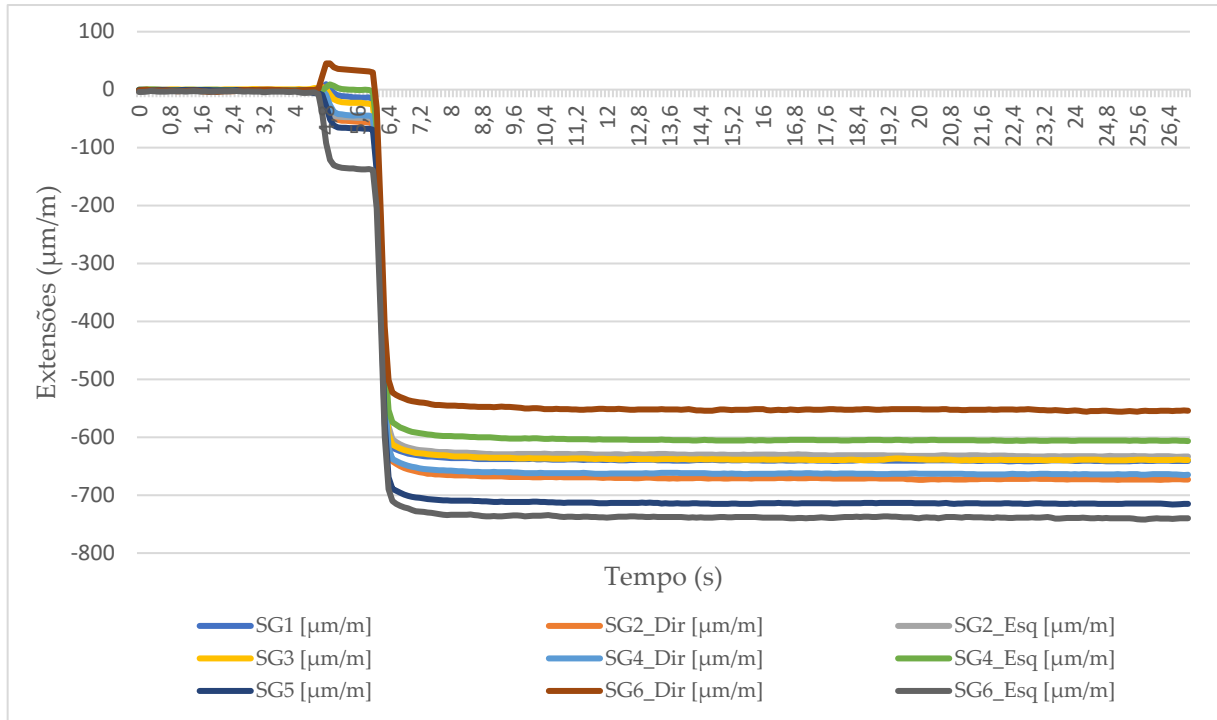
Ensaio 1:



Ensaio 2:

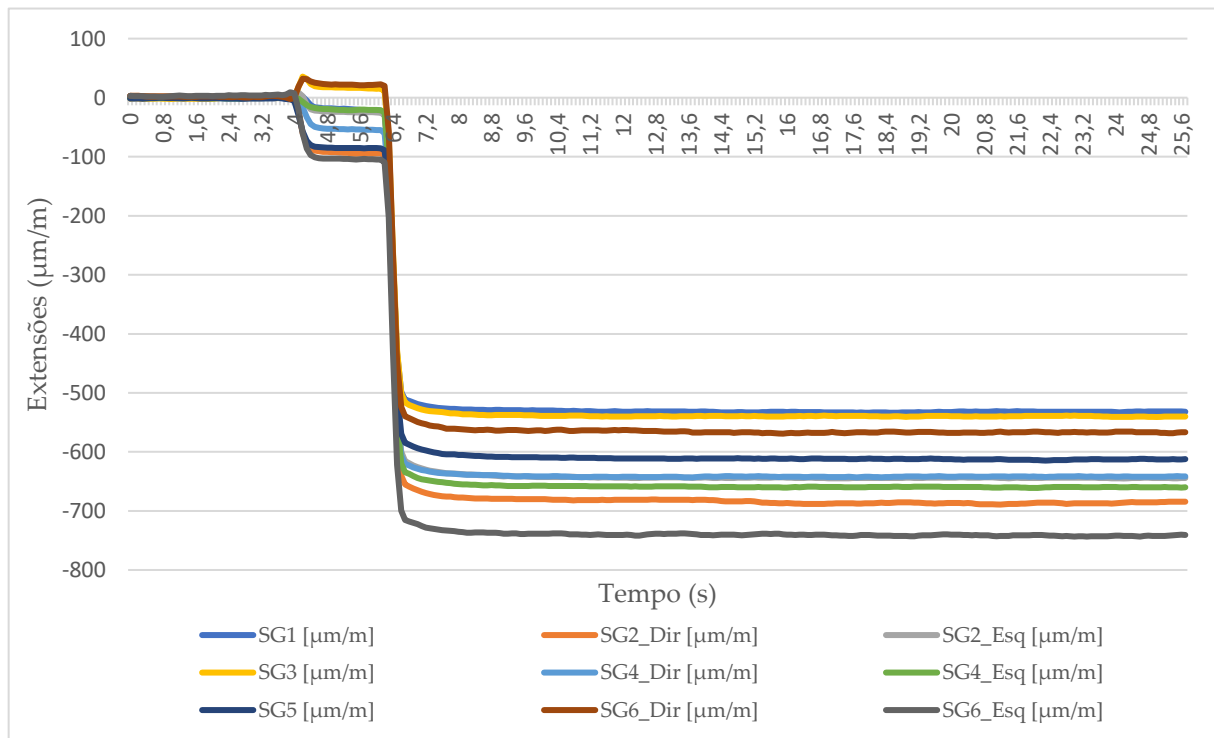


Ensaio 3:

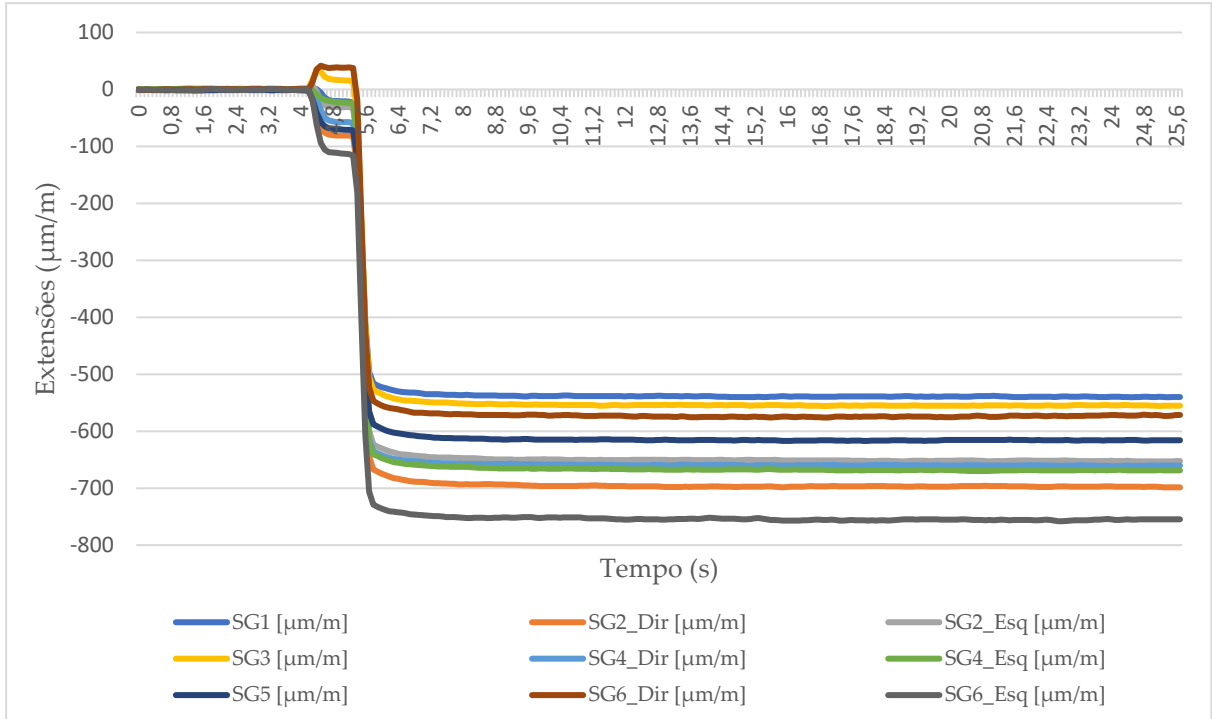


-Posição 5:

Ensaio 1:

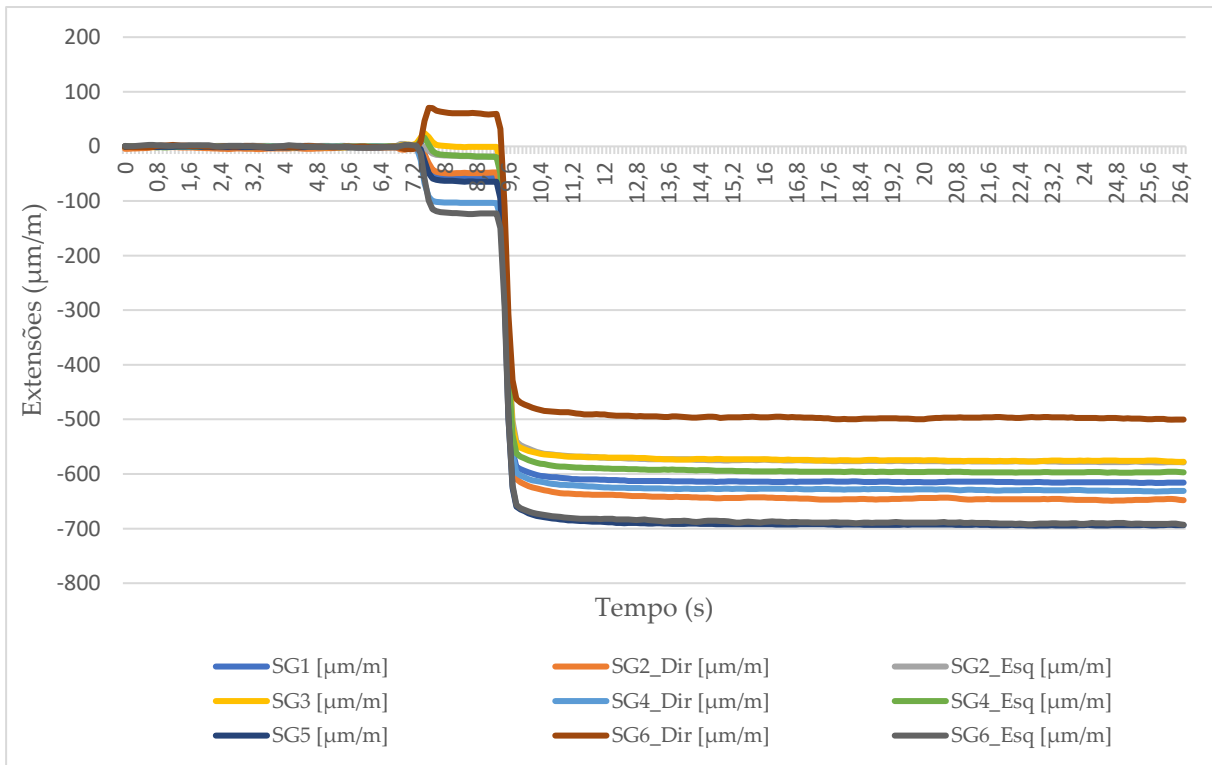


Ensaio 2:

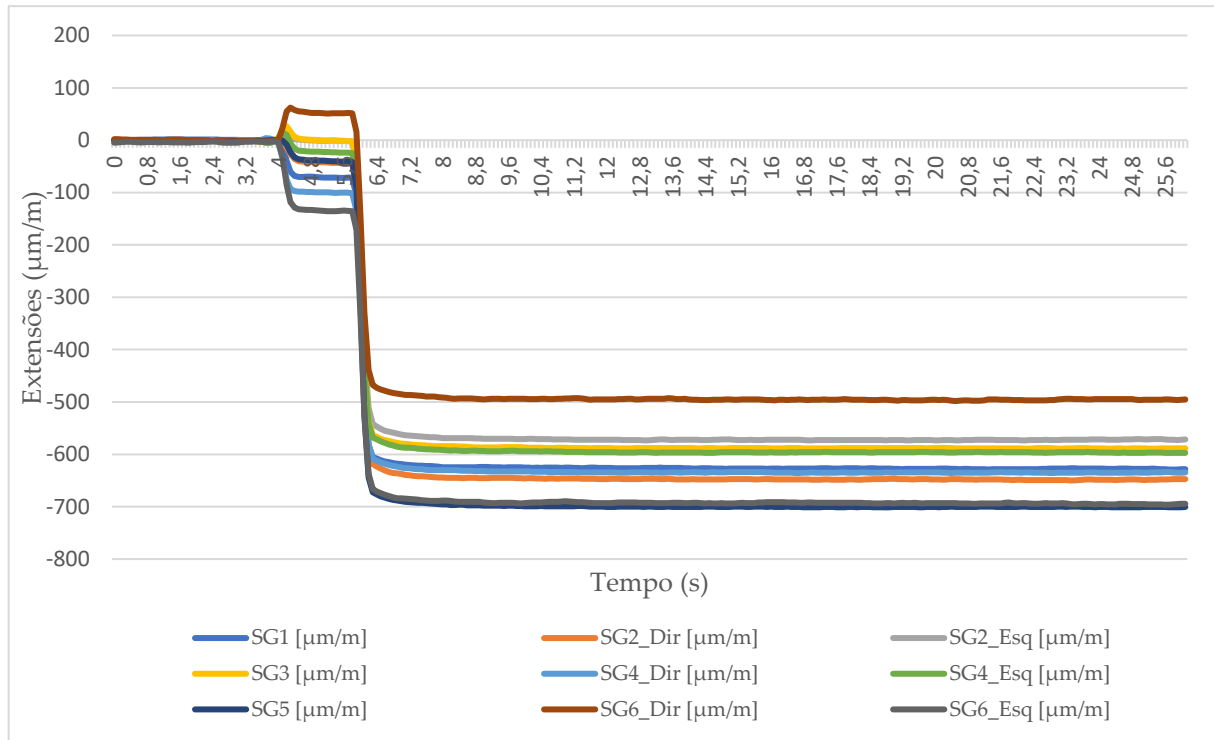


-Posição 6:

Ensaio 1:



## Ensaio 2:



**Anexo 3** - Tabelas com cálculo das forças e desvio padrão dos braços do dispositivo de medição com 2 extensômetros.

Posição 1

Ensaio 1:

	SG1 (N)	SG2_Dir (N)	SG2_Esq (N)	SG3 (N)	SG4_Dir (N)	SG4_Esq (N)	SG5 (N)	SG6_Dir (N)	SG6_Esq (N)
Media Forças	-860,32	-1051,78	-1025,31	-864,96	-1107,37	-948,96	-938,17	-817,95	-1166,07
Media Forças no Mordente	-860,32	-1038,54		-864,96	-1028,16		-938,17	-992,01	
	M1	M2		M3	M4		M5	M6	
Desvio Padrão para os SG pares	-	-1%		-	-8%		-	-18%	

Ensaio 2:

	SG1 (N)	SG2_Dir (N)	SG2_Esq (N)	SG3 (N)	SG4_Dir (N)	SG4_Esq (N)	SG5 (N)	SG6_Dir (N)	SG6_Esq (N)
Media Forças	-834,45	-1067,27	-1025,56	-810,13	-1088,85	-996,39	-949,09	-879,95	-1163,34
Media Forças no Mordente	-834,45	-1046,41		-810,13	-1042,62		-949,09	-1021,65	
	M1	M2		M3	M4		M5	M6	
Desvio Padrão para os SG pares	-	-2%		-	-4%		-	-14%	

Posição 2:

Ensaio 1:

	SG1 (N)	SG2_Dir (N)	SG2_Esq (N)	SG3 (N)	SG4_Dir (N)	SG4_Esq (N)	SG5 (N)	SG6_Dir (N)	SG6_Esq (N)
Media Forças	-1005,00	-996,31	-916,83	-925,33	-1018,08	-885,11	-1040,64	-753,10	-1051,96
Media Forças no Mordente	-1005,00	-956,57		-925,33	-951,59		-1040,64	-902,53	
	M2	M3		M4	M5		M6	M1	
Desvio Padrão para os SG pares	-	-4%		-	-7%		-	-17%	

Ensaio 2:

	SG1 (N)	SG2_Dir (N)	SG2_Esq (N)	SG3 (N)	SG4_Dir (N)	SG4_Esq (N)	SG5 (N)	SG6_Dir (N)	SG6_Esq (N)
Media Forças	-943,19	-967,67	-885,43	-898,25	-969,06	-869,55	-1026,42	-743,50	-1028,67
Media Forças no Mordente	-943,19	-926,55		-898,25	-919,31		-1026,42	-886,08	
	M2	M3		M4	M5		M6	M1	
Desvio Padrão para os SG pares	-	-4%		-	-5%		-	-16%	

Posição 3:

Ensaio 1:

	SG1 (N)	SG2_Dir (N)	SG2_Esq (N)	SG3 (N)	SG4_Dir (N)	SG4_Esq (N)	SG5 (N)	SG6_Dir (N)	SG6_Esq (N)
Media Forças	-842,73	-1102,85	-1001,96	-805,90	-1016,41	-1000,98	-932,37	-837,66	-1160,96
Media Forças no Mordente	-842,73	-1052,40		-805,90	-1008,70		-932,37	-999,31	
	M3	M4		M5	M6		M1	M2	
Desvio Padrão para os SG pares	-	-5%		-	-1%		-	-16%	

Ensaio 2:

	SG1 (N)	SG2_Dir (N)	SG2_Esq (N)	SG3 (N)	SG4_Dir (N)	SG4_Esq (N)	SG5 (N)	SG6_Dir (N)	SG6_Esq (N)
Media Forças	-810,29	-1090,52	-976,65	-792,76	-994,66	-992,11	-918,32	-840,97	-1136,60
Media Forças no Mordente	-810,29	-1033,58		-792,76	-993,38		-918,32	-988,79	
	M3	M4		M5	M6		M1	M2	
Desvio Padrão para os SG pares	-	-6%		-	0%		-	-15%	

Posição 4:

Ensaio 1:

	SG1 (N)	SG2_Dir (N)	SG2_Esq (N)	SG3 (N)	SG4_Dir (N)	SG4_Esq (N)	SG5 (N)	SG6_Dir (N)	SG6_Esq (N)
Media Forças	-922,57	-1007,61	-914,41	-904,43	-966,87	-895,70	-1034,89	-789,40	-1079,48
Media Forças no Mordente	-922,57	-961,01		-904,43	-931,29		-1034,89	-934,44	
	M4	M5		M6	M1		M2	M3	
Desvio Padrão para os SG pares	-	-5%		-	-4%		-	-16%	

Ensaio 2:

	SG1 (N)	SG2_Dir (N)	SG2_Esq (N)	SG3 (N)	SG4_Dir (N)	SG4_Esq (N)	SG5 (N)	SG6_Dir (N)	SG6_Esq (N)
Media Forças	-948,23	-1012,19	-931,04	-933,83	-984,67	-908,97	-1064,00	-964,41	-1091,52
Media Forças no Mordente	-948,23	-971,61		-933,83	-946,82		-1064,00	-1027,96	
	M4	M5		M6	M1		M2	M3	
Desvio Padrão para os SG pares	-	-4%		-	-4%		-	-6%	

Ensaio 3:

	SG1 (N)	SG2_Dir (N)	SG2_Esq (N)	SG3 (N)	SG4_Dir (N)	SG4_Esq (N)	SG5 (N)	SG6_Dir (N)	SG6_Esq (N)
Media Forças	-959,71	-1006,32	-946,13	-957,09	-994,07	-906,60	-1070,61	-827,92	-1107,15
Media Forças no Mordente	-959,71	-976,22		-957,09	-950,34		-1070,61	-967,53	
	M4	M5		M6	M1		M2	M3	
Desvio Padrão para os SG pares	-	-3%		-	-5%		-	-14%	

Posição 5:

Ensaio 1:

	SG1 (N)	SG2_Dir (N)	SG2_Esq (N)	SG3 (N)	SG4_Dir (N)	SG4_Esq (N)	SG5 (N)	SG6_Dir (N)	SG6_Esq (N)
Media Forças	-797,69	-1026,64	-965,26	-809,10	-962,85	-988,72	-917,19	-849,03	-1110,96
Media Forças no Mordente	-797,69	-995,95		-809,10	-975,79		-917,19	-980,00	
	M5	M6		M1	M2		M3	M4	
Desvio Padrão para os SG pares	-	-3%		-	-1%		-	-13%	

Ensaio 2:

	SG1 (N)	SG2_Dir (N)	SG2_Esq (N)	SG3 (N)	SG4_Dir (N)	SG4_Esq (N)	SG5 (N)	SG6_Dir (N)	SG6_Esq (N)
Media Forças	-808,12	-1044,55	-976,32	-831,19	-989,18	-1000,72	-922,94	-859,88	-1131,50
Media Forças no Mordente	-808,12	-1010,44		-831,19	-994,95		-922,94	-995,69	
	M5	M6		M1	M2		M3	M4	
Desvio Padrão para os SG pares	-	-3%		-	-1%		-	-14%	

Posição 6:

Ensaio 1:

	SG1 (N)	SG2_Dir (N)	SG2_Esq (N)	SG3 (N)	SG4_Dir (N)	SG4_Esq (N)	SG5 (N)	SG6_Dir (N)	SG6_Esq (N)
Media Forças	-920,81	-966,08	-862,53	-861,01	-941,71	-891,99	-1037,89	-744,09	-1031,89
Media Forças no Mordente	-920,81	-914,31		-861,01	-916,85		-1037,89	-887,99	
	M6	M1		M2	M3		M4	M5	
Desvio Padrão para os SG pares	-	-6%		-	-3%		-	-16%	

Ensaio 2:

	SG1 (N)	SG2_Dir (N)	SG2_Esq (N)	SG3 (N)	SG4_Dir (N)	SG4_Esq (N)	SG5 (N)	SG6_Dir (N)	SG6_Esq (N)
Media Forças	-940,08	-970,93	-857,64	-881,78	-951,24	-893,36	-1049,71	-742,36	-1039,30
Media Forças no Mordente	-940,08	-914,28		-881,78	-922,30		-1049,71	-890,83	
	M6	M1		M2	M3		M4	M5	
Desvio Padrão para os SG pares	-	-6%		-	-3%		-	-17%	



2023

Diogo Gonçalves

ESTUDO DAS FORÇAS DE APERTO POR UMA BUCHA DE DIAFRAGMA  
APLICADAS NA SUJEIÇÃO DE UMA PEÇA PARA MAQUINAÇÃO