Marcos Fernando Pacheco

Projeto de Máquina Ultrassônica para Testes em Aços
Submetidos à Fadiga Giga-Ciclo

Projeto de Graduação

Projeto apresentado ao Departamento de Engenharia
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Jaime Tupiassú Pinho de Castro

Rio de Janeiro

Dezembro de 2016

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO

Marcos Fernando Pacheco

Ultrasonic Machine Design for Tests on Steels Subjected to Giga-Cycle Fatigue

Graduation Project

Project presented to the Department of Mechanical
Engineering of PUC-Rio

Advisor: Jaime Tupiassú Pinho de Castro

Rio de Janeiro

December 2016

Agradecimentos

Sonhos são idealizações de um futuro incerto, objetivos são sonhos postos em prática com muito trabalho e planejamento. O tempo é diferente para cada um de nós, ele leva ao amadurecimento e ao reconhecimento das coisas e pessoas que realmente importam em nossas vidas. Reconhecer os esforços alheios é antes de mais nada um ato de humildade e de coragem. Somos muito pouco sem os familiares e os amigos.

Assim, quero agradecer antes de mais nada aos meus pais, Sebastião pelo esforço e pelo seu empenho na concretização deste objetivo. Sua força, suas mãos calejadas e sua determinação sempre me serviram de alicerce. E Darci, minha mãe, que infelizmente não se encontra mais entre nós, pelo seu amor e por sua garra ao lutar pela vida só para poder compartilhar conosco novos momentos.

Agradeço também as minhas irmãs, Dircéa, por sua fé e paciência em sempre me apoiar e acreditar em mim, seus ensinamentos e exemplo de vida constituem uma base sólida para o meu caminhar. O constante reconhecimento de minhas qualidades por ti são a inspiração que fazem com que eu sempre acredite em mim. E Dirlene, por me ensinar que humildade e gratidão são as bases para as pessoas de bem.

É necessário agradecer também aos meus avós, mesmo que eu tenha convivido apenas com um deles, meu avô Juca. O legado de caráter e resiliência passado por vocês através das histórias contadas por meus pais e tios sempre estarão comigo e com todos que fazem parte desta família. Sim, sou um privilegiado! Tenho uma família de pessoas fortes e do bem! Por mais displicente que eu possa ser em alguns momentos, os exemplos e ensinamentos de vocês sempre me farão trilhar o caminho correto.

Uma outra família também se fez presente em minha vida ao longe desta jornada, a família de amigos, família pequena, porém seleta. Neste último ano de graduação, vocês foram meus conselheiros, meus sacos de pancada e meus momentos de descontração.

A minha amiga Lídia, pelos momentos felizes, pelos incentivos e conselhos de psicólogo. Você sempre será o ponto de encontro entre o mundo real e o meu mundo! Ao meu amigo Robson, pelo carinho, companheirismo e dedicação. Suas broncas e conselhos me transformaram em uma pessoa melhor neste tempo de convivência. Você sempre será o ponto de encontro entre o meu mundo e o mundo real!

Quero agradecer também a Deus, esta força misteriosa que mantém a coerência entre o caos e a ordem. Mesmo que pela correria do dia a dia ou por motivos diversos eu tenha me descuidado em te procurar, foi nas horas mais difíceis que te busquei e te encontrei.

Resumo

Nos dias atuais, vários componentes mecânicos tais como rolamentos, eixos ou pás de turbinas, requerem vidas de serviço cada vez mais longas, podendo, em alguns casos, chegarem a marca dos 10^{10} ciclos de carga. Por isso, é necessário que os testes de fadiga sejam capazes de fornecer resultados para além dos 10^7 ciclos tradicionalmente adotados.

Todavia, máquinas servo-mecânicas convencionais não têm capacidade prática de fornecer resultados nesta ordem de grandeza. Isso ocorre porque a maioria destas máquinas operam a uma frequência de 100 Hz. Tal fato, implicaria em anos de testes para se alcançar a marca dos 10^{10} ciclos, o que é, obviamente, impraticável.

No presente trabalho, pretende-se discutir a fadiga a um número muito elevado de ciclos (VHCF), também chamada de fadiga giga-ciclo e apresentar uma proposta de máquina de testes de por ultrassom, capaz de realizar testes a uma frequência de 20 kHz. Proporcionando, assim, uma drástica diminuição no tempo e, conseqüentemente, nos custos dos testes.

Palavras-Chave

Fadiga giga-ciclo, fadiga ultrassônica, VHCF, máquina de testes de fadiga.

Abstract

Nowadays, various mechanical components such as bearings, shafts or turbine stacks, require longer and longer service lives, in some cases reaching a mark of 10^{10} charge cycles. Therefore, it is necessary that the fatigue tests be adequate for the results obtained from 10^7 traditionally adopted cycles.

However, conventional servo-mechanical machines have no practical ability to provide results in this order of magnitude. This is because most of these machines operate at a frequency of 100 Hz. This fact would imply in years of testing to reach the 10^{10} cycle mark, which is obviously impractical.

In the present work, it is intended to discuss fatigue to a very high number of cycles (VHCF), also called giga-cycle fatigue and to present a proposal for an ultrasonic test machine capable of testing at a frequency of 20 kHz. This provides a drastic reduction in time and consequently the cost of testing.

Keywords

Giga-cycle fatigue, ultrasonic fatigue, VHCF, fatigue testing machine.

Lista de Figuras

Figura 1 – Conceito da curva SN traçada para fadiga giga-ciclo.	13
Figura 2 – Estágios típicos de iniciação de uma trinca por fadiga giga-ciclo.	16
Figura 3 – Representação da iniciação de trincas de acordo com o número de ciclos.	18
Figura 4 – Superfície de fratura de acordo com a teoria clássica.	19
Figura 5 – Esquema das fases de propagação de uma trinca no regime VHCF.	19
Figura 6 – Diagrama esquemático de uma máquina de ensaios à fadiga por ultrassom.	21
Figura 7 – Amplitudes de vibração e campo de deslocamentos (3).	22
Figura 8 – Cone amplificador de 20 kHz com perfil hiperbólico (4).	23
Figura 9 – Cone amplificador de 20 kHz com perfil cônico (4).	24
Figura 10 – Representação esquemática do corpo de provas.	24
Figura 11 – Ilustração do fenômeno de propagação de ondas longitudinais.	25
Figura 12 – Sistema de geração de sinal e transdutor piezoelétrico.	28
Figura 13 – Transdutor piezoelétrico modelo F4-F7.	29
Figura 14 – Comportamento vibracional do cone em modo axial.	31
Figura 15 – Vista isométrica renderizada do cone amplificador.	32
Figura 16 – Vista isométrica renderizada do corpo de provas.	35
Figura 17 – Comportamento vibracional do CP em modo axial.	36
Figura 18 – Perfil do corpo de provas de seção variável.	44

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Tempo gasto em máquinas convencionais e de ultrassom.	13
Tabela 2 – Dimensões do corpo de provas para testes de fadiga giga-ciclo.	34
Tabela 3 – Composição química do aço AISI 4340 (12).	37
Tabela 4 – Propriedades mecânicas do aço AISI 3440.	38

Lista de Símbolos

α	Parâmetro auxiliar para as equações de vibração;
β	Parâmetro auxiliar para as equações de vibração;
ε	Extensão;
$\varphi(L_1, L_2)$	Parâmetro auxiliar para as equações de vibração;
ν	Coefficiente de Poisson;
ρ	Massa específica;
σ	Tensão;
σ_{Max}	Máxima tensão normal;
σ_{Min}	Mínima tensão normal;
$\Delta\sigma$	Gama de tensões;
ω	Frequência angular;
A_0	Amplitude de deslocamento nas extremidades do corpo de provas;
$A(x)$	Área da seção transversal em função de x ;
c	Velocidade de propagação de uma onda;
E_d	Módulo de elasticidade dinâmico;
f	Frequência;
k	Razão entre a frequência e a velocidade da onda;
K	Fator de intensidade de tensões;
l	Comprimento de ressonância de um corpo de provas cilíndrico;
L_1	Comprimento da região cilíndrica do corpo de provas;
L_2	Comprimento da região de área variável do corpo de provas;
R_1	Raio da garganta do corpo de provas;
R_2	Raio da região cilíndrica do corpo de provas;
$U(x)$	Amplitude de deslocamento em função de x .

Sumário

Agradecimentos.....	3
Resumo	5
Abstract.....	6
Lista de Figuras	7
Lista de Tabelas	8
Lista de Símbolos	9
1. Introdução.....	12
1.1. Motivação	12
1.2. Objetivos.....	12
1.3. Considerações	14
2. Revisão Bibliográfica.....	15
2.1. História da VHCF	15
2.2. Superfícies de Fratura	16
2.3. Máquina Ultrassônica	20
2.4. Ondas Longitudinais	25
2.5. Comprimento de Onda.....	26
3. Projeto e Dimensionamentos.....	28
3.1. Geração de Sinal	28
3.2. Transdutor Piezoelétrico	29
3.3. Cone Amplificador	30
3.4. Corpo de Provas.....	33
3.5. Material Empregado	36
3.6. Tratamento Térmico	38

4.	Desenvolvimentos Futuros	39
5.	Referências	40
6.	ANEXOS	42
6.1.	Anexo A – Equação do Equilíbrio Dinâmico	42
6.2.	Anexo B – Dimensionamento do CP	44
6.3.	Anexo C – Desenho de Fabricação do CP	49
6.4.	Anexo D – Desenho de Fabricação do Cone	50

1. Introdução

1.1. Motivação

Estima-se que 90% das falhas mecânicas sejam causadas por fadiga, também chamada de limite de intensidade de stress cíclico (1). Tal ordem de grandeza nos dá a dimensão da importância no estudo deste tipo de falha. Podemos definir vida à fadiga como sendo a capacidade de os componentes suportarem um determinado número de ciclos de carga até à ocorrência de falha mecânica. Os ciclos de carga denotam a quantidade de carregamentos, à uma dada frequência, aplicados ao componente mecânico.

A fadiga pode ser dividida em três tipos: fadiga a um baixo número de ciclos (LCF), onde, a falha ocorre até 10^4 ciclos de carga; fadiga a um elevado número de ciclos (HCF), cuja falha ocorre entre 10^4 e 10^7 ciclos e fadiga a um número muito elevado de ciclos (VHCF) ou fadiga “giga-ciclo”, onde, a ocorrência de falha se dá acima dos 10^7 ciclos de carga (2).

Portanto, o interesse no estudo da fadiga giga-ciclo surge da necessidade de se estudar o comportamento dos materiais neste elevado número de ciclos. Tal necessidade emerge no final do século XX com o aparecimento de comboios de alta velocidade (TGV). Estes comboios têm elementos que estão sujeitos a carregamentos com frequências muito altas e devem resistir a ciclos muito longos. Nos dias atuais, vários componentes mecânicos, tais como rolamentos, eixos ou pás de turbinas, requerem vidas de serviço cada vez mais longas, podendo, em alguns casos, chegar a marca dos 10^{10} ciclos. No entanto, máquinas de testes convencionais levariam anos para concluir os testes. Daí a motivação do presente trabalho.

1.2. Objetivos

Embora as máquinas de testes convencionais sejam muito lentas, hoje em dia tornou-se possível atingir 10^{10} ciclos sem despendir uma grande quantidade de tempo e dinheiro, graças a testes de fadiga ultrassônica. Assim, é possível traçar a curva SN para valores superiores a

10^7 ciclos, ao invés de se assumir a existência de um limite de fadiga que, apesar de ser uma abordagem conveniente e econômica, não é rigorosa, pois, como podemos observar na figura abaixo, após os 10^7 ciclos, os valores da tensão ainda continuam decrescendo (3).

Figura 1 – Conceito da curva SN traçada para fadiga giga-ciclo.

As máquinas servo-mecânicas convencionais não têm capacidade prática de fornecer resultados de fadiga na gama VHCF. Isso ocorre porque a maioria dessas máquinas operam a uma frequência da ordem de 100 Hz. No entanto, a marca dos 10^{10} ciclos pode ser alcançada facilmente usando-se máquinas de ensaio à fadiga por ultrassom. A frequência de testes por ultrassom varia de 15 a 30 kHz, com um valor típico da ordem de 20 kHz. Isto oferece uma drástica diminuição no tempo e, conseqüentemente, redução nos custos de projeto. A Tabela 1 fornece uma visão geral do tempo demandado para a realização dos testes em máquinas convencionais e em máquinas de fadiga por ultrassom.

Tabela 1 – Tempo gasto em máquinas convencionais e de ultrassom.

Número de Ciclos	Convencional (100 Hz)	Ultrassom (20 kHz)
10^7	1 dia	9 minutos
10^9	4 meses	14 horas
10^{10}	3 anos	6 dias

É interessante observar que mesmo que muitos componentes superam a marca dos 10^7 ciclos de carga, os testes convencionais ainda se baseiam em intervalos de ciclos menores. Motores de automóveis, por exemplo, podem chegar facilmente a marca dos 10^8 ciclos (4).

Um outro aspecto que levou ao presente trabalho reside na prática de se assumir um limite de fadiga para os materiais. Certamente tal prática não é a melhor maneira de reduzir o risco à fadiga e deveria ser atotada apenas em último caso. Todavia, como já vimos, testes capazes de fornecer dados para além dos limites de fadiga, tradicionalmente adotados, consomem muito tempo e dinheiro se realizados em máquinas convencionais.

Sendo assim, o principal objetivo do projeto de graduação, deste que vos escreve, foi o de projetar uma máquina de testes por ultrassom, portátil e de baixo custo, capaz de realizar testes de fadiga em materiais submetidos a carregamentos com uma frequência muito alta, da ordem giga-ciclo. Deste modo, será possível checar os limites de fadiga tradicionais e as causas de falhas mecânicas provenientes de defeitos internos, expandir assim, o conhecimento sobre o comportamento mecânico dos materiais.

1.3. Considerações

O presente trabalho se enquadra na área da fadiga giga-ciclo ou fadiga a um número muito elevado de ciclos (Very High Cycle Fatigue, em inglês). Deste modo, a abreviação “VHCF” será amplamente usada ao longo do texto, mesmo que “fadiga giga-ciclo” seja considerada uma forma mais didática e elegante, em português.

Noções clássicas de fadiga, tais como o método SN, limite de fadiga dos materiais, acúmulo de danos, conhecimentos básicos de materiais, bem como os procedimentos clássicos para os testes de vida à fadiga, serão tratados como elementares e, serão omitidos aqui, pressupondo o conhecimento prévio do leitor.

2. Revisão Bibliográfica

2.1. História da VHCF

A aplicação dos testes de fadiga por ultrassom começou por volta do século XX com Hopkinson, no entanto, os testes não superavam os 33 Hz. Mas, em 1911, Hopkinson desenvolveu um primeiro sistema de ressonância eletromagnética a 116 Hz. Jenkin, em 1925 usou técnicas semelhantes para testar fios de cobre, ferro e aço a uma frequência de 2,5 kHz. Em 1929, a máquina de teste de Jenkin e Lehmann atingiu a frequência de 10 kHz com um sistema de ressonância a ar (3).

Em 1950, Mason desenvolveu a primeira máquina de teste piezoelétrica, um importante ponto no desenvolvimento das técnicas de fadiga por ultrassom. Ele introduziu transdutores piezoelétricos capazes de traduzir sinais de 20 kHz em deslocamentos mecânicos controlados. Pouco depois, frequências de testes ainda mais altas foram alcançadas, como por exemplo, 92 kHz (Girard, 1959) e 199 kHz (Kikukawa, 1965). No entanto, ainda hoje o projeto da máquina de 20 kHz de Mason é usado como base para os mais modernos testes ultrassônicos.

Em 1959, Neppiras propôs a aplicação de ultrassom no levantamento das curvas SN e, iniciou uma série de trabalhos e pesquisas nesta área, a maioria dos quais destinou-se ao desenvolvimento de métodos de medição do limite de vida à fadiga dos materiais e da fadiga sob amplitudes constantes de carga (3).

Já Mitsche, em 1973, foi o primeiro a utilizar o ultrassom para a finalidade de testes de propagação de trincas. Ele usou procedimentos padrões com baixa frequência de carga como uma primeira aproximação no cálculo de ΔK . Depois disso, outros importantes trabalhos, como os de (Saanouni, 1982), (Shoeck, 1982), (Kong, 1991), (Mayer, 1993), (Wu, 1994), e (Ni, 1996), foram publicados entre os anos de 1982 a 1996.

As propriedades de fadiga dos materiais sob amplitudes variáveis de carga também são de grande interesse na prática. Testes convencionais muitas vezes envolvem técnicas de modificação da sequência dos carregamentos afins de se obter resultados satisfatórios. No

entanto, em testes de ultrassom pode-se seguir exatamente uma sequência de cargas desejadas. Bathias, Wu e Ni, em 1994, desenvolveram um sistema computadorizado para se controlar os testes de fadiga em máquinas piezoelétricas ultrassônicas (3). Recentemente, muitos outros artigos sobre as técnicas de fadiga por ultrassom foram publicados. Alguns deles estão elencados nas referências bibliográfica do presente trabalho.

2.2. Superfícies de Fratura

Existem inúmeras razões pelas quais componentes estruturais falhar sob cargas repetidas. Algumas causas destas falhas podem ser devido a um efeito único ou a combinação de efeitos, tais como efeitos geométricos e entalhes, defeitos de fabricação, manutenção inadequada ou insuficiente, sobrecargas em condições operacionais, fatores ambientais como calor ou corrosão, ou esforços secundários não considerados.

Defeitos como intrusões ou porosidades estão presentes na maioria dos materiais comerciais, como resultado de oxidação, impurezas ou material exógeno impregnado na liga. Esses defeitos são locais e críticos à iniciação de trincas por fadiga, principalmente em aços de alta resistência. A Figura 2 mostra os estágios de iniciação de uma trinca por fadiga giga-ciclo:

Figura 2 – Estágios típicos de iniciação de uma trinca por fadiga giga-ciclo.

Em materiais submetidos a um baixo número de ciclos de carga, as trincas costumam se iniciar na superfície da peça. No entanto, em um regime giga-ciclo, elas se iniciam no interior e migram para o exterior. Uma análise fractográfica é geralmente um recurso útil para se examinar a iniciação de trincas por fadiga em corpos de provas.

Bathias e seus colaboradores demonstraram que na maior parte das vezes, quando aços de alta resistência são submetidos à fadiga giga-ciclo (10^7 ciclos ou mais), os sítios de iniciação de trincas são encontrados em intrusões localizadas no interior dos corpos de provas (5). Tais sítios de iniciação, visíveis na Figura 2, são comumente chamados de “**olhos de peixe**” (do inglês “fish-eyes”).

Para compreender e prever a vida à fadiga, devemos ter especial atenção a fase de iniciação de trincas. Geralmente, tem sido aceito que para um nível muito elevado de stress, a vida à fadiga é regida pelo crescimento da trinca, enquanto que em níveis baixos de stress, a maior parte do tempo de vida à fadiga é consumido no processo de iniciação.

Em outras palavras, o tempo de vida da peça à fadiga é, em sua maior parte, ocupado pela iniciação da trinca, sendo esta ocupação superior a 90% no regime HCF, e atingindo níveis de até 99% no regime VHCF (3).

A teoria demonstra que existem três tipos de iniciação de trincas que podem ocorrer em corpos de provas cilíndricos com superfícies polidas. A iniciação irá depender de quantos ciclos de carga a peça irá ser submetida. Ou seja, se a um baixo número de ciclos (10^4), a um elevado número de ciclos (10^6) ou a um número muito elevado de ciclos (10^9).

A Figura 3 mostra, esquematicamente, que para um baixo número de ciclos, os sítios de iniciação são múltiplos e se iniciam na superfície da peça. Para um elevado número de ciclos, existe apenas um sítio de iniciação na superfície.

Já para um número muito elevado de ciclos, o início está localizado em uma zona interna da peça. Geralmente, a trinca se inicia a partir de um defeito, mas por vezes, o início da fissura também pode estar relacionado com anomalias na microestrutura do material (3).

Figura 3 – Representação da iniciação de trincas de acordo com o número de ciclos.

Paris (3) dá detalhes e explica que em 10^9 ciclos, três principais fatores operam como requisitos para a iniciação de uma trinca no interior dos materiais.

Anisotropia dos Metais: A deformação plástica é muito pequena, então a plasticidade aparece apenas se a orientação dos grãos e o tamanho estiverem de acordo com as bandas de deslizamento na superfície ou no volume do material.

Concentração de Tensões: Dados demonstram que a concentração de tensões desordenada devido à microestrutura se torna um fator importante quando a carga aplicada é baixa. Defeitos e tamanhos dos grãos estão entre os principais fatores de concentração de tensões.

Condições Estatísticas: Estatisticamente, a probabilidade de se encontrar uma concentração de tensões suficientemente grande é mais provável no interior do material do que em sua superfície.

Por hora, temos que o fator concentração de tensões é o mais provável na iniciação de uma trinca no interior dos materiais. Como já exposto, é sabido que a trinca por fadiga se inicia principalmente por defeitos na superfície em vidas muito curtas, mas, pode mudar para o interior dos materiais, em vidas muito longas.

Resultados de Marines Garcia (6) corroboram com a afirmação acima e alargam o conhecimento sobre fadiga giga-ciclo. Da teoria clássica temos que o processo de fadiga pode ser subdividido em três fases distintas: a iniciação, a propagação e a fratura final.

Figura 4 – Superfície de fratura de acordo com a teoria clássica.

A Figura 4 mostra claramente tais fases através de um desenho esquemático e de uma foto real de uma superfície fraturada. As linhas de passagem observadas na parte a) são chamadas de “**marcas de praia**” e são uma importante característica em superfícies fraturadas por fadiga. Elas são formadas na fase de propagação da trinca e indicam a posição e a direção de propagação da mesma.

Em um regime VHCF a trinca se inicia no interior da peça, podendo em casos raros se iniciar também na superfície, sendo necessário para isso, que o material seja de alta qualidade e praticamente não possua defeitos internos. Quando isso ocorre, o processo de fadiga se dá como o relatado anteriormente. No caso de a iniciação da trinca ocorrer no interior da peça, novas fases podem ser caracterizadas a partir da trinca inicial. A formação do “**olho de peixe**” e a propagação da trinca a partir do mesmo é representada na Figura 5 (7).

Figura 5 – Esquema das fases de propagação de uma trinca no regime VHCF.

Da figura anterior podemos notar a semelhança entre as fases de propagação de uma trinca em regime LCF ou HCF, com as fases de propagação no regime VHCF. A principal diferença se deve ao fato de que, agora, a fase de propagação da trinca encontra-se subdividida em propagação no interior do “olho de peixe” e em propagação no exterior do “olho de peixe”. Tal separação se deve às diferentes velocidades em cada uma delas. No interior do “olho de peixe” a propagação é relativamente lenta. A velocidade aumenta gradativamente a medida que a trinca se aproxima da extremidade do “olho de peixe”. Num determinado ponto, a velocidade de propagação da trinca aumenta consideravelmente, o que resulta em uma variação da morfologia na superfície de fratura em relação à primeira fase. Tal variação é o limite que caracteriza cada fase.

2.3. Máquina Ultrassônica

Como exposto na seção 2.1, o projeto de máquina de Manson ainda é a base da pesquisa real em ensaios ultrassônicos. Tal abordagem conduz a um “novo” campo de investigação com a finalidade de medir a vida à fadiga sob um número muito elevado de ciclos. Apesar de hoje em dia termos um grande número de investigações em torno de VHCF, apenas algumas equipes de pesquisa estão trabalhando no desenvolvimento e montagem de máquinas de ensaio por ultrassom. Assim, as informações técnicas sobre as metodologias e mecanismos ainda são muito restritas. Atualmente, os principais métodos experimentais de fadiga por ultrassom têm sido desenvolvidos com base na aplicação da teoria e na tecnologia proposta por Bathias (8).

Existem três sistemas principais na configuração proposta por Manson e, posteriormente, por Bathias: O **sistema ressonante**, o **sistema de aquisição de dados** e o **sistema de arrefecimento**. O projeto geralmente é desenvolvido tendo como saída a geometria do elemento ressonante, garantindo que o mesmo tenha uma frequência de ressonância igual ao modo de vibração longitudinal desejado (20 kHz). Os demais componentes ressonantes são adquiridos no mercado e adaptados à máquina.

O sistema de aquisição de dados, responsável por fornecer o controle de deslocamento, é composto de um computador, que se encarrega da amplitude do deslocamento, e um conjunto de lasers para a leitura. Já o sistema de controle de temperatura é composto por um jato de

fluido de arrefecimento ou, até mesmo, uma ventoinha. O sistema ressonante é subdividido em três principais componentes: Um **gerador de sinais**, um **transdutor piezoelétrico**, e um **Cone amplificador**. A Figura 6 mostra a representação simplificada de uma máquina de testes por ultrassom para uma razão de carga¹ $R = -1$. Uma definição resumida de cada um dos componentes do sistema ressonante é dada logo em seguida.

Figura 6 – Diagrama esquemático de uma máquina de ensaios à fadiga por ultrassom.

Gerador de sinais: Um gerador de energia que transforma um sinal de tensão de 50 Hz ou 60 Hz em um sinal elétrico senoidal de 20 kHz. Além de emitir o sinal elétrico para o transdutor, ele tem a tarefa de controlar a amplitude do mesmo, de modo a garantir o regime de ressonância do sistema.

Transdutor piezoelétrico: O transdutor funciona a partir do gerador de ultrassom. Ele transforma o sinal elétrico em ondas ultrassônicas longitudinais e vibrações mecânicas com a mesma frequência.

¹ A razão de carga é a razão entre a carga mínima e a carga máxima exercidas sobre o corpo de provas. Assim, $R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$. Testes com $R = -1$ caracterizam-se pelo fato de que o corpo de provas possui uma das extremidades livre. Já para teste com $R > 0$, existe um segundo cone preso à outra extremidade do CP.

Cone amplificador: A amplitude de vibração do transdutor piezoelétrico é pequena (entre 5 μm e 20 μm), por isso, o cone é projetado de modo a aumentar a amplitude de vibração. O resultado dependerá de sua geometria e do sinal elétrico recebido do conversor.

A função do sistema mostrado na Figura 6 é fazer o corpo de provas entrar em ressonância. O gerador excita o transdutor provocando uma vibração que é amplificada no, assim chamado, cone amplificador. Entre o transdutor e o cone ainda pode existir um booster que serve como elemento de ligação entre os dois, permitindo o apoio de todo o sistema de ressonância, porém ele não é obrigatório. A amplitude de deslocamento atinge o seu ponto máximo na extremidade do corpo de provas, o que pode ser medido por um sensor dinâmico. Enquanto que, a tensão máxima é atingida na seção intermediária do mesmo, conforme mostrado na Figura 7. Durante os testes de fadiga por ultrassom, a tensão pode ser medida utilizando um “strain gauge” diretamente colado na superfície da amostra.

Figura 7 – Amplitudes de vibração e campo de deslocamentos (3).

O sistema mecânico formado pelo transdutor, pelo cone e pelo corpo de provas é linear, bem como as tensões e os campos de deslocamento (3). Isto se deve ao fato de que os componentes vibram em ressonância no domínio elástico dos materiais. Por isso, é necessário

apenas medir a amplitude de deslocamento de um deles. Como podemos observar na Figura 7, a extremidade inferior do corpo de provas encontra-se livre, isso evita um arranjo grande e pesado para prendê-lo como vemos, por exemplo, nos equipamentos de testes convencionais. Assim, uma máquina de fadiga por ultrassom é portátil e de baixo custo.

O transdutor piezoelétrico, sem dúvidas, é o componente mais importante deste projeto. A piezoeletricidade é a capacidade de alguns cristais gerarem tensão elétrica por resposta a uma pressão mecânica ou vice-versa. O efeito piezoelétrico é entendido como a interação eletromecânica linear entre a força mecânica e o estado elétrico em materiais cristalinos como cerâmicas e polímeros. Assim, o transdutor é formado por placas cerâmicas que se expandem e se contraem quando são eletricamente induzidas. A tensão é proporcional a expansão ou a contração, isto é, a tensão é proporcional ao deslocamento do sistema mecânico (7).

Um outro componente de extrema importância é o cone amplificador. Ele é fabricado com o mesmo material do CP e deve ter a mesma frequência natural de vibração. Sua função é a de amplificar os deslocamentos que são fornecidos pelo transdutor piezoelétrico. Deste modo, é possível se alcançar maiores tensões no corpo de provas. Existem diversos tipos de cones amplificadores, porém, infelizmente, não temos soluções analíticas para suas dimensões e deste modo, temos que dimensioná-lo estritamente por elementos finitos.

A Figura 8 e a Figura 9 mostram perfis típicos e suas dimensões características. Note a região cilíndrica à direita em cada uma das fotos, ela é utilizada para se calibrar a frequência natural, já que é muito difícil garantir que o dimensionamento fornecerá valores precisos.

Figura 9 – Cone amplificador de 20 kHz com perfil cônico (4).

Em testes ultrassônicos de fadiga, o corpo de provas deve ser relativamente pequeno, uma vez que deve possuir altas frequências intrínsecas. Uma medida típica para o diâmetro da parte cilíndrica da amostra é de, aproximadamente, 14 milímetros. Já a parte delgada pode apresentar diâmetros de apenas 4 milímetros em sua menor seção. Lembrando que será nesta seção que haverá o maior acúmulo de tensões. A Figura 10 mostra a representação esquemática do CP para testes de fadiga ultrassônica e as dimensões que deverão ser determinadas.

Figura 10 – Representação esquemática do corpo de provas.

Geralmente, máquinas ultrassônicas usam um critério para se parar o teste quando a frequência diminui mais de 0,5 kHz devido ao surgimento de uma trinca (ou seja, a rigidez do corpo de provas decresce). Assim, se o sistema de controle de deslocamentos detecta uma frequência inferior a 19,5 KHz, o teste é paralisado. Porém, se a trinca crescer rapidamente, a mudança na amplitude de vibração pode ser grande demais, para além de faixa de controle. Durante os testes de fadiga ultrassônica, devido ao efeito de atrito interno, a temperatura pode aumentar significativamente. Tal fato pode ter influências no comportamento do CP. Por isso, a amostra deve ser resfriada com ar comprimido limpo e seco.

2.4. Ondas Longitudinais

Uma grande diferença das máquinas de ensaios de fadiga ultrassônica é o fato de o corpo de provas estar em vibração livre, ao contrário da fadiga convencional onde este se encontra em vibração forçada. Em outras palavras, a frequência de teste tem que ser uma das frequências naturais do corpo de provas, de modo que todo o sistema entre em ressonância,

Sendo utilizado um transdutor piezoelétrico com determinada frequência (no caso, 20 kHz), é necessário que as frequências naturais do corpo de provas, e de outros componentes do sistema, sejam coincidentes com esta. Sendo que apenas existem expressões analíticas, com solução exata, para algumas geometrias de corpos de provas.

Já houve tentativas de realização de ensaios com atuadores piezoelétricos de 92 e 199 kHz. No entanto, a razão para a utilização de transdutores piezoelétricos com frequências entre 20 e 30 kHz em vez de outros com uma maior frequência é a necessidade de todos os componentes terem uma frequência natural correspondente à frequência imposta pelo piezoelétrico. Assim, torna-se inconveniente frequências muito elevadas, pois o comprimento de ressonância do corpo de provas é inversamente proporcional à frequência.

A teoria das ondas elásticas indica que existem dois tipos de ondas, sendo elas as longitudinais e as transversais. No caso em estudo, apenas as ondas longitudinais são importantes. Na Figura 11 pode se observar um exemplo de onda longitudinal propagando-se ao longo do material.

Figura 11 – Ilustração do fenômeno de propagação de ondas longitudinais.

Considere a aplicação de uma força instantânea, através de uma pancada, numa das extremidades de uma barra de aço hipotética. Essa pancada fará com que as partículas se moverem da sua posição inicial, na qual estavam em equilíbrio, para uma outra posição, a uma determinada distância.

A interação recíproca entre as várias partículas ao longo do material leva à propagação desta perturbação, como ilustrado na Figura 11, onde se observa a interação entre as secções transversais à propagação, que vão se comprimindo e dilatando até atingirem a posição do equilíbrio inicial. A velocidade que ocorre essa propagação depende das características mecânicas do material, principalmente do módulo de elasticidade e da massa específica.

O uso da teoria das ondas permite que se atinja tensões elevadas na garganta do corpo de provas através da aplicação de uma força senoidal com uma frequência igual à frequência natural do sistema, o que o leva a entrar em ressonância. Requerendo para tanto, uma potência mecânica relativamente baixa.

A partir da equação do equilíbrio dinâmico é necessário, para os dimensionamentos que se seguirão, que se obtenha as equações diferenciais para um corpo elástico isotrópico. Tais equações fornecerão a amplitude de deslocamento $U(x)$, dada pela equação abaixo:

Equação 6-6

$$U''(x) + \frac{A'(x)}{A(x)}U'(x) + k^2U(x) = 0$$

A dedução da equação acima encontra-se no Anexo A e também em (3):

2.5. Comprimento de Onda

Ao se considerar um corpo de provas uniforme, cuja área transversal não varia, chegaremos a um procedimento que tem por objetivo simplificar a resolução da Equação 6-6, cuja dedução encontra-se no Anexo A ao presente trabalho.

Tratando o CP como um cilindro uniforme, temos que $A(x)$ será constante ao longo de seu comprimento. Assim, $\frac{A'(x)}{A(x)} = 0$, e a Equação 6-6 se reduzirá a:

$$U''(x) + k^2 U(x) = 0 \quad \text{Equação 2-1}$$

Para resolver a equação acima devemos lembrar que ela é uma equação diferencial linear homogênea de segunda ordem cujos coeficientes são constantes e cuja solução é dada pela equação característica onde, as raízes são complexos conjugados do tipo $-ik, +ik$. Portanto, a solução diferencial da equação acima será do tipo:

$$U(x) = C_1 \cos(kx) + C_2 \sin(kx) \quad \text{Equação 2-2}$$

As constantes C_1 e C_2 são calculadas a partir da aplicação das condições de contorno obtidas ao se analisar as dimensões do corpo de provas. Em ressonância, vemos que os deslocamentos são máximos e as tensões são nulas nas extremidades do mesmo. Assim, aplicando $U'(0) = 0$ e $U(0) = A_0$ na Equação 2-2, obtemos:

$$C_1 = A_0 \quad C_2 = 0$$

A_0 representa a amplitude de deslocamento das extremidades do corpo de provas e, portanto, ao se aplicar as constantes encontradas acima, chegaremos a:

$$U(x) = A_0 \cos(kx) \quad \text{Equação 2-3}$$

Devemos agora, aplicar a condição de fronteira $U(l) = -A_0$ e escrever k em função dos parâmetros f , E e ρ , de acordo com a seguinte expressão:

$$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{\sqrt{E/\rho}} \quad \text{Equação 2-4}$$

Após algumas manipulações, finalmente chegaremos a equação para o comprimento de ressonância de um corpo de provas cilíndrico, conforme abaixo:

$$l = \frac{1}{2f} \sqrt{\frac{E_d}{\rho}} \quad \text{Equação 2-5}$$

3. Projeto e Dimensionamentos

3.1. Geração de Sinal

A Figura 12 mostra a configuração básica que será adotada para a máquina de testes de fadiga por ultrassom, desenvolvida no laboratório de fadiga e fotomecânica do Departamento de Engenharia Mecânica do Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. O transdutor piezoelétrico (equipamento a direita) será acoplado em uma base para que fique na vertical. Nele, será conectado o cone amplificador e neste, o corpo de provas que será submetido ao teste de fadiga ultrassônica.

Figura 12 – Sistema de geração de sinal e transdutor piezoelétrico.

O gerador de sinal (equipamento a esquerda) fornecerá a onda senoidal a uma frequência de 20 kHz, necessária ao teste. Se fosse usado um transdutor eletromagnético, teríamos uma impedância baixa, relativamente constante, e em grande parte resistiva. No entanto, usaremos um transdutor piezoelétrico que é, essencialmente, capacitivo. Isto significa que a impedância diminuirá quase que linearmente com o crescimento da frequência. Por isso deveremos usar um amplificador para o sinal fornecido (equipamento ao meio).

Um transdutor piezoelétrico cria um deslocamento proporcional à entrada de tensão para frequências abaixo de sua ressonância, portanto, para obter um deslocamento máximo e, conseqüentemente, níveis de aceleração máxima em baixas frequências, a tensão deve ser aumentada significativamente. Uma rede de adaptação de impedância consiste normalmente num transformador de elevação, e num dispositivo de comutação de derivação de saída. Deste modo, uma variedade de tensões de saída estará disponível para maximizar a tensão entregue ao transdutor piezoelétrico. O modelo escolhido foi o N-7B da Wilcoxon Research, atual Miggitt. Tal equipamento acompanha o transdutor piezoelétrico do mesmo fabricante.

3.2. Transdutor Piezoelétrico

Também da Wilcoxon Research, atual Miggitt, foi escolhido o gerador de vibração modelo F4-F7, Figura 13. Ele é projetado para excitar estruturas em testes e investigações sobre vibração. Através da combinação de um gerador piezoelétrico de alta frequência (modelo F7) e de um gerador eletromagnético de baixa frequência (F4), toda uma faixa de frequências pode ser atendida. Este gerador de força leve e compacto, pode ser facilmente acoplado a uma estrutura de testes, em qualquer posição, e sem suportes externos.

Figura 13 – Transdutor piezoelétrico modelo F4-F7.

O modelo F4-F7 é capaz de produzir uma saída de força que atende a uma ampla gama de frequências. Variando de 10 Hz a frequências superiores a 20.000 Hz, podendo chegar a até 50.000 Hz. Cada modelo de transdutor é projetado para complementar o outro. A bobina relativamente leve do gerador F4 está rigidamente ligada ao gerador F7 e os imãs cilíndricos estão suspensos por dois diafragmas de borracha.

O peso adicionado a dinâmica da estrutura de testes é relativamente baixo uma vez que os imãs suspensos não afetam a inércia rotacional e axial do núcleo do gerador em frequências acima de 30 Hz. Ainda temos diversas entradas de ar, o que permite que o modelo F4 será executado em níveis de potência elevados e por períodos de tempo mais longos, sem que ocorra superaquecimento.

O gerador piezoelétrico de vibração, modelo F7, produz forças de vibração na faixa de 500 Hz até cerca de 50 kHz. No entanto, a força aplicada é previsível apenas até 20 kHz. Tal gerador é formado por uma pilha de placas piezoelétricas que se expandem e se contraem, e que requerem uma voltagem o tipo “step-up”.

Tal voltagem requerida é fornecida pelo amplificador modelo N-7B que acompanha o transdutor piezoelétrico. Ainda temos, no sistema F4-F7, especificamente na base do transdutor, um medidor de força e um acelerômetro que são usados para se medir a força aplicada à estrutura (medidor de força) e o movimento resultante (acelerômetro).

3.3. Cone Amplificador

Como já exposto no presente trabalho, o cone amplificador tem a função de amplificar os descolamentos que são fornecidos pelo transdutor piezoelétrico. Deste modo, é possível se alcançar maiores tensões no CP. Conforme foi dito, existem diversos tipos de cones amplificadores, porém, infelizmente, não temos soluções analíticas para suas dimensões e, deste modo, temos que dimensioná-lo estritamente por elementos finitos.

De forma a facilitar o processo de fabricação foi escolhido o perfil cônico, mostrado na Figura 9 da seção 2.3. O cone, bem como o corpo de provas, serão fabricados em aço AISI 4340 conforme será especificado na seção 3.5 adiante.

O software utilizado para se realizar a análise modal através de elementos finitos foi o SOLIDWORKS, mais especificamente o pacote *Simulation Professional*. Recorrendo a dados presentes na literatura (4), foram retiradas as dimensões características para a geometria do cone amplificador, Figura 9. Ao aplicar as propriedades mecânicas do aço AISI 4340, descritas na Tabela 4 da seção 3.5, foi realizada uma primeira análise a fim de se observar a frequência natural do cone amplificador no modo de vibração axial. Como já é de conhecimento do leitor, tal frequência deve ser a mais próxima possível dos 20.000 kHz que serão utilizados nos testes. Após algumas tentativas e ajustes na geometria, chegou-se a frequência natural no modo axial de 20.271 Hz, conforme mostrado na Figura 14.

Figura 14 – Comportamento vibracional do cone em modo axial.

Na figura acima, podemos ver também as regiões de maior deslocamento axial do cone, caracterizadas pela cor vermelha predominante na extremidade mais fina. Vemos que houve um aumento significativo no deslocamento em relação a extremidade mais grossa. Podemos ainda, calcular o fator de amplificação através da seguinte fórmula:

$$F_{ampl} = \left| \frac{V_1}{V_2} \right|$$

Equação 3-1

Onde V_1 representa o deslocamento da extremidade mais grossa e V_2 representa o deslocamento da extremidade mais fina. Um outro ponto a se considerar também, é que na simulação as extremidades do cone encontram-se livres. Ou seja, a única forma de vibração presente é a natural, o que é crucial já que as frequências naturais não podem ser obtidas a partir de um modo de vibração forçado.

O grau de acabamento definido para o cone foi o polido fino, importante para se evitar o surgimento de trincas na superfície devido a intrusões e extrusões provenientes do processo de usinagem. A Figura 15 mostra a vista isométrica renderizada para o cone projetado. O desenho de fabricação com todas as dimensões relevantes pode ser encontrado no Anexo D.

Figura 15 – Vista isométrica renderizada do cone amplificador.

A região cilíndrica, presente na extremidade direita do cone amplificador, servirá como calibração. Como foi mencionado na seção 2.3, é muito difícil garantir que o cone se comporte da forma esperada após sua fabricação. Deste pode, pode-se ajustar o comportamento vibracional do mesmo extraindo material desta parte. Por razões de acoplamento ao transdutor piezoelétrico, foi dimensionada uma rosca de 3/8" x 16G que se encontra ao final da extremidade mais grossa. Já na extremidade mais fina, temos um furo M6 x 1,0 para que se possa conectar o corpo de provas.

3.4. Corpo de Provas

Corpos de provas para o ensaio de tração devem seguir um padrão de forma e dimensões para que os resultados dos testes possam ser significativos. No Brasil é seguida a norma MB-4 da ABNT que define formatos e dimensões para cada tipo de teste. A seção transversal do corpo de prova pode ser circular ou retangular dependendo da forma e dimensões do produto de onde for extraído. Em geral, os CPs são cilíndricos para teste de flexão rotativa, e cilíndricos ou prismáticos para testes de tração-compressão ou flexão alternada.

Os corpos de provas têm superfícies polidas e livres de entalhes e de tensões residuais propositais. Desta forma, os pontos das curvas SN obtidas reproduzem a resistência à fadiga do material e não da peça ou estrutura. Pois eles eliminam, ou ao menos minimizam, a influência dos detalhes que podem afetar a iniciação da trinca (9). Todavia, o dimensionamento de corpos de provas para fadiga ultrassônica não segue uma norma específica.

Considerar o corpo de provas como um cilindro de seção de área constante pode ser uma boa prática conforme vimos na seção 2.5. No entanto, agora, devemos considerar sua variação de área a fim de aumentar e concertar a tensão no centro, garantindo que a ruptura ocorre exatamente, neste ponto. A Figura 10 mostra a representação esquemática do CP para testes de fadiga ultrassônica e as dimensões que deverão ser determinadas.

Figura 10 – Representação esquemática do corpo de provas.

Para que as equações, usadas na determinação de L_1 , L_2 , R_1 e R_2 , possuam soluções analíticas devemos considerar que o centro do corpo de provas possui um perfil cosseno-hiperbólico, conforme proposto por Bathias em (3) e cujo desenvolvimento encontra-se no Anexo B ao presente trabalho.

Temos que, a principal equação utilizada na obtenção da geometria do corpo de provas usado em testes de fadiga ultrassônica, e deduzida no Anexo B, é a equação do comprimento de ressonância para um CP de área variável, dada por:

$$L_1 = \frac{1}{k} \arctan \left(\frac{1}{k} [\beta \coth(\beta L_2) - \alpha \tanh(\alpha L_2)] \right) \quad \text{Equação 6-25}$$

Onde, os parâmetros α e β foram definidos conforme abaixo:

$$\alpha = \frac{1}{L_2} \operatorname{arccosh} \left(\frac{R_2}{R_1} \right) \quad \text{Equação 6-9}$$

$$\beta = \sqrt{\alpha^2 - k^2} \quad \text{Equação 6-15}$$

Note que, tanto α , quanto β , quanto L_1 , estão em função de L_2 . Assim, as expressões acima precisam ser resolvidas de forma iterativa até a obtenção de uma geometria ótima para o corpo de provas.

Após a obtenção de todas as dimensões, relevantes à fabricação, devemos perceber que um corpo de provas cujo centro possui um perfil cosseno-hiperbólico é um corpo de provas de difícil fabricação. Portanto, devemos aproximar o perfil utilizado nos cálculos para um perfil que seja razoável do ponto de vista do processo de usinagem.

Um perfil circular, em função de um raio R_C , é um perfil que fornece um erro máximo da ordem de 1,8% (3). O que nos leva a concluir que esta pode ser uma boa aproximação. Assim, chegamos a Tabela 2 que mostra as dimensões encontradas para um CP cujo material é o aço AISI 4340 que será descrito na seção 3.5.

Tabela 2 – Dimensões do corpo de provas para testes de fadiga giga-ciclo.

L_1	L_2	R_1	R_2	R_C
9,4 mm	20,0 mm	1,5 mm	5,0 mm	59,0 mm

O software SOLIDWORKS foi utilizado para se obter o desenho de fabricação do corpo de provas, presente no Anexo C, bem como a vista isométrica renderizada do mesmo. No SOLIDWORKS também foi possível a obtenção numérica do valor de R_C , que nada mais é do que o raio da circunferência formada a partir dos demais valores presentes na Tabela 2. A figura abaixo mostra a vista isométrica final do corpo de provas dimensionado:

Figura 16 – Vista isométrica renderizada do corpo de provas.

O SOLIDWORKS também foi utilizado para se comprovar numericamente os dimensionamentos realizados. Portanto, do mesmo modo que no cone amplificador, foi realizada uma análise modal, na qual é possível se observar a frequência natural do corpo de provas no modo de vibração axial. Como já é de conhecimento, tal frequência deve ser a mais próxima possível dos 20 kHz que serão utilizados nos testes.

Novamente o pacote *Simulation Professional* foi utilizado na simulação, por elementos finitos, do comportamento vibracional do CP. Uma malha baseada em curvatura foi utilizada. A Figura 17 mostra o resultado obtido, onde, podemos observar a forma modal N° 12. Tal forma, corresponde a vibração axial do corpo de provas e, é caracterizada pela frequência natural de 20.309 Hz, bastante próxima da frequência desejada e que será fornecida pelo transdutor piezoelétrico.

Figura 17 – Comportamento vibracional do CP em modo axial.

Podemos ver, ainda, as regiões de maior deslocamento axial do corpo de provas, caracterizadas pela cor vermelha predominante nas extremidades do CP. No centro, vemos que o deslocamento é menor. Um outro ponto a se considerar é que, na simulação, as extremidades do corpo de provas encontram-se livres, ou seja, a única forma de vibração presente é a natural já que as frequências naturais não podem ser calculadas caso a vibração seja forçada. Assim como no cone amplificador, o grau de acabamento definido para o CP foi o polido fino, importante para se evitar o surgimento de trincas na superfície devido a intrusões e extrusões provenientes do processo de usinagem.

3.5. Material Empregado

Para a fabricação do cone amplificador e do corpo de provas, dimensionados anteriormente e necessários à montagem da máquina de testes de fadiga por ultrassom, foi escolhido o aço comercial de alta resistência AISI 4340. Tal aço é amplamente usado na fabricação de eixos, bielas, virabrequins e peças com alta solicitação mecânica da indústria do petróleo, aeroespacial, automobilística, de máquinas e equipamentos.

Note que tais aplicações, por vezes, precisam resistir à carregamentos com um número muito elevado de ciclos, o que justificaria estudos com abordagem no campo da fadiga giga-ciclo. O aço AISI 4340 é um aço para beneficiamento com elevada temperabilidade, isso é devido a composição de sua liga, formado primariamente por cromo, níquel e molibdênio, o que também confere a ele uma elevada resistência à fadiga e a tração.

O cromo é um elemento químico conveniente para aumento da temperabilidade, da prevenção do desgaste e para aumentar a dureza. Com estas virtudes, ele é usado em matrizes, rolamentos, limas e ferramentas, aços inoxidáveis, aços-rápidos, lâminas de turbinas e compressores, molas, eixos e hélices de bombas, hastes de válvulas, parafusos, porcas, cutelaria, instrumentos cirúrgicos, molas e outros equipamentos (10).

O níquel é utilizado para aumentar a dureza, a resistência ao impacto e a ductilidade. É utilizado na produção dos aços inoxidáveis austeníticos, aproximadamente 65% das aplicações, e na produção de ligas compostas de cromo-níquel-molibdênio, 12%. O restante, 23%, é repartido na produção de baterias, reações de catálise e cunhagens de moedas (10).

Já o molibdênio é utilizado em aplicações metalúrgicas, tais como ligas, 71% da produção. O resto é usado como composto em outras aplicações químicas, com 12% destinado a indústria de aços estruturais, 9% de aço inoxidável, 5% em aços rápidos e ferramentas, 2% em ferro fundido e 1% na forma do metal. A capacidade do molibdênio de resistir a temperaturas extremas sem expandir significativamente ou amolecer o torna útil em aplicações que envolvem calor intenso, incluindo fabricação de blindagens, partes de aeronaves, contatos elétricos, motores industriais e filamentos (11).

A Tabela 3 mostra a composição química típica para do aço AISI 4340, de acordo com a norma ABNT/AISI e fornecido pela empresa Schmolz Bickenbach. Os valores mínimos e máximos admitidos para a liga estão expressos em porcentagem de massa.

Tabela 3 – Composição química do aço AISI 4340 (12).

	% C	% Si	% Mn	% P	% S	% Cr	% Mo	% Ni
Min	0,37	0,15	0,60	0,02	0,02	0,70	0,20	1,65
Máx	0,43	0,35	0,80	-	-	0,90	0,30	2,00

A determinação das propriedades mecânicas do aço AISI 4340 foi realizada através do levantamento de estimativas e valores medidos presentes na literatura (9) (13) (14). A tabela abaixo mostra os valores utilizados nos cálculos e também nas simulações:

Tabela 4 – Propriedades mecânicas do aço AISI 3440.

Módulo de Elasticidade	Coefficiente de Poisson	Módulo de Cisalhamento	Massa Específica	Limite de Ruptura	Limite de Escoamento	Coefficiente de Amortecimento
GPa	-	GPa	kg/m ³	MPa	MPa	-
200	0,3	79	7850	1223	936	0,8

3.6. Tratamento Térmico

O tratamento escolhido para o corpo de provas e para o cone amplificador foi a normalização. O processo de normalização é feito em duas partes, aquecimento do aço a uma temperatura acima da zona crítica, seguindo por resfriamento no ar. O tempo de aquecimento depende da espessura da peça e geralmente é feito a mais ou menos 900°C, já o resfriamento ocorre até 600°C. Os constituintes que se obtém da normalização são a ferrita e perlita fina ou cementita e perlita fina. Eventualmente, dependendo do tipo de aço, pode-se obter bainita.

A normalização visa refinar a granulação grosseira de peças de aço fundido. Frequentemente, e com o mesmo objetivo, a normalização é aplicada em peças depois de laminadas ou forjadas. Ela também é usada como tratamento preliminar à têmpera e ao revenido, justamente para se produzir uma estrutura mais uniforme do que a obtida no processo de laminação. A normalização também facilita a usinagem da peça.

Tal processo é um substancialmente mais barato do que o recozimento pleno, pois não existe o custo adicional de resfriamento no forno. A principal desvantagem entre peças recozidas e normalizadas é que as peças recozidas têm propriedades (ductilidade e usinabilidade) uniformes através de todo o seu volume enquanto que as peças normalizadas poderão ter propriedades não uniformes. Isto se dá porque no recozimento pleno toda a peça fica exposta ao ambiente controlado do forno durante o resfriamento.

4. Desenvolvimentos Futuros

Os ensaios de fadiga ultrassônica são ainda um tema em desenvolvimento, havendo ainda muito trabalho por realizar até serem obtidos resultados conclusivos. O próximo passo, deste que vos escreve, será a construção do protótipo com os equipamentos vistos e com o cone amplificador e corpo de provas dimensionados.

Em termos do trabalho aqui desenvolvido, podem ser realizados melhoramentos no projeto da máquina de ensaios, bem como o aprofundamento nos estudos do material que será utilizado na fabricação do cone e do CP, com possíveis medições das propriedades mecânicas, o que forneceria uma melhor precisão nos cálculos e também nas simulações.

Seria interessante também o desenvolvimento de um algoritmo para se medir as tensões e deformações, bem como acompanhar os deslocamentos do corpo de provas no decorrer dos testes. Todo um processo de instrumentação também poderia ser aplicado para que fosse possível a calibração dos equipamentos.

Também seria pertinente a introdução de um sistema de arrefecimento do corpo de provas ao longo dos testes, pois este permitiria uma maior estabilidade na temperatura do ensaio, diminuindo ou até eliminando, as interrupções para arrefecimento do corpo de provas que poderão vir a ocorrer. Diminuindo assim, ainda mais o tempo do ensaio.

A falta de métodos e soluções analíticas para o dimensionamento dos cones amplificadores também abre portas para o desenvolvimento de modelos matemáticos que ajudem a entender melhor o comportamento deste importante componente.

No entanto, a principal motivação de levará a desenvolvimentos futuros é a possibilidade de se levantar curvas SN para diversos materiais. Bem como, checar os limites de fadiga tradicionalmente adotados, possibilitando assim, um estudo aprofundado do comportamento de trincas internas e outros fenômenos associados a fadiga a um número muito elevado de ciclos (VHCF), “carinhosamente” chamada aqui, de fadiga giga-ciclo.

5. Referências

1. **International, ASM.** *Elements of Metallurgy and Engineering Alloys*. Chapter 14 - Fatigue, Materials Park, p. EUA.
2. **Huang, Z., Wagner, D., Bathias, C. & Paris.** *Subsurface Crack Initiation and Propagation Mechanisms in Gigacycle Fatigue*. s.l. : Acta Materialia, 2010, Vol. 58.
3. **Bathias, C. & Paris, P. C.** *Gigacycle Fatigue in Mechanical Practice*. New York : Marcel Dekker, 2005.
4. **M. Freitas, L. Reis, V. Anes, D. Montalvão, A. M. Ribeiro and M. Fonte.** *Design And Assembly Of An Ultrasonic Fatigue Testing Machine*. ICEMS & Dept. of Mechanical Engineering, Instituto Superior Técnico de Lisboa. 2011.
5. **Wang, Q.Y., and Bathias, C., and Kawagoishi, N., and Chen, Q.** Effect of inclusion on subsurface crack initiation and gigacycle fatigue strength. *International Journal of Fatigue*. 24, 2002, pp. 1269-1274.
6. **Marines Garcia, I.** Exploration de la fatigue des metaux au dela du milliard de cycles. *Conservatoire National des Arts et Metiers, France*. 2004, pp. 19-23.
7. **Kazymyrovych, V.** *Very High Cycle Fatigue of Tool Steels*. Karlstad University Studies. 2010. Dissertation.
8. **Bathias, C.** Piezoelectric fatigue testing machines and devices. *International Journal of Fatigue*. 28, 2006, pp. 1438-445.
9. **Castro, J. T., Meggiolaro, M. A.** *Fadiga - Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural sob Cargas Reais de Serviço*. Rio de Janeiro : s.n., 2010.
10. **Wikipédia.** *Aço-Liga*. Acessado em novembro de 2016. <https://pt.wikipedia.org/wiki/A%C3%A7o-liga>.

11. **Wikipédia.** *Molibdênio*. Acessado em novembro de 2016. <https://pt.wikipedia.org/wiki/Molibd%C3%AAnio>.
12. **Schmolz Bickenbach.** *ABNT-AISI 4340*. Acessado em novembro de 2016. http://www.schmolz-bickenbach.com/fileadmin/user_upload/_SCHULUNG_/Brasilien/fichas_tecnicas/4340.pdf.
13. **Gere, J. M., Goodno, B. J.** *Mecânica dos Materiais*. 7ª Edição. s.l. : Gengage Learning, 2010.
14. **MatWeb.** *Aço AISI 4340*. Acessado em novembro de 2016. <http://www.matweb.com/>.

6. ANEXOS

6.1. Anexo A – Equação do Equilíbrio Dinâmico

Vamos considerar uma barra de seção variável. Para um elemento de comprimento dx , as forças existentes são representadas pela figura abaixo:

$$dP = dF_i$$

No balanço de forças no elemento acima temos que, $dP = \frac{\partial P}{\partial x} dx$ e a que força de inércia elementar $dF_i = dm \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \rho A(x) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} dx$. Assim chegamos a:

Equação 6-1

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \rho A(x) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$$

A força interna P é dada pelo produto da tensão pela área da seção, $P = \rho A(x)$, aplicando a lei de Hooke, obtém-se que $P = E \varepsilon A(x) = EA(x) \frac{\partial u}{\partial x}$. Substituindo na equação acima, ficamos com:

Equação 6-2

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(EA(x) \frac{\partial u}{\partial x} \right) = \rho A(x) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$$

Desenvolvendo a equação acima chegaremos a forma:

Equação 6-3

$$\frac{E}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \frac{A'(x)}{A(x)} \frac{\partial u}{\partial x} \right) = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$$

Sendo a velocidade de propagação de onda dada por $c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$, podemos substituir tal expressão na equação acima, obtendo-se:

$$c^2 \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \frac{A'(x)}{A(x)} \frac{\partial u}{\partial x} \right) = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$$

Equação 6-4

Já sabemos que a função de deslocamento u é uma função simultânea de x e t . Assim, respeitando as condições de fronteira da barra, dadas pelos deslocamentos nulos em suas extremidades, a equação acima tomará a forma $u(x, t) = U(x) \sin(\omega t)$, onde teremos expressado a variável harmônica ao longo do tempo. Substituindo $u(x, t)$ na equação acima e desenvolvendo-se o resultado teremos que:

$$c^2 \left(U''(x) \sin(\omega t) + \frac{A'(x)}{A(x)} U'(x) \sin(\omega t) \right) = -\omega^2 U(x) \sin(\omega t)$$

Equação 6-5

Ao dividir tal equação por $\sin(\omega t)$ e assumir que $k = \frac{\omega}{c}$, chegamos a equação diferencial da amplitude de deslocamento $U(x)$, representada pela seguinte expressão:

$$U''(x) + \frac{A'(x)}{A(x)} U'(x) + k^2 U(x) = 0$$

Equação 6-6

6.2. Anexo B – Dimensionamento do CP

O corpo de provas que se pretende dimensionar está representado pela Figura 10 presente na seção 2.3 e também na seção 2.33.4. De forma a simplificar o caso em estudo, será efetuado o dimensionamento para metade do corpo de provas já que ele é simétrico. O perfil a ser dimensionado está representado pela figura a seguir:

Figura 18 – Perfil do corpo de provas de seção variável

Em primeiro lugar é definida a equação da curva, sabendo que a variação de secção tem um perfil de cosseno hiperbólico e que a parte restante parte é cilíndrica, temos:

Equação 6-7

$$y(x) = \begin{cases} R_1 \cosh(\alpha x), & 0 \leq x \leq L_2 \\ R_2, & L_2 \leq x \leq L \end{cases}$$

Obtida a variação do raio da seção do corpo de provas $y(x)$, calcula-se agora a variação da área:

Equação 6-8

$$A(x) = \begin{cases} \pi R_1^2 \cosh^2(\alpha x), & 0 \leq x \leq L_2 \\ \pi R_2^2, & L_2 \leq x \leq L \end{cases}$$

De forma se a calcular a constante α , é aplicada a condição de continuidade em L_2 , que é dada por $A_1(L_2) = A_2(L_2)$.

Assim temos que:

Equação 6-9

$$\alpha = \frac{1}{L_2} \operatorname{arccosh} \left(\frac{R_2}{R_1} \right)$$

Dividindo o corpo de provas em duas partes (parte cilíndrica e parte de seção variável), se é iniciado o dimensionamento pela parte cilíndrica, cuja solução geral da equação diferencial foi determinada na seção 3.3 e é dada pela Equação 2-2.

Na parte de seção variável, iniciaremos o procedimento calculando a razão $\frac{A'(x)}{A(x)}$, obtendo-se:

Equação 6-10

$$\frac{A'(x)}{A(x)} = 2\alpha \tanh(\alpha x)$$

Substituindo na Equação 6-6, teremos que:

Equação 6-11

$$U''(x) + 2\alpha \tanh(\alpha x) U'(x) + k^2 U(x) = 0$$

De modo a ajudar na resolução da equação acima, é introduzida a função:

Equação 6-12

$$w(x) = \cosh(\alpha x) U(x)$$

Calculando as derivadas temos que:

Equação 6-13

$$w'(x) = U'(x) \cosh(\alpha x) + U(x) \alpha \sinh(\alpha x)$$

Equação 6-14

$$w''(x) = \cosh(\alpha x) (U''(x) + 2\alpha \tanh(\alpha x) U'(x) + \alpha^2 U(x))$$

Observando-se a Equação 6-11 e comparando com a equação acima, podemos obter a seguinte expressão, após algumas manipulações:

Equação 6-15

$$\beta = \sqrt{\alpha^2 - k^2}$$

A solução geral da equação que nos levou ao resultado acima é obtida através da equação característica associada, dada por:

$$s^2 = \beta^2$$

Equação 6-16

Obtendo as raízes da equação acima, verifica-se que estas são raízes reais e distintas, portanto, a solução geral da equação diferencial é dada por:

$$w(x) = C_3 e^{-\beta x} + C_4 e^{\beta x}$$

Equação 6-17

Substituindo $w(x)$ na Equação 6-12 obteremos a seguinte equação representativa da geometria da parte de seção variável do corpo de provas:

$$U_2(x) = \frac{C_3 e^{-\beta x} + C_4 e^{\beta x}}{\cosh(\alpha x)}$$

Equação 6-18

Obtidas as soluções das duas partes do corpo de provas, é necessário aplicar as condições de fronteira e de continuidade de forma a se calcular as constantes C_1, C_2, C_3 e C_4 .

Em ressonância, vemos que os deslocamentos são máximos e as tensões são nulas nas extremidades do mesmo. Assim, aplicando $U'(0) = 0$ e $U(0) = A_0$ e resolvendo para $U(L) = A_0$, obteremos que:

$$A_0 = C_1 \cos(kL) + C_2 \sin(kL)$$

Equação 6-19

Resolvendo $U'(L) = 0$ e comparando com a equação acima, chegaremos a:

$$C_1 = A_0 \cos(kL)$$

Equação 6-20

$$C_2 = A_0 \sin(kL)$$

Substituindo os valores das constantes encontradas na Equação 2-2 chegaremos a solução para a amplitude de deslocamento na parte cilíndrica do corpo de provas. Portanto, teremos:

$$U_1(x) = A_0 \cos(k(L - x))$$

Equação 6-21

Falta ainda calcular as constantes C_3 e C_4 . Para isso, são aplicadas as condições de continuidade em $x = L_2$ e a condição de fronteira $U(0) = 0$. Aplicando esta última na Equação 6-18, teremos que, $C_3 + C_4 = 0$.

Deste modo:

$$U_2(x) = \frac{2C_3 \sinh(\beta x)}{\cosh(\alpha x)}$$

Equação 6-22

Resolvendo a condição de continuidade $U_1(L_2) = U_2(L_2)$, teremos:

$$A_0 \cos(k(L - L_2)) = \frac{2C_3 \sinh(\beta L_2)}{\cosh(\alpha L_2)}$$

Equação 6-23

Resolvendo a equação acima para C_3 e substituindo na Equação 6-22, chegaremos a solução para a amplitude de deslocamento na parte de seção variável do corpo de provas:

$$U_2(x) = \frac{A_0 (\cos(kL_1) \cosh(\alpha L_2)) \sinh(\beta x)}{\sinh(\beta L_2) \cosh(\alpha x)}$$

Equação 6-24

Para calcular L_1 deve ser resolvida a equação da continuidade $U_1(L_2) = U_2(L_2)$. Em seguida, o resultado deve ser dividido pela Equação 6-23 e, posteriormente, deve-se isolar L_1 .

Deste modo, chegaremos finalmente a equação que nos fornece a geometria completa do corpo de provas de seção variável para aplicações em máquinas de testes de fadiga ultrassônica, dada por:

Equação 6-25

$$L_1 = \frac{1}{k} \arctan \left(\frac{1}{k} [\beta \coth(\beta L_2) - \alpha \tanh(\alpha L_2)] \right)$$

Note que tanto α quanto L_1 estão em função de L_2 . Assim, a equação acima precisa ser resolvida de forma iterativa, variando-se os valores de L_2 , R_1 e R_2 , até a obtenção de uma geometria ótima para o corpo de provas, que atenda os critérios do projeto.

Technical drawing of a mechanical part, a tapered shaft or pin. The drawing includes a side view with dimensions and a cross-sectional view. The side view shows a total length of 65.80. The left end has a diameter of 10 and a cross-section of 6x10. The right end has a diameter of 5. The shaft is tapered with a fillet radius R59. The cross-sectional view shows a circular shape with a diameter of 10 and a central hole with a diameter of 6. The drawing is labeled "1 X 45°" at the bottom right. The title block on the right contains the following information:

SENÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS		ACABAMENTO: POLIDO FINO		REBARBAR E QUILIBRAR AGUÍAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO		REVISOÃO	
TOLERÂNCIAS: ANGULAR:									
DESEN.	NOME	ASSINATURA	DATA						
VERIF.	Facheco, M. F.								
APROV.	Castro, J. T.								
MANUF.									
QUALID.									
				MATERIAL:		DES. Nº		A4	
				AISI 4340 - 360 HB					
				PESO:		ESCALA: 1:1		FOLHA 1 DE 1	

6.4. Anexo D – Desenho de Fabricação do Cone