



Estudo e desenvolvimento de novos componentes de uma máquina de VHCF em regime multiaxial

Pedro Ferreira Rodrigues da Costa

Dissertação para a obtenção do grau de Mestre em

Engenharia Mecânica

Orientadores: Prof. António Manuel Relógio Ribeiro

Prof. Luís Filipe Galvão dos Reis

Júri

Presidente: Prof. João Orlando Marques Gameiro Folgado

Orientador: Prof. António Manuel Relógio Ribeiro

Vogal: Prof. Rui Fernando dos Santos Pereira Martins

Janeiro 2017

Agradecimentos

Quero primeiro agradecer aos meus pais, Maria João Ferreira e Manuel Rodrigues da Costa, pelo apoio incondicional em todas as minhas decisões que me levaram a chegar onde cheguei. Sem dúvida que tudo aquilo que sou e que me distingue deve-se a eles e à sua pura dedicação e amor.

Agradeço também a todos aqueles que me ajudaram a concluir esta importante fase da minha vida, familiares e amigos. A sua ajuda, na forma de trabalho ou mesmo de forma espiritual, que por vezes vale tanto ou até mais, foi e será essencial na aprendizagem, dedicação e felicidade. Aos meus irmãos e avós, ao André Carrilho, Daniel Rocha, Duarte Crawford, Ricardo Ramalho, Obrigado. A todos os que se inserem neste grupo, mas que não mencionei, as minhas sinceras desculpas.

Agradeço ao Prof. Relógio Ribeiro, Prof. Luís Reis, Prof. Manuel Freitas e Mário Vieira pela possibilidade de poder trabalhar num projeto de tamanha relevância e interesse, e também por todo o apoio e disponibilidade que me ofereceram.

Gostava ainda de agradecer à professora Ana Simões pela sua ajuda essencial neste trabalho, que mesmo sendo a sua área de especialidade muito diferente da que se insere este trabalho, disponibilizou parte do seu tempo sem sequer se questionar.

Por último, gostava de dedicar este trabalho a duas pessoas que deixaram este mundo durante o meu percurso académico, a minha avó Maria Joaquina Ferreira e colega de faculdade Luís Hu. Embora para mim tenham uma afinidade muito diferente, ambos eram pessoas de exemplo em tudo o que faz um ser digno de vida e respeito. Pesa-me pensar que não poderei partilhar o momento de graduação com eles.

Resumo

O estudo da fadiga dos materiais para todo o tipo de carregamentos é um processo contínuo que acompanha a evolução das necessidades da engenharia. Sabendo que os materiais não têm limite de vida para além dos 10^7 ciclos (HCF) houve a necessidade de criar ensaios capazes de realizar até 10^{12} ciclos (VHCF) em tempo viável. Com o estudo de materiais piezoelétricos desenvolveu-se equipamento capaz de induzir vibrações a elevadas frequências, podendo-se assim desenvolver ensaios de fadiga ultrassónica. Estes ensaios baseiam-se na ressonância excitada com uma baixa carga aplicada a um sistema para geração de tensões suficientemente elevadas em altas frequências nos provetes e, assim, estabelecer o limite de fadiga em muito elevado número de ciclos. O trabalho realizado consiste no estudo de um ensaio de fadiga ultrassónica multiaxial, tração/compressão e torção, criado nos laboratórios de ensaios mecânicos e de materiais do Departamento de Engenharia Mecânica (DEM) no Instituto Superior Técnico. Para uma melhor compreensão do processamento do ensaio foram realizados ensaios experimentais com o uso de extensómetros e equipamento de lasers. Os dados obtidos pela experimentação servirão de validação para a criação de um método de análise em elementos finitos, através do software comercial Abaqus. Com o conhecimento adquirido experimentalmente e numericamente foi compreendido o principal problema do conjunto pré-existente e resolvido através do desenho de novos componentes. O novo conjunto de componentes terá em princípio o problema resolvido e um desenvolvimento da ressonância mais correta.

Palavras-Chave

Fadiga Multiaxial, ensaios de fadiga ultrassónica, fadiga de muito elevado número de ciclos (VHCF), ressonância

Abstract

The fatigue study, for all materials in all loading types and environments, is a continuous process that evolves with engineering needs. Knowing that all materials have a life expectancy over 10^7 cycles (HCF) there is the need to apply experimental tests capable of achieving 10^{10} (VHCF) cycles in an acceptable time. With the study of piezoelectric materials, machinery capable of inducing high frequencies was achieved, and so this technology was adapted for fatigue testing, thus creating ultrasonic fatigue testing. This new way of testing is based on the induced resonance of a system in order to create high enough stress in a specimen at high frequencies with a small induced loading for the study of a material fatigue limit in very high number of cycles. This thesis offers the study of an ultrasonic fatigue test with multiaxial stress, tension/compression and torsion, designed and performed at the mechanical and material test laboratories of DEM, Instituto Superior Técnico. For this study, experiments with strain gauges and measurement lasers were made in order to create a valid finite element method. With the experimental data and the numerical method implemented it was possible to discuss test imperfections and put forward solutions to circumvent them. New components were then drawn that theoretically correct the main issue with the initial set and also show a better development of the resonance mode.

Keywords

Ultrasonic fatigue testing; Multiaxial; Fatigue limite in very high number of cycles (VHCF); resonance

Índice

Agradecimentos	i
Resumo	iii
Abstract	v
Índice	vii
Lista de figuras	ix
Lista de tabelas	xiv
Nomenclatura	xvi
1. Introdução	1
1.1 Enquadramento	1
1.2 Objetivos.....	3
1.3 Estrutura	3
2. Revisão bibliográfica	5
2.1 Introdução.....	5
2.2 Evolução dos ensaios de fadiga ultrassónica (UFT).....	5
2.3 Máquinas e dispositivos de UFT	6
2.4 Equações de vibrações e ondas	7
2.5 Fadiga.....	11
2.5.1 Fadiga de muito elevado número de ciclos.....	12
2.5.1 Ensaios de fadiga ultrassónica.....	13
3. Ensaio de Fadiga Ultrassónica em Regime Multiaxial	21
3.1 Introdução.....	21
3.2 Máquina de ensaios de fadiga ultrassónica multiaxial	21
3.3 Análises experimentais.....	29
3.3.1 Extensometria.....	29
3.3.2 Análises com laser	35
3.4 Problemas a corrigir	38
4. Estudo do conjunto através do método de elementos finitos	39
4.1 Conjunto inicial analisado em EF	40
4.1.1 Relação de tensões.....	42
4.1.2 Nodos de deslocamento e de tensão	45
4.2 Comparação de resultados	48

5. Melhoria do conjunto	49
5.1 Nova corneta	49
5.2 Novos provetes.....	54
5.3 Análises em EF de conjuntos com os novos provetes.....	57
5.3.1 Relação de tensões.....	58
5.3.2 Nodos de deslocamento e de tensão.....	60
5.3.3 Gradiente radial das tensões normais dos provetes.....	63
5.3.4 Comparação de resultados entre os novos provetes.....	68
6. Conclusões	69
6.1 Sugestões para desenvolvimentos futuros	70
Bibliografia.....	71
Anexos.....	1
Anexo A. Desenhos técnicos dos componentes nova corneta e novo provete.....	2
Anexo B. Resultado das ‘Fast Fourier Transform’	3
Anexo C. Resultados do novo provete simples.....	5

Lista de figuras

Figura 1.1 – Curva S-N de aços com os três tipos de fadiga onde se encontra representado a vida infinita considerada [4].....	1
Figura 2.1 - Ilustração de propagação de ondas longitudinais num corpo de secção constante	7
Figura 2.2 -- Relação de comprimento de onda e do corpo para diferentes harmónicas	8
Figura 2.3 – Deslocamentos e extensões de um corpo homogéneo e de secção constante em ressonância longitudinal.....	9
Figura 2.4 - Representação dos deslocamentos e tensões ao longo de um conjunto de ensaio de fadiga ultrassónica longitudinal [10]	14
Figura 2.5 - Representação do sistema de ensaio de fadiga ultrassónica longitudinal para obtenção de diferentes rácios de tensão [10]	14
Figura 2.6 - a) Esquema do sistema de ensaio de fadiga ultrassónica torsional [25] b) esquema da ligação entre cornetas através de uma cavilha [13].....	15
Figura 2.7 - Sistema de ressonância torsional com transdutor rotacional [13]	15
Figura 2.8 – Comparação entre provetes utilizados em ensaios de fadiga ultrassónica torsional e longitudinal, adaptado de [12]	16
Figura 2.9 - Ilustração de um sistema de ensaio de fadiga ultrassónica de flexão [10].....	17
Figura 2.10 – Fotografias de ensaios de fadiga ultrassónica a) a altas temperaturas [7] b) a muito baixa temperatura [7]	18
Figura 2.11 – Ilustração de um ensaio de fadiga ultrassónica ao desgaste [6]	19
Figura 3.1 – Esquema do sistema de fadiga ultrassónica em estudo, adaptado de [27]	21
Figura 3.2 – Fotografias dos diversos componentes com respetiva legenda	22
Figura 3.3 – Conjunto – Transdutor (1); Booster (2); Corneta (3); provete(4); e anel de suporte (5) ..	22
Figura 3.4 – a) Deformação rotacional e ilustração do nodo rotacional b) Deformação longitudinal e ilustração do nodo longitudinal.....	24
Figura 3.5 – Ilustração da magnitude de deformação da corneta no modo de ressonância excitado.	24
Figura 3.6 – Identificação das três gargantas do provete	25
Figura 3.7 – Deformação axial do primeiro modo longitudinal do provete inicial.....	26
Figura 3.8 – Deformação rotacional do terceiro modo rotacional do provete inicial	27
Figura 3.9 – ilustração das diferentes deslocamentos e tensões teóricos do conjunto inicial.....	27
Figura 3.10 – Ilustração da evolução da amplitude ao longo de um ensaio de fadiga ultrassónica [33]	28
Figura 3.11 – Exemplo de um extensómetro do tipo roseta 45° com a numeração dos respetivos medidores.....	29
Figura 3.12 - a) Fotografia do extensómetro e dos conectores colados na garganta inferior b) Ilustração da posição do extensómetro na garganta inferior.....	31
Figura 3.13 – a) Representação dos eixos cartesianos considerados no provete b) Representação da posição dos medidores.....	31

Figura 3.14 – Gráfico de tensão normal e de corte em função do tempo obtido na garganta superior	32
Figura 3.15 - Gráfico de tensão normal e de corte em função tempo obtido na garganta central [36]	33
Figura 3.16 - Gráfico de tensão normal [Pa] e de corte [Pa] em função do tempo obtido na garganta inferior.....	33
Figura 3.17 – Representação das flutuações de extensão obtidas pelas análises de extensometria.	35
Figura 3.18 – Fotografia dos emissores de laser	35
Figura 3.19 – Exemplo de medições de dois pontos com o laser.....	36
Figura 3.20 – Representação das flutuações das amplitudes obtidas pelas análises de lasers	37
Figura 3.21 – FFT de um sinal obtido por uma medição com o laser.....	37
Figura 3.22 – Ilustração do possível modo de flexão do conjunto inicial	38
Figura 4.1 – Magnitude de deformação do conjunto no modo de ressonância em estudo em escala elevada	41
Figura 4.2 – Gráfico das tensões normais (S33) [MPa] e das tensões de corte (S23) [MPa] no tempo na garganta superior	42
Figura 4.3 - Gráfico das tensões normais (S33) [MPa] e das tensões de corte (S23) [MPa] no tempo na garganta central.....	42
Figura 4.4 - Gráfico das tensões normais (S33) [MPa] e das tensões de corte (S23) [MPa] no tempo na garganta inferior	43
Figura 4.5 – Gráfico das tensões normais (S33) [MPa] da garganta superior (63), garganta central (27) e da garganta inferior (31)	43
Figura 4.6 - Gráfico das tensões de corte (S23) [MPa] da garganta superior (63), garganta central (27) e da garganta inferior (31)	44
Figura 4.7 – Numeração dos nós da periferia da garganta central.....	45
Figura 4.8 – Ilustração de um pico de tensão normal (S33) [MPa] nos nós da periferia da garganta central.....	45
Figura 4.9 – Deslocamentos axiais (U3) de um nó no local de menor raio da garganta central	46
Figura 4.10 – Rotação (U2) no local de menor raio da garganta superior (63), garganta central (27) e da garganta inferior (31)	46
Figura 4.11 – Tensões normais (S33) [MPa] e de corte (S23) [MPa] no local de contacto da corneta com o provete inicial.....	47
Figura 4.12 - Tensões normais (S33) [MPa] e de corte (S23) [MPa] na base livre do provete inicial .	47
Figura 5.1 –Representação da rotação no interior da corneta inicial no modo excitado	50
Figura 5.2 – Representação dos diferentes parâmetros das equações das curvas	51
Figura 5.3 – Representação da rotação no interior da corneta com curva hiperbólica parcial no modo excitado	51
Figura 5.4 - Representação da rotação no interior da corneta com curva hiperbólica total no modo excitado	51
Figura 5.5 - Representação da rotação no interior da corneta com curva exponencial parcial no modo excitado	52

Figura 5.6 – Resultado das tensões para o conjunto com a nova corneta e com o provete inicial na garganta superior (49), central (4) e inferior (13) a) tensões de corte (S23) [MPa] b) tensões normais (S33) [MPa]	53
Figura 5.7 – Ilustração da geometria dos dois novos provetes a) simples b) cónico.....	56
Figura 5.8 – Ilustração de um possível provete para ensaios de fadiga ultrassónica multiaxial com desgaste	56
Figura 5.9 - Gráfico das tensões normais (S33) [MPa] da garganta superior (43), garganta central (22) e da garganta inferior (30) do provete cónico	58
Figura 5.10 - Gráfico das tensões de corte (S23) [MPa] da garganta superior (43), garganta central (22) e da garganta inferior (30) do provete cónico	59
Figura 5.11 – Ilustração da magnitude dos deslocamentos do conjunto com o provete cónico e a nova corneta em escala	60
Figura 5.12 – Gráfico dos deslocamentos axiais (U3) do nó da secção de menor raio da garganta central do provete cónico	60
Figura 5.13 – Ampliação de uma zona do gráfico apresentado na figura 5.12.....	61
Figura 5.14 – Rotação (U2) no local de menor raio para o provete cónico a) garganta central (22) b) garganta superior (43) e da garganta inferior (30)	62
Figura 5.15 – Gráfico de tensões normais (S33) [MPa] e de corte (S23) [MPa] no ponto de contacto da corneta com o provete cónico	62
Figura 5.16 - Gráfico de tensões normais (S33) [MPa] e de corte (S23) [MPa] na base livre do provete cónico	63
Figura 5.17 – Tensões normais no interior da garganta central a) provete inicial b) provete cónico c) provete simples	64
Figura 5.18 – Ilustração da enumeração dos nós na secção de menor raio de uma garganta.....	65
Figura 5.19 – Gráfico da relação de tensão normal ao longo do raio do provete inicial	65
Figura 5.20 – Gráfico da relação de tensão normal ao longo do raio do provete cónico	65
Figura 5.21 – Gráfico da relação de tensão ao longo do raio do provete simples.....	66
Figura 5.22 - Tensões de corte no interior da garganta central a) provete inicial b) provete cónico c) provete simples	67
Figura 5.23 – Tensões Von Mises no interior da garganta cental a) provete inicial b) provete cónico c) provete simples	67
Figura A.1 – Desenho Técnico da nova corneta.....	A2
Figura B.1 – Gráficos FFT da garganta inferior do a) medidor E1 b) medidor E2 c) medidor E3.....	A3
Figura B.2 - Gráficos FFT da garganta central do a) medidor E1 b) medidor E2 c) medidor E3.....	A3
Figura B.3 - Gráficos FFT da garganta central do a) medidor E1 b) medidor E2 c) medidor E3.....	A4
Figura C.1 - Gráfico das tensões normais (S33) [MPa] da garganta superior (24), garganta central (22) e da garganta inferior (33) do provete simples.....	A5
Figura C.2 - Gráfico das tensões corte (S23) [MPa] da garganta superior (24), garganta central (22) e da garganta inferior (33) do provete simples.....	A5
Figura C.3 - Gráfico dos deslocamentos axiais (U3) do nó da secção de menor raio da garganta central	

do provete simples.....	A6
Figura C.4 – Rotação (U2) no local de menor raio para o provete cónico na garganta central (22), garganta superior (24) e da garganta inferior (33).....	A6
Figura C.5 - Gráfico de tensões normais (S33) [MPa] e de corte (S23) [MPa] no ponto de contacto da corneta com o provete simples.....	A7

Lista de tabelas

Tabela 3.1 – Propriedades dos materiais dos diferentes componentes em estudo.....	23
Tabela 3.2 – Frequências naturais de um provete de um ensaio de fadiga ultrassónica longitudinal .	25
Tabela 4.1 – Frequências naturais dos componentes e do conjunto inicial	41
Tabela 4.2 – Comparação dos resultados experimentais e de EF e o devido erro.....	48
Tabela 5.1 – Frequência naturais da nova corneta com curva hiperbólica parcial	52
Tabela 5.2 – Comparação da relação de tensão entre o conjunto com a corneta inicial e nova no provete inicial.....	54
Tabela 5.3 – Frequências naturais dos novos provetes	56
Tabela 5.4 – Frequências naturais do conjunto com corneta final e novo provete simples	57
Tabela 5.5 - Frequências naturais do conjunto com corneta final e novo provete simples.....	57
Tabela 5.6 – Relações de tensão para o conjunto com provete simples e o provete cónico	59
Tabela 5.7 – Relação entre a diferença de raios e o comprimento da garganta central.....	66

Nomenclatura

Abreviaturas

ASTM	American Society for Testing and Materials
DEM	Departamento de Engenharia Mecânica
EF	Elementos finitos
FFT	Fast Fourier Transform
HCF	High cycle fatigue
LCF	Low cycle fatigue
UFT	Ultrasonic fatigue Testing
VHCF	Very high cycle fatigue
ISO	International Organization for Standardization

Simbologia

A_0	Área da secção transversal
c	Velocidade de propagação de onda
E	Módulo de Elasticidade
f	Frequência
F	Força
G	Módulo de Rigidez à Torção
J_p	Momento polar de inércia
k	Rácio entre a frequência e a velocidade de onda
Kg	Quilogramas
kHz	KiloHertz
L	Comprimento
$L_{garganta}$	Comprimento da garganta
m^3	Metros cúbicos
N	Número de pontos por ciclo

Pa	Pascal
r	Raio
r_{Maior}	Maior raio da garganta
r_{Menor}	Menor raio da garganta
R	Razão de Tensões
St	Step time
t	Tempo
$U(x)$	Amplitude de deslocamentos em função de x
x, y, z	Coordenadas cartesianas
t, r, z	Coordenadas cilíndricas
γ	Extensão Rotacional
ε	Extensão
θ_0	Rotação máxima em x=0
v	Coeficiente de <i>Poisson</i>
ρ	Densidade
σ	Tensão normal
$\nabla\sigma$	Variação de Tensões
σ_n	Tensão no nó 'n'
σ_{sup}	Tensão no nó de superfície
τ	Tensão de corte
ω	Frequência angular

1. Introdução

1.1 Enquadramento

A compreensão do comportamento dos materiais à fadiga tem elevada importância no mundo atual. A possibilidade de prever com segurança a longevidade dos materiais permite o desenvolvimento de componentes mais fiáveis e, naturalmente, mais seguros.

A primeira publicação, que se tem conhecimento, de resultados de testes de fadiga remota ao ano 1837, realizado por Albert, ligado à indústria mineira. Albert realizou uma série de estudos sobre correntes utilizadas na mina onde trabalhava, devido a falhas recorrentes [1]. Este estudo levou à sua invenção de cabos de aço. Mais tarde, o engenheiro alemão Wohler realizou aquele que é considerado o primeiro estudo de fadiga, onde foram testados os eixos das locomotivas devido a falhas frequentes [1;2]. Desde então o conhecimento sobre a fadiga dos materiais passou a ser uma importante parte no estudo do comportamento mecânico dos materiais e no projeto de novos produtos

Até ao final do século XX era considerado que abaixo de um certo limite de variação de tensões os aços teriam vida infinita [3]. Esta variação corresponde a um número de ciclos entre os 10^6 e 10^7 . Esta suposição foi criada devido a três principais fatores: Dificuldade de aplicação de maior número de ciclos em tempo viável; para uma certa gama de variação de tensões os aços têm uma vida similar; a maquinaria da altura não tinha componentes desenhados para sustentar uma vida muito superior.

Foram investigadores japoneses que determinaram que o aço pode falhar após 10^7 ciclos [3]. Assim a curva de S-N passa a ser representada como na figura 1.1, onde é também ilustrado a zona de suposta vida infinita em II. [4]

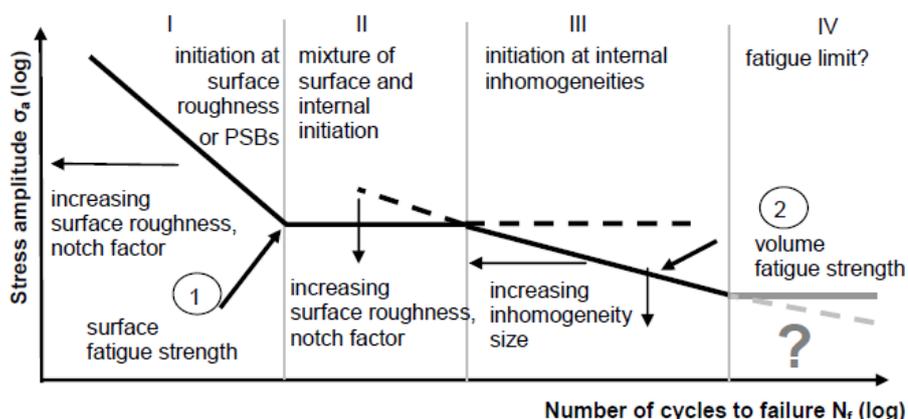


Figura 1.1 – Curva S-N de aços com os três tipos de fadiga onde se encontra representado a vida infinita considerada [4]

Após tal descoberta surgiu a necessidade de criar ensaios capazes de realizar elevado número de ciclos em tempo aceitável. E assim surgirão ensaios de fadiga ultrassónica capazes de induzir

frequências entre os 20 e os 30kHz. A aplicação de tais testes ultrassônicos de fadiga surge no século XX.

Se se comparar o tempo necessário para a aplicação de ciclos entre 10^8 e 10^9 facilmente se compreende a utilidade de aplicação de ensaios ultrassônicos em relação aos convencionais. Numa máquina convencional com uma frequência de aplicação de 100Hz, 10^8 ciclos demorariam cerca de 12 dias, enquanto numa máquina ultrassônica demorar-se-ia cerca de duas horas. Já para 10^9 ciclos, a convencional demoraria meses e a ultrassônica apenas 14 horas.

Atualmente existem diversos sistemas que trabalham com componentes que têm uma vida para além de 10^7 ciclos. Um motor de um automóvel tem uma vida que ronda os 10^8 ciclos, e um motor de um comboio ou grandes motores diesel de grandes navios trabalham até cerca de 10^9 ciclos [3].

Os ensaios de fadiga ultrassônica baseiam-se em diferentes princípios que os ensaios de fadiga convencional para obter a vida respetiva dos materiais. Na fadiga ultrassônica é aplicado elevadas frequências de forma a excitar a ressonância dos componentes e assim obter amplitudes de tensões elevadas para uma baixa carga. A indução de altas frequências no ensaio implica diferentes parâmetros que podem influenciar o resultado em estudo [5]. Um exemplo é a instabilidade metalúrgica dos materiais sobre altas frequências, como indica o estudo efetuado por Bathias em [6].

À medida que o estudo de ensaios de fadiga ultrassônica avança será possível realizar uma maior diversidade de ensaios e os existentes terão maior fiabilidade e repetibilidade. Assim, com a sua evolução, será possível compreender e determinar com maior exatidão o comportamento dos materiais para diversos tipos de carregamentos e condições ambientais dentro da gama 10^7 e 10^{10} ciclos.

Atualmente já se realizaram diversos ensaios a frequências ultrassônicas para os carregamentos simples, tração/compressão, torção ou flexão [7]. Por motivos de continuidade do estudo da fadiga, para muito elevado número de ciclos, há interesse em ser possível realizar ensaios com dois ou mais carregamentos simples em simultâneo.

O desenvolvimento desta investigação baseia-se no estudo de uma máquina de ensaios a 20kHz construída no DEM, Instituto Superior Técnico [8]. Esta máquina é capaz de induzir tensões multiaxiais através de movimentos longitudinais e torsionais simultâneos. Em [9] observa-se um estudo de um sistema para o desenvolvimento de cargas multiaxiais.

O conjunto de componentes construído já demonstrou ser capaz de induzir as tensões multiaxiais, tração/compressão torção, em frequências ultrassônicas. O conjunto em vibração é apenas constituído por um transdutor, ou excitador, que cria as vibrações a frequências de cerca de 20 kHz, e por outros três importantes componentes, booster, corneta e provete. São os três importantes componentes referidos que tornam possível a indução de tensões multiaxiais. Existe ainda máquinas de medição e controlo que são também importantes para a condução do ensaio. No entanto o ensaio demonstrou ser apenas capaz de funcionar a baixas potências do transdutor, além de existirem

detalhes do modo do seu funcionamento que devem ser analisados, pois poderão prejudicar a viabilidade e repetibilidade do ensaio.

1.2 Objetivos

Esta dissertação apresenta o trabalho realizado de análise e melhoria do ensaio de fadiga ultrassónica contruído nos laboratórios de fadiga do Instituto Superior Técnico.

Para melhor compreender o ensaio em estudo foram realizadas inicialmente diferentes experiências e posteriormente um extenso estudo em elementos finitos. Os resultados das análises experimentais foram comparados com resultados em elementos finitos (EF). A comparação tem como por objetivo a determinação de um válido método de modelar. Com uma válida forma de representar o ensaio em software de EF, este torna-se um meio viável para uma melhor compreensão e desenvolvimento do ensaio em estudo, e de outros futuros.

Foram aplicados vários extensómetros, com o intuito de identificar e medir a relação de tensões criadas no provete, e realizadas diversas medições com um laser medidor de velocidades para uma melhor compreensão da deformação dos componentes.

Com a compreensão teórica, aplicada às diferentes análises realizadas, foi possível compreender e resolver as imperfeições do conjunto em estudo. A resolução destas baseou-se no redesenhar de dois componentes do conjunto através da análise validada de EF. Todo o conhecimento adquirido do ensaio permitirá a aplicação de variações do ensaio para novos estudos de fadiga de muito elevado número de ciclos.

1.3 Estrutura

De forma a melhor se compreender a organização da dissertação é de seguida apresentado os capítulos presentes e o seu conteúdo.

No **capítulo 1** é descrito o enquadramento em que o trabalho se insere, apresentando as razões de existência de ensaios de fadiga a altas frequências e a maquinaria estudada. Após o enquadramento são enumerados os objetivos do trabalho e é ainda descrita a estrutura em que se procede a dissertação.

No **capítulo 2** é realizado uma revisão bibliográfica sobre os tópicos relacionados com os ensaios de fadiga ultrassónica. É apresentado a sua história; breve descrição dos componentes que tornam possível a sua realização e é ainda descrito os ensaios uniaxiais atualmente existentes. É também descrito resumidamente conceitos de fadiga. Embora não seja efetuado qualquer estudo de fadiga estes conceitos servem para enquadrar o objetivo deste ensaio,

No **capítulo 3** é realizada uma explicação minuciosa do conjunto inicial, construído à priori desta dissertação. São depois descritas as experiências realizadas para o estudo do ensaio e os resultados respetivos. Estes ensaios servirão não só para a análise do projeto construído, mas também para de seguida se criar uma análise em elementos finitos (EF) que conseguisse reproduzir tais resultados.

O **capítulo 4** contém então o processo de análise em EF do conjunto inicial. São usados os dados obtidos das experiências para a validação do processo de cálculo aplicado ao software de EF Abaqus. Definido o modo de cálculo é realizado um estudo do conjunto que não seria possível realizar experimentalmente. Com validação do método de EF é possível produzir computacionalmente novos componentes com alguma viabilidade que irão corresponder aos resultados pretendidos.

No **capítulo 5** é descrito o processo de projeto dos novos componentes, através do processo definido de EF, que poderão atenuar ou resolver as imperfeições que surgem no conjunto inicial. É ainda realizado um estudo do gradiente de tensões normais criadas na garganta de maiores tensões do provete.

No **capítulo 6** é apresentado as conclusões do trabalho assim como sugestões para a continuação do estudo nesta área de investigação.

2. Revisão bibliográfica

2.1 Introdução

Neste capítulo é apresentada a revisão bibliográfica do tema em estudo desta dissertação. O capítulo inicia-se com um breve resumo da história do estudo de ensaios de fadiga a mais altas frequências seguidas de uma explicação básica de como funciona os componentes base deste tipo de ensaios. São apresentados também os princípios básicos de fadiga e de vibração e ondas.

2.2 Evolução dos ensaios de fadiga ultrassônica (UFT)

Até ao início do século XX os testes de fadiga realizados tinham como máxima frequência de cerca de 30Hz. Foi Hopkinson, em 1911, que iniciou os primeiros ensaios a mais elevadas frequências. Hopkinson alcançou o seu objetivo aplicando conceitos de ressonância, utilizando uma máquina eletromagnética de *design* próprio que atingia frequências de 116 Hz. Atualmente os ensaios convencionais de fadiga alcançam frequências semelhantes. Jenkin, catorze anos mais tarde, realizou alguns ensaios com frequências de 2.5kHz, empregando técnicas similares a Hopkinson [10].

Quatro anos mais tarde, Jenkin e Lehman conseguiram realizar ensaios a 10kHz através de um sistema pneumático melhorado. Vinte anos depois Mason marcou a história de fadiga ultrassônica ao conseguir, através de uma máquina com materiais piezoelétricos, realizar ensaios de fadiga a uma frequência de 20kHz utilizando transdutores piezoelétricos e transdutores com magnetostricção. Estes transdutores transformavam corrente elétrica a 20kHz em movimentos controlados a 20kHz. Com a introdução de ensaios de fadiga em frequência ultrassônica foi possível obter cerca de 10^9 ciclos em apenas 14 horas, com uma frequência de 20kHz [10].

Ao longo do tempo têm surgido diferentes sistemas capazes de realizar ensaios a frequências mais elevadas, como sistemas criados por Girard, em 1959, e Kikukawa no ano de 1965, capazes de alcançar frequências de 92kHz e 199kHz respetivamente. Devido a vários problemas consequentes do aumento da frequência de ressonância, o design de Mason foi considerado a norma de todos os ensaios de fadiga ultrassônica, sendo sempre conduzidos entre 20kHz a 30kHz [10].

A fadiga ultrassônica é atualmente estudada internacionalmente em diferentes áreas como a ferroviária e a aeronáutica, onde muitos dos componentes têm uma vida acima de 10^7 ciclos. Existem diversos investigadores como Claude Bathias, que contribuíram para o seu avanço. Até ao momento já existem diversos tipos de ensaios a altas frequências que permitem o estudo à fadiga, para muitos elevados números de ciclos, em diversos tipos de carregamentos e condições ambientais. Com o contínuo desenvolvimento da fadiga ultrassônica será posteriormente criada uma norma ao seu procedimento, possibilitando o seu estudo para qualquer material em praticamente qualquer situação em que seja aplicado.

2.3 Máquinas e dispositivos de UFT

Os componentes mais comuns utilizados em máquinas de ensaios de fadiga ultrassônica (UFT) são: Gerador que transforma voltagem de 50Hz a 60 Hz, proveniente da rede, num sinal sinusoidal elétrico de 20 kHz; Transdutor piezoelétrico excitado pelo sinal proveniente do gerador transformando-o em vibração mecânica à mesma frequência; Corneta ultrassônica; Provete do material em estudo.

O transdutor utilizado em UFT é um atuador piezoelétrico. Este contém discos piezoelétricos que ao serem excitados pelo sinal sinusoidal proveniente do gerador alteram a sua forma. Estes expandem e comprimem quando induzidos por uma tensão elétrica. A tensão elétrica aplicada é proporcional à expansão e contração dos discos. Como o sinal transmitido é sinusoidal e de frequência de 20kHz, os discos irão expandir e comprimir à mesma frequência. Para os ensaios de fadiga ultrassônica são normalmente utilizados transdutores com movimentos longitudinais. Existem também transdutores capazes de transmitir vibrações rotacionais como o desenvolvido em [11], ou os utilizados em [12;13].

Ligado ao transdutor está o gerador e o booster que liga depois à corneta ultrassônica. A corneta e o booster têm como propósito amplificar os deslocamentos provenientes do transdutor. De forma cumprir o seu objetivo são projetados com uma frequência de ressonância igual à frequência de trabalho do transdutor. A amplificação dos deslocamentos ocorre devido à redução do raio ao longo do comprimento, sendo que os deslocamentos serão superiores no extremo de menor raio.

O provete é o componente de maior interesse em todos os ensaios mecânicos. É neste componente em que se focam as atenções para a sua resposta em qualquer ensaio. No caso dos ensaios de fadiga é contabilizado a tensão máxima e mínima de cada ciclo e o número de ciclos a que o provete foi submetido até à sua falha. A inspeção da sua superfície de fratura é também importante para a compreensão da evolução da fissura até à fratura.

Os provetes utilizados em UFT variam conforme o tipo de ensaio desejado, tendo maior parte em comum pelo menos uma garganta. A garganta tem o propósito de criar concentração de tensões de forma a se conseguir atingir uma tensão alta e localizada. A curva das gargantas do provete tem influência na amplitude das tensões, ou seja, para diferentes curvas a garganta irá desenvolver concentração de tensões diferentes [14]. A curva pode ser em círculo, hiperbólica, exponencial ou em parábola. O design do provete deve ter sempre em consideração a sua frequência de ressonância nos modos respetivos ao tipo de carregamento pretendido.

A carga requerida para as máquinas de UFT atingirem as tensões desejadas na garganta do provete a uma frequência 20kHz são relativamente baixas. Isto deve-se à criação de concentração de tensões e à excitação de modos de ressonância que assim permitem tensões elevadas. Os primeiros sistemas de UFT utilizam modos simples de vibração, ou seja, apenas o modo longitudinal, ou de flexão ou ainda o modo torsional. Caso sejam impostos em simultâneo dois ou três modos de vibração é considerado que se encontra num estado de vibração complexo.

2.4 Equações de vibrações e ondas

Como já mencionado, os ensaios de fadiga ultrassônica baseiam-se na vibração dos vários componentes. Estes são projetados assim para estarem em ressonância para a frequência de vibração que lhes é imposta. É então importante compreender o que está a ocorrer quando um componente é excitado numa das suas frequências naturais.

Para os componentes de ensaios de fadiga ultrassônica de carregamentos simples o seu dimensionamento pode ser calculado analiticamente, obtendo-se soluções relativamente exatas. Para peças de formas mais elaboradas a dificuldade do cálculo analítico é tal que o dimensionamento dos componentes usados neste ensaio deve ser obtido por EF.

Considerando um corpo sujeito a uma força externa instantânea, como um impulso, a deformação do corpo será regida por uma onda criada no ponto e no instante em que a força foi aplicada. Considerando a deformação apenas elástica, é aplicada a teoria de ondas elásticas onde existem três tipos diferentes de ondas, longitudinais, transversais e rotacionais. No local de aplicação do impulso irá criar uma pressão localizada. Devido à interação das partículas do material a pressão irá transmitir ao longo do corpo.

Nas ondas transversais e rotacionais a deformação é perpendicular ao sentido de propagação. Já nas ondas longitudinais a deformação está alinhada com a direção de propagação. A forma como se propagam as ondas longitudinais pode ser melhor compreendido através da figura 2.1.

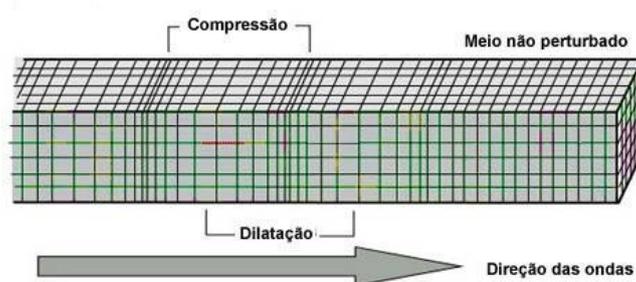


Figura 2.1 - Ilustração de propagação de ondas longitudinais num corpo de secção constante

No sistema em estudo a corneta e o provete têm torção e tração/compressão durante um ensaio, isto significa que existem, em simultâneo, propagação de ondas longitudinais e rotacionais.

Como é descrito em [15], ressonância é o fenómeno que surge 'quando a frequência da força perturbadora iguala a frequência natural do sistema, a amplitude da vibração forçada é muito grande para pequenos valores do amortecimento. Se o amortecimento não existisse aquela amplitude teria valor infinito.' É importante referir também que a frequência de ressonância varia para diferentes valores

de amortecimento. No entanto para o sistema em estudo o amortecimento considerado é muito baixo, sendo a variação da frequência desprezável.

Para uma barra homogênea e de secção constante, a sua ressonância processa-se quando o seu comprimento é múltiplo de metade do comprimento de onda. O comprimento de onda é estabelecido pela velocidade de propagação no material da barra. Para a barra considerada a sua velocidade de propagação será constante em todo o seu comprimento. A figura 2.2 ilustra os diferentes comprimentos de onda para diferentes modos de ressonância. O primeiro modo de ressonância, ou a primeira harmónica, tem como comprimento de onda metade do comprimento do corpo.

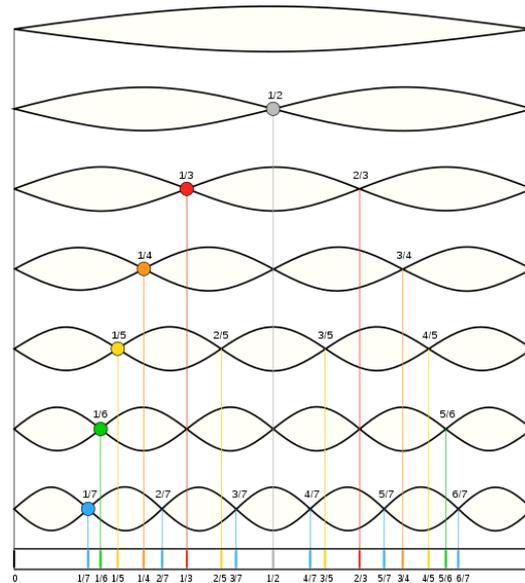


Figura 2.2 — Relação de comprimento de onda e do corpo para diferentes harmónicas

A velocidade de propagação de ondas longitudinais é diferente da velocidade das ondas transversais e das ondas rotacionais. Para uma secção de área constante a velocidade da onda, seja longitudinal (2.1), transversal (2.2) ou rotacional (2.3), é constante, dependendo apenas das propriedades do material.

$$c = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)\rho}} \quad (2.1)$$

$$c = \sqrt{\frac{E}{2(1+\nu)\rho}} \quad (2.2)$$

$$c = \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad (2.3)$$

Sendo E o módulo de elasticidade, G o módulo de rigidez à torção, ν o coeficiente de *poisson* e ρ a densidade.

Considerando de novo uma barra cilíndrica unidimensional de secção constante, aquando se encontra em ressonância no primeiro modo longitudinal, a correspondente deformação e extensão, é demonstrada na figura 2.3. A onda percorre todo o comprimento do corpo e é refletida na sua base. Por se considerar o corpo unidimensional v é zero.

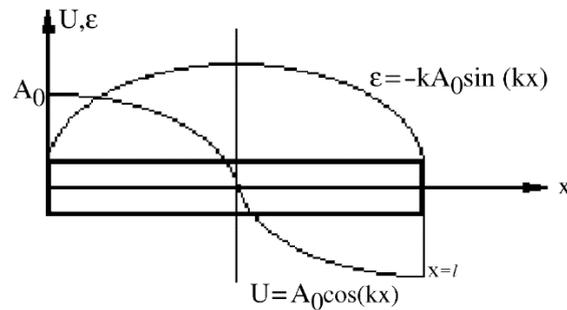


Figura 2.3 – Deslocamentos e extensões de um corpo homogéneo e de secção constante em ressonância longitudinal

A equação diferencial de movimento longitudinal para o corpo considerado, em coordenadas cartesianas e em vibração livre, descrito em [10], é:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = \frac{E}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (2.4)$$

Integrando a equação diferencial (2.4) para o primeiro modo de ressonância longitudinal obtém-se:

$$u(x,t) = A_0 \cos(kx) \sin(\omega t) \quad (2.5)$$

Sendo A_0 a área transversal, e k o rácio entre a frequência angular, ω , e a velocidade de onda, c , como é apresentado nas relações (2.6).

$$k = \frac{\omega}{c}; \quad (2.6.1)$$

$$\omega = \pi \frac{c}{l} = 2\pi f \quad (2.6.2)$$

A extensão é obtida pela derivada do deslocamento u , sendo que a extensão será máxima no ponto onde o deslocamento é zero, como é observado na figura 2.3. Para a tensão é apenas aplicado a lei de Hooke, utilizando o módulo de Young, por se considerar apenas deformação elástica. O ponto onde a deformação é máxima será no instante que a função seno é máxima, ou seja, a amplitude de vibração nesse instante ao longo da barra será:

$$U(x) = A_0 \cos(kx) \quad (2.7)$$

Sendo a extensão e a tensão:

$$\varepsilon = \frac{\partial u}{\partial x} \Leftrightarrow \varepsilon = -kA_0 \sin(kx) \quad (2.8)$$

$$\sigma = E\varepsilon \Leftrightarrow \sigma = -EkA_0 \sin(kx) \quad (2.9)$$

É assim observado que em ressonância longitudinal a amplitude de vibração é máxima e simétrica em módulo para as bases do corpo, e zero no centro onde a extensão é máxima. Os pontos onde o deslocamento é nulo são designados nodos de deslocamento e os pontos onde a tensão é nula são designados nodos de tensão. No corpo considerado existem então dois nodos de tensão nas bases e um nodo de deslocamento no centro. Para um provete com uma secção de concentração de tensões no centro esta afirmação é igualmente correta, apenas a forma como a amplitude do deslocamento e da extensão se desenvolve ao longo do comprimento vai ser diferente.

O cálculo das tensões criadas por ressonância rotacional utiliza o módulo de rigidez torsional. As tensões irão desenvolver-se no corpo de forma semelhante à descrita para a ressonância longitudinal. De seguida são apresentadas as equações que regem os deslocamentos rotacionais no mesmo corpo representado anteriormente.

Considerando agora o mesmo corpo submetido a ondas torsionais, a obtenção da sua rotação $\theta(x,t)$, é feita integrando a equação unidimensional referente as tais ondas (2.10), em que, para um comprimento x e para um tempo t , é determinada pelo momento polar de inércia, $J_p(x)$, pelo módulo de rigidez, G , e pela densidade do material, ρ [12].

$$J_p(x) \frac{\partial^2 \theta(x,t)}{\partial t^2} = \frac{G}{\rho} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left(J_p(x) \frac{\partial \theta(x,t)}{\partial x} \right) \quad (2.10)$$

Sabendo que a resposta da rotação é sinusoidal, para uma dada frequência, com resposta ao tempo o ângulo de rotação é descrito pela equação (2.10). O corpo por ter uma área transversal constante tem um momento polar de inércia constante que assim não influencia a sua rotação. Já se o corpo tiver uma garganta, como normalmente os provetes têm, o momento polar de inércia terá impacto na sua rotação.

$$\theta(x,t) = \theta_0 \cos(kx) \sin(\omega t) \quad (2.11)$$

Sendo θ_0 o angulo de rotação máximo obtido no ponto em que x é zero.

Considerando o instante em que o seno é máximo, para obter a deformação em milímetros a rotação é multiplicada pelo raio da secção, como é representado na equação (2.12).

$$U(x) = \theta(x)r(x) \quad (2.12)$$

A tensão de corte é obtida pela extensão que é calculada através da derivada da deformação.

$$\gamma(x) = r(x) \frac{d\theta}{dx} \Leftrightarrow \gamma(x) = -r(x)k\theta_0 \sin(kx) \quad (2.13)$$

$$\tau(x) = G\gamma(x) = -Gr(x)k\theta_0 \sin(kx) \quad (2.14)$$

Um importante parâmetro dos materiais quando submetidos a oscilações é o seu amortecimento. O amortecimento é que restringe as oscilações do material, ou seja, o amortecimento de um material é a resistência que o material oferece à deformação causada pelas ondas. Esta resistência é transformada em calor.

A razão pela qual o sistema de Kikukawa e de Girard não serviu de base para os ensaios é pela reduzida dimensão que os componentes dos ensaios terão que ter de forma a entrarem em ressonância a 198khz [10]. Quanto maior for a frequência de ressonância desejada menor será o tempo que a onda demora a percorrer um dado componente, ou seja, menor será o componente. Esta afirmação é facilmente demonstrada pela junção das equações (2.15) e (2.16) onde se obtém a frequência em relação ao comprimento do corpo referido. As equações (2.15), para ondas longitudinais, e (2.16), para ondas rotacionais, obtidas através de (2.6), demonstram que a frequência é inversamente proporcional ao comprimento.

$$l = \frac{1}{2f} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2.15)$$

$$l_r = \frac{1}{2f_r} \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad (2.16)$$

A maior frequência e o menor tamanho dos componentes dificultariam ainda a medição dos seus parâmetros experimentalmente, sendo necessário uma frequência de amostragem muito superior de forma a se obter resultados.

2.5 Fadiga

Para uma peça sobre solicitações dinâmicas, o tipo de falha mais recorrente é fadiga, sendo responsável por cerca de 80% a 90% de todas as ruínas. Estas solicitações não têm que ser superiores à tensão de cedência para que o fenómeno de fadiga ocorra [2].

Quando um componente mecânico falha, ou está próximo da falha, estaticamente, ele demonstra deformação permanente, pois o material tem de exceder a tensão de cedência para tal. Já no caso de falha por fadiga é muito difícil observar se o material se encontra próximo da falha, não dando assim qualquer aviso. Em suma, a falha por fadiga pode muito facilmente ser imprevisível e, portanto, perigosa.

O fenómeno de fadiga pode ser designado como 'o processo de alteração estrutural permanente, progressivo e localizado, que ocorre num material sujeito a condições que produzem

tensões ou extensões dinâmicas num ponto ou em vários pontos, e que pode culminar em fendas ou numa fratura completa após um número suficiente de variações de carga.' [16].

A fadiga de um material está então associada à sua duração. O termo 'vida' refere-se ao número de ciclos que um dado material resiste até à sua falha para uma dada tensão. O conceito de vida de fadiga de uma material está dividida em três tipos: Fadiga de baixo número de ciclos (LCF) ou fadiga oligocíclica; Fadiga de elevado número de ciclos (HCF); e fadiga de muito elevado número de ciclos (VHCF), ou fadiga 'gigacycle'. A fadiga oligocíclica está associada a falhas abaixo de 10^4 ciclos onde as tensões relacionadas são as mais elevadas, sendo o único tipo em que a deformação plástica pode estar presente até à falha. A fadiga de elevado número de ciclos surge após a fadiga oligocíclica até cerca de 10^7 ciclos até à falha do material [17]. As tensões para este tipo de fadiga já estão apenas associadas a deformação elástica. Todas as tensões abaixo da fadiga de elevado número de ciclos eram associadas a uma vida infinita para os aços. Algo que foi provado ser descabido, surgindo assim a fadiga 'gygacycle'.

Os ensaios de fadiga processam-se então pela aplicação de cargas cíclicas sinusoidais a provetes de teste. A forma como a carga é aplicada ao provete poderá variar dependendo do estudo pretendido. Como a aplicação da carga segue uma função sinusoidal, pode ter frequências e amplitudes máximas e mínimas variadas. Uma forma de caracterizar a flutuação de tensões num dado material é através da tensão máxima e mínima existente no ciclo sinusoidal, obtendo assim o rácio de tensão, R [17].

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (2.17)$$

Para o ensaio em estudo o máximo e mínimo de tensões são iguais em módulo, obtendo-se assim $R = -1$. São aplicados diferentes rácios de tensão para o estudo de fadiga de material sujeito simultaneamente a uma tensão estática.

Para a caracterização da fadiga do material, em carregamentos uniaxiais, foram desenvolvidos três diferentes métodos. Os três métodos designam-se como: Tensão-Vida (S-N); Mecânica de fratura; Extensão-Vida (ϵ -N). No caso de ensaios de fadiga multiaxial, ou seja, ensaios com dois ou mais tipos de carregamentos cíclicos impostos ao provete, não existe ainda nenhuma norma que caracterize o dano do material. Existem, no entanto, diversos modelos criados, como os desenvolvidos por Anes, V. [18].

2.5.1 Fadiga de muito elevado número de ciclos

A fadiga de muito elevado número de ciclos está associada à gama de vida do material de 10^7 a 10^{10} ciclos. Para os aços era inicialmente considerado que após ter resistido 10^7 ciclos a sua vida seria infinita, devido ao seu comportamento entre os 10^6 e 10^7 ciclos ser correspondente a um mesmo

valor de tensões cíclicas aplicada. Além do fato que a realização de ensaios de fadiga convencional para ciclos superiores demorar um tempo longe de aceitável. Mais tarde esta conformidade demonstrou ser descabida.

Inicialmente a forma da curva de S-N, para além dos 10^7 ciclos era prevista através de abordagens estatísticas, como a aplicação da função Guassiana [19]. Atualmente já é possível obter uma curva representativa de fadiga S-N através dos ensaios de fadiga ultrassônica.

Como o comportamento dos materiais, em fadiga, varia conforme os diferentes esforços e circunstâncias, como temperatura, ambientes corrosivos ou desgaste, existem diferentes curvas S-N. Para a caracterização das diferentes curvas S-N são efetuados ensaios com variação dos parâmetros.

Também em fadiga ultrassônica foram criados diversos ensaios para a determinação da sua resistência e diferentes esforços e condições. Tais ensaios já foram postos em prática, como é possível observar nos estudos [12;20-26]. É importante compreender os conceitos em que se baseiam de forma a melhor desenvolver novos e mais complexos ensaios. De seguida são descritos os três ensaios de carregamentos simples e ensaios com condições ambientais não convencionais.

É importante referir ainda que os estudos efetuados em fadiga ultrassônica não têm ainda uma norma estipulada, sendo o estudo de fadiga no regime VHCF, através de ensaios de fadiga ultrassônica, efetuada pelo juízo dos autores.

2.5.1 Ensaios de fadiga ultrassônica

Ensaio longitudinal

No ensaio de fadiga ultrassônica longitudinal o excitador transmite movimentos longitudinais a um conjunto de componentes que têm uma frequência de ressonância longitudinal equivalente à sua frequência de excitação.

Neste ensaio estão presentes quatro nodos onde as tensões são nulas, e três nodos de deslocamentos nulos. Todos os nodos estão relacionados com a forma como o sistema se deforma em ressonância. Na figura 2.4 é possível observar todos os componentes presentes no ensaio, assim como os nodos, o pico de tensão formado pela garganta do provete, e ainda a amplificação dos deslocamentos pela corneta. O modo de excitação do ensaio em estudo baseia-se neste tipo de ensaio.

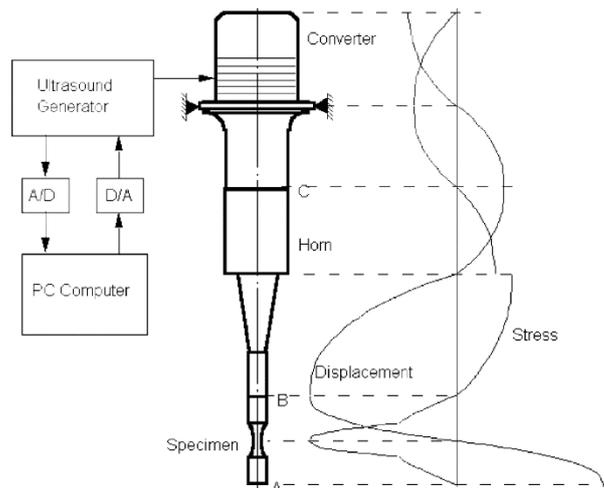


Figura 2.4 - Representação dos deslocamentos e tensões ao longo de um conjunto de ensaio de fadiga ultrassônica longitudinal [10]

Pode observar em [10;12;20;24;27] diferentes estudos à fadiga do material em VHCF através deste ensaio. Também no Instituto Superior Técnico os mesmos ensaios já foram realizados em [27] através da máquina construída nos laboratórios de DEM [28].

Para a obtenção de diferentes valores de rácio de tensões é colocada uma segunda corneta, também com uma frequência de ressonância longitudinal igual à frequência de excitação do transdutor. A segunda corneta irá ligar-se à base do provete anteriormente livre. Esta corneta será fixa na base oposta e tornar-se-á assim possível aplicar ao conjunto uma força estática de compressão ou de tração. A única forma de o sistema continuar a funcionar com um componente fixo é se este tiver um nó de deslocamento no local de fixação. A obtenção dos diferentes valores e R será assim obtido pela força estática criada. A figura 2.5 ilustra a aplicação da segunda corneta.

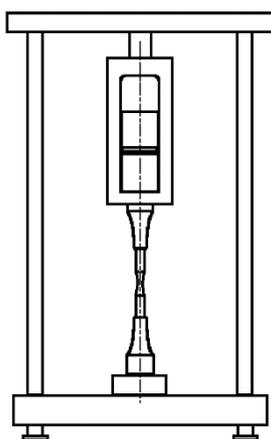


Figura 2.5 - Representação do sistema de ensaio de fadiga ultrassônica longitudinal para obtenção de diferentes rácios de tensão [10]

Ensaio Torsional

O primeiro registo do ensaio torsional a frequências ultrassónicas data 1993 onde foi utilizado um transdutor rotacional [29]. Para o ensaio torsional em fadiga ultrassónica já foi também utilizado em [25] um outro sistema capaz de o realizar. O sistema referido é ilustrado na figura 2.6a e é constituído por duas secções que transformam deslocamentos axiais em rotações. A primeira secção (A) é constituída pelo excitador e por uma corneta com ressonância longitudinal. Na segunda secção (B) encontra-se uma corneta e um provete, ambos com uma frequência de ressonância torsional de 20kHz. A transformação de movimentos ocorre na ligação existente entre as duas cornetas, estabelecida por uma cavilha, como é possível observar na figura 2.6b. O ensaio é simplificado com a utilização de um excitador torsional, como um desenvolvido em [29], e um já aplicado em [12;13;20;25;30] como o sistema ilustrado na figura 2.7.

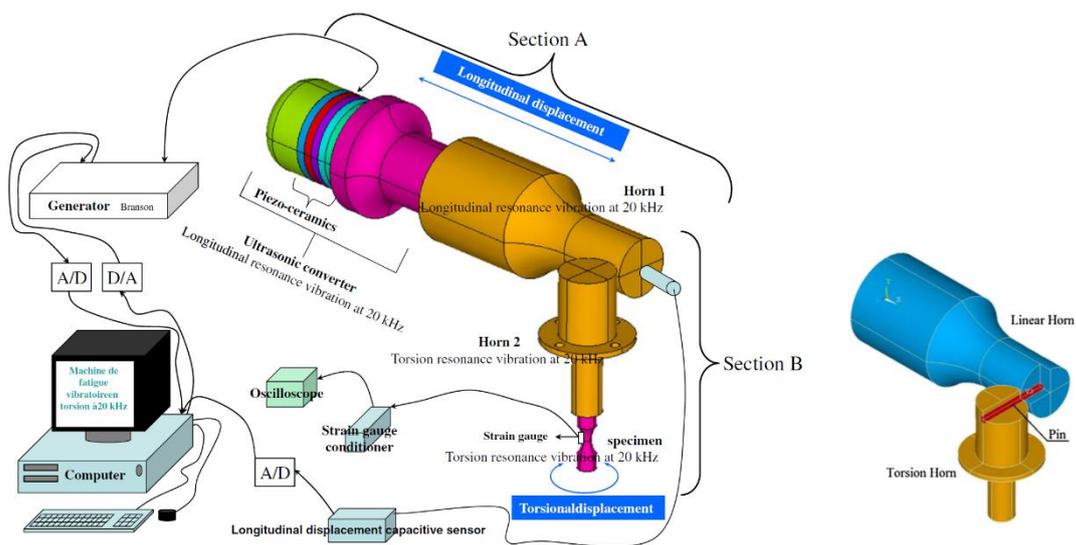


Figura 2.6 - a) Esquema do sistema de ensaio de fadiga ultrassónica torsional [25] b) esquema da ligação entre cornetas através de uma cavilha [13]



Figura 2.7 - Sistema de ressonância torsional com transdutor rotacional [13]

O provete e a corneta deste ensaio por estarem submetidos a ondas torsionais têm uma dimensão consideravelmente menor que os usados no ensaio de fadiga ultrassónica longitudinal. Isto deve-se às ondas rotacionais estarem regidas pela raiz do módulo de rigidez e pela raiz do momento polar de inércia, enquanto que a raiz do módulo de elasticidade rege as ondas longitudinais. Na figura

2.8 observa-se a grande diferença de tamanho entre dois provetes de UFT longitudinal e rotacional com a mesma curvatura de garganta. Esta diferença é também salientada em [20].

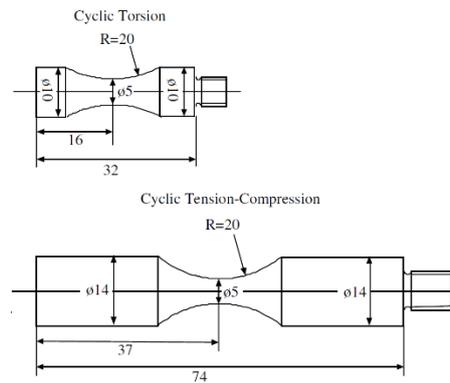


Figura 2.8 – Comparação entre provetes utilizados em ensaios de fadiga ultrassônica torsional e longitudinal, adaptado de [12]

Neste ensaio é possível obter um rácio de tensões, R , diferente de $R=-1$ introduzindo uma corneta na base livre do provete. Esta corneta será fixa e irá aplicar uma torção estática ao provete, da mesma forma que é aplicado no ensaio longitudinal. Também pode ser utilizado um suporte de contra rotação (counter bearing) como o utilizado em [30]. Em ambos os sistemas o local de fixação terá de ser num nodo de deslocamento ou o sistema não irá funcionar.

Ensaio de flexão

De forma a aplicar flexão a um provete em ciclos de frequência ultrassônica pode ser empregado o ensaio referido em [22;31]. O sistema referenciado é ilustrado na figura 2.9. Neste ensaio o sistema utilizado é em tudo igual ao ensaio de fadiga ultrassônica longitudinal com a exceção ao provete e ao modo como a corneta lhe transmite deslocamentos. O provete utilizado vai sofrer deslocamentos transversos através dos deslocamentos axiais da corneta e estará sobre uma flexão em três pontos. De forma a que o conjunto funcione como pretendido, o provete tem de ser desenhado com uma frequência de ressonância de flexão igual à frequência de excitação do transdutor.

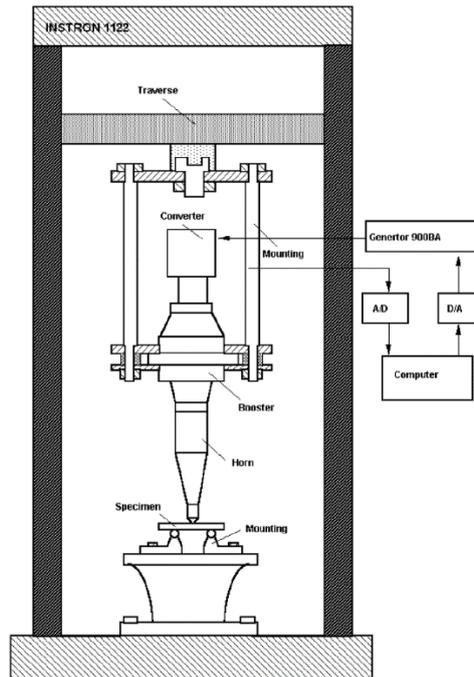


Figura 2.9 - Ilustração de um sistema de ensaio de fadiga ultrassônica de flexão [10]

A aplicação de diferentes valores de R neste ensaio apenas requer que a corneta aplique uma força constante à priori do ensaio. Esta força pode ser obtida descendo o suporte do conjunto.

Testes em condições não convencionais

Devido à grande variedade de situações e ambientes que um dado material pode estar submetido, é de interesse estudar os seus diferentes comportamentos e resistências para todas as situações. Muitos dos ambientes e aplicações a que são submetidos podem influenciar bastante a sua resistência à fadiga.

Devido a mudança de comportamento dos metais a diferentes temperaturas, são realizados ensaios onde o provete é submetido a temperaturas elevadas ou muito reduzidas. Este tipo de ensaios tem como propósito perceber o modo como a temperatura afeta a fadiga de muito elevado número de ciclos. As temperaturas a aplicar no provete de estudo variam com o material a ser testado, pois cada material tem um modo de mudança de comportamento diferente, como diferentes temperaturas de transição de frágil para dúctil. Este estudo é também importante para os ensaios a temperatura ambiente, pois o local de maior tensão tende a aumentar muito a sua temperatura e como tal pode afetar os resultados. Sabendo a diferença de temperatura que é aceitável o ensaio pode ser interrompido para o arrefecimento do provete [10].

Para ensaio a altas temperaturas é usado uma resistência à volta do provete. A temperatura do provete é monitorizada continuamente ao longo do ensaio para garantir uma temperatura constante.

Devido à redução do módulo de elasticidade do material a sua frequência de ressonância vai sendo menor, sendo necessário considerar esta alteração na projeção do conjunto [32].

Já para ensaio a temperaturas baixas é usado nitrogénio líquido, ou hélio líquido ou ainda hidrogénio líquido. Tal como o ensaio a elevadas temperaturas, a temperatura do provete é monitorizada de forma a mantê-la relativamente constante. Caso o módulo de Young seja diferente a temperaturas criogénicas o conjunto deverá ser projetado tendo em conta esta mudança, tal como no ensaio em altas temperaturas [7].

A figura 2.10 mostra um sistema de fadiga ultrassónica para altas temperatura para baixas temperaturas.

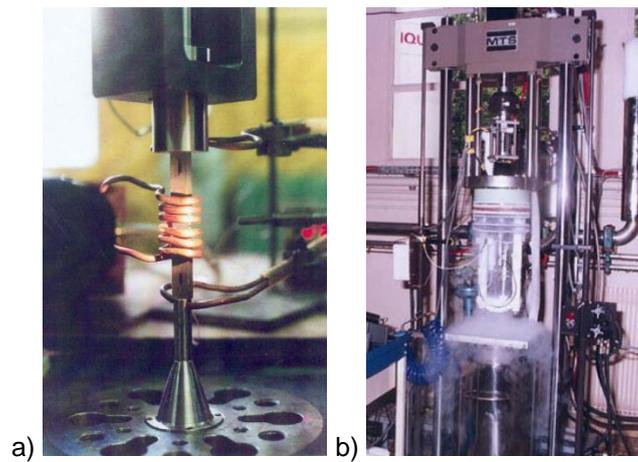


Figura 2.10 – Fotografias de ensaios de fadiga ultrassónica a) a altas temperaturas [7] b) a muito baixa temperatura [7]

É também de interesse estudar o efeito que o desgaste tem em fadiga de *gygacycle*, um exemplo de um ensaio capaz de tal feito está representado na figura 2.11. Para a realização deste ensaio é utilizado o ensaio básico ultrassónico longitudinal em conjugação com um sistema que irá induzir desgaste ao provete. Este sistema consiste em duas patilhas apertadas por um fuso que permite obter a tensão de compressão desejada. O provete utilizado neste ensaio tem uma garganta perlongada para a aplicação das patilhas. Diferentes localizações das patilhas ao longo do comprimento do provete permite diferentes amplitudes de escorregamento. A fratura surgirá no provete onde encostador estiver a atuar [26].

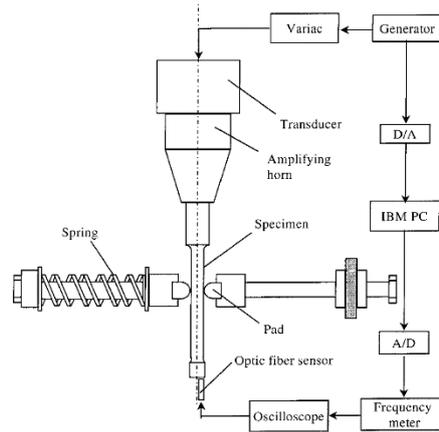


Figura 2.11 – Ilustração de um ensaio de fadiga ultrassónica ao desgaste [6]

São ainda realizados ensaios que recriam a corrosão ao longo do tempo. Para tal é aplicado químicos altamente corrosivos na zona de maior tensão do provete de forma a replicar a corrosão à medida que uma peça é sujeita a ciclos de tensão [23].

3. Ensaio de Fadiga Ultrassónica em Regime Multiaxial

3.1 Introdução

Para continuar a investigação relativa ao ensaio de fadiga ultrassónica em regime multiaxial é importante analisar primeiro o conjunto já desenvolvido nos laboratórios de DEM [8], que é muito similar a um ensaio de fadiga ultrassónica longitudinal. Apenas dois elementos, a corneta e o provete, foram projetados por forma a obter as tensões de corte e normal sobrepostas num único ponto. Os restantes componentes provêm de um ensaio de fadiga ultrassónica longitudinal, desenvolvido anteriormente no Instituto Superior Técnico por M. Freitas e colaboradores [28].

Neste capítulo são descritos com detalhe os componentes presentes no conjunto inicial que demonstrou ser capaz de realizar ensaios a provetes em frequências ultrassónicas e com um regime multiaxial imposto. Seguidamente são apresentadas as experiências, efetuadas com extensómetros e lasers, para melhor compreensão do comportamento do ensaio.

3.2 Máquina de ensaios de fadiga ultrassónica multiaxial

Na figura 3.1 pode-se observar um esquema de todos os elementos presentes no ensaio de fadiga ultrassónica desenvolvido, em exceção ao laser. Adicionalmente, incluem-se fotografias dos componentes presentes no esquema.

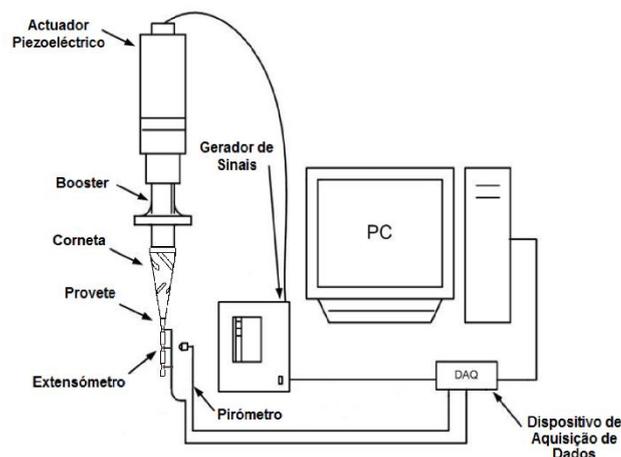


Figura 3.1 – Esquema do sistema de fadiga ultrassónica em estudo, adaptado de [27]

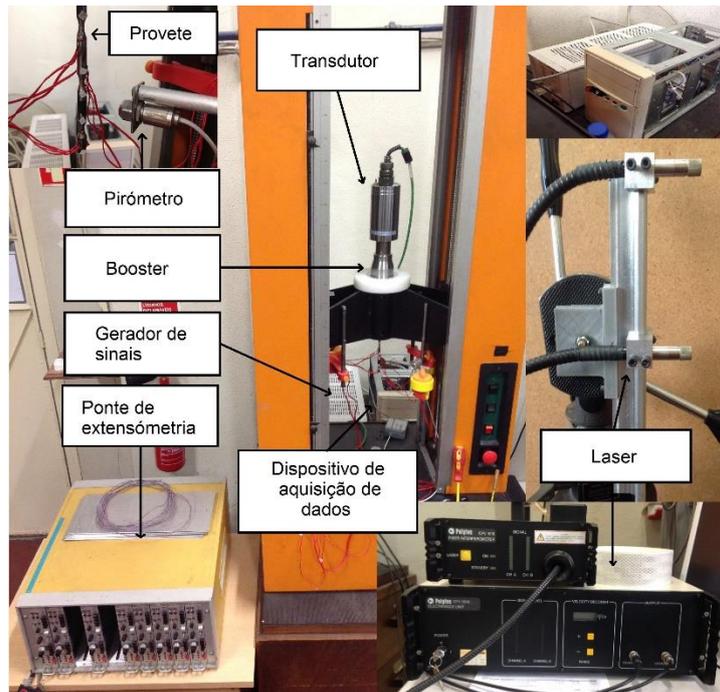


Figura 3.2 – Fotografias dos diversos componentes com respetiva legenda

Atribui-se a designação 'conjunto inicial' ao conjunto de componentes, booster, corneta e provete, construídos anteriormente a esta dissertação, para o distinguir dos conjuntos criados e analisados no âmbito desta dissertação. A figura 3.3 mostra o conjunto inicial ligado ao transdutor (1) pelo booster (2) e, sequencialmente, a corneta (3) e o provete (4). O conjunto apoia-se no suporte no anel ligado ao booster (5). Esta ligação ocorre no nodo de deslocamento do seu primeiro modo longitudinal, excitado a 20kHz, porque não há em nenhum momento deslocamento neste ponto do comprimento do booster.

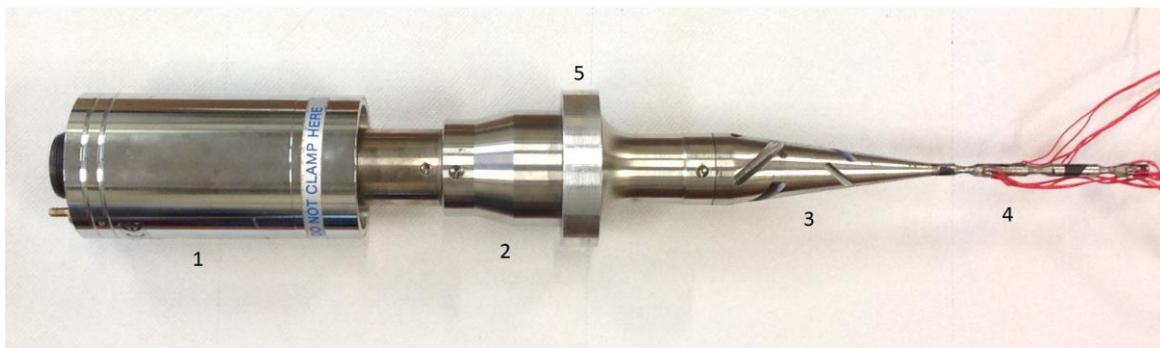


Figura 3.3 – Conjunto – Transdutor (1); Booster (2); Corneta (3); provete(4); e anel de suporte (5)

O material da corneta e do provete são respetivamente 42CrMo4 e Ck45. As propriedades dos materiais estão descritas na tabela 3.1. O material do booster é desconhecido; para as análises em EF foi lhe atribuído o material da corneta com uma pequena redução no módulo de Young para se obterem as frequências de ressonância mais próximas de 20kHz.

Tabela 3.1 – Propriedades dos materiais dos diferentes componentes em estudo

Propriedades dos materiais			
Material	Densidade [Kg/m ³]	Módulo de Elasticidade [GPa]	Coefficiente de Poisson
Ck45	7.7	200	0.3
42CrMo4	7.83	210	0.3

O **transdutor** utilizado é um modelo Branson 2000 CR-20. Este transdutor é um atuador piezoelétrico que realiza movimentos longitudinais cíclicos numa gama de frequências de 19500 a 20500 Hz. Estes movimentos são transmitidos ao longo do conjunto ligado ao transdutor. O transdutor está ligado a um gerador de sinais para excitar o sistema de discos piezoelétricos.

O transdutor tem um **sistema de controlo**, ligado ao gerador de sinais, que pode funcionar em potência ou deslocamento. Para controlo de potência, o sistema aplica a maior amplitude de deslocamento para uma potência estabelecida; para o controlo de deslocamento o sistema aplica a menor potência para um deslocamento estabelecido. O impacto que o controlo tem sobre o ensaio é algo ainda indeterminado. É de interesse realizar o mesmo ensaio sem controlo, à frequência dominante, por forma a compreender a diferença entre este ensaio e um outro realizado com controlo.

Os componentes do conjunto, ligados ao atuador, têm um modo de ressonância dentro da sua gama de frequências, correspondente aos movimentos realizados. O desenho dos componentes é feito com base nos modos de ressonância que uma geometria é capaz de realizar em conjugação com o tipo e módulo de tensões que são desejadas. Assim, o formato da corneta e do provete são essenciais para o funcionamento do sistema.

Para compreender como se formam as tensões é necessário compreender como os componentes do conjunto se deformam quando se encontram em ressonância.

A utilização da **corneta** e do **booster** no conjunto têm como principal objetivo a ampliação dos deslocamentos efetuados pelo transdutor. Os deslocamentos são ampliados devido à redução de área, aumentando-se assim as tensões obtidas no provete.

A **corneta** do conjunto inicial é designada 'corneta inicial' para se distinguir das restantes cornetas que serão referidas ao longo deste trabalho. A corneta inicial tem dois conjuntos de rasgos com direções opostas, que permitem transformar o deslocamento longitudinal, proveniente do transdutor, e transmitido pelo booster, num conjunto de movimentos longitudinais e rotacionais. O modo de ressonância da corneta de interesse é o seu primeiro modo longitudinal, no qual parte das ondas longitudinais são transformadas em ondas rotacionais. [8]

A corneta é desenhada por forma a assegurar a menor rotação possível na sua base de maior raio. É importante assegurar a não rotação no seu topo, pois uma rotação significativa poderia ser transmitida para o transdutor, via booster, eventualmente danificando-o, pois forçá-lo-ia a efetuar movimentos para os quais ele não foi preparado.

Para o modo de ressonância aplicado à corneta existem nodos relativos aos movimentos rotacionais e nodos relativos aos movimentos longitudinais. Só os nodos que são coincidentes com ambos os tipos de movimentos são realmente os nodos do modo em questão. Assim existe supostamente apenas um nodo de tensão na base de menor raio, onde a rotação e deslocamento longitudinal deveriam ser máximos. Existem dois nodos não coincidentes, como é verificado na figura 3.4. Os nodos são de rotação e de movimento longitudinal e são ilustrados na figura 3.4a e 3.5b respetivamente.

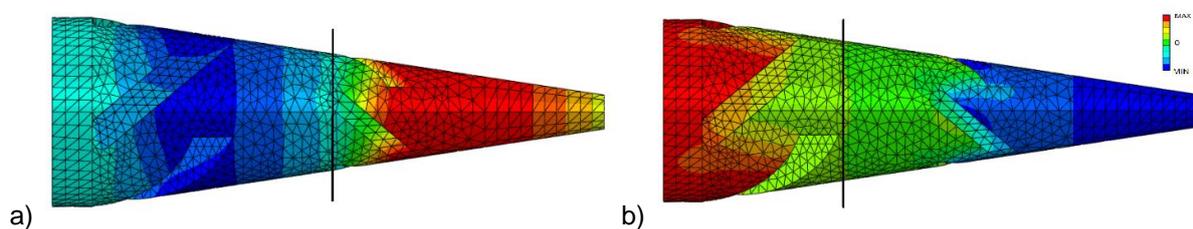


Figura 3.4 – a) Deformação rotacional e ilustração do nodo rotacional b) Deformação longitudinal e ilustração do nodo longitudinal

Pode-se observar na figura 3.4a que a corneta tem duas rotações opostas, nos rasgos próximos do topo e outra após o segundo conjunto de rasgos mais próximos da base de menor raio, e ainda a não rotação no seu topo. Por existir um nodo de rotação no início dos rasgos de menor raio poderá induzir-se uma tensão demasiado elevada nestes pontos, visto que o formato dos rasgos é propício à criação de concentração de tensões.

A figura 3.5 ilustra a magnitude da deformação da corneta no modo pretendido, sendo as cores vermelho máximo e azul o mínimo.

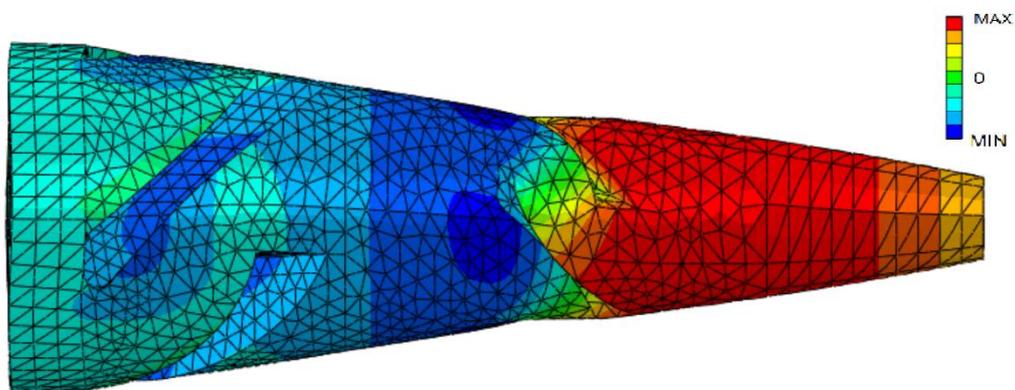


Figura 3.5 – Ilustração da magnitude de deformação da corneta no modo de ressonância excitado

No ensaio em estudo, o provete desenhado será submetido simultaneamente a dois modos de ressonância na sequência da imposição de movimentos rotacionais e longitudinais. Estes dois modos têm frequências relativamente similares e dentro da gama do transdutor. Pode-se referir que o provete se encontrará num modo de ressonância complexo. Os modos excitados serão um modo longitudinal e um modo rotacional que darão origem a tensões tração/compressão e corte.

Para a obtenção do modo de ressonância complexo o provete desenhado tem três gargantas, a garganta superior, a garganta central e a garganta inferior. As gargantas estão identificadas na figura 3.6 com a corneta como referência. A existência de três gargantas, e não apenas uma como é habitual, possibilita a coexistência de dois modos de frequência naturais pretendidos em simultâneo - o primeiro modo longitudinal e o terceiro modo rotacional. É excitado o terceiro modo de ressonância, não o primeiro, na sequência do modo como as ondas longitudinais e rotacionais se regem num corpo.

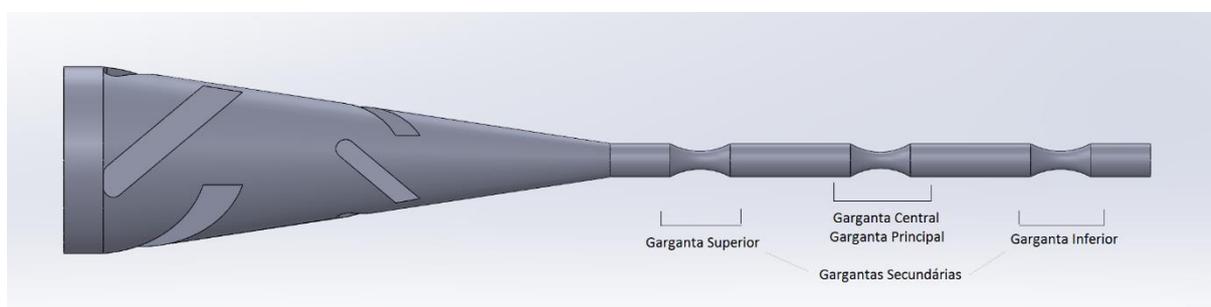


Figura 3.6 – Identificação das três gargantas do provete

As ondas rotacionais, por serem influenciadas pelo módulo de rigidez e pelo momento polar de inércia, fazem com que as frequências naturais de rotação sejam inferiores às frequências naturais longitudinais, que são, por sua vez, influenciadas pelo módulo de elasticidade. Realizando uma análise de frequências naturais a um provete utilizado num ensaio de fadiga ultrassónica longitudinal obtêm-se as frequências de modos rotacionais e longitudinais representadas na tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Frequências naturais de um provete de um ensaio de fadiga ultrassónica longitudinal

Frequências naturais rotacionais e longitudinais de um provete de UFT longitudinal	
Frequência (Hz)	Modo de ressonância
4807	1º Rotacional
20000	1º Longitudinal
64207	2º Rotacional
64784	3º Rotacional
95281	2º Longitudinal

A frequência do primeiro modo longitudinal é muito maior que o primeiro modo rotacional, mas muito inferior ao terceiro modo rotacional, como seria de esperar. A diferença entre os dois tipos de ressonância é suficientemente grande para fazer com que o segundo modo longitudinal seja superior

ao terceiro modo rotacional. A existência das três gargantas no provete força o terceiro modo rotacional a diminuir por facilitar as rotações presentes, aproximando-se assim do primeiro modo longitudinal.

O terceiro modo rotacional irá gerar teoricamente uma tensão de corte igual em módulo nas três gargantas, se todas tiverem a mesma forma, isto é, o mesmo raio de curvatura e o mesmo raio ao centro. No entanto, o provete inicial tem um raio de curvatura menor na garganta central, tendo uma tensão de corte inferior caso o modo se processe como devido.

Durante o ensaio o provete irá estar num modo de ressonância complexo, no entanto a forma como cada modo se processa é independente. Isto significa que as tensões geradas por cada modo são apenas dependentes do modo que as está a gerar. Os deslocamentos, e por consequência as deformações, são criados pelas ondas longitudinais e rotacionais impostas ao provete que lhe atravessam o seu comprimento e se refletem de volta na sua base livre. Devido à variação da área do provete nas gargantas o declive da função de deslocamento e de tensão é maior nestas secções. É esta variação de área, em conjugação com a ampliação realizada pelo booster e pela corneta, que possibilita a obtenção de tensões relativamente altas para uma baixa carga.

Tal como já foi referido os pontos de maior tensão são os nodos de deslocamento. No caso de modos longitudinais são designados como nodos de deslocamento longitudinal e no modo rotacional nodos de deslocamento rotacional. Os nodos de deslocamento são os pontos onde o deslocamento é zero e consequentemente os pontos com maior variação de extensão ao longo do comprimento do provete. Como a extensão é a derivada do deslocamento, a extensão é máxima nos nodos assim como a tensão.

O primeiro modo longitudinal excitado no provete tem uma distribuição de deslocamentos conforme descrito na figura 3.7. A figura foi retirada do software de elementos finitos onde facilmente se observa que o nodo de deslocamento é representado a verde no centro do comprimento do provete.

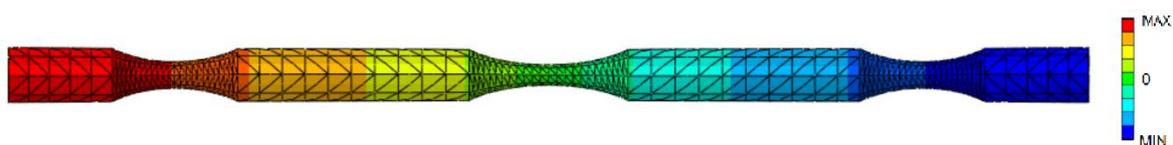


Figura 3.7 – Deformação axial do primeiro modo longitudinal do provete inicial

No terceiro modo rotacional existem três nodos de deslocamento, um no centro de cada garganta, e quatro nodos de tensão, um em cada base e dois entre a garganta principal e as gargantas secundárias. As tensões de corte máximas ocorrem no centro das três gargantas. A figura 3.8 ilustra a deformação rotacional do provete no terceiro modo rotacional. Nela é possível observar os nodos de deslocamento a verde e ainda a variação da direção de rotação entre as gargantas, concluindo-se que a garganta central tem uma torção oposta às gargantas secundárias.

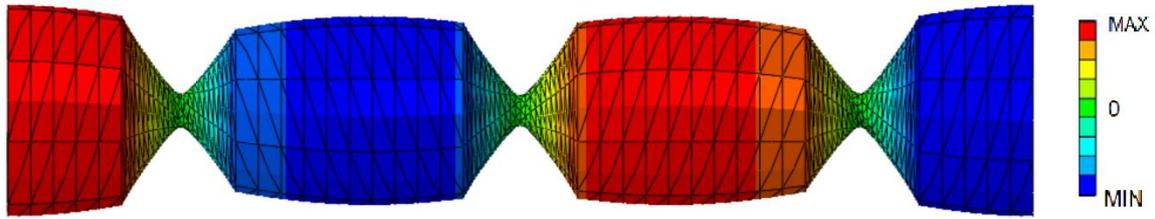


Figura 3.8 – Deformação rotacional do terceiro modo rotacional do provete inicial

Porque o provete está sobre um modo de ressonância complexo, os nodos de deslocamento e de tensão existentes localizam-se nos pontos onde existem nodos coincidentes dos dois modos excitados. Como só na garganta central existem dois nodos de deslocamento coincidentes onde as tensões de torção e de tração/compressão são máximas, a garganta central será o ponto de maior tensão combinada e, assim, o local em que se prevê a falha do provete. Adicionalmente, existem ainda dois nodos de tensão nas bases do provete onde as tensões deverão ser nulas.

O modo de ressonância final do conjunto terá teoricamente quatro nodos de tensão e três nodos de deslocamento. A figura 3.9 representa o modo como a tensão normal e de corte se processa teoricamente no conjunto, sendo os nodos de deslocamento e de tensão os pontos onde o deslocamento e a tensão são, respetivamente, nulos.

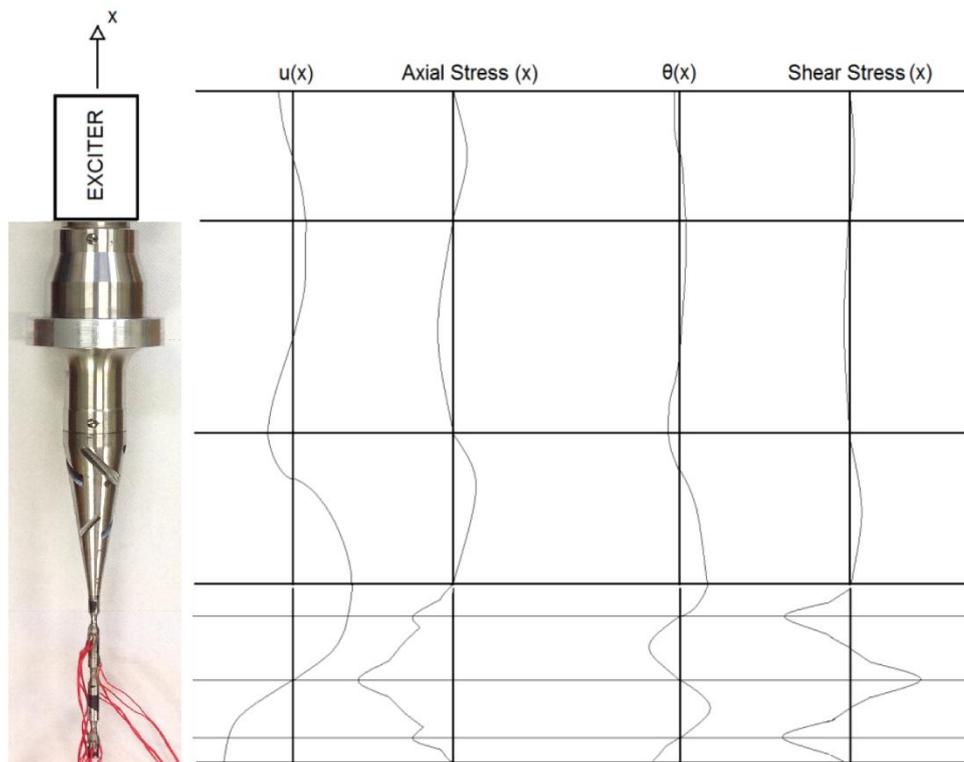


Figura 3.9 – ilustração das diferentes deslocamentos e tensões teóricas do conjunto inicial

Durante um ensaio de fadiga ultrassônica os componentes aumentam de temperatura, especialmente nos locais de maior tensão, pois toda a energia que lhes é transmitida é transformada em deslocamentos e calor. O calor é proveniente do amortecimento que o material tem à deformação. Assim, o maior efeito de amortecimento será onde o material terá maior extensão e, subseqüentemente, maior tensão.

Anteriormente ao projeto desta dissertação foi realizado um ensaio no qual foram observadas as variações de temperatura nas três gargantas, através de uma câmara térmica, de forma a determinar se a tensão combinada era maior na garganta central. Pôde-se verificar em [8] que a garganta central é o local onde é gerado mais calor, ou seja, onde o maior conjunto de tensões se localiza. Nesta dissertação, os ensaios realizados com extensômetros no provete irão fornecer uma confirmação adicional deste resultado.

O **pirômetro** é um equipamento que mede a temperatura na garganta central, onde teoricamente a geração de calor é máxima. Durante um teste de fadiga é estabelecido o limite de temperatura que pode ser atingido pela garganta central. Quando a temperatura referida é atingida, o ensaio para temporariamente até que garganta central tenha arrefecido o suficiente para que o ensaio possa ser retomado. A temperatura à qual o ensaio para e retoma é referida no programa de LabView do ensaio. Ar ou líquido podem ser utilizados como sistemas de arrefecimento. O ensaio é efetuado em blocos de ciclos como demonstrado na figura 3.10. Quando o processo é retomado a amplitude do ensaio pode ser diferente, caso interesse estudar fadiga com variação das tensões máxima e mínima.

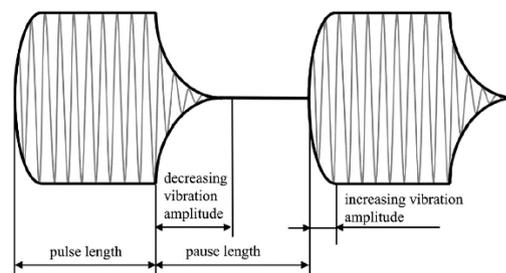


Figura 3.10 – Ilustração da evolução da amplitude ao longo de um ensaio de fadiga ultrassônica [33]

Por último, é utilizado um **dispositivo de aquisição de dados** (DAQ) 'National Instruments' USB-6216 para a interface e monitorização dos extensômetros, laser e pirômetro. Este dispositivo permite observar e gravar os dados dos diferentes sensores utilizados com uma frequência de amostragem bastante elevada. É com este dispositivo que a análise e tratamento dos resultados é possível. A informação obtida é enviada para o computador onde o controlo é efetuado pelo software LabView.

3.3 Análises experimentais

3.3.1 Extensometria

Para todos os ensaios de fadiga é necessário controlar o dano a que será submetido o provete, para posteriormente ser associado à sua vida. Para os ensaios convencionais normalizados em Tensão-vida, a tensão é obtida através da carga aplicada por se saber como estas se desenvolvem no provete. Caso contrário, para a determinação das tensões são utilizados extensómetros que medem as extensões do material e a partir destas é calculada a tensão equivalente. O método de cálculo depende da deformação do material, que pode ser elástica ou plástica. Para o ensaio em estudo apenas haverá deformação elástica. Os extensómetros são colados na superfície do provete na zona em que as tensões expectáveis são superiores e, conseqüentemente, no local mais vulnerável à falha. No caso de provetes com formatos propícios à criação de concentração de tensões, a zona de maior vulnerabilidade encontra-se neste local.

Os extensómetros baseiam-se no princípio de acordo com o qual a resistência elétrica de um fio aumenta ou diminui se ele for esticado ou comprimido, respetivamente. O método de obtenção da extensão baseia-se assim na variação de resistência elétrica do extensómetro. Pode ser necessário ter em conta as variações de temperatura no extensómetro pois a resistência elétrica dos materiais é sensível à temperatura.

Os extensómetros podem variar de tamanho, forma e número de medidores. Para o caso em estudo é utilizado um micro extensómetro com três medidores capazes de medir as tensões normais e de corte. O extensómetro de três medidores usado foi do tipo roseta com um ângulo de 45° entre cada medidor, sendo o utilizado da gama TLM e referência FRA-11. Um exemplo de um extensómetro semelhante ao usado está ilustrado na figura 3.11 com a respetiva numeração dos três medidores.

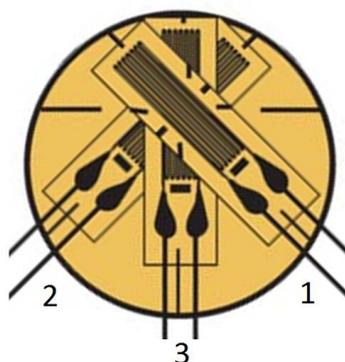


Figura 3.11 – Exemplo de um extensómetro do tipo roseta 45° com a numeração dos respetivos medidores

A forma de obtenção das tensões principais depende do ângulo entre os três medidores do extensómetro e da forma como foi colocado na peça.

O sistema de aquisição de extensões é normalmente constituído pelo extensómetro e o respetivo circuito de Wheatstone, equipamento de aquisição de sinal e equipamento de visualização. O equipamento de aquisição de dados permite gravar os valores das extensões a uma certa frequência de amostragem. Quanto maior for a frequência de gravação dos dados, melhor a resolução dos resultados obtidos. O equipamento utilizado contém dois canais e capacidade máxima de gravação a 400 kHz. Quando forem utilizados os dois canais em simultâneo, a frequência de gravação de cada canal é de 200 kHz. Com uma amostragem de 400kHz será possível obter sensivelmente 20 pontos de registo por ciclo.

Durante a gravação de extensões dos três medidores de cada extensómetro foi apenas utilizado um canal, de modo a obter a melhor resolução da evolução das extensões durante o ensaio. Foram também realizados ensaios com os dois canais ativos, de modo a conhecer as relações entre diferentes medidores ao longo do ensaio.

O modo de obtenção dos dados segue alguns passos importantes: Antes de se iniciar um ensaio a ponte de extensometria deve ser testado através de adição e subtração de sinal; o extensómetro deve ser calibrado, aproximando-se do valor zero quando o material não está a ser deformado; a calibração é realizada inicialmente através de auto balance e seguidamente ajustada à mão através do ajuste *Trim* da ponte de extensometria.

A existência de ruído faz com que o sinal nunca seja zero, no entanto durante o ensaio os seus valores são desprezáveis. Para minimizar o ruído, os cabos provenientes do extensómetro foram entrelaçados. Como o ruído surge em parte devido a campos magnéticos criados na passagem de corrente nos cabos, o entrelaçamento dos cabos faz com que a adição e subtração de sinal, devido aos campos magnéticos circundantes, seja reduzida.

Para a transformação dos sinais registados dos extensómetros em tensão foram efetuados diversos cálculos através do software MatLab. Os valores registados dos extensómetros de cada garganta foram calculados em separado.

Os sinais de cada medidor do extensómetro são registados em separado. Quando se juntam não se encontram em concordância com a fase real. Como foi mencionado anteriormente, foram realizados registos entre os medidores de cada extensómetro com o propósito de se compreender como os sinais se relacionam entre si. Nas gargantas secundárias o E1 está em fase com E3 e em anti fase com E2, enquanto na garganta principal E1 está em anti fase tanto com E2 como com E3. Conhecida a forma como se relacionam, são efetuados avanços e recuos das funções de forma a obter os três sinais em concordância com a fase real.

É preciso ter em consideração a forma como os extensómetros se encontram aplicados ao provete. Os extensómetros foram colados ao provete como é representado na figura 12, onde se observam o extensómetro e os seus conectores. Como o material do provete é aço, a saída do sinal do medidor nunca lhe deve tocar. Para tal foi aplicada cola líquida de forma a garantir a não ligação dos medidores com o provete. Os três extensómetros estão colados em cada garganta e fazem entre si sensivelmente 120°.

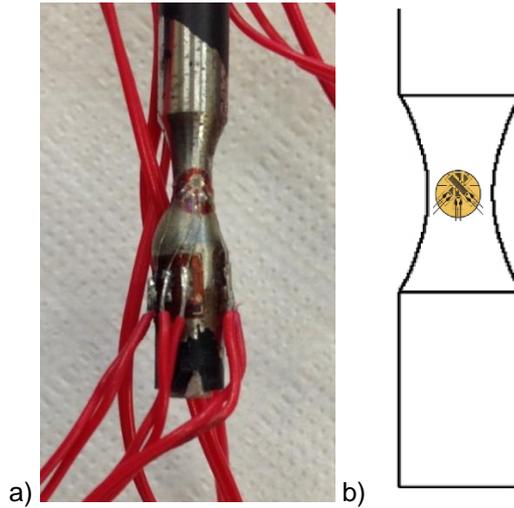


Figura 3.12 - a) Fotografia do extensômetro e dos conectores colados na garganta inferior b) Ilustração da posição do extensômetro na garganta inferior

A figura 13.a representa o referencial dos eixos cartesianos para os quais as tensões serão calculadas no provete. A transformação das extensões será feita de modo a que as extensões obtidas sejam equivalentes às que seriam obtidas se o extensômetro estivesse na configuração representada na figura 13.b.

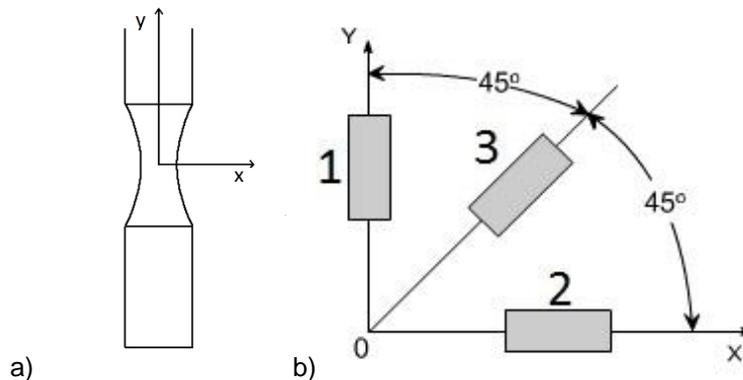


Figura 3.13 – a) Representação dos eixos cartesianos considerados no provete b) Representação da posição dos medidores

A equação da transformação de coordenadas é a indicada em Minler [34]. No início são associados os eixos cartesianos (x,y) à posição real do extensômetro.

$$\varepsilon_x = \varepsilon_2 \quad (3.1)$$

$$\varepsilon_y = \varepsilon_1 \quad (3.2)$$

$$\gamma_{xy} = \varepsilon_3 - \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{2} \quad (3.3)$$

De seguida é realizada a transformação dos eixos iniciais para os eixos cartesianos finais alinhados com o comprimento do provete (x',y'). O ângulo de rotação, medido em radianos, será definido por Θ . A transformação de coordenadas obedece às seguintes equações:

$$\varepsilon_{x'} = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} + \frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2} \cdot \cos(2\theta) + \frac{\gamma_{xy}}{2} \cdot \text{sen}(2\theta) \quad (3.4)$$

$$\varepsilon_{y'} = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} - \frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2} \cdot \cos(2\theta) - \frac{\gamma_{xy}}{2} \cdot \text{sen}(2\theta) \quad (3.5)$$

$$\gamma_{x'y'} = -\frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2} \cdot \text{sen}(2\theta) + \frac{\gamma_{xy}}{2} \cdot \cos(2\theta) \quad (3.6)$$

Os três sinais dos medidores de cada extensómetro, já alinhados com os eixos pretendidos, são agrupados numa única matriz para ser seguidamente efetuada a transformação em tensão. Como o material apenas se encontra em deformação elástica durante um ensaio, as propriedades do material necessárias são o módulo de Young, o coeficiente de *Poisson* e a sua densidade. Assim, as tensões são obtidas seguindo a lei de Hooke para a condição de deformação plana como descrito de seguida:

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1-\nu \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_{x'} \\ \varepsilon_{y'} \\ \varepsilon_{xy} \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

Após todos os cálculos efetuados, os resultados das tensões normais e de corte estão representados nas figuras 3.14, 3.15 e 3.16, para a garganta superior, garganta central e garganta inferior, respetivamente. O estudo das tensões na garganta central foi anteriormente realizado em [35], de onde foi retirada a figura 3.15 e o resultado da relação entre as tensões normais e de corte.

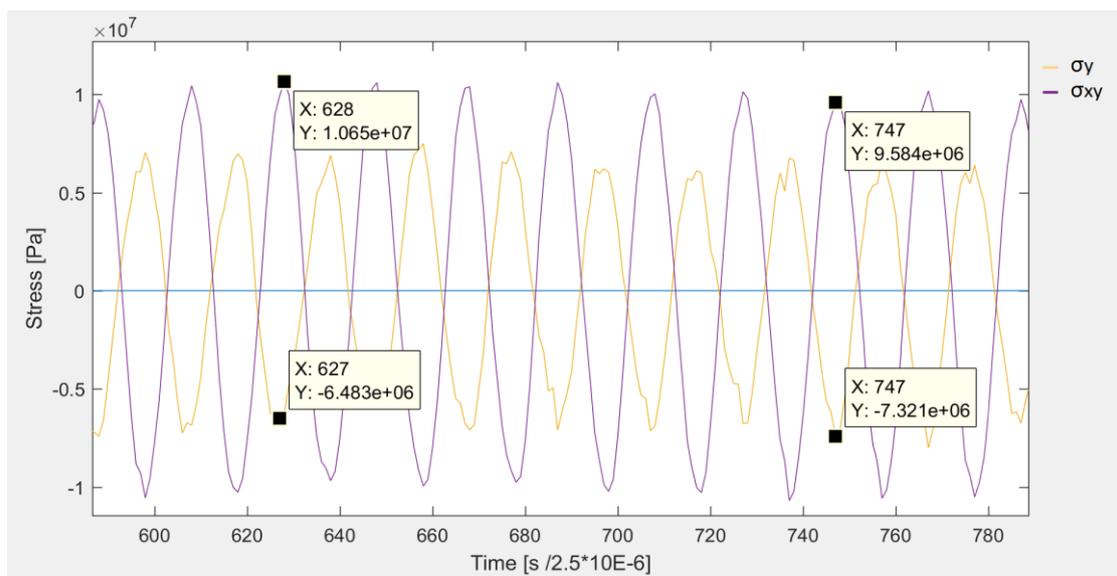


Figura 3.14 – Gráfico de tensão normal e de corte em função do tempo obtido na garganta superior

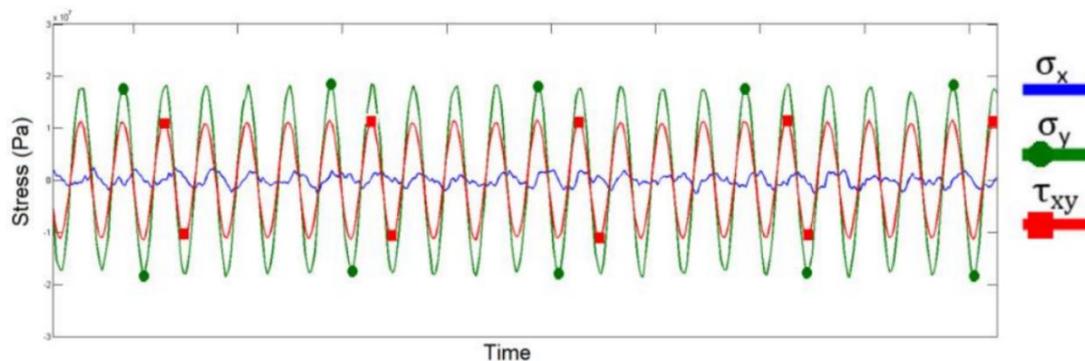


Figura 3.15 - Gráfico de tensão normal e de corte em função tempo obtido na garganta central [36]

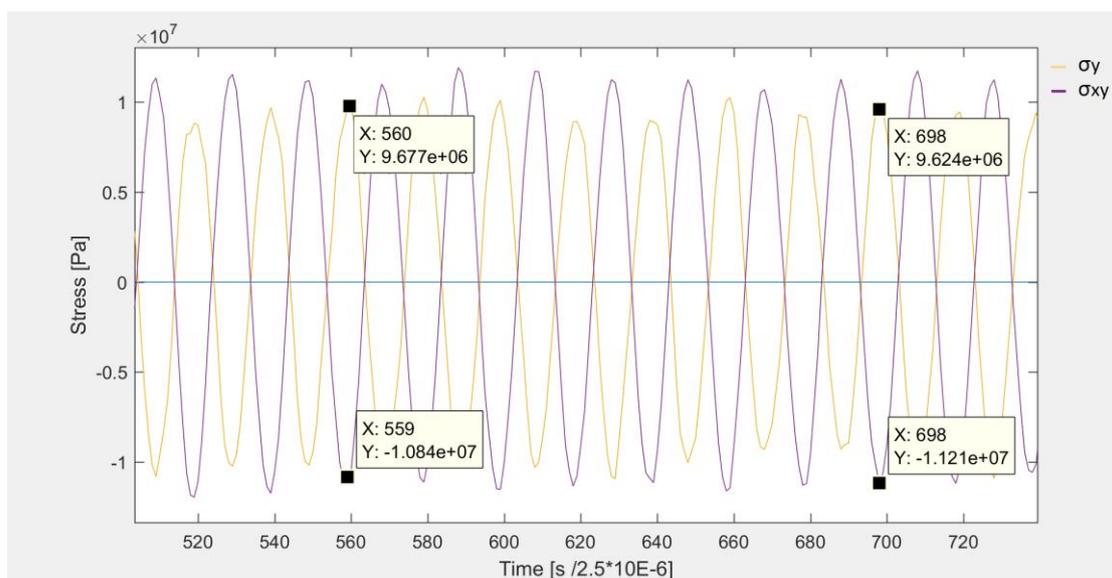


Figura 3.16 - Gráfico de tensão normal [Pa] e de corte [Pa] em função do tempo obtido na garganta inferior

Os resultados obtidos permitem concluir que a média da tensão normal e de corte na garganta inferior é superior à da tensão na garganta superior. A diferença da tensão normal entre as gargantas secundárias é suficientemente elevada para se considerar que pode existir um modo de flexão a ser imposto ao provete. No entanto, o valor não é suficientemente elevado para se obter uma tensão combinada superior à tensão combinada da garganta central. A maior tensão de corte da garganta inferior pode indicar que o nodo de rotação desta garganta está mais próximo da secção de menor raio que o nodo da garganta superior.

3.3.1.1 Realização da transformada rápida de Fourier (FFT)

Devido à observação de tensões normais superiores ao esperado na garganta inferior e a pequenas flutuações em todos os sinais foi realizado uma FFT. Foram observados dois tipos de flutuações. As flutuações podem estar relacionadas com algum modo a ser imposto que não se tenha

conhecimento, pode estar relacionado com a flexão que se supôs estar presente, ou apenas estar relacionada com a diferença de frequências naturais do conjunto.

Foi realizado então uma *Fast Fourier Transformation*, através do software MatLab, de forma a determinar as frequências das flutuações que se observavam. Se as frequências estivessem próximas de algum modo de ressonância do provete ou do conjunto pode se estimar que existe algum outro modo que esteja a ser induzido.

Através da FFT, aplicada a uma função de tempo, obtém-se um gráfico Amplitude/Frequência do qual se salienta as frequências das funções sinusoidais presentes. As funções sinusoidais estão representadas como picos à frequência correspondente. De forma a melhorar os resultados obtidos de uma FFT é muitas vezes aplicado uma *window*. A *window* é resumidamente uma função que é multiplicada aos resultados no intervalo de tempo a serem transformados. Existem diferentes *windows* para diferentes tipos de resultados.

A FFT foi feita para todos os sinais obtidos diretamente dos extensómetros, aplicando uma *hanning window* de forma a obter os resultados mais claros possível. Os resultados das diversas transformações estão apresentados no anexo B.

Em todos os resultados é sempre observado que o maior pico corresponde à frequência induzida de cerca de 20kHz e as suas respetivas frequências harmónicas como 40kHz e 60kHz. É importante ter noção que para as transformadas realizadas é impossível determinar se se encontram modos de frequências muito próximas de 20kHz. Isto deve-se ao pico do modo principal “esconder” de certa forma uma gama ainda considerável de frequências.

Observando os resultados para todos os sinais, muitas das frequências salientadas não se repetem por todos os sinais. Apenas duas frequências se repetem em todos as transformadas, 24kHz e 44kHz. Sendo que 24kHz não aparece com valores muito similares nas transformadas. Ambas as frequências estão próximas de modos de frequências de flexão do conjunto. Existe ainda uma frequência próxima de 14kHz que aparece em muitos dos resultados que é próxima de um outro modo de flexão.

Todas as frequências referidas são possíveis de observar na transformada que têm baixa amplitude, tornando os resultados um pouco duvidosos. Devido à fraca clareza dos resultados não é possível afirmar com total certeza a existência de um modo de flexão a ser induzido, e caso exista qual dos modos de flexão está a ser imposto. No entanto, a aparição de tensões normais superiores ao esperado num dos extensómetros e a aparição de frequências de modos de flexão na FFT dos sinais impulsionou o interesse para a retificação da situação.

Os resultados das FFT realizadas apenas mostram as flutuações relativas a funções sinusoidais de frequências elevadas. Este é o primeiro tipo de flutuações observado. O segundo tipo é apenas observado quando o sinal obtido é observado num período de tempo superior. A figura 3.17 demonstra uma amostragem de um dos sinais obtidos. Facilmente se observa a flutuação da extensão referida. Esta flutuação é visível em todos os medidores dos três extensómetros.

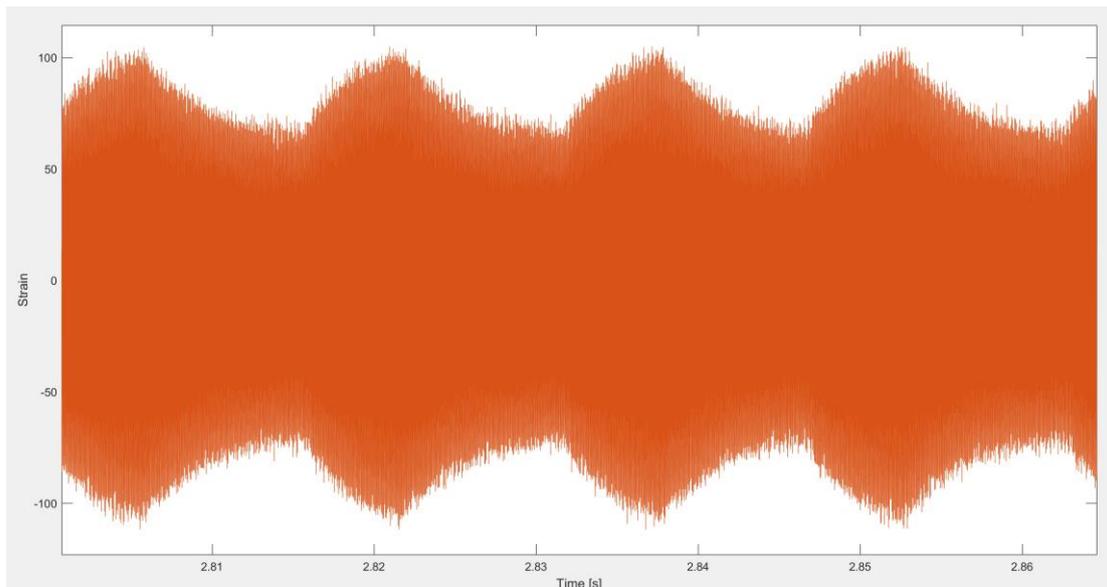


Figura 3.17 – Representação das flutuações de extensão obtidas pelas análises de extensometria

Retirando o tempo entre dois pontos periódicos das flutuações observadas na figura 17 obtém-se o período. Com a inversa do período retira-se assim uma frequência que rodam os 600-800 Hz. Esta frequência não demonstra estar relacionada com nenhum modo de ressonância do conjunto ou de qualquer componente analisado individualmente.

3.3.2 Análises com laser

Foi medido com um laser a velocidade de deformação em diversos pontos do provete enquanto este se encontrava em excitação. O registo da velocidade da lateral do provete tem o propósito de medir o seu deslocamento lateral. A premissa deste ensaio é de que se algum deslocamento fosse registado, e este fosse periódico, então era com certeza que se poderia afirmar a existência de um modo de flexão imposto ao provete.



Figura 3.18 – Fotografia dos emissores de laser

Para a realização das medições com o laser utilizado foi necessário aplicar em todos os pontos de medição um autocolante refletor. São utilizados autocolantes refletores para que o feixe de laser refletido seja suficientemente intenso para uma correta medição. Os dois lasers são depois apontados para o ponto desejado respectivo e calibrado até ambos terem um sinal forte o suficiente para iniciar o processo. Após a realização de pelo menos três ensaios para um conjunto de pontos o laser móvel é deslocado para o ponto abaixo e o processo é repetido.

As medições laterais do provete foram procedidas da seguinte forma: foram utilizados dois lasers simultaneamente. Um dos lasers é fixo enquanto o outro salta de ponto em ponto depois de cada medição. Como um deles é fixo é possível saber a sua relação, em termos de fase, com todos os restantes pontos, podendo assim saber a forma como o deslocamento lateral se processa ao longo do comprimento do provete.

Infelizmente as medições destes pontos mostraram ser impossível a obtenção das corretas magnitudes dos seus deslocamentos. Cada vez que se calibrava o laser e se repetia o ensaio as medições a amplitude obtida era diferente. Mas embora fossem diferentes, os resultados eram sinusoidais e com pouco ruído, validando assim o conceito de haver deslocamento lateral.

A aplicação de um laser fixo mostrou que todos os pontos se encontravam em fase entre si. Resultado inesperado. Ao estarem os pontos todos em fase demonstra que o provete não se encontra em nenhum dos seus modos de ressonância de flexão, embora mesmo assim tenha flexão. A figura 3.19 apresenta um exemplo das medições obtidas onde se verifica os sinais em fase.

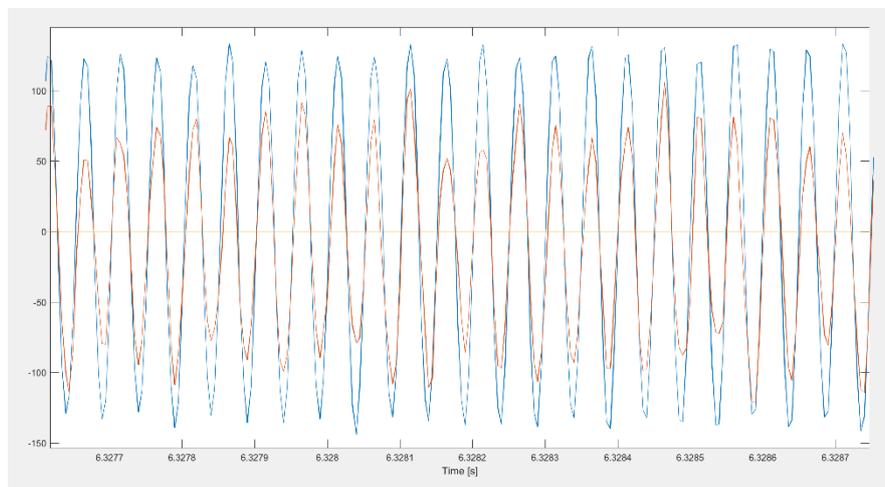


Figura 3.19 – Exemplo de medições de dois pontos com o laser

Foi também observado que os movimentos laterais do provete seguem a mesma variação da tensão observada pela extensometria. Na figura 3.20 podemos observar a flutuação similar.

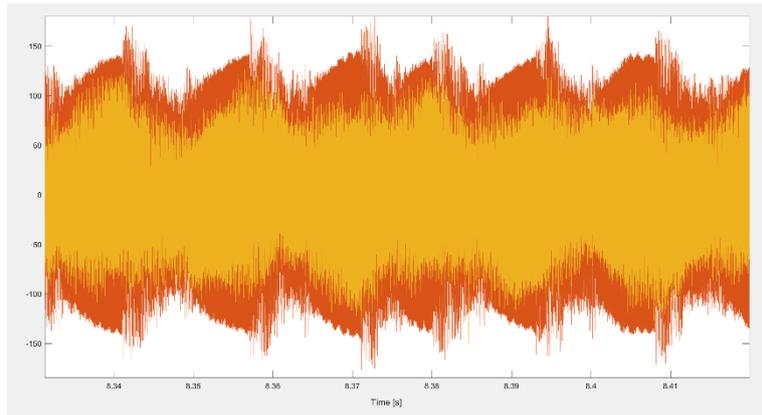


Figura 3.20 – Representação das flutuações das amplitudes obtidas pelas análises de lasers

Através dos sinais foi ainda realizado um FFT, figura 3.21, de forma a saber a frequência dos movimentos laterais. Foi obtido uma frequência de aproximadamente 20kHz. Tal indica que a deformação lateral está a acompanhar a vibração do modo de ressonância. Conclui-se assim que a flexão faz parte de um modo de ressonância do conjunto. No entanto a flexão não corresponde a um modo de flexão do provete por não apresentar nós de deslocamento.

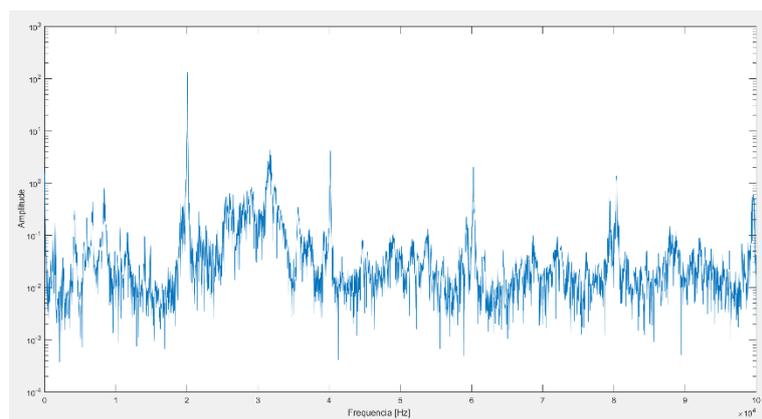


Figura 3.21 – FFT de um sinal obtido por uma medição com o laser

A flexão obtida pode ser um modo de flexão desconhecido do conjunto em que um dos pontos máximos de deslocamento é a base do provete. A figura 3.22 é uma tentativa de ilustrar esta suposição da flexão do conjunto, onde a flexão do provete é toda direcionada num sentido tal como foi concluído das análises de laser.

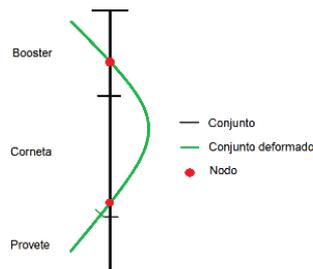


Figura 3.22 – Ilustração do possível modo de flexão do conjunto inicial

3.4 Problemas a corrigir

O objetivo desta dissertação é detetar e explicar imperfeições no ensaio já construído de forma a que posteriormente sejam corrigidas. Com os defeitos corrigidos os resultados do ensaio serão mais viáveis e terão maior repetibilidade.

Ao aplicar mais de 1.5% da potência do transdutor ao conjunto inicial o sistema mostra não funcionar, ou seja, o conjunto deixa de ser excitado em ressonância. Com base na observação do ensaio foi concluído que se deve a um escorregamento na ligação entre a corneta e o provete. Através do estudo dos componentes este acontecimento foi associado à forma como a rotação da corneta se desenvolve ao longo do seu comprimento. A rotação mostrou não ser máxima na base de ligação com o provete, ou seja, não existe um nodo de tensão onde deveria existir. Devido a este fato criam-se tensões no ponto de ligação entre os dois componentes que induzem o escorregamento. A existência desta tensão faz com que a ligação de rosca utilizada não se mantenha fixa a partir de uma certa potência, o que impede a induzirem do modo de ressonância desejado. Para a resolução do problema da potência foi pensado em melhorar o sistema de ligação entre a corneta e o provete, ou corrigir o modo de rotação da corneta através de alterações geométricas.

O conjunto inicial demonstrou ter uma deformação diferente da esperada. A rotação que o provete tem no conjunto não é correta, criando assim tensões de corte diferentes em cada garganta, como foi verificado experimentalmente e numericamente. O fato de o provete não ter a rotação prevista demonstra que o seu terceiro modo rotacional está a ser alterado. O seu incorreto desenvolvimento pode estar relacionado com o problema de rotação da corneta inicial. Se tal for o caso a nova corneta resolverá também este defeito do conjunto inicial.

O ultimo defeito que o conjunto inicial apresentou foi a indução de flexão ao provete. Este modo ao surgir no provete pode influenciar a zona e a forma como o provete irá fraturar. O provete terá uma maior tensão combinada na direção de deslocamento da flexão onde tensões normais máximas se desenvolvem. Este aumento de tensão normal altera a relação de tensão que se pensava estar em estudo, tornando os resultados do ensaio menos viáveis. O surgimento e a forma como se procede o modo de flexão é ainda indeterminada, sendo necessário a realização de um estudo mais aprofundado.

4. Estudo do conjunto através do método de elementos finitos

As análises em EF foram realizadas através do software comercial Abaqus/CAE 6.14-1, enquanto a modelação tridimensional dos componentes foi feita através do software SolidWorks. Para transpor um ficheiro de um componente do software SolidWorks para Abaqus basta gravar o ficheiro em formato sat.

As análises foram procedidas em duas fases para qualquer conjunto analisado. Após a introdução dos componentes e das respetivas propriedades dos materiais, é realizada uma análise de perturbação linear de frequência. Esta análise é a primeira fase e permite conhecer as frequências de ressonância dos diferentes modos, e permite obter também uma relação dos deslocamentos. Para as análises de peças individualmente esta é a única fase realizada. Após a análise individual dos componentes, estes são agrupados para primeira fase de análise em conjunto.

A malha de elementos finitos aplicada aos componentes é do tipo tetraédrica livre. Este tipo de malha foi escolhido por serem elementos 3-D de alguma complexidade. A dimensão da malha dos componentes foi escolhida com base na variação das frequências dos seus modos para uma maior refinação, ou seja, se ao refinar malha a frequência dos modos de ressonância não variar, ou variar de forma insignificante, então a malha está aceitável. O refinamento da malha tem impacto também na duração do processamento da análise e na dimensão do ficheiro. Quanto mais refinada for a malha mais tempo demora a processar a análise e maior será o seu ficheiro.

A frequência de ressonância do conjunto e a forma como os modos se processam dependerá das frequências de cada peça que perfaz o conjunto. Se as frequências de cada peça forem relativamente diferentes entre si o modo resultante não será tão correto. Isto significa que os nodos de deslocamento e de tensão não se situam exatamente nos pontos previstos.

Com as conhecidas frequências de ressonância passa-se para a segunda fase. Nesta fase a primeira análise continua presente no cálculo do software, mas é sequencialmente realizada uma análise de dinâmica modal. Para a análise de dinâmica modal é aplicada uma força uniforme em toda a área da base do booster. A força irá replicar o movimento do transdutor utilizado nas experiências. Esta força terá uma variação sinusoidal com uma frequência igual ao modo de ressonância de interesse tendo um máximo e mínimo, por motivos de simplificação, de 1N e -1N. A equação que rege a força é a equação (4.1).

$$F(t) = F_{\max} \text{sen}(wt); w = 2\pi f \quad (4.1)$$

A análise dinâmica terá um tempo total de calculo onde a força aplicada estará sempre presente. A força será aplicada em incrementos de tempo onde serão registados os deslocamentos e as tensões do conjunto nos diversos pontos da malha. Os incrementos de tempo devem ser calculados de modo a obter um número razoável de pontos de aplicação da força, ou seja, para que a função da

força esteja bem definida ao longo do tempo total. O cálculo dos incrementos utilizado é baseado no número de pontos que devem existir na análise por ciclo, ver equação (4.2).

$$St = \frac{1}{f \cdot N} \quad (4.2)$$

Em que St é o 'Step time', N o número de pontos de registo por ciclo desejado, e f a frequência aplicada.

O número de pontos de registo em cada ciclo escolhido foi 20 de forma obter resultados perceptíveis e suficientemente detalhados. Dentro dos 20 pontos que o software irá calcular, apenas 10 serão registados. Isto deve-se à quantidade de memória que é ocupada quando uma análise dinâmica é realizada. Com apenas metade dos pontos gravados o ficheiro criado terá cerca de metade da memória que ocuparia.

Para ambas as análises não é introduzido qualquer ponto de constrangimento por se estar a trabalhar com um conjunto livre de qualquer restrição de deslocamento e rotação. Na análise dinâmica o conjunto mantém-se no mesmo local devido à força aplicada ser sinusoidal.

Para a análise dinâmica é ainda introduzido o amortecimento do conjunto. O amortecimento é descrito como o coeficiente de amortecimento para uma dada frequência. Foi atribuído o valor de 0.0006 de coeficiente de amortecimento para uma frequência de 20kHz com base na investigação [36]. A introdução do amortecimento nas análises faz com que a evolução das tensões siga uma hipérbole onde resulta o momento estacionário. É importante notar que o valor de amortecimento introduzido na análise irá variar o modo como a evolução das tensões e deslocamentos se irá processar [14].

Os resultados da evolução das tensões e dos deslocamentos, na análise dinâmica modal, são retirados através dos nós da malha situados no local de interesse, dependendo sempre do modo como os eixos se situam em relação ao elemento de estudo.

4.1 Conjunto inicial analisado em EF

Foi inicialmente analisado em EF o primeiro conjunto já existente no início deste trabalho. O conjunto introduzido consiste no booster, no provete e na corneta já existentes.

Estas análises têm como principal objetivo a comparação das relações de tensões nas três gargantas do provete de modo a obter uma ideia da proximidade que os elementos finitos se encontram da realidade. Obtendo resultados nos EF próximos da realidade para o tipo de análise realizada dará validade ao processo utilizado. A validade obtida por esta verificação permite o dimensionamento de novos componentes, garantindo, com um erro aceitável, os resultados esperados pelo software de EF utilizado. Esta permitirá mais tarde compreender a variação da tensão ao longo do raio do provete, algo impossível de determinar no provete físico durante os ensaios.

As frequências obtidas pela análise de frequência em EF para alguns dos modos de cada componente e do conjunto podem ser observadas na tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Frequências naturais dos componentes e do conjunto inicial

Frequências dos modos de ressonância próximos de 20kHz					
Provete Inicial	15709 (Flexão)	Corneta Inicial	15216 (Flexão)	Booster	13994 (rotacional)
	17735 (2º rotacional)		20308 (longitudinal)		20020 (longitudinal)
	20270 (Longitudinal)		23675 (Flexão)		20523 (Flexão)
	20294 (3º rotacional)				21645 (rotacional)
	24837 (Flexão)				
Conjunto Inicial (Booster ; Corneta inicial ; Provete inicial)			17363 (Flexão)		
			19387 (Rotacional)		
			20116		
			20687 (Flexão)		
			21059 (Rotacional)		

Os valores das frequências dos modos a serem aplicados nos ensaios são um pouco acima de 20kHz pois aquando da produção das peças usualmente a frequência obtida é um pouco abaixo da projetada.

O modo de ressonância final obtido pela junção dos três componentes pode ser observado na figura 4.1. Os nodos de deslocamento do conjunto são visíveis à cor azul escura, o nó da garganta central e o nó do booster onde o anel de suporte do conjunto é instalado. A zona da corneta a azul escuro nunca chega a ser realmente um nodo.

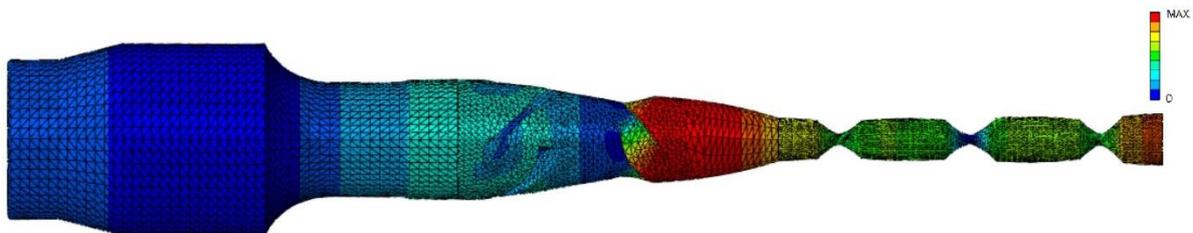


Figura 4.1 – Magnitude de deformação do conjunto no modo de ressonância em estudo em escala elevada

Os resultados comparados entre o ensaio e os EF são as relações de tensões normais e de corte em cada uma das gargantas do provete. Não são comparados os valores de tensões obtidos por vibração forçada aplicada ao conjunto ser através de controlo de potência enquanto que na análise de EF é aplicada uma força contante no tempo inteiro de análise.

A qualidade da ressonância do conjunto é observada pela diferença entre as tensões normais e de corte das três gargantas e os valores obtidos nos nodos de deslocamento e de tensão do provete.

4.1.1 Relação de tensões

Os resultados da variação ao longo do tempo das tensões normais e de corte para cada garganta são representados, na figura 4.2 para a garganta mais próxima da corneta, figura 4.3 para a garganta central e figura 4.4 para a garganta mais longe da corneta. As tensões normais são representadas como S33 e as tensões de corte como S23.

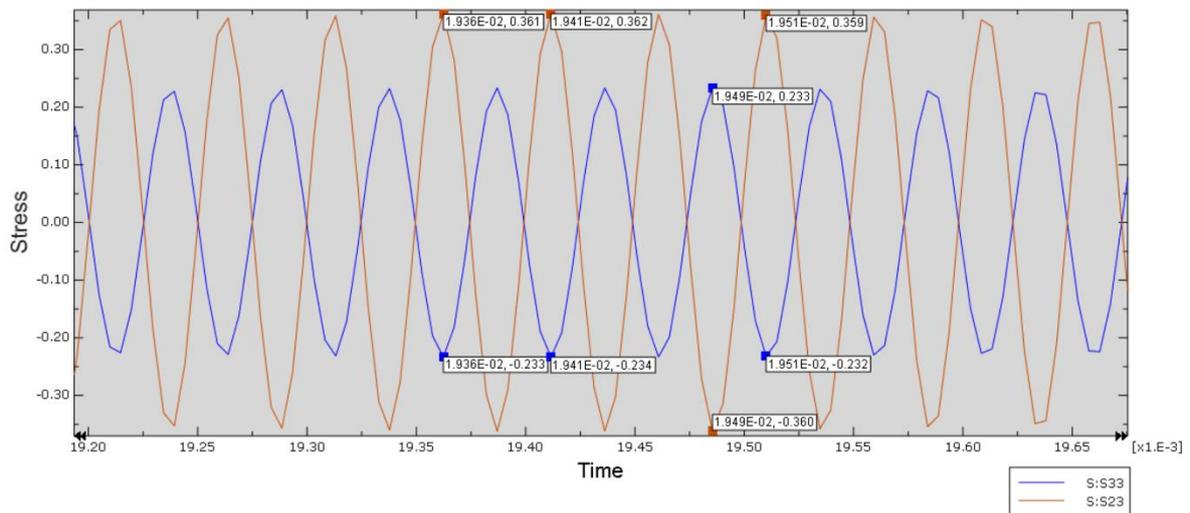


Figura 4.2 – Gráfico das tensões normais (S33) [MPa] e das tensões de corte (S23) [MPa] no tempo na garganta superior

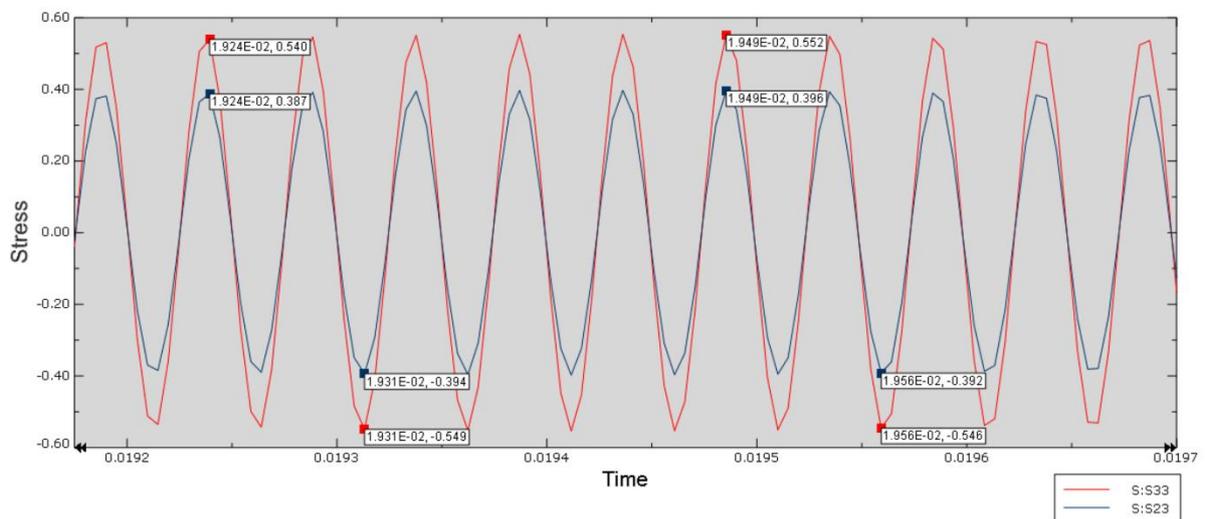


Figura 4.3 - Gráfico das tensões normais (S33) [MPa] e das tensões de corte (S23) [MPa] no tempo na garganta central

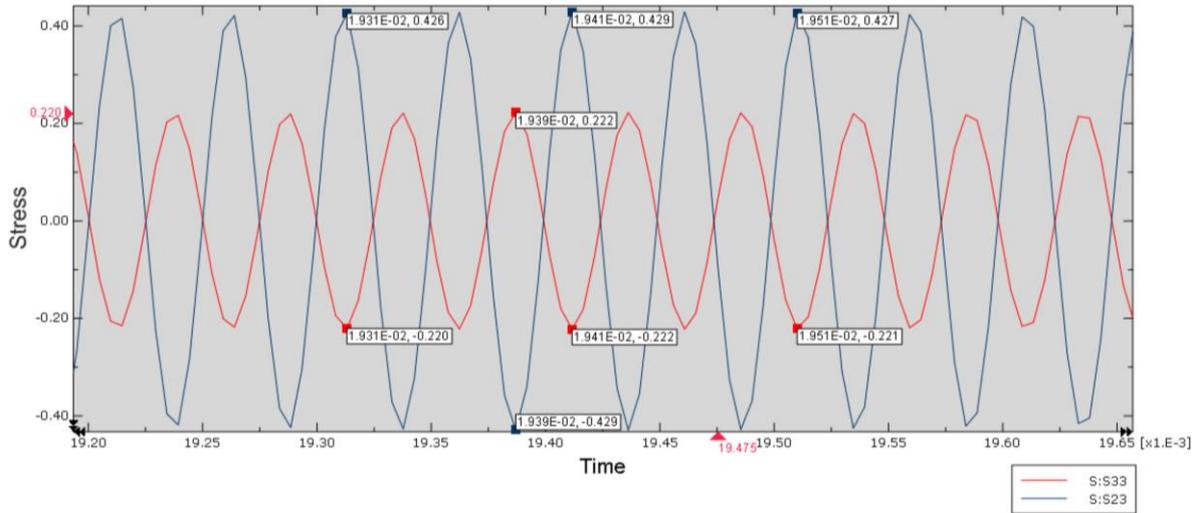


Figura 4.4 - Gráfico das tensões normais (S33) [MPa] e das tensões de corte (S23) [MPa] no tempo na garganta inferior

Na figura 4.5 é possível observar a diferença de tensões normais entre as três gargantas. As gargantas estão designadas por números por ser o número do nó de onde foram retirados os dados. O nó 27 corresponde à garganta central, 63 garganta superior e 31 à garganta inferior. Como era de esperar a tensão normal é superior na garganta central e aproximadamente igual nas restantes gargantas. A variação da tensão normal em toda a preferia da garganta é estudada mais à frente.

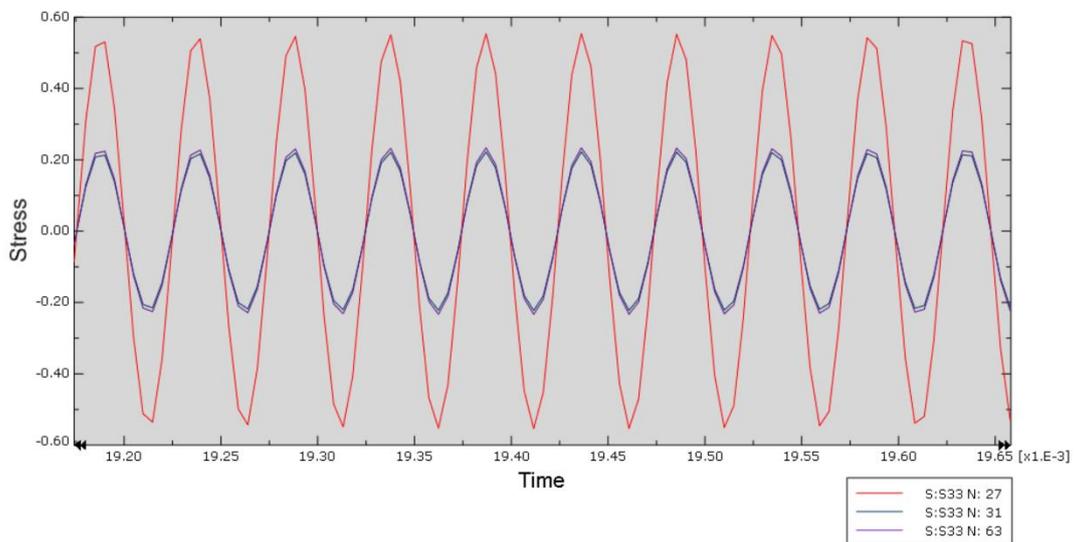


Figura 4.5 – Gráfico das tensões normais (S33) [MPa] da garganta superior (63), garganta central (27) e da garganta inferior (31)

A figura 4.6 compara as tensões de corte. A tensão de corte da garganta central está em anti fase com a tensão de corte das gargantas secundárias devido ao modo como a torção é aplicada pelo terceiro modo rotacional.

As tensões de corte, embora devessem teoricamente ser iguais em módulo nas três gargantas, estas aumentam da garganta superior para a garganta inferior, tal como é observado pela extensometria. A tensão de corte na garganta inferior é maior devido a uma maior rotação induzida na parte mais abaixo do provete. Na figura 4.1 onde é observado o conjunto inicial deformado pode-se verificar que a rotação do provete não é corretamente distribuída ao longo do comprimento tendo a maior rotação na base livre.

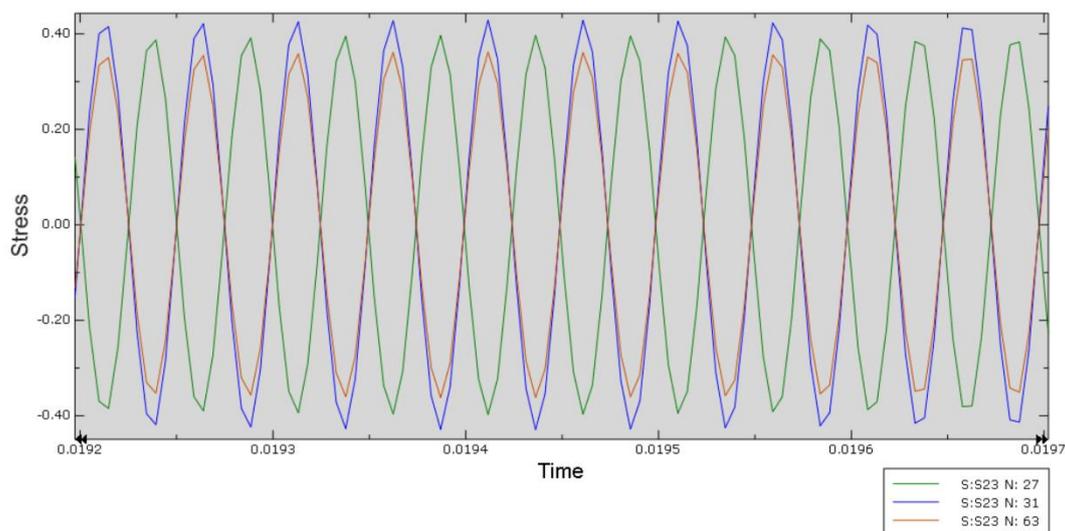


Figura 4.6 - Gráfico das tensões de corte (S23) [MPa] da garganta superior (63), garganta central (27) e da garganta inferior (31)

Foi inicialmente deduzido que tal rotação estava relacionada com um modo de ressonância rotacional do conjunto próximo do modo imposto. Neste modo a rotação do conjunto processa-se de uma forma inteiramente diferente, tendo uma rotação muito superior na base do provete em relação ao resto do conjunto. A ligeira diferença entre os dois modos pode fazer induzir com fraqueza o modo indesejado justificando-se assim a tensão de corte superior na garganta inferior. No entanto foi verificado que este efeito estava apenas relacionado com o modo como se processa a rotação na corneta inicial.

De seguida é analisada a variação da tensão normal a toda a volta da garganta central do provete. Esta análise tem como propósito observar se a tensão normal é uniforme em toda a secção de menor raio da garganta central de forma a compreender se existe alguma deformação longitudinal para além da imposta pelo modo de ressonância longitudinal. Para a análise foram retirados os valores da tensão normal ao longo do tempo para oito nós igualmente espaçados. Os nós são ilustrados na figura 4.7 com a respetiva numeração. Um pico da tensão normal está ilustrado na figura 4.8 com a numeração dos respetivos nós.

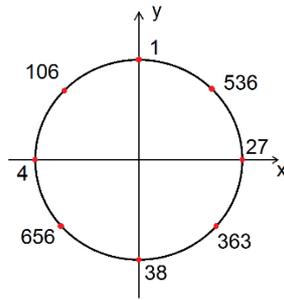


Figura 4.7 – Numeração dos nós da periferia da garganta central

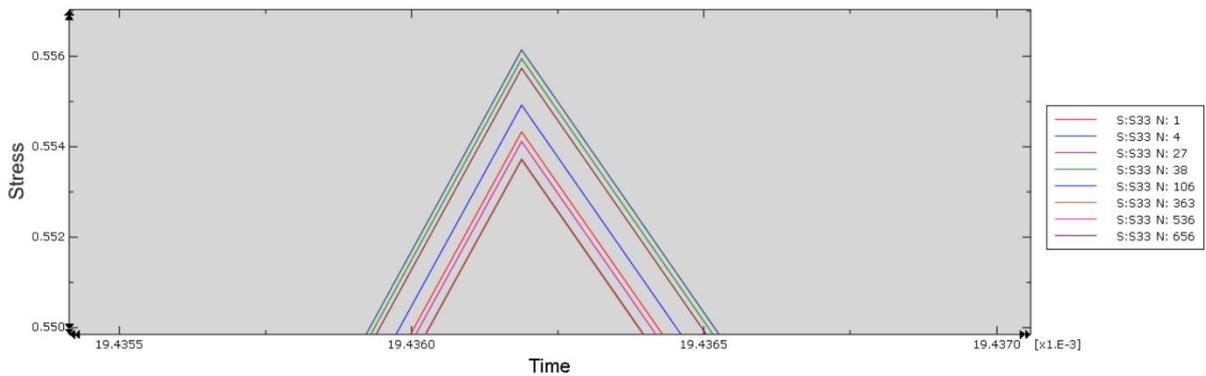


Figura 4.8 – Ilustração de um pico de tensão normal (S33) [MPa] nos nós da periferia da garganta central

Quando é atribuída a tensão a cada nó não se observa uma evolução de tensões na periferia da garganta central com a forma de flexão. Os valores variam, no entanto, na ordem de 1KPa que corresponde a cerca de 0.4% da média da tensão gerada. A variação é então insignificante e é considerada apenas erro de cálculo do programa de elementos finitos.

4.1.2 Nodos de deslocamento e de tensão

O deslocamento efetuado pelos supostos nodos de deslocamento e as tensões criadas nos supostos nodos de tensão são parâmetros de interesse observar na análise dinâmica do conjunto inicial. O deslocamento e tensão dos nós correspondentes permite observar se a deformação na ressonância se procede como esperado, ou seja, se os pontos de maior tensão estão na secção de menor raio das gargantas e mínimo no ponto de ligação entre a corneta e o provete. Isto implica que o deslocamento e a rotação na secção de menor raio sejam mínimos e no ponto de ligação seja máximo.

Se os nodos de deslocamento mantivessem sempre a sua posição a ressonância do conjunto era perfeita, infelizmente é impossível obter tal resultado, numericamente e experimentalmente. Os movimentos, observados no nodo, são criados possivelmente criados por nunca se induzir a correta frequência natural do sistema. A diferença de frequências naturais entre os componentes poderá também deslocar os nodos da posição conhecida quando analisados individualmente. Uma análise detalhada será realizada mais à frente.

A figura 4.9 demonstra os deslocamentos em z no único real nodo de deslocamento do provete. Os deslocamentos embora sejam baixos, na ordem de 10^{-6} mm, eles tendem a aumentar com o aumento das tensões nas gargantas. Isto demonstra que o nodo não se situa onde é suposto, pois ele acompanha os deslocamentos do provete. Para os nodos de rotação é apresentado na figura 4.10 o deslocamento rotacional em radianos nos nodos das três gargantas.

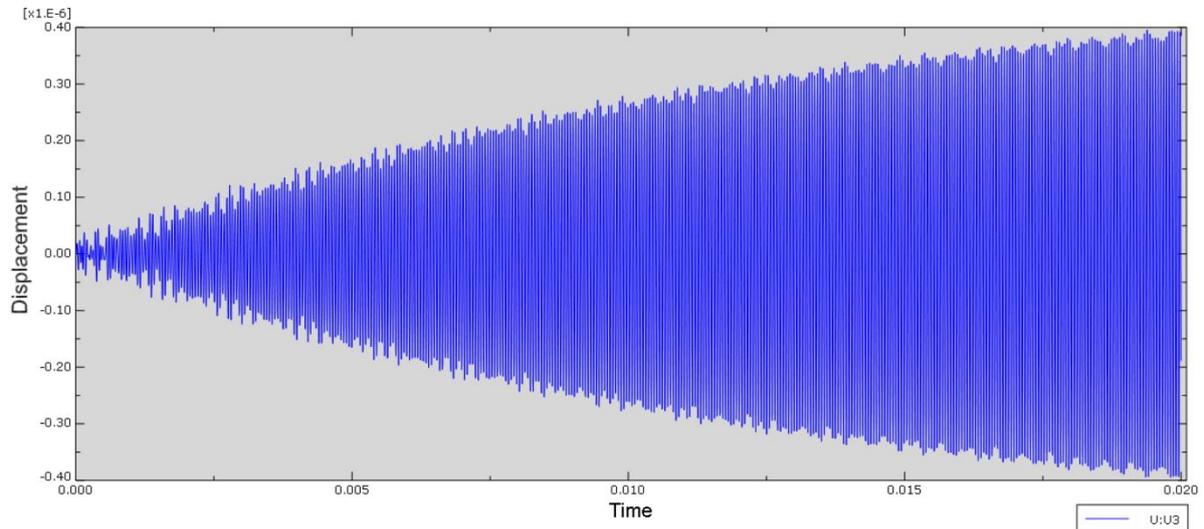


Figura 4.9 – Deslocamentos axiais (U3) de um nó no local de menor raio da garganta central

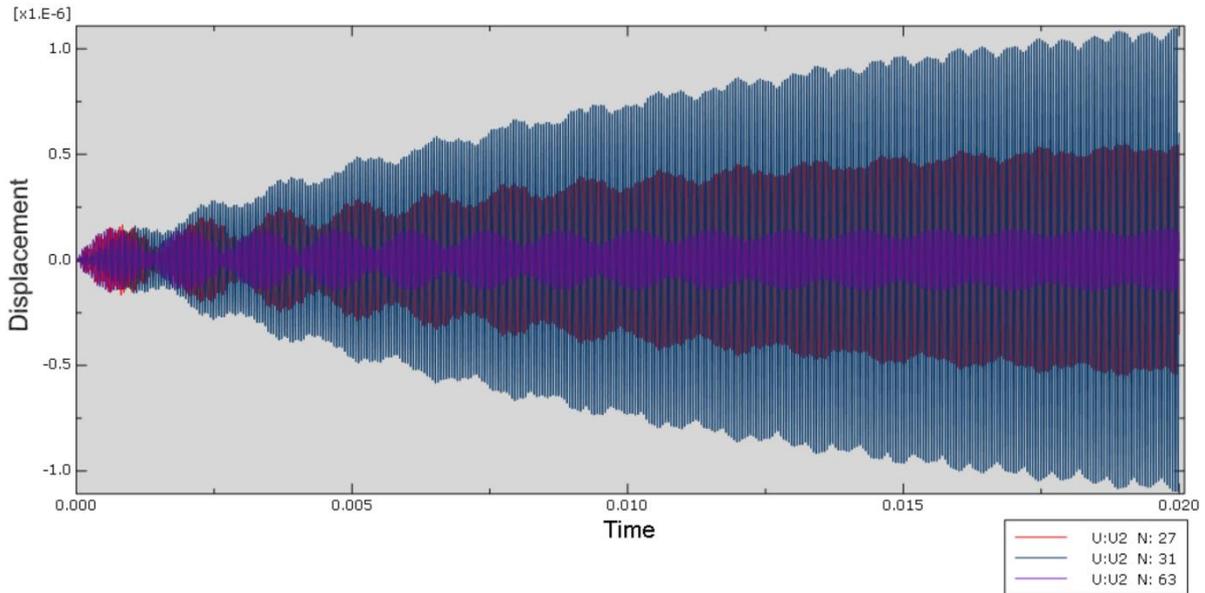


Figura 4.10 – Rotação (U2) no local de menor raio da garganta superior (63), garganta central (27) e da garganta inferior (31)

A rotação dos nodos da garganta central e da garganta superior tendem a aumentar com o aumento das amplitudes, já o nodo da garganta inferior tem um valor mais reduzido e mantém-se constante. A rotação do nó da garganta superior é cerca de 9% em relação à rotação no ponto de ligação corneta provete. A rotação do nó inferior ao manter-se constante pode demonstrar que o nodo

se encontra mais próximo da secção de menor raio e, assim, justifica-se a maior tensão de corte nesta garganta. Assim, a garganta superior tem menor tensão por estar mais longe o nodo do nó da secção de menor raio.

Os resultados das tensões nos supostos nodos de tensão são apresentados na figura 4.11 para a base do provete que liga à corneta, e na figura 4.12 para a base livre do provete.

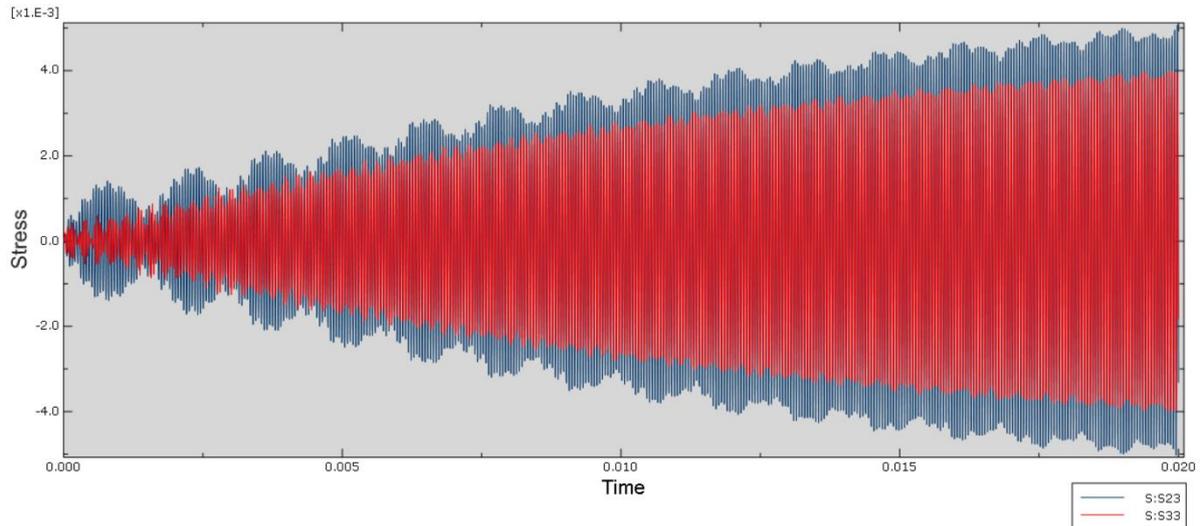


Figura 4.11 – Tensões normais (S33) [MPa] e de corte (S23) [MPa] no local de contacto da corneta com o provete inicial

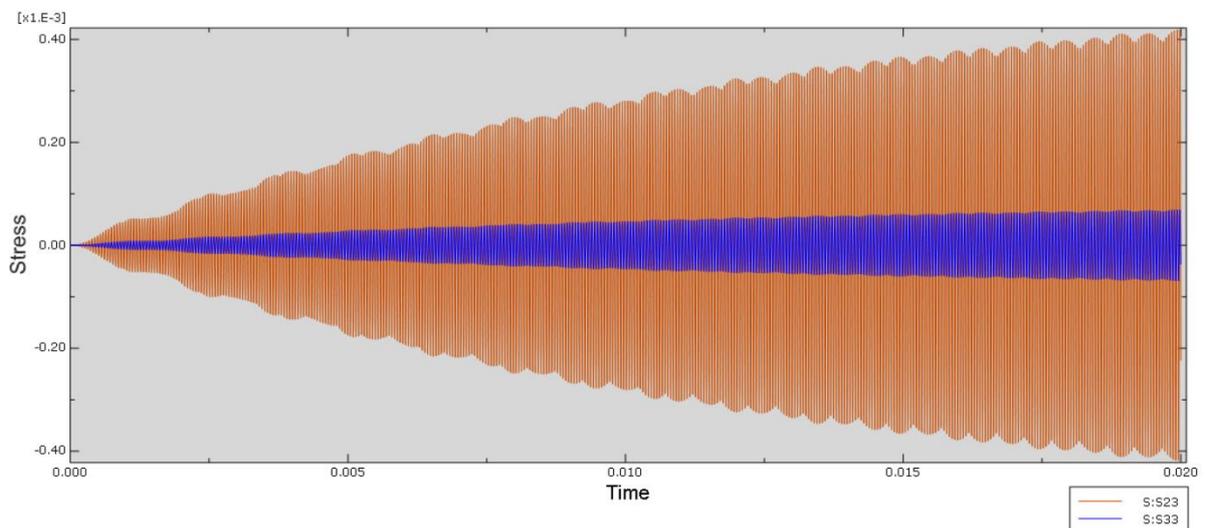


Figura 4.12 - Tensões normais (S33) [MPa] e de corte (S23) [MPa] na base livre do provete inicial

A tensão na base livre deve ser sempre zero por ser uma superfície livre. Como os seus valores são dez vezes menores que os da base oposta, podemos tomá-los como nulos ou desprezáveis.

É possível observar que a tensão normal e de corte no nó do ponto de ligação aumenta com o tempo, do mesmo modo que as tensões nas gargantas do provete. As tensões na base que liga à

corneta representam cerca de 0.38% e 1.18% da tensão normal e de corte da garganta central, respetivamente. Estes valores, embora não aparentem ser elevados, demonstram ser suficientes para induzir escorregamento na ligação e impedir o funcionamento do sistema acima de 1.5% da potência. Se o nodo de tensão se localizasse mais próximo deste nó, a tensão gerada seria menor e assim haveria menor probabilidade de se induzir escorregamento na ligação.

4.2 Comparação de resultados

De seguida são comparados as relações de tensões obtidas pelos ensaios experimentais através do uso de extensómetros e os resultados obtidos através da análise dinâmica em EF do conjunto inicial. A comparação está representada na tabela 4.2 com o devido erro.

Tabela 4.2 – Comparação dos resultados experimentais e de EF e o devido erro

Gargantas	Experimental (τ / σ)	Elementos Finitos (τ / σ)	Erro (%)
Inferior	1.142	1.933	69.3
Central	-2/3	-0.718	7.7
Superior	1.457	1.547	6.18

O erro elevado que surge na garganta inferior deve-se a uma tensão normal superior ao previsto. A alta tensão normal pode deve-se a uma flexão que está a ser imposto ao provete durante o ensaio, verificada pelas medições com o laser. Em EF não é verificada a flexão criada no ensaio, razão pela qual surge elevado erro na garganta inferior.

No momento em que o conjunto atinge a estabilização este tem uma resposta diferente na realidade em comparação com o método de elementos finitos. No ensaio experimental as tensões demonstram variar entre dois valores significativos ao longo do tempo. Nos EF surge também uma pequena variação, mas muito menos acentuada e praticamente desprezável. É possível que esta variação esteja relacionada com a diferença entre os valores de frequências naturais dos componentes excitados. Esta diferença é maior na realidade que no método de EF por não haver desvios geométricos nem desvios das propriedades dos materiais.

5. Melhoramento do conjunto

5.1 Nova corneta

Para a nova corneta foi estabelecido que o material seria o mesmo que a corneta inicial, 42CrMo4. Este material foi escolhido por já ter dado provas de funcionar após vários ensaios. Além disto a nova corneta foi desenhada com base na inicial. Mudar o material significaria trabalhar com um módulo de Young e uma densidade diferente que obrigaria a uma grande mudança das dimensões.

O principal objetivo do desenvolvimento de uma nova corneta foi de tornar a ligação entre a corneta e o provete resistente a maiores potências. Relacionando os resultados obtidos em EF com a teoria das ondas, sabe-se que a tensão de corte gerada na ligação se deve à rotação da corneta não ser máxima na sua base. Ou seja, a rotação ao não ser máxima induz tensões de corte no local de ligação.

De forma a corrigir tal defeito foi realizado inicialmente alterações às dimensões da corneta. Foram alteradas diversas dimensões da corneta como: o comprimento total; a distância entre os rasgos; a largura e o comprimento dos rasgos; entre outros. As alterações de cada medida da corneta foram primeiro estudadas individualmente para criar uma relação das suas modificações com alteração do modo de rotação na base da corneta e as suas frequências de ressonância. Posteriormente as medidas eram modificadas em conjunto de forma a tentar obter as medidas mais otimizadas para a forma de rotação desejada.

Nenhuma das cornetas desenhadas, segundo este método, conseguiu resolver o problema em questão. Com estas alterações foi apenas possível aproximar a rotação máxima um pouco da base.

Foi depois pensado em duas formas de melhorar o sistema de ligação de forma a que este resistisse a maiores tensões de corte.

A alteração do sistema de rosca por um sistema de ligação idêntico ao usado nos suportes de alta precisão das ferramentas de corte de fresadoras. Este sistema consiste num conjunto cilíndrico fêmea/macho que para ser encaixado a parte fêmea, que estaria na corneta, seja aquecida de modo a que o macho, o provete, consiga encaixar. A fêmea é depois arrefecida fazendo com que a ligação seja justa e muito dificilmente perturbada.

Este sistema não foi adotado por ter diversas adversidades que poderiam por em causa o ensaio. O facto de se aquecer a corneta a altas temperaturas, o seu material poderia alterar-se metalurgicamente e conseqüentemente a frequência de ressonância de todos os modos seria alterada. Mesmo durante um ensaio o transdutor tem de ser parado à medida que o provete aquece de forma a manter as mesmas propriedades.

Uma outra solução mais simples de melhorar a ligação seria aumentar o diâmetro do provete e da base correspondente da corneta com o propósito de aumentar o diâmetro da rosca de M6 para

M8. A maior rosca seria capaz de sustentar a ligação para maiores tensões de corte, ou seja, para uma maior potência induzida. O maior diâmetro do provete e da base da corneta, que respetivamente se liga ao provete, faria com que a área em contacto fosse maior e subseqüentemente teria uma maior força de atrito para resistir a maiores tensões de corte.

Ambos as hipóteses não corrigem o problema em questão, apenas tornam a ligação mais resistente às tensões de corte.

Foi mais tarde, através da observação da deformação rotacional ao longo do comprimento da corneta, que foi possível atingir a solução da questão. Para obter a deformação rotacional foi considerado um sistema de eixos cilíndricos (t, r, z). Ao observar a figura 5.1 podemos verificar que a rotação máxima se encontra entre o segundo conjunto de rasgos e a base de menor raio. A forma como evolui a rotação nesse troço da corneta tem uma certa curvatura. Foi pensado então retirar a parte onde a rotação máxima se desenvolve. Para retirar tal parte da corneta foi introduzido uma curva e vez de ser perfeitamente cónico. Foram testadas curvas hiperbólicas e exponenciais em todo o comprimento cónico da corneta e também apenas na parte cónica após o segundo conjunto de rasgos.

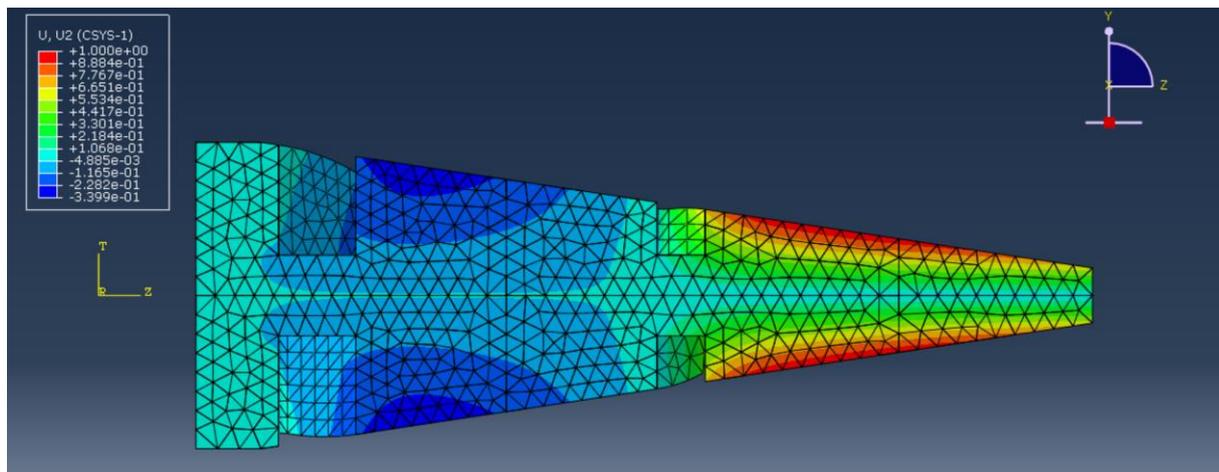


Figura 5.1 – Representação da rotação no interior da corneta inicial no modo excitado

As curvas desenhadas seguem as equações (5.1) para a curva hiperbólica e (5.2) para a curva exponencial.

$$r(z) = r_1 \cosh \left[\frac{1}{l} \operatorname{arccos} h \left(\frac{r_2}{r_1} \right) z \right], z \leq l \quad (5.1)$$

$$r(z) = r_1 \exp \left[\frac{1}{l} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) z \right], x \leq l \quad (5.2)$$

Sendo z o eixo alinhado com o comprimento, l o comprimento que terá a curva, r1 o raio menor coincidente com o ponto zero e r2 o raio maior no final da curva. A figura 5.2 representa os diferentes parâmetros da curva hiperbólica de uma corneta.

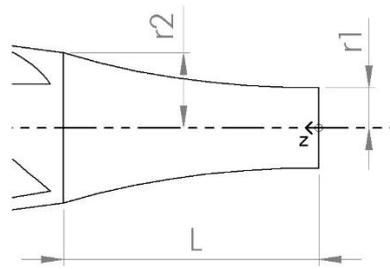


Figura 5.2 – Representação dos diferentes parâmetros das equações das curvas

De todas as cornetas desenhadas com as curvas referidas a curva hiperbólica foi a única que demonstrou ter rotação máxima na base. Duas cornetas com curva hiperbólica foram analisadas; corneta com curva após o segundo conjunto de rasgos, figura 5.3; corneta com curva na totalidade da conicidade, figura 5.4. A corneta com a menor curva foi a escolhida para produção embora a outra tenha melhor desenvolvimento de rotação.

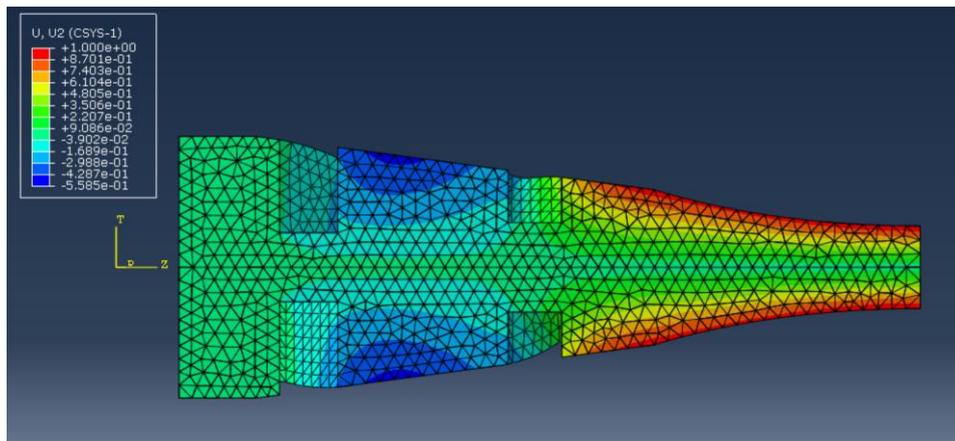


Figura 5.3 – Representação da rotação no interior da corneta com curva hiperbólica parcial no modo excitado

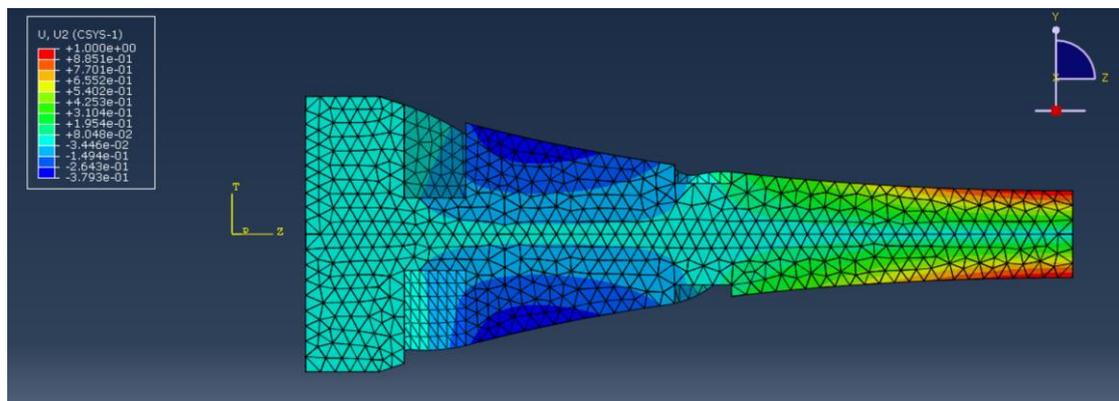


Figura 5.4 - Representação da rotação no interior da corneta com curva hiperbólica total no modo excitado

A escolha da corneta com a curva hiperbólica após o segundo conjunto de rasgos deveu-se à corneta com curva em toda a conicidade ter um raio muito baixo na zona onde surgem tensões mais elevadas. Tal zona é o nodo de rotação que é observado na figura 5.4 no centro do segundo conjunto de rasgos a azul claro. Como a redução do raio amplia a variação de deslocamentos dando origem a mais elevadas extensões e, subseqüentemente, a tensões mais elevadas, é desvantajoso que nodo de rotação tenha menor raio. É então seguro prever que surgiriam tensões demasiado elevadas nesta corneta.

As cornetas com curva exponencial demonstraram não corrigir o problema em questão. Nestas cornetas a rotação máxima aproxima-se apenas da base, mas mantêm o desenvolvimento da rotação similar à corneta inicial, como é possível observar na figura 5.5.

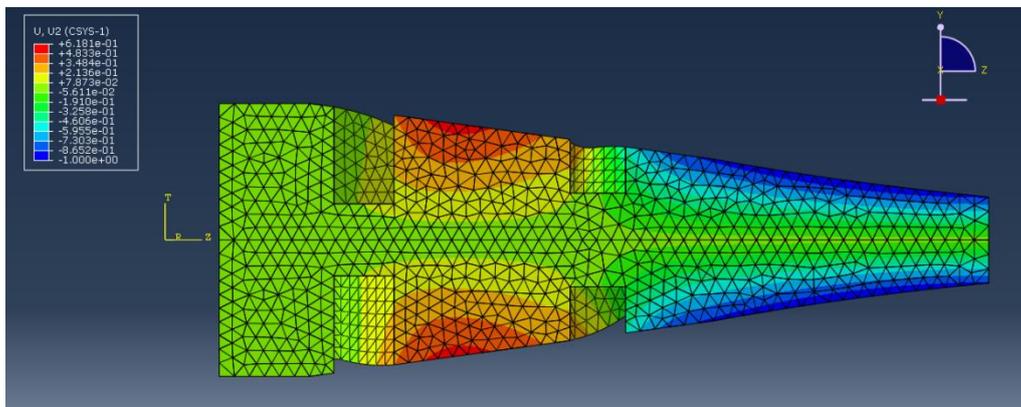


Figura 5.5 - Representação da rotação no interior da corneta com curva exponencial parcial no modo excitado

A corneta final terá o mesmo tipo de rosca para ligação com o provete, isto é uma rosca do tipo M6 e não M8 como inicialmente pensado, para se aproveitarem os provetes já existentes. Adicionalmente, a base da corneta final terá um raio com mais 2mm em relação à corneta inicial, aumentando a superfície de contacto com os novos provetes, assegurando uma maior resistência a possíveis tensões de corte.

Com o formato de corneta definido foram apenas feitas pequenas correções nas diversas dimensões da corneta de forma a obter um valor frequência de ressonância mais correto e diminuir ao máximo a rotação da base onde a corneta liga ao booster.

As frequências naturais da nova corneta, obtidas via EF, são apresentadas na tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Frequência naturais da nova corneta com curva hiperbólica parcial

Frequências naturais da nova corneta	
Frequência (Hz)	Modo de ressonância
15899	Flexão
20166	Longitudinal
25313	Flexão
27793	Rotacional

A corneta final foi encomendada para testes. Para tal foi realizado um desenho técnico da peça com respetivas tolerâncias. O limite das tolerâncias foi obtido realizando pequenas alterações em todas as dimensões, uma de cada vez, realizando posteriormente uma análise de frequência em EF. No resultado da análise de frequência observa-se a variação da frequência de ressonância correspondente. Assim as tolerâncias foram escolhidas de forma a tentar garantir que a peça obtida tenha um valor de ressonância dentro da gama do transdutor e o mais próximo de 20kHz possível. O desenho técnico da corneta final é apresentado no anexo A.

Aquando a obtenção da nova corneta, será testada inicialmente sem provete. Este teste inicial terá como objetivo saber se a corneta maquinada tem uma frequência de ressonância dentro da gama desejada. Se tiver sido corretamente maquinada o ensaio irá funcionar e irá mostrara a frequência a que estará a excitar o conjunto booster corneta.

A nova corneta projetada foi analisada em EF em conjugção com os componentes já existentes e depois mais tarde com novos provetes. Mesmo tendo um diâmetro diferente que o do provete no local de ligação, a sua análise com o provete inicial permite saber se o conjunto continua a funcionar como pretendido e se a relação entre a tensão normal e de corte se mantém constante nas três gargantas.

As tensões obtidas estão representadas na figura 5.6a para as tensões de corte e na figura 5.6b para as tensões normais nas três gargantas. O nó 4 corresponde à garganta central, o 49 à garganta inferior e o 13 à garganta superior.

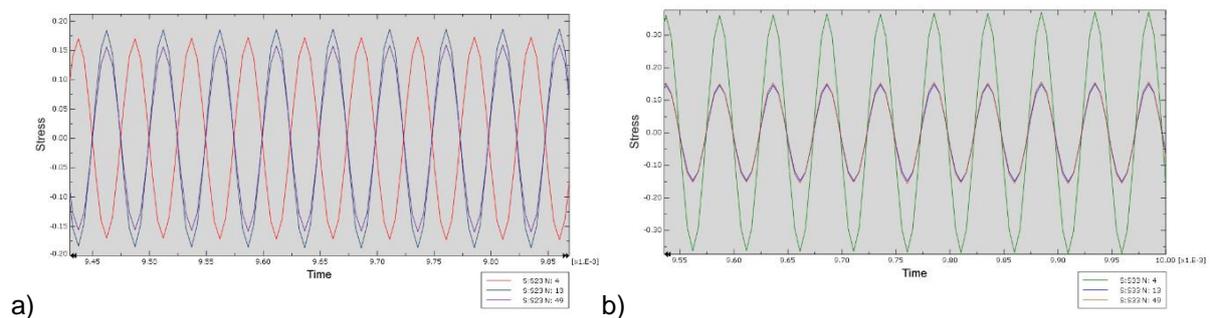


Figura 5.6 – Resultado das tensões para o conjunto com a nova corneta e com o provete inicial na garganta superior (49), central (4) e inferior (13) a) tensões de corte (S23) [MPa] b) tensões normais (S33) [MPa]

Observando as tensões obtidas conclui-se que ainda existe diferença da tensão de corte entre as três gargantas. Já a tensão normal é semelhante entre as gargantas secundárias e muito superior na garganta como era com a corneta inicial. A tabela 5.2 mostra os diferentes resultados de relação de tensões do provete inicial para cada corneta.

Tabela 5.2 – Comparação da relação de tensão entre o conjunto com a corneta inicial e nova no provete inicial

Corneta	Gargantas do provete inicial		
	Inferior (τ / σ)	Central (τ / σ)	Superior (τ / σ)
Inicial	1.933	-0.718	1.547
Final	1.257	-0.473	1.039

A análise dinâmica modal do conjunto da nova corneta com o booster e o provete inicial demonstra que as alterações realizadas à corneta influenciam as relações de tensões normais e de corte. Isto acontece porque cada corneta tem diferentes magnitudes de rotação e de movimentos longitudinais. É também possível concluir pela tabela 5.2 que a diferença entre a relação de tensões da garganta inferior com a superior é menor na corneta final. Isto é justificado pela menor diferença de tensões de corte entre as três gargantas. Esta diferença não é visível, comparando a figura 4.6 com a figura 5.6a, por não ser acentuada.

Foi também observado que para este conjunto se gera uma tensão elevada na corneta nova. Esta tensão localiza-se nos rasgos inferiores da corneta. Esta tensão é indesejada. No entanto a nova corneta será apenas utilizada com diferentes provetes que corrigem este problema. A aplicação do provete inicial a esta corneta servirá apenas como prova que o ensaio continua capaz de excitar o provete nos dois modos de ressonância em simultâneo.

5.2 Novos provetes

O provete inicial é alterado com o principal propósito de aumentar o seu raio de forma a que este seja concordante com o respetivo raio da base da nova corneta no local. O aumento do raio do provete vai aumentar o raio das gargantas do provete. Isto significa que a tensão criada na garganta central do provete será menor para um mesmo valor de força aplicada. Visto que com a nova corneta tornará possível a aplicação de maiores potências será possível aplicar maiores tensões que as obtidas até ao momento. O aumento do raio da garganta central irá afetar gradiente de tensões normais ao longo do seu raio. O conceito de gradiente será mais tarde estudado.

A relação de tensões obtida na garganta central será o fator de escolha do provete a ser maquinado. Se a corneta utilizada for fixa o provete terá de ser dimensionado com base na relação que se deseja estudar.

Os novos provetes foram então criados apenas com o propósito de demonstrar que o novo conjunto, constituído pelo booster, nova corneta e um provete de raio concordante com o menor raio da nova corneta, resolve e/ou melhora os problemas existentes do conjunto atual.

Para os novos provetes desenhados foi mantido a aplicação de três gargantas. Foram criados dois provetes diferentes, um provete com uma geometria similar ao do provete inicial, provete simples, e um provete em que entre a garganta central e as gargantas secundárias em vez de ter um formato cilíndrico passou a ser cônico, provete cônico. O provete cônico foi projetado com o propósito de testar se uma nova geometria no conjunto poderia melhorar de alguma forma o processo, como reduzir o impacto da flexão, garantir uma melhor deformação no modo de ressonância do conjunto ou mesmo possivelmente reduzir o gradiente de tensões normais na garganta central.

Uma desvantagem óbvia de se usar provetes cônicos é o possível custo extra de produção que estes poderão ter em relação ao formato original, devido à mais complexa geometria que poderá assim prolongar a sua maquinação.

Foi escolhido para o desenvolvimento dos novos provetes o mesmo material usado no provete inicial, ck45. O mesmo material foi escolhido para que quando os resultados fossem comparados não houvesse diferentes propriedades de material que pudessem influenciar a comparação.

Para ambas as geometrias foi desenhado mais do que um provete. Em parte deveu-se a uns mostrarem melhores diferenças entre modos de ressonância e, em certos provetes testados, a nova corneta demonstrou ter locais de tensões próximas da tensão criada na garganta central. Esta tensão não é aceitável para o ensaio. O facto de a corneta ter uma tensão tão alta significa que à medida que são realizados ensaios a corneta vai danificar-se. Isto significa que ao fim de alguns ensaios a corneta pode falhar em vês do suposto provete. Além da possível falha a corneta ao ter tensões altas vai criar conseqüentemente um local que gerará calor. O calor gerado e o dano que se vai criando à corneta podem alterar o seu comportamento ao longo da sua vida, tornando assim o ensaio pouco viável.

Na criação dos novos provetes foi sempre usado como base o provete inicial. Para o novo provete, similar ao inicial mas com maior raio, é inicialmente realizado um escalar a todas as medidas, ou seja, a relação entre o raio inicial e final é igual à relação entre todas as restantes medidas. A cada geometria obtida é realizado uma análise de frequência em EF de forma a compreender que alterações devem ser feitas para aumentar ou diminuir as frequências dos modos pretendidos. Este processo demonstrou ser lento por se tentar obter a menor diferença entre os dois modos e ainda a estarem entre 20.1kHz e 20.2kHz para serem aceitáveis. A frequência dos modos devem ser um pouco acima de 20kHz pois quando os provetes são maquinados as suas frequências naturais têm tendência a ser menores que o previsto por EF.

Os dois provetes finais demonstraram requerer uma classe de tolerância elevada de forma a se obter os dois modos de ressonância mencionados com frequências próximas entre si e dentro da gama pretendida.

Entre os provetes testados ficou-se com dois provetes finais com resultados aceitáveis. Um dos provetes tem uma geometria simples, similar ao provete inicial, e o outro tem uma geometria cônica. Em ambos os provetes foi verificado que não criam tensões altas na nova corneta. Uma ilustração dos provetes finais é apresentada na figura 5.7.

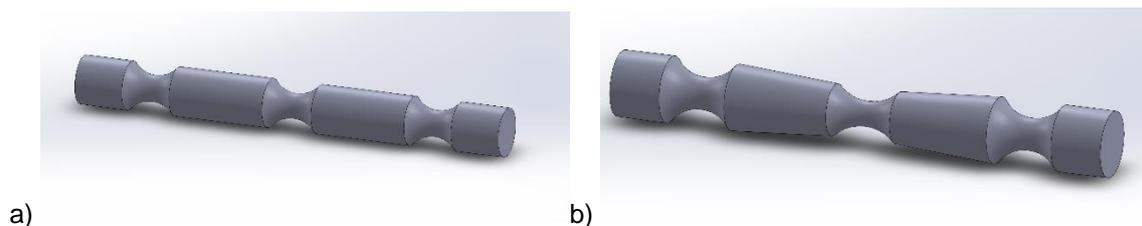


Figura 5.7 – Ilustração da geometria dos dois novos provetes a) simples b) cônico

As frequências de ressonância mais próximas dos dois modos excitados dos provetes finais são comparadas na tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Frequências naturais dos novos provetes

Frequências naturais dos novos provetes (Hz)	
Provete simples	Provete cônico
12309 (Flexão)	13909 (Flexão)
17392 (2º Rotacional)	18312 (2º Rotacional)
20125 (3º Rotacional)	20111 (Longitudinal)
20156 (Longitudinal)	20132 (3º Rotacional)
24469 (Flexão)	26343 (Flexão)

É de interesse que os modos de frequências naturais de flexão do provete sejam o mais distante dos dois modos a que o provete vai ser excitado. Quanto maior for a diferença menor impacto terá a flexão sobre o ensaio. Os novos provetes demonstram ter uma frequência natural de flexão com maior diferença em relação aos modos de interesse que o provete inicial, sendo o provete cônico com maior diferença. Se este conceito demonstrar ser verídico a influencia da flexão no ensaio será menor para os novos provetes. Os provetes obtidos são depois corridos numa análise dinâmica modal em conjunção com a nova corneta e o booster. Desta análise serão retirados diversos parâmetros que validaram o novo conjunto.

Mais tarde poderão ser desenvolvidos provetes que permitirão a realização de ensaios com condições ambientais diferentes, como a corrosão, desgaste e altas e muito baixas temperaturas. A figura 5.8 apresenta uma ilustração de um possível provete que poderá ser ensaiado com desgaste. A extensão da sua garganta central permitirá a aplicação das patilhas que induzirão o desgaste.

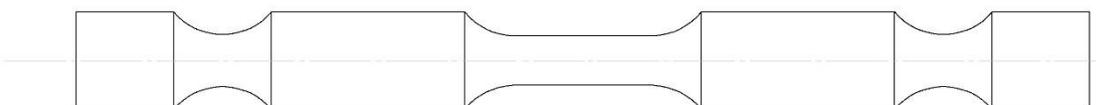


Figura 5.8 – Ilustração de um possível provete para ensaios de fadiga ultrassônica multiaxial com desgaste

5.3 Análises em EF de conjuntos com os novos provetes

Para cada análise em EF dos novos provetes, com a nova corneta e o booster, são retirados diversos resultados de forma a compreender a forma como os novos conjuntos se comportam e a sua validade de aplicação. Destas análises são verificados os seguintes pontos:

- Frequências naturais dos modos de ressonância
- Se as tensões criadas na corneta não são elevadas
- A relação entre a tensão normal e de corte nas três gargantas
- Comparação de tensão normal e de corte entre as três gargantas
- A tensão e deslocamento nos nodos do conjunto
- O gradiente de tensão normal de cada provete

Com os dois conjuntos finais definidos é realizado inicialmente uma análise de frequência para ambos. É apresentado nas tabelas 5.4 e 5.5 um conjunto das frequências dos modos de ressonância mais próximos do modo desejado.

Tabela 5.4 – Frequências naturais do conjunto com corneta final e novo provete simples

Frequências naturais do conjunto com provete simples	
Frequência (Hz)	Tipo de ressonância
17920	Flexão
19117	Rotação
20128	Longitudinal
20950	Rotação
21399	Flexão

Tabela 5.5 - Frequências naturais do conjunto com corneta final e novo provete simples

Frequências dos modos naturais do conjunto final com provete cónico	
Frequência (Hz)	Tipo de ressonância
18585	Flexão
19388	Rotação
20125	Longitudinal
20954	Rotação
22343	Flexão

Mais uma vez o provete cónico demonstra ter a maior diferença entre os modos de flexão e o modo desejado em relação ao provete simples, embora em conjugação com a corneta final e o booster a diferença não seja tão significativa.

O objetivo de comparar as tensões de corte e normais entre as três gargantas é verificar a diferença de tensão de corte e normal ao longo do provete, a diferença poderá indicar um deslocamento dos nodos. A tensão de corte neste ensaio tem tendência a ser um pouco superior na garganta inferior, assim um bom provete tem a menor diferença de tensão de corte nas três gargantas.

5.3.1 Relação de tensões

A partir das análises dinâmicas modais dos dois provetes, em conjunto com o booster e a corneta final, é possível retirar tensões e deslocamentos de diversos pontos de interesse dos dois conjuntos em análise. Obtendo as tensões de corte e normais nas três gargantas é realizada posteriormente a sua relação.

Para o provete cónico as tensões normais e de corte em cada garganta são apresentadas nas figuras 5.9 e 5.10, respetivamente. O nó 22 corresponde à garganta central, 43 corresponde à garganta superior e o 30 à garganta inferior. Visualizando a figura 5.9 verifica-se que as tensões normais das gargantas secundárias são praticamente idênticas e que a garganta principal tem uma tensão normal muito superior como era de esperar. Na figura 5.10, onde se visualiza as tensões de corte, verifica-se que para este conjunto a tensão de corte da garganta central é inferior às das gargantas secundárias. Isto deve-se à garganta central ter um raio menor o suficiente para se notar a diferença. Já as tensões de corte são praticamente iguais entre as gargantas secundárias, demonstrando que a rotação do provete se desenvolve mais próximo do pretendido.

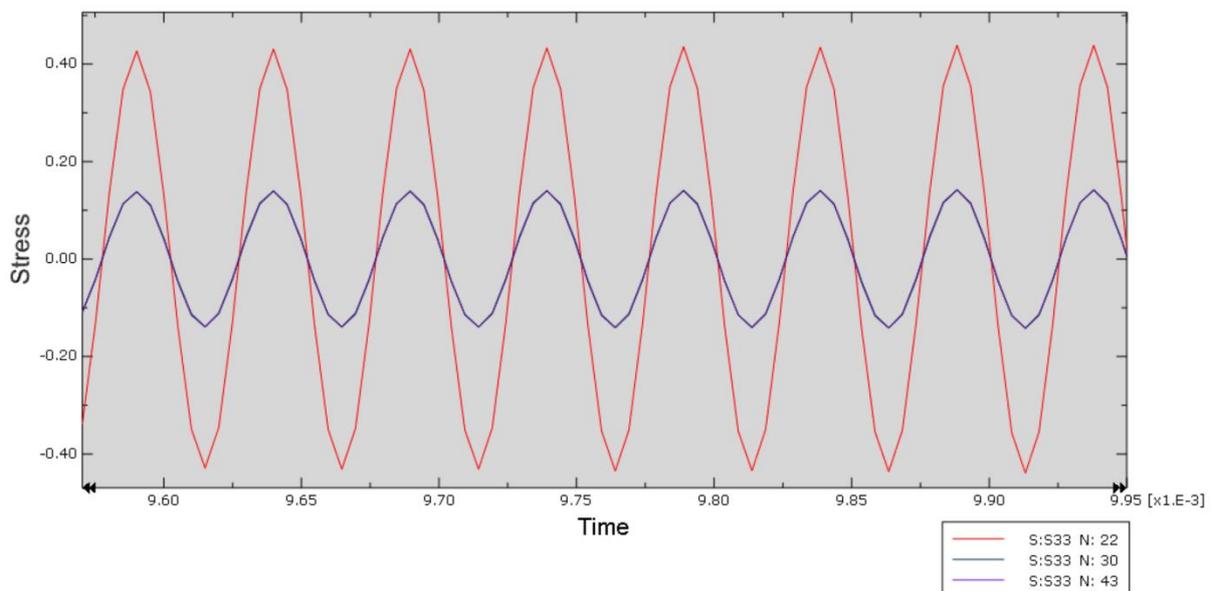


Figura 5.9 - Gráfico das tensões normais (S33) [MPa] da garganta superior (43), garganta central (22) e da garganta inferior (30) do provete cónico

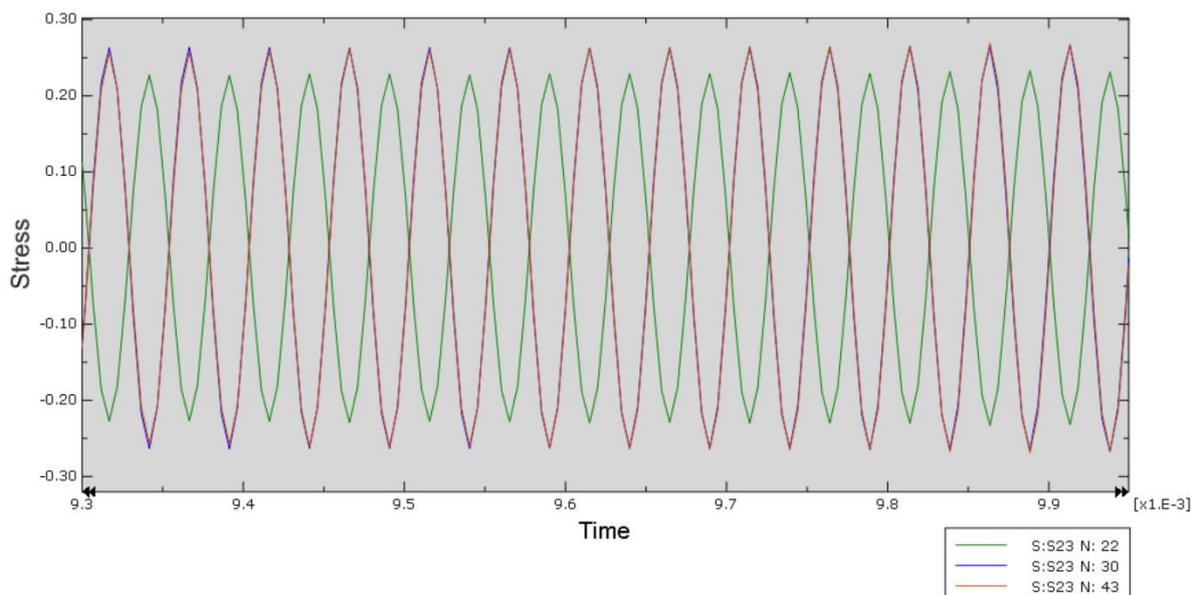


Figura 5.10 - Gráfico das tensões de corte (S23) [MPa] da garganta superior (43), garganta central (22) e da garganta inferior (30) do provete cônico

Com os valores retirados dos diferentes gráficos de tensão de corte e normal é feita a relação das tensões. Os mesmos gráficos para as três gargantas do provete simples são apresentados no anexo C. Os seus resultados evidenciam também, valores de tensão normal e de corte semelhantes entre as gargantas secundárias, e uma tensão normal muito superior e uma tensão de corte um pouco inferior na garganta central em relação às gargantas secundárias.

O resultado da média da relação de tensões em cada provete é apresentado na tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Relações de tensão para o conjunto com provete simples e o provete cônico

Provetes	Gargantas		
	Inferior (τ / σ)	Central (τ / σ)	Superior (τ / σ)
Simple	1.687	-0.728	1.687
Cônico	1.909	-0.538	1.909

Através dos resultados dos dois provetes analisados é possível determinar facilmente que o provete influencia também as relações entre tensões normais e de corte e não apenas a corneta.

As relações de tensões de corte e normal nas gargantas inferior e superior são relativamente iguais por não haver uma diferença significativa da tensão de corte entre as duas gargantas como existia no conjunto inicial. Os novos provetes têm os dois assim uma diferença ainda menor de tensões de corte entre as gargantas secundárias do que o provete inicial com a nova corneta. Isto pode dever-se ao aumento de raio dos provetes que faz com que tenham um raio concordante com o da corneta, tendo assim contacto com a zona de maior rotação da corneta.

5.3.2 Nodos de deslocamento e de tensão

É importante estudar os nodos de tensão e deslocamento para compreender se a indução do modo de ressonância do conjunto se desenvolve da forma pretendida. São de seguida discutidos os resultados para o conjunto com o provete cónico. Os resultados dos nodos do provete simples são apresentados no anexo C.

A figura 5.11 representa os deslocamentos em magnitude, em escala, no modo de ressonância desejado do conjunto com o provete cónico. Pode-se observar uma rotação mais uniforme ao longo de todo o provete em comparação com o conjunto inicial. Observam-se ainda os nodos de deslocamento do conjunto a azul escuro, nodo da garganta central e nodo do booster onde se situará o anel de suporte.

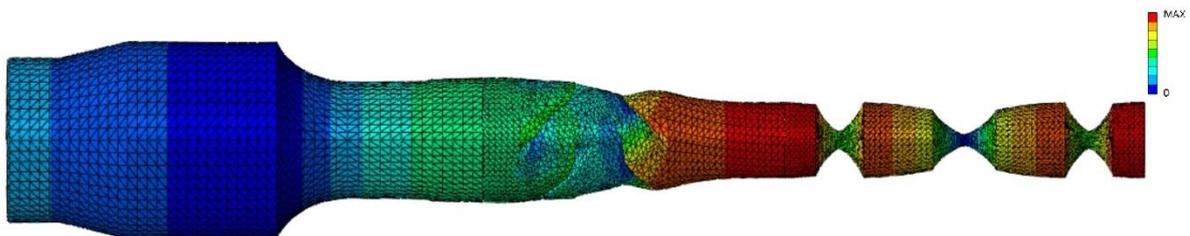


Figura 5.11 – Ilustração da magnitude dos deslocamentos do conjunto com o provete cónico e a nova corneta em escala

São de seguida analisados os resultados dos nodos de deslocamento longitudinal e rotacional e dos nodos de tensão nas bases do provete cónico no conjunto final. Observando a figura 5.12, relativa aos deslocamentos axiais no nó da secção de menor raio da garganta central, verifica-se que os deslocamentos são de ordem 10^{-6} mm e diminuem ao longo do tempo, sendo assim bastante favoráveis ao sucesso do conjunto.

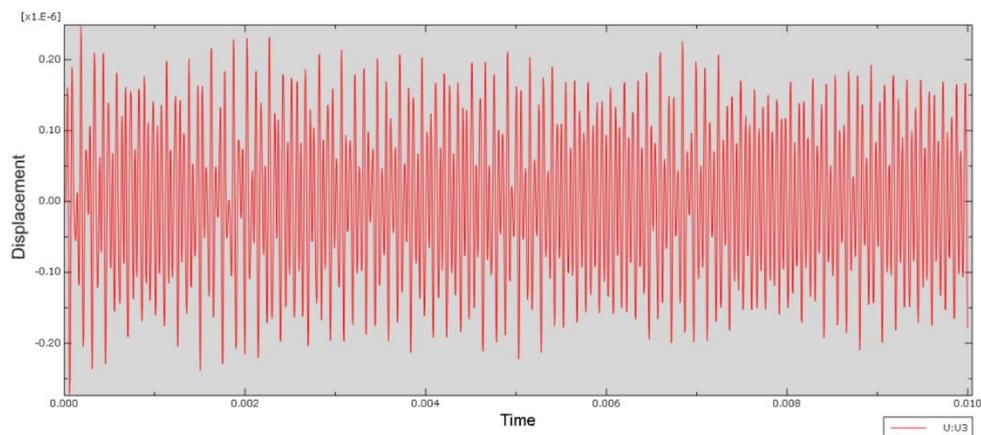


Figura 5.12 – Gráfico dos deslocamentos axiais (U3) do nó da secção de menor raio da garganta central do provete cónico

A boa evolução e os baixos valores dos deslocamentos à medida que a tensão aumenta nas gargantas indicia que o nodo se encontra nesta zona, ou pelo menos muito próximo. Esta suposição baseia-se no fato dos valores não aumentarem no tempo, chegando mesmo a diminuir em média, e na forma como os deslocamentos se processam no tempo. É apresentada uma ampliação do gráfico da figura 5.12 para explicitar o desenvolvimento dos deslocamentos no tempo, ver figura 5.13.

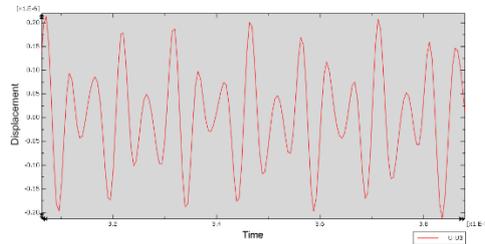


Figura 5.13 – Ampliação de uma zona do gráfico apresentado na figura 5.12

A flutuação dos deslocamentos no nó, que contém o suposto nodo, decorre de o sistema não ser induzido na sua frequência natural exata, devido a diferenças decimais entre a frequência natural do sistema e a frequência da força sinusoidal aplicada. A diferença acentua-se devido à presença de amortecimento na análise dinâmica modal, alterando um pouco a frequência natural do conjunto.

Nos momentos iniciais os nós com supostos nodos têm picos de flutuações por vezes superiores aos nós que demonstram não possuir nodos. A criação de picos desproporcionados pode resultar numa maior diferença de erro existente neste nó face aos restantes. O maior erro pode assim decorrer de o software estar a trabalhar com valores muito reduzidos evidenciando o erro decimal existente nos EF.

A suposição de que os nodos se encontram próximos dos nós de análise, quando os deslocamentos ou tensões obtidos seguem o padrão da figura 5.13, baseou-se também nos resultados do conjunto inicial. Neste a flutuação é observada apenas na zona de menor raio da garganta inferior onde as tensões de corte são subseqüentemente superiores às restantes gargantas.

Na figura 5.14 é apresentada também a rotação dos nós nas secções de menor raio das três gargantas, em radianos. Neste conjunto a garganta central evidencia uma rotação favorável, tendo flutuações com valores em média mais baixos ao longo do tempo, seguindo a lógica anteriormente referida. As gargantas secundárias têm rotações que tendem a aumentar com o tempo. Pode-se ainda observar que a garganta superior tem as flutuações referidas acima, ao mesmo tempo que aumenta o seu valor médio no tempo. Este fato pode indicar que, embora o nodo não se localize neste nó, está relativamente próximo.

Em comparação com o conjunto inicial, o valor das rotações é inferior. A rotação da garganta superior é cerca de 3% em relação à rotação no ponto de ligação provete corneta, e por isso menor que o valor obtido no conjunto inicial (9%). A diferença de tensões de corte entre as gargantas secundárias é menor devido a menor diferença de rotação dos nós.

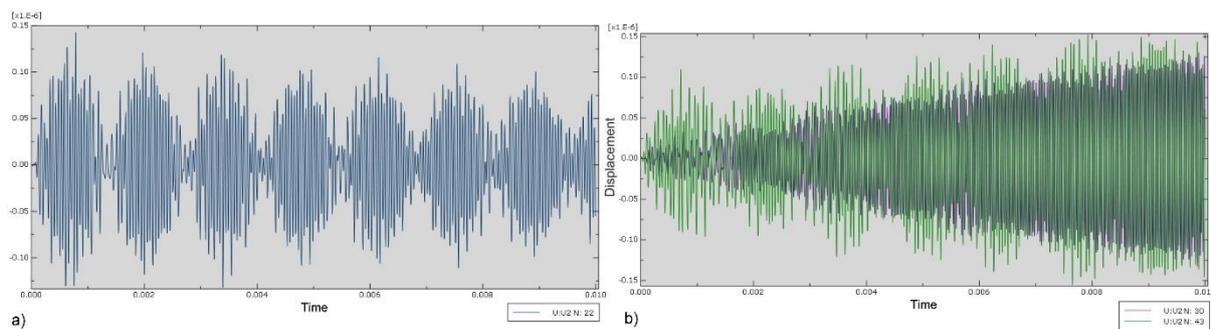


Figura 5.14 – Rotação (U_2) no local de menor raio para o provete cónico a) garganta central (22) b) garganta superior (43) e da garganta inferior (30)

Na figura 5.14 b) observa-se também o fenómeno referido acerca dos picos iniciais elevados, onde nos primeiros instantes a rotação do nó, com o suposto nodo, associada a valores médios constantes, é maior que a rotação dos nós que não estão associados a nodos em que a rotação aumenta com o tempo.

São agora apresentadas as tensões normal e de corte nos nodos de tensão, na figura 5.15 para o ponto de ligação entre o provete e corneta, e na figura 5.16 para a base livre do provete.

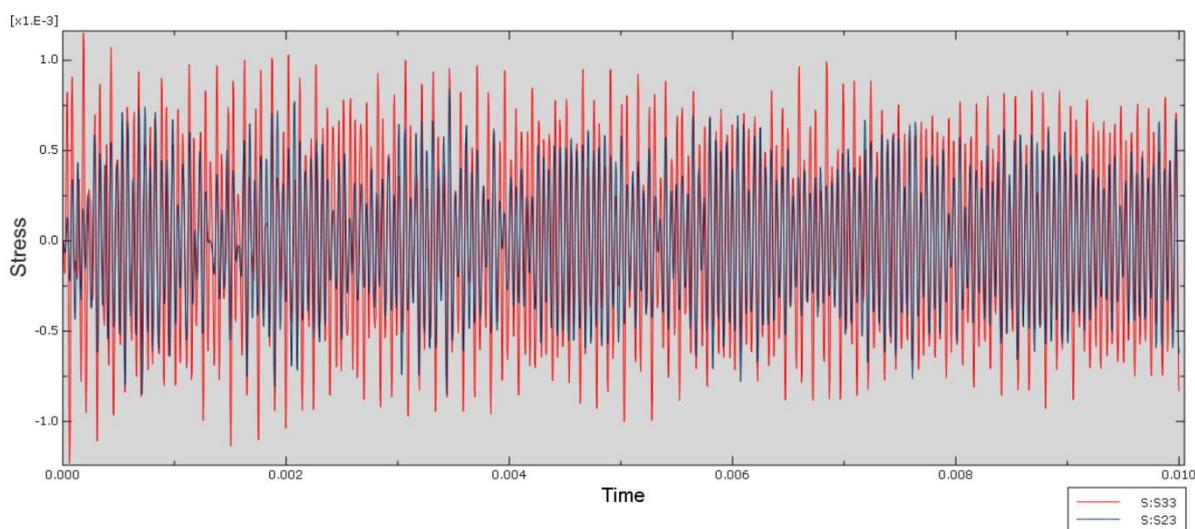


Figura 5.15 – Gráfico de tensões normais (S_{33}) [MPa] e de corte (S_{23}) [MPa] no ponto de contacto da corneta com o provete cónico

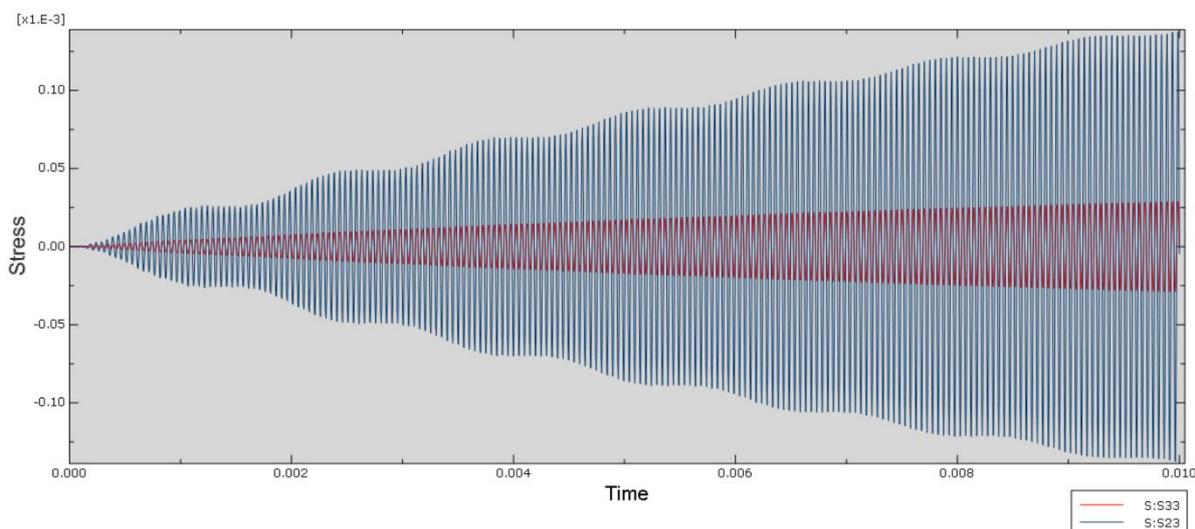


Figura 5.16 - Gráfico de tensões normais (S33) [MPa] e de corte (S23) [MPa] na base livre do provete cônico

As tensões de corte e normal, no local de ligação, mostram ser inferiores às obtidas no conjunto inicial. Estas tendem a manter-se relativamente constantes, com uma ligeira descida em média, ao longo das flutuações. Já no conjunto inicial tendem a elevar-se com o aumento da tensão nas gargantas.

Seguindo o raciocínio anterior, no novo conjunto o ponto de ligação do provete com a corneta tem o nodo próximo deste local, estando a ligação menos exposta a tensões de corte e normais, sendo por isso menos suscetível a escorregamento com o aumento da potência aplicada.

5.3.3 Gradiente radial das tensões normais dos provetes

É de interesse para o estudo de fadiga que o gradiente das tensões normais seja o menor possível. Os ensaios mecânicos são representações das aplicações realizadas a diferentes materiais que tentam replicar ao máximo a forma como as aplicações são feitas. Assim quando um material é sujeito a uma variação de tensão a sua tensão normal tende a ser uniforme em toda a área normal à tensão. É lógico então que o ensaio de fadiga correspondente tente possuir uma uniformização das suas tensões normais no local onde o material de teste irá fraturar.

No entanto, devido ao formato dos provetes, existe um gradiente da tensão normal devido à geração de concentração de tensões. O gradiente é então afetado pelo raio e pela sua variação nas gargantas. Os novos provetes foram desenhados com maior raio na secção central de forma a tentar diminuir o gradiente do provete inicial.

O gradiente das tensões normais na garganta central dos provetes testados é obtido através da análise dinâmica realizada aos diferentes conjuntos. É retirado posteriormente a tensão normal de diferentes nodos ao longo do raio.

A malha de elementos finitos dos provetes foi refinada na zona da garganta de forma a obter uma melhor resolução da evolução das tensões ao longo do raio. A figura 5.17 demonstra a malha refinada das gargantas centrais do provete inicial e dos dois provetes novos projetados. Na Figura 5.17 é também possível observar o gradiente pela forma como a tensão varia ao longo da garganta. Esta é inicialmente maior no centro do provete, mas à medida que se aproxima da zona de menor raio este comportamento inverte e passa a ser superior na superfície do provete. Foi ainda estudada a diferença do gradiente de tensão normal do provete inicial com a corneta inicial e a com a nova corneta. Nenhuma diferença significativa foi observada, concluindo-se assim que a corneta não tem efeito significativo na formação do gradiente na garganta central.

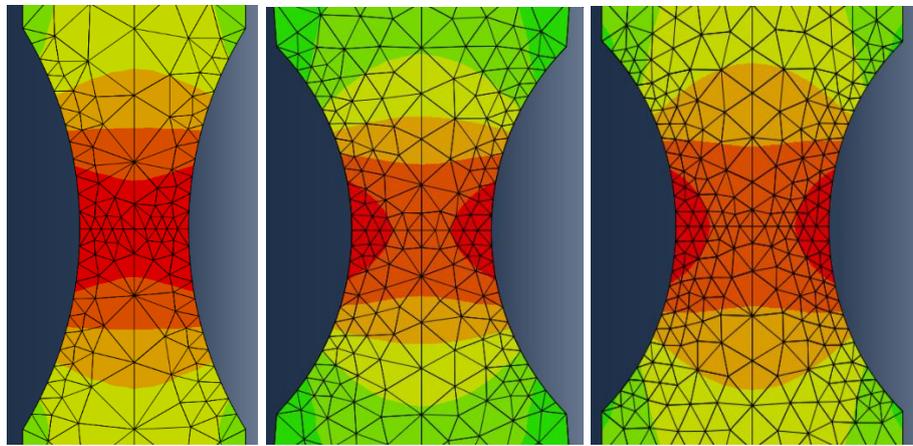


Figura 5.17 – Tensões normais no interior da garganta central a) provete inicial b) provete cónico c) provete simples

Para a representação do gradiente foi aplicada uma relação entre a tensão máxima, obtida sempre no nodo superfície da garganta, e as restantes tensões até ao nodo central do provete. A relação aplicada segue a equação (5.3).

$$\nabla \sigma = \frac{\sigma_n}{\sigma_{\text{sup}}} \quad (5.3)$$

O σ_n é a tensão obtida nos diferentes nodos do raio da garganta, sendo que $n = 1$ corresponde ao nó do centro do provete. A figura 5.18 exemplifica o método de numeração dos nós aplicada ao provete inicial.

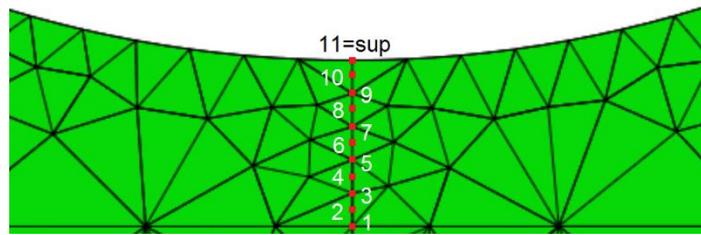


Figura 5.18 – Ilustração da enumeração dos nós na secção de menor raio de uma garganta

As figuras 5.19, 5.20 e 5.21 representam os gráficos da variação de tensão, referida anteriormente, para o provete inicial, novo provete cónico e do novo provete simples, respetivamente.

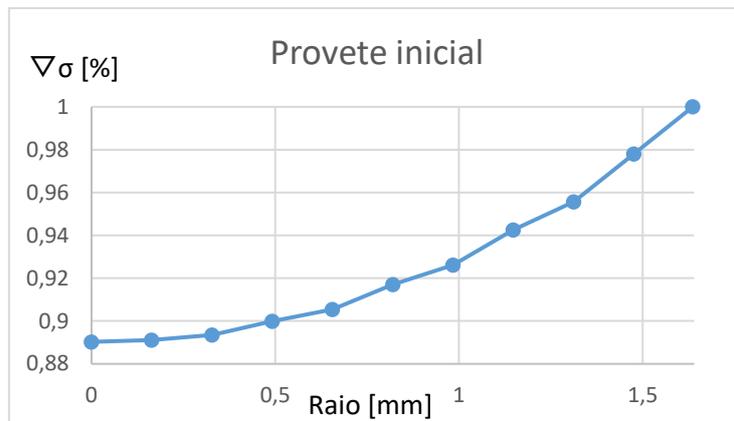


Figura 5.19 – Gráfico da relação de tensão normal ao longo do raio do provete inicial

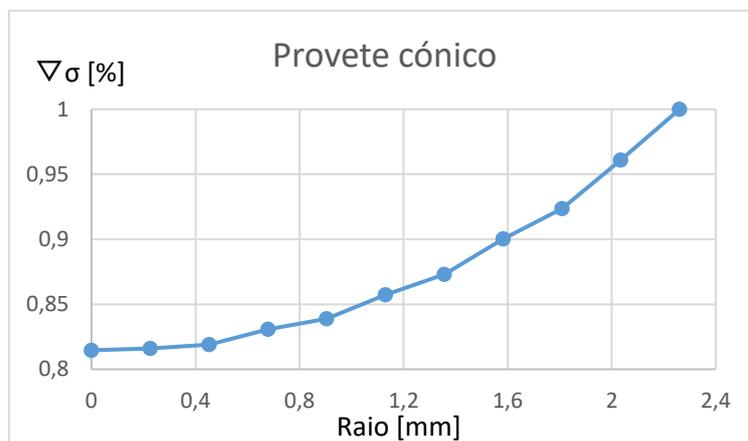


Figura 5.20 – Gráfico da relação de tensão normal ao longo do raio do provete cónico

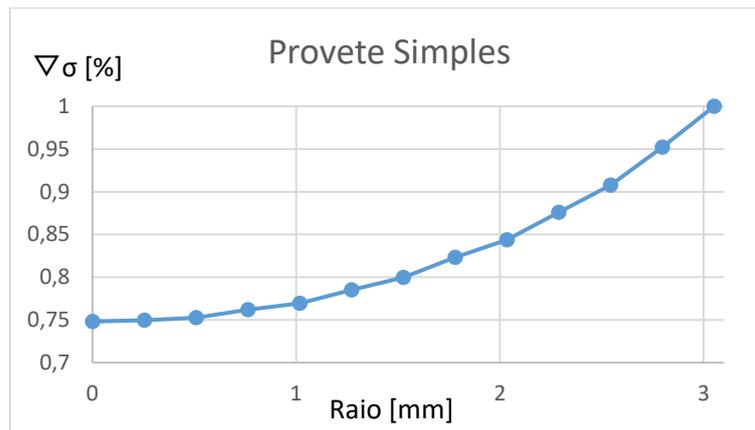


Figura 5.21 – Gráfico da relação de tensão ao longo do raio do provete simples

Pelos gráficos dos gradientes dos três provetes observa-se que existe maior variação de tensão para os novos provetes. Relacionando a diferença de raios com o comprimento das gargantas, através de (5.4), conclui-se que a diferença entre o provete inicial e os novos provetes é considerável o suficiente para ser a razão, como se pode observar na Tabela 5.7.

$$\frac{r_{Maior} - r_{Menor}}{L_{garganta}} \quad (5.4)$$

Tabela 5.7 – Relação entre a diferença de raios e o comprimento da garganta central

Relação da diferença de raios com o comprimento da garganta central (5.4)		
Provete Inicial	Provete Cônico	Provete Simples
1.72/12.16	2.44/12	2.95/12.5
0.141	0.203	0.236

O provete cônico tem menor gradiente que o provete simples devido à sua geometria, mesmo tendo um raio de curvatura menor. A conicidade do provete ajuda à diminuição do gradiente por se obter um menor raio nas extremidades da garganta. Conclui-se então que se deverá desenhar um provete com um raio de curvatura e um comprimento de garganta maior de forma a que a relação do raio menor e maior das gargantas seja menor.

As tensões de corte têm sempre um gradiente por serem proporcionais ao raio, sendo a tensão zero no centro do provete. A Figura 5.22 mostra o gradiente da tensão de corte para os três provetes mencionados onde é possível observar o máximo na superfície e o zero no centro.

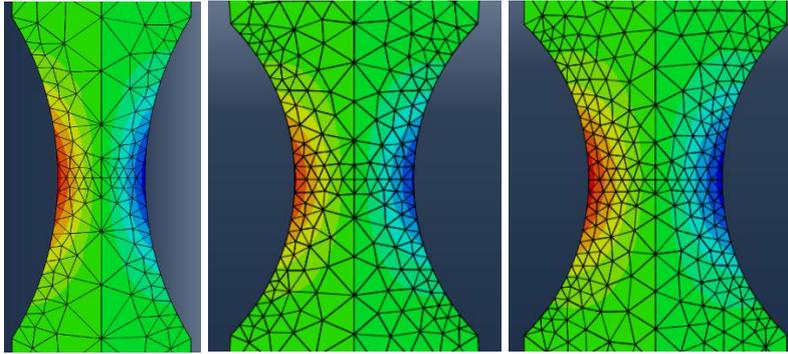


Figura 5.22 - Tensões de corte no interior da garganta central a) provete inicial b) provete cônico c) provete simples

Pode-se verificar que em cada lado das gargantas a tensão de corte é oposta, isto deve-se à posição do eixo cartesiano que atravessa o centro do provete. Assim a tensão de corte é igual em modulo para cada lado. À medida que o modo de ressonância de rotação se processa a torção aplicada muda a direção, isto faz com que a tensão de corte negativa e positiva mude de lado por se processar de forma oposta.

A conjugação da tensão normal e da tensão de corte cria um gradiente com uma grande variação ao longo do raio da garganta na secção de menor área. A figura 5.23 mostra a combinação de tensões da garganta central considerando o critério de von Mises.

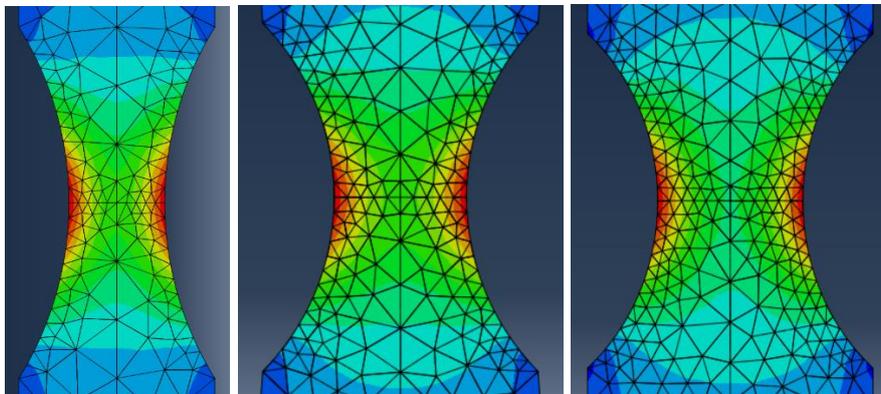


Figura 5.23 – Tensões Von Mises no interior da garganta central a) provete inicial b) provete cônico c) provete simples

Portanto, observando a Figura 5.23, a tensão combinada da garganta central está longe de ser uniforme, tendo o máximo em toda à volta da superfície. A forma a obter uma zona de estudo mais próxima de uniforme o provete teria de ser tubular com o propósito de eliminar a zona onde as tensões de corte são mais baixas. A criação de um provete tubular será um estudo interessante de ser mais desenvolvido para esse ensaio.

5.3.4 Comparação de resultados entre os novos provetes

Ambos os novos provetes demonstraram em EF uma melhoria significativa nos valores de tensão e deslocamento dos nodos em comparação com o conjunto inicial. A melhoria deve-se principalmente à nova corneta. A diferença dos resultados dos deslocamentos e tensões dos supostos nodos não apresentam diferença significativa.

O provete cónico demonstrou ter algumas vantagens em relação ao provete simples. O fato de ser cónico facilita a criação de uma melhor relação entre a diferença dos raios da garganta central e o seu comprimento e assim um menor gradiente de tensões normais. O provete demonstrou ainda uma maior diferença entre os modos excitados e os modos de flexão, individualmente e em conjunto, e assim possivelmente o modo de flexão excitado no conjunto tenha menor impacto na sua deformação total.

A única desvantagem de o provete ter conicidade é a geometria ser mais complexa que a do simples, tornando mais difícil a obtenção de uma nova geometria com os dois modos desejados a frequência de 20kHz. Além de possivelmente tornar a sua produção mais complicada e dispendiosa.

6. Conclusões

As análises experimentais e numéricas realizadas ao ensaio de fadiga ultrassônica em regime multiaxial, existente nos laboratórios do DEM, permitiram obter diversas conclusões acerca do seu procedimento.

Os resultados das análises experimentais, realizadas através de extensômetros e de lasers, permitiram não só compreender certos deslocamentos e tensões do ensaio, como serviram de base de comparação para as análises numéricas. Foi assim possível criar um modelo de análise em elementos finitos, através do software Abaqus, que recria com baixo erro os acontecimentos do ensaio. Apenas a garganta inferior apresentou um erro significativo devido a uma tensão normal acima do esperado, detetada nos ensaios experimentais de extensometria da garganta inferior.

Foi concluído que esta tensão normal não prevista indicava a flexão do provete. Para a compreensão de tal movimento foram realizados ensaios com um laser de medição de velocidade. Os resultados mostravam que o todo o provete realizava um movimento do tipo 'pendulo' que induzia a tensão normal obtida. Verificou-se que o movimento seguia a mesma frequência que o modo ressonância excitado, concluindo-se assim que a flexão será um outro modo de ressonância induzido do conjunto. Não foi possível obter este movimento nas análises em EF, no entanto o seu impacto não é significativo para invalidar o modelo criado.

Com um modelo em EF foi possível compreender melhor certos aspetos do ensaio que seriam difíceis, senão impossíveis, de serem estudados via experimental. Aspetos como as tensões e deslocamento dos nodos e desenvolvimento da rotação na corneta. Com um melhor entendimento do conjunto e dos seus componentes foi possível desenvolver novos componentes com o propósito de resolver ou atenuar as imperfeições do conjunto atual.

Os novos componentes não chegaram a ser maquinados a tempo da apresentação da dissertação. No entanto, o modelo de elementos finitos apresenta bons resultados do conjunto com uma nova corneta e com os dois novos provetes modelados. Estes novos conjuntos apresentam melhor desenvolvimento dos deslocamentos esperados e demonstram corrigir o problema de maior importância, a impossibilidade de aplicar maiores cargas ao sistema.

A nova corneta foi o único novo componente que chegou a ser encomendado. Os novos provetes foram apenas modelados com o propósito de compreender que detalhes da sua geometria seriam importantes ter em consideração para a projeção de um provete final para maquinação, como a relação de tensões e o gradiente.

Através de análises numéricas com a nova corneta com os três provetes em estudo foi concluído que tanto a corneta como o provete influenciam a relação de tensões obtida na garganta central. Considerando a nova corneta fixa, tem de ser o provete a ser desenhado conforme o estudo de relações de tensões pretendido. No entanto não foi ainda possível obter uma relação da geometria do provete com a relação que se irá obter, para uma corneta específica.

Do estudo do gradiente dos novos provetes e do provete inicial, concluiu-se que está maioritariamente afetado pela relação da diferença de raios e o comprimento das gargantas. O novo provete com conicidade demonstrou facilitar a obtenção de um menor gradiente por reduzir as diferenças de raio na garganta central.

6.1 Sugestões para desenvolvimentos futuros

Através da revisão bibliográfica e das análises realizadas ao ensaio em estudo, é possível identificar algumas ideias interessantes de serem desenvolvidas no futuro. Tais ideias devem ser analisados em detalhe para a validação do seu interesse científico e são de seguida listados.

- Criação de uma geometria de provete que seja suscetível a um maior toleranciamento. Todos os provetes, até ao momento, desmontaram ser pouco tolerantes a imperfeições geométricas, requerendo alta precisão na sua maquinação.
- Estudo mais detalhado do modo de flexão do conjunto
- Aplicação de diferentes valores de rácio de tensão para além de $R = -1$.
- Realização de estudo para a aplicação das tensões de corte e normal com diferentes fases entre si.
- Estudo para aplicação de fadiga multiaxial em diferentes condições ambientais, como desgaste, altas e baixas temperaturas e corrosão.
- Modelação de um provete tubular de forma a eliminar o gradiente de tensões normais e de corte.
- Realizar um estudo de um possível ensaio de fadiga ultrassónica multiaxial excitado por transdutor piezoelétrico rotacional, pois poderão advir vantagens interessantes em relação ao transdutor longitudinal

Bibliografia

- [1] Schutz, W. (1996). A history of fatigue. *Engineering Fracture Mechanics*, 54, 263-300.
- [2] Branco, C. A. (2011). *Mecânica dos Materiais* (5^o ed.). Fundação Calouste Gulbenkian.
- [3] Marines, I., Bin, X., & Bathias, C. (2003). An understanding of very high cycle fatigue of metals . *International Journal of Fatigue* , 1101-1107.
- [4] Pyttel, B., Shwerdt, D., & Berge, C. (2011). Very high cycle fatigue - Is there a fatigue limit? *International Journal of Fatigue*, 33, 49-58.
- [5] Ebara, R. (2006). The present situation and future problems in ultrasonic fatigue testing - Mainly reviewed on environmental effects and material's screening. *International Journal of Fatigue*, 28, 1465-1470.
- [6] Bathias, C. (2010). Influence of the metallurgical instability on the gigacycle fatigue regime. *International Journal of Fatigue*, 32, 535-540.
- [7] Bathias, C. (2006). Piezoelectric fatigue testing machines and devices. *International Journal of Fatigue*, 28, 1438-1445.
- [8] Vieira, M., Freitas, M. d., Reis, L., Ribeiro, A. M., & Fonte, M. d. (2016). Development of a very high cycle fatigue (VHCF) multiaxial testing device. *International Conference on Multiaxial Fatigue & Fracture*, 37, 131-137.
- [9] Al-Budairi, H., Lucas, M., & Harkness, P. (2013). A design approach for longitudinal-torsional ultrasonic transducers. *Sensors and Actuators*, 198, 99-106.
- [10] Bathias, C., & Paris, P. C. (2005). *Gigacycle Fatigue in Mechanical Practice* (1^o ed.). New York: Marcel Dekker.
- [11] Melchor, J., & Rus, G. (2014). Torsional ultrasonic transducer computational design optimization. *Ultrasonics*, 54, 1950-1962.
- [12] Mayer, H. (2006). Ultrasonic torsion and tension-compression fatigue testing: Measuring principles and investigation on 2024--T351 aluminium alloy. *International Journal of Fatigue*, 28, 1446-1455.
- [13] Nikitin, A., Bathias, C., & Palin-Luc, T. (2015). A new piezoelectric fatigue testing machine in pure torsion for ultrasonic gigacycle tests: application to forged and extruded titanium alloys. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 38, 1294-1304.
- [14] Kazymyrovych, V., Bergstrom, J., & Thuvander, F. (2010). Local stresses and material damping in very high cycle fatigue. *International Journal of Fatigue*, 32, 1669-1674.
- [15] Silva, J. M., & Maia, N. (1996). *Vibrações e Ruído*. Lisboa: AEIST.
- [16] ASTM. (1972). Standard definitions of terms relating to fatigue testing and statistical analysis of data E206-72.
- [17] Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2011). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (9^o ed.). Mc Graw Hill.
- [18] Anes, V. M. (2015). Multiaxial Fatigue. *Tese de Doutoramento*. Instituto Superior Técnico.
- [19] Bathias, C. (1999). There is no infinite fatigue life in metallic materials. *Fatigue Fract Engng Mater Struct*, 22, 559-565.

- [20] Akiniwa, Y., Stranzl-Tshegg, S., Mayer, H., Wakita, M., & K.Tanaka. (2008). Fatigue strength of spring steel under axial and torsional loading in the very high cycle regime. *International Journal of Fatigue*, 30, 2057-2063.
- [21] Bathias, C., Drouillac, L., & François, P. I. (2001). How and why the fatigue S-N curve does not approach a horizontal asymptote. *International Journal of Fatigue*, 23, S143-S151.
- [22] Bayraktar, E., Bathias, C., Hongquian, X., & Hao, T. (2004). On the gigacycle fatigue behavior of two-phase TiAl alloy. *International Journal of Fatigue*, 26, 1263-1275.
- [23] Ebara, R. (2007). Corrosion fatigue crack initiation in 12% chromium stainless steel. *Materials Science and Engineering*, 109-113.
- [24] Marines, I., Dominguez, G., Baudry, G., Vittori, J. F., Rathery, S., Doucet, J. P., & Bathias, C. (2003). Ultrasonic fatigue test on bearing steel AISI-SAE 52100 at frequency of 20 and 30 kHz. *International Journal of Fatigue*, 25, 1037-1046.
- [25] Marines-Garcia, I., Doucet, J.-P., & Bathias, C. (2007). Development of a new device to perform torsional ultrasonic fatigue testing. *International Journal of Fatigue*, 29, 2094-2101.
- [26] Sun, Z. D., Bathias, C., & Baudry, G. (2001). Fretting fatigue of 42CrMo4 steel at ultrasonic frequency. *International Journal of Fatigue*, 23, 449-453.
- [27] Cachão, H. F. (2012). Avaliação de dano em fadiga de materiais a muita elevada frequência. *Tese de Mestrado*. Instituto Superior Técnico.
- [28] Freitas, M., Reis, L., Anes, V., Montalvão, D., Ribeiro, A. M., & Fontes, M. (2011). Design and assembly of an ultrasonic fatigue testing machine. *Anales de Mecánica de la Fractura*, 1, 335-340.
- [29] Stanzl-Tschegg, S. E., Mayer, H. R., & Tschegg, E. K. (1993). High frequency method for torsion fatigue testing. *Ultrasonics*, 31, 275-280.
- [30] Sander, M., Muller, T., & Stacker, C. (2016). Very high cycle fatigue behavior under constant and variable amplitude loading. *Procedia Structural Integrity*, 2, 34-41.
- [31] Xue, H. Q., Tao, H., Montembault, F., Wang, Q., & Bathias, C. (2007). Development of a three-point bending fatigue testing methodology at 20kHz frequency. *International Journal of Fatigue*, 29, 2085-2093.
- [32] Wu, T., Ni, J., & Bathias, C. (1994). An automatic ultrasonic Fatigue testing system for studying low crack growth at room and high temperatures. *Automation in Fatigue and Fracture: Testing and Analysis*.
- [33] Muller, T., & Sander, M. (2013). On the use of ultrasonic fatigue technique - Variable amplitude loadings and crack growth monitoring. *Ultrasonics*, 53, 1417-1424.
- [34] Minler, P. R. (1989). A modern approach to principal stresses and strains. *School of Science and Technology*, 25.
- [35] Vieira, M., Reis, L., Freitas, M., & Ribeiro, A. (2016). Strain Measurements on specimens subjected to biaxial ultrasonic fatigue testing. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*.
- [36] Lage, Y., Cachão, H., Reis, L., Fonte, M., Freitas, M. d., & Ribeiro, A. (2014). A damage parameter for HCF and VHCF based on hysteretic damping. *International Journal of Fatigue*, 62, 2-9.
- [37] Silva, A., Riberio, C. T., Dias, J., & Sousa, L. (2004). *Desenho Técnico Moderno* (11^o ed.). LIDEL.

Anexos

Anexo B. Resultado das 'Fast Fourier Transform'

Garganta inferior E1 E2 E3

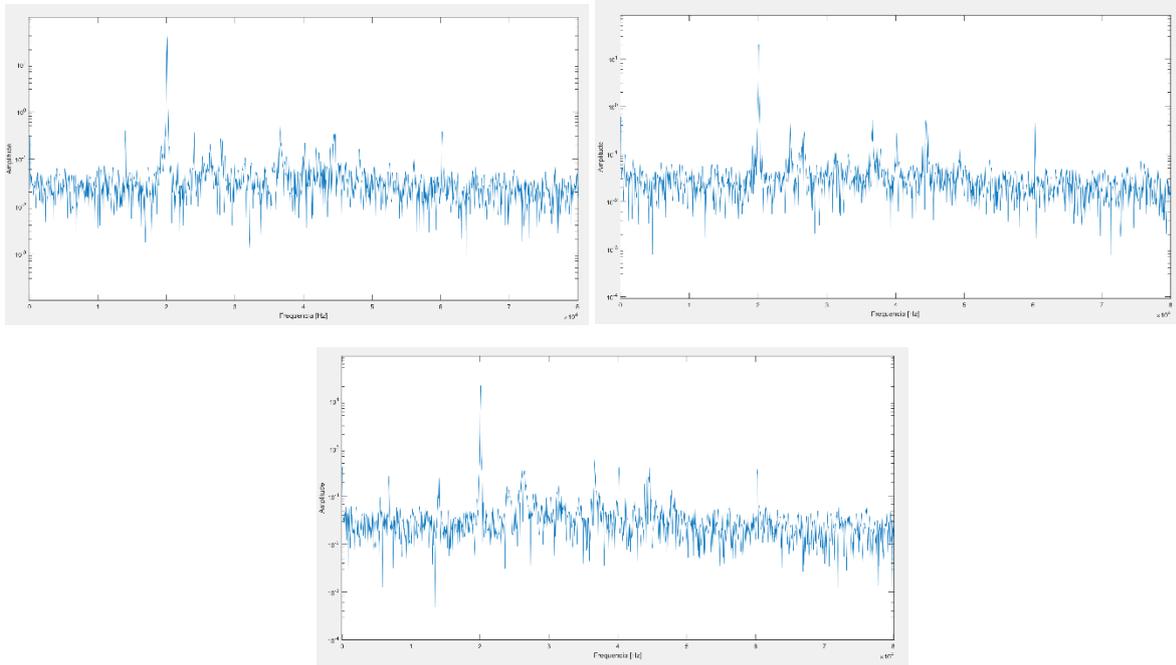


Figura B.1 – Gráficos FFT da garganta inferior do a) medidor E1 b) medidor E2 c) medidor E3

Garganta central

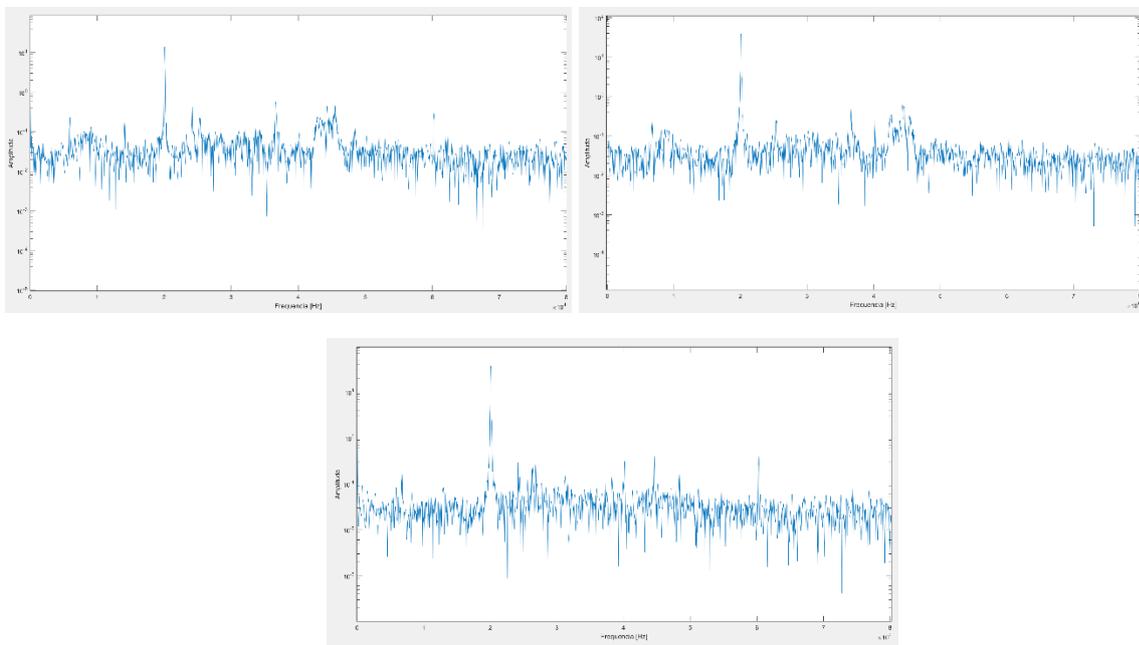


Figura B.2 - Gráficos FFT da garganta central do a) medidor E1 b) medidor E2 c) medidor E3

Garganta Superior

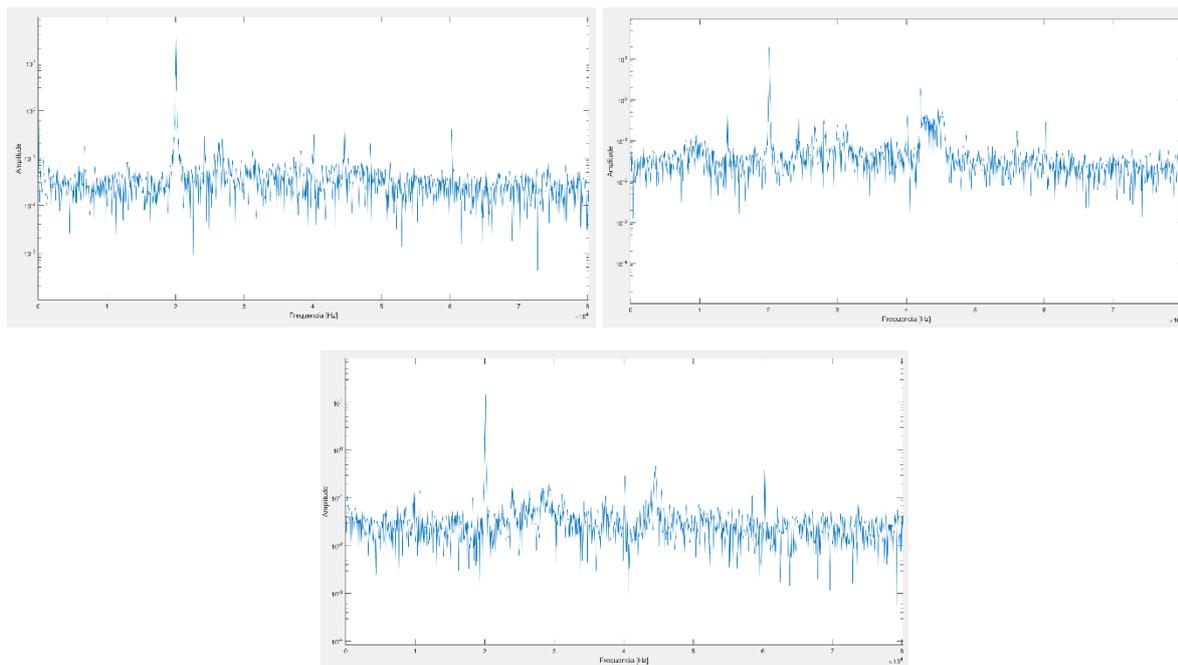


Figura B.3 - Gráficos FFT da garganta central do a) medidor E1 b) medidor E2 c) medidor E3

Anexo C. Resultados do novo provete simples

São apresentados os resultados dos diversos nós de interesse que caracterizam o conjunto, booster, nova corneta e novo provete simples. A numeração dos nós corresponde: 22 à garganta central; 24 à garganta inferior; 33 à garganta superior; 97 na superfície da ligação entre o provete e a garganta; 16 na base livre do provete.

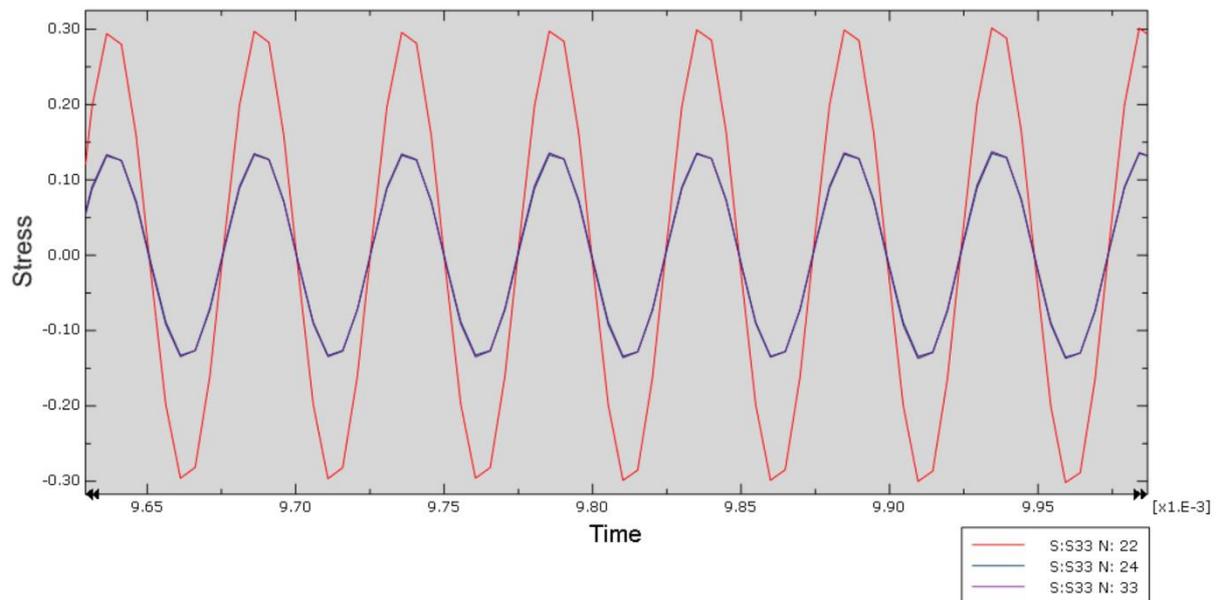


Figura C.1 - Gráfico das tensões normais (S33) [MPa] da garganta superior (33), garganta central (22) e da garganta inferior (24) do provete simples

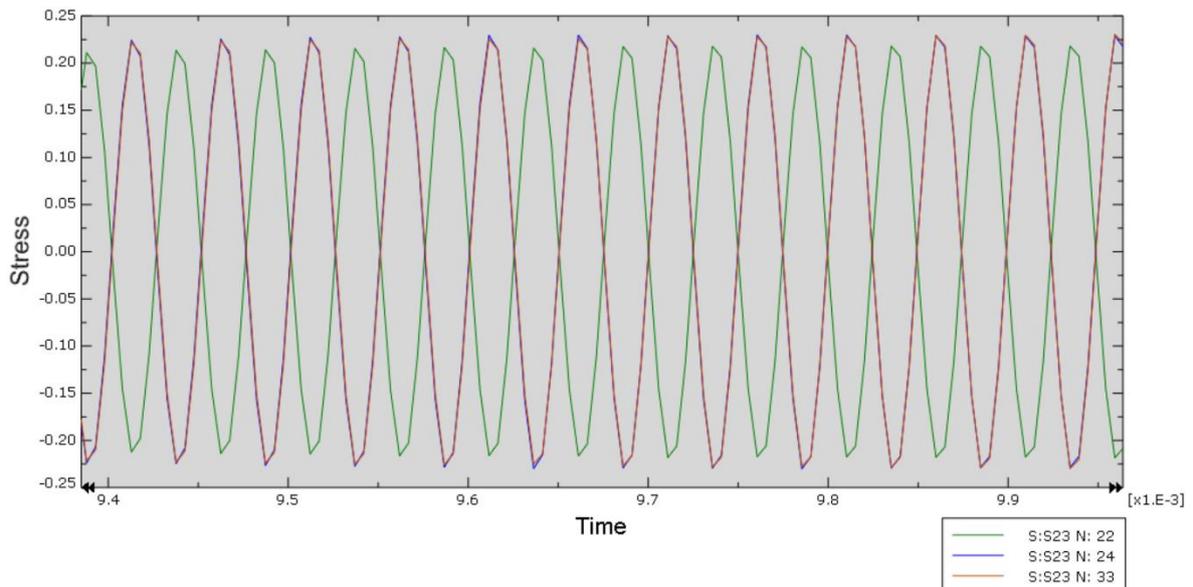


Figura C.2 - Gráfico das tensões de corte (S23) [MPa] da garganta superior (33), garganta central (22) e da garganta inferior (24) do provete simples

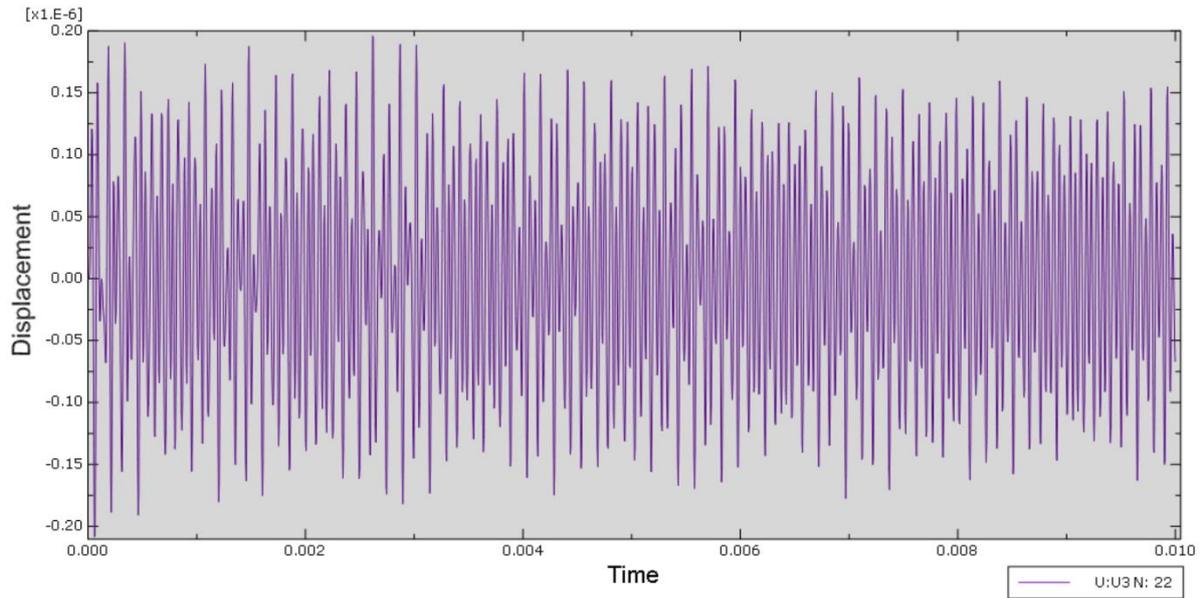


Figura C.3 - Gráfico dos deslocamentos axiais (U_3) do nó da secção de menor raio da garganta central do provete simples

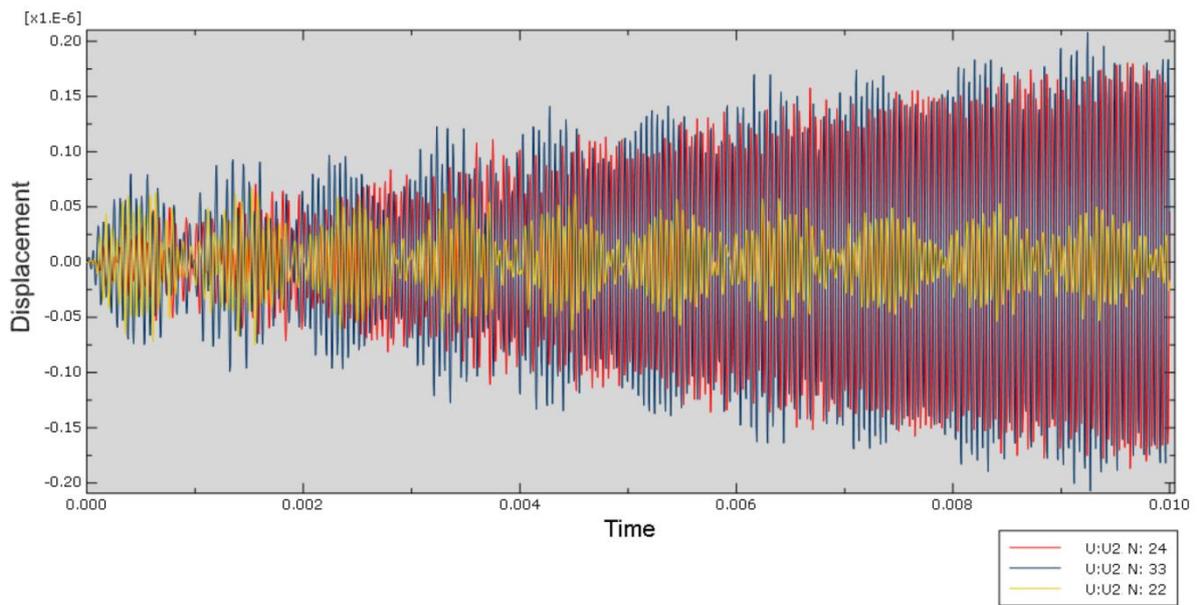


Figura C.4 – Rotação (U_2) no local de menor raio para o provete cónico na garganta central (22), garganta superior (33) e da garganta inferior (24)

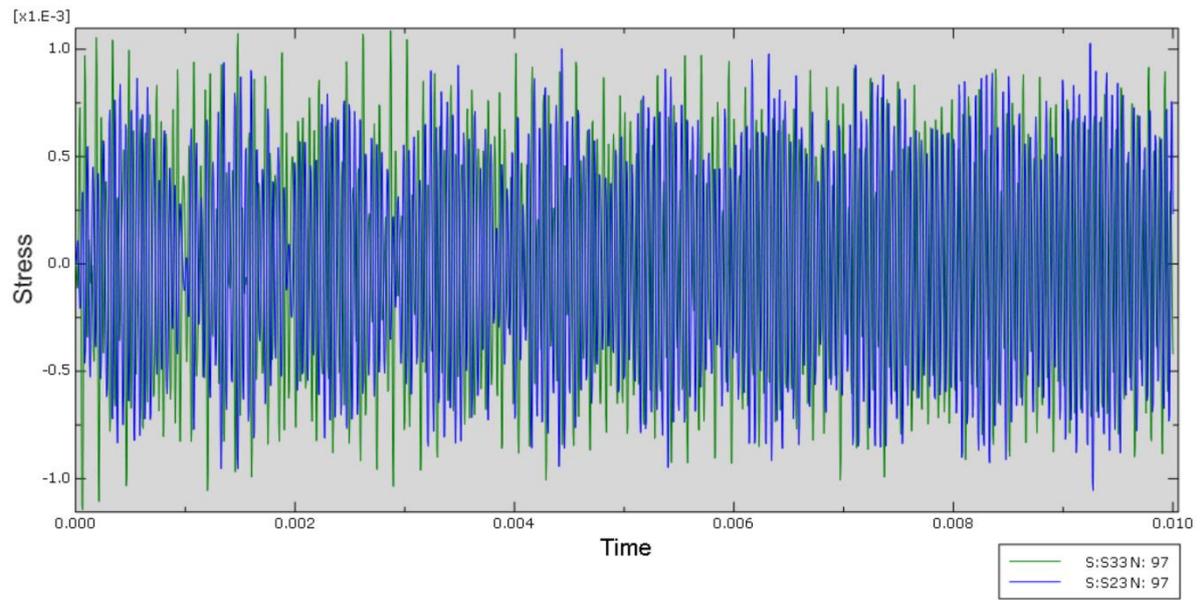


Figura C.5 - Gráfico de tensões normais (S33) [MPa] e de corte (S23) [MPa] no ponto de contacto da corneta com o provete simples