

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de
Materials
PPGE3M

OTÁVIO DE OLIVEIRA PINTO

DESENVOLVIMENTO E COMISSONAMENTO DE MÁQUINA PARA TESTES DE
FADIGA POR RESSONÂNCIA EM DUTOS RÍGIDOS

Porto Alegre

2018

OTÁVIO DE OLIVEIRA PINTO
Engenheiro Mecânico

**DESENVOLVIMENTO E COMISSIONAMENTO DE MÁQUINA PARA TESTES DE
FADIGA POR RESSONÂNCIA EM DUTOS RÍGIDOS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais – PPGE3M, da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia. Área de Concentração: Ciência e Tecnologia dos Materiais.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Eduardo Fortis Kwietniewski

Porto Alegre
2018

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

Reitor: Rui Vicente Oppermann

Vice-Reitor: Jane Fraga Tutikian

ESCOLA DE ENGENHARIA

Diretor: Luiz Carlos Pinto da Silva Filho

Vice-Diretora: Carla Schwengber ten Caten

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

Coordenador: Prof. Dr. Carlos Pérez Bergmann

Vice-Coordenador: Prof. Dr. Afonso Reguly

Pinto, Otávio de Oliveira

Desenvolvimento e Comissionamento de Máquina para
Testes de Fadiga por Ressonância em Dutos Rígidos /
Otávio de Oliveira Pinto. -- 2018.

79 f.

Orientador: Carlos Eduardo Fortis Kwietniewski.

Dissertação (Mestrado) -- Universidade Federal do
Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Programa de
Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de
Materiais, Porto Alegre, BR-RS, 2018.

1. Testes Mecânicos. 2. Fadiga. 3. Ressonância. 4.
Dutos Rígidos. I. Kwietniewski, Carlos Eduardo
Fortis, orient. II. Título.

OTÁVIO DE OLIVEIRA PINTO
Engenheiro Mecânico

**DESENVOLVIMENTO E COMISSIONAMENTO DE MÁQUINA PARA TESTES DE
FADIGA POR RESSONÂNCIA EM DUTOS RÍGIDOS**

Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de Mestre em Engenharia e aprovada, em sua forma final, pelo Orientador e pela Banca Examinadora do Programa de Pós-Graduação em Engenharia, na área de Ciência e Tecnologia dos Materiais, da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Eduardo Fortis Kwietniewski

Coordenador do PPGE3M: Prof. Dr. Carlos Pérez Bergmann

Aprovado em: ____/____/____

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Afonso Reguly

Prof. Dr. Thomas Gabriel Rosauo Clarke

Prof. Dr. Toni Roger Schifelbain de Lima

“Sabedoria é ter a capacidade de aprender
com os erros dos outros”

(Autor desconhecido)

AGRADECIMENTOS

A Deus.

Ao meu primeiro orientador Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker (em memória) pelas oportunidades categoricamente a mim concedidas no decorrer de seis anos de ensinamentos e de aprendizagem, desde a graduação e se estendendo ao mestrado.

Ao Prof. Dr. Carlos Eduardo Fortis Kwietniewski por ter aceitado a incumbência de dar o devido andamento à orientação deste trabalho e também pelas oportunidades a mim oferecidas.

À Universidade Federal do Rio Grande do Sul e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais - PPGE3M, por todo o suporte e pela estrutura a mim oferecidos tanto na sala de aula quanto na execução do projeto e dos experimentos nas dependências do laboratório, possibilitando a condução deste trabalho.

Aos Eng^o. Amauri Mosquen, M.Sc. Eng^o. Cristian Duarte Nunes e Dr. Eng^o. Marcelo Favaro Borges, em mesmo grau de relevância, pelo companheirismo e pela maturidade na transmissão dos conhecimentos técnicos e bagagem profissional e pessoal, que com certeza contribuíram efetivamente para a execução deste trabalho.

Aos colegas e amigos do Laboratório de Metalurgia Física e do Grupo ProEng-EC, em especial aos Eng^o. Fabiano Mattei, Eng^o. Tiago Renck, Eng^o. Filipe Kroeff, Eng^o. Alberto Bisognin, Eng^o. Henrique Haan, Eng^o. Felipe Kulbieda, Eng^o. Douglas Martinazzi, Eng^o. Francisco Bandeira, Eng^o. Diego Sartori, Eng^o. Tayron Zilli, Bernard Duccós, Eng^o. Felipe Flores, Igor Righi, Leonardo Sochacki, Débora Leffa, Halohan Saraiva, Kai Aznar e Guilherme Pilotto, que de alguma forma auxiliaram diretamente na execução do projeto e dos testes de comissionamento.

Aos meus pais, Ricardo Vieira Pinto e Adriana de Oliveira Pinto, por toda a confiança e pelo incentivo a mim depositados, pois sem eles certamente a execução deste trabalho não teria sido possível.

Aos demais amigos e familiares, em especial ao meu falecido amigo e avô Nei Garcia de Oliveira, que acompanhou boa parte desta trajetória, mas infelizmente não está mais presente para apreciar o desfecho deste feito.

RESUMO

Este trabalho descreve a metodologia desenvolvida para fabricação e comissionamento de um novo conceito de máquina para realização de testes de fadiga por ressonância de tubos rígidos em escala real, visando oferecer soluções técnicas para determinados pontos de melhoria encontrados em equipamentos já existentes. O equipamento foi desenvolvido sob os conceitos de análise vibratória, com o auxílio de ferramentas de CAD e método de elementos finitos. A metodologia de projeto do equipamento foi desenvolvida através de projeto conceitual e seleção de conceito, atingindo evolução gradual através de testes experimentais e aplicação contínua de melhorias. Uma vez fabricada a máquina, foi realizado um teste em trecho de duto íntegro, sem costura, com elevado nível de corrosão superficial externa, visando a validação do projeto e o comissionamento da bancada de testes. Este trecho de duto é de aço API 5L X65 com seis metros de comprimento, 219,1 mm de diâmetro externo e 22,2 mm de espessura, com pressão interna de 200 bar, acrescida de deformação com amplitude constante média de $\pm 750 \mu\text{m/m}$ no centro do tubo. O critério de falha adotado foi o surgimento de uma trinca na direção circunferencial, passante ao longo da espessura. Durante o teste, foram adquiridos os dados de deformação, aceleração, frequência, pressão interna, temperatura interna e temperatura ambiente. A análise de falha foi realizada na região da fratura para confirmar a ocorrência de fadiga no tubo. O desenvolvimento da bancada e a posterior realização dos ensaios permitiram avaliar a eficiência e a produtividade do equipamento, o qual se mostrou vantajoso frente aos conceitos existentes e apto para a execução de testes em tubos rígidos de forma rápida e satisfatória.

Palavras-chave: Fadiga. Ressonância. Tubo rígido.

ABSTRACT

This paper presents the developed methodology for design, manufacturing and commissioning of an innovative and smart concept machine able to perform resonant bending fatigue testing of full scale rigid pipes, aiming to offer new technical solutions for some optimization topics regarding current test machines. The equipment was made under vibration analysis by using both CAD and Finite Element Method tools. The design methodology was developed through conceptual project and selection, reaching gradual evolution by experimental tests and continuous application of improvements. For the commissioning of the bench, a test was performed considering an API 5L X65 seamless steel pipe with superficial corrosion having 6 meters in length, 219.1 mm in outer diameter and 22.2 mm thick with internal pressure of 200 bar plus a constant strain amplitude of $\pm 750 \mu\text{m/m}$ at the middle of the pipe. The failure criteria was the presence of a crack in the circumferential direction, passing through thickness. During the commissioning were acquired strain, acceleration, test frequency, bore pressure, bore temperature and room temperature. Failure analysis was performed over the fracture in order to confirm fatigue crack in the pipe after testing. The machine design and manufacturing associated with the results of the test allowed to assess the efficiency and productivity of the equipment, which proved to be advantageous when compared to the existing concepts being able to perform tests on rigid metal pipes quickly and satisfactorily.

Keywords: Fatigue. Resonance. Rigid pipe.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Tensões presentes em um ciclo de fadiga com amplitude constante. Fonte: adaptado de BSI (1993).	28
Figura 2: Tipos de ciclo de tensão, com amplitude constante, que podem ser aplicados em um componente. Fonte: adaptado de BSI (1993).	28
Figura 3: Relação entre amplitude de tensão e tensão média na construção das linhas de critério de falha por fadiga para aços: Linha de escoamento, Linha de Sodeberg, Linha de Goodman, Linha de Gerber e Linha Elíptica da ASME. Fonte: adaptado de SHIGLEY et al. (2005).	29
Figura 4: Curva σ -n de ajuste contendo os dados originais considerados na elaboração das equações que dão origem à curva de projeto para aços de baixa liga, com tensão de escoamento de até 552 MPa (80.000 psi), em temperaturas inferiores a 371°C, recomendada pelo código ASME VIII Divisão 2. Fonte: adaptado de HINNANT (2009).	30
Figura 5: Métodos comuns para testes de fadiga em escala real: (a) Fadiga axial (tração-tração), (b) Ensaio de flexão a quatro pontos e (c) Ensaio de flexão rotativa. Fonte: adaptado de CLAEYS et al. (2011).	31
Figura 6: Variação das reações dinâmicas nos apoios em função da distância do nó de vibração. Fonte: adaptado de VAN WITTENBERGHE et al. (2012).	33
Figura 7: Bancadas para testes de fadiga por ressonância em (a) conexões aço-aço e (b) aço-alumínio. Fonte: adaptado de BERTINI et al. (2008).	34
Figura 8: Bancada para testes de fadiga por ressonância em tubos rígidos. Fonte: POPE et al. (2004).	35
Figura 9: Exemplo de máquina utilizada para testes de fadiga por ressonância em tubos rígidos. Fonte: ZHANG e MADDOX (2012).	35

Figura 10: Amplitude do movimento oscilatório “a” em função da razão entre a frequência de excitação e a frequência natural do sistema, considerando as curvas teórica, real e real com amortecimento. Fonte: NETTO [2011].	37
Figura 11: Representação esquemática do princípio de funcionamento do teste. Fonte: o autor.	41
Figura 12: Máquina para testes de fadiga por ressonância em tubos, com o conceito de apoios planetários. Fonte: o autor.	43
Figura 13: Conceito de apoios em "V". Fonte: o autor.	44
Figura 14: Conceito de apoios fabricados com cabos de aço. Fonte: o autor.	45
Figura 15: Sistema de autoajuste da posição do apoio em relação aos nós de vibração do corpo de prova. Fonte: o autor.	46
Figura 16: Representação esquemática dos contrapesos posicionados na amostra. Fonte: o autor.	48
Figura 17: Sistema de transmissão de rotação para a massa excêntrica. Fonte: o autor.	48
Figura 18: Equipamento de aquisição, monitoramento de dados e controle de teste (a) parte interna, com destaque para os dois consoles do equipamento marca HBM modelo PMX e (b) parte externa, com destaque para a interface lateral da maleta com as conexões destinadas aos cabos dos sensores. Fonte: o autor.	49
Figura 19: Representação esquemática do posicionamento dos sensores em relação ao corpo de prova. Fonte: o autor.	50
Figura 20: Esquema de controle de teste. Fonte: o autor.	51
Figura 21: Posicionamento dos extensômetros em relação ao corpo de prova (dimensões em mm). Fonte: o autor	52

Figura 22: Especificação de carregamento a ser aplicado no corpo de prova durante o teste. Fonte: o autor.	55
Figura 23: Estruturação do modelo de elementos finitos elaborado para a análise modal com geometria e condições de contorno definidas. Fonte: o autor.	55
Figura 24: Tampo com reforço soldados nas extremidades do tubo. Fonte: o autor.	56
Figura 25: Tubo com extensômetros colados nas regiões de interesse. Fonte: o autor.	57
Figura 26: Amostra montada na máquina antes do início do teste. Fonte: o autor.	57
Figura 27: Curva tensão x deformação de engenharia do material da amostra, considerando corpos de prova retirados longitudinalmente ao tubo. Fonte: o autor.	60
Figura 28: Deformação cíclica detectada pelas quatro meia-pontes de Wheatstone de extensômetros presentes na região central do corpo de prova em função do tempo medida durante o teste de comissionamento da máquina (medição em $\mu\text{m}/\text{m}$). Fonte: o autor.	61
Figura 29: Balanço de deformações detectadas pelas meia-pontes de Wheatstone de extensômetros igualmente espaçados em relação ao centro do corpo de prova em função do tempo medidas durante o teste de comissionamento da máquina (medições em $\mu\text{m}/\text{m}$). Fonte: o autor.	62
Figura 30: Média das amplitudes de deformação lidas pelas quatro meia-pontes de Wheatstone de extensômetros presentes na região central do corpo de prova em função do tempo medida durante o teste de comissionamento da máquina (medição em $\mu\text{m}/\text{m}$). Fonte: o autor.	62

Figura 31: Aceleração em função do tempo medida durante o teste de comissionamento da máquina (medição em g). Fonte: o autor.....	63
Figura 32: Frequência em função do tempo medida durante o teste de comissionamento da máquina (medição em Hz). Fonte: o autor.	63
Figura 33: Pressão interna em função do tempo medida durante o teste de comissionamento da máquina, considerando um intervalo de medição de 24 horas (medição em bar). Fonte: o autor.	64
Figura 34: Temperatura ambiente e temperatura interna do corpo de prova em função do tempo medida durante o teste de comissionamento da máquina, considerando um intervalo de medição de 24h (medição em °C). Fonte: o autor.	64
Figura 35: Variação da pressão interna, da frequência de teste e da amplitude de deformação no instante da falha. Fonte: o autor.	66
Figura 36: Região central do tubo indicando a presença da trinca transpassando um dos extensômetros centrais. Fonte: O autor.....	67
Figura 37: (a) Trinca após o ensaio de líquidos penetrantes e (b) região de propagação da trinca mostrada em detalhe. Fonte: o autor.	67
Figura 38: Região de iniciação da trinca, evidenciando a presença de um pite de corrosão. Fonte: o autor.	68
Figura 39: Vista superficial da trinca, evidenciando a não linearidade de propagação da mesma. Fonte: o autor.	68
Figura 40: Superfície de fratura. Fonte: o autor.	69
Figura 41: Superfície de fratura, indicando a região de iniciação da trinca. Fonte: o autor.	69
Figura 42: Representação da retirada de amostra para metalografia. Fonte: o autor.	70

Figura 43: Micrografia mostrando a microestrutura do tubo, revelada após ataque químico com o reagente LePera. Fonte: o autor.	70
Figura 44: Micrografia da região da falha. Fonte: o autor.	71
Figura 45: Amplitude de tensão em função do número de ciclos no instante da falha do corpo de prova, inserida na curva σ -n de ajuste apresentada na Figura 4. Fonte: adaptado de HINNANT (2009).	72

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Determinação de parâmetros de controle PID através do método do ponto crítico.....	40
Tabela 2: Composição química do material da amostra (valores em % de peso).....	59
Tabela 3: Dureza do material da amostra.....	59
Tabela 4: Propriedades mecânicas obtidas nos ensaios de tração do material da amostra.....	60
Tabela 5: Comparativo de custo energético operacional entre teste de fadiga por ressonância e teste de tração-tração dinâmico com acionamento hidráulico servocontrolado.....	74

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

- A – Ponto de Carga Cíclica
a – Amplitude do Movimento Oscilatório
 α – Percentual de Alongamento
Al – Alumínio
AMB – Ambiente
ANTT – Agência Nacional de Transportes Terrestres
C – Carbono
CAD – Projeto Assistido por Computador (*Computer Aided Design*)
CP – Corpo de Prova (amostra)
Cr - Cromo
 d_0 – Diâmetro externo
 $\Delta\sigma$ – Variação de Tensão
e – Espessura
e(t) – Variável de Controle em Função do Tempo
 ε – Deformação
Fe – Ferro
FIV – Vibração Induzida pelo Escoamento (*Flow Induced Vibration*)
g – Aceleração da Gravidade (unidade de aceleração)
INPI – Instituto Nacional da Propriedade Industrial
HP – Cavalo de Força (*Horse Power* – unidade de potência)
HV – Dureza Vickers (*Hardness Vickers* – unidade de dureza)
Hz – Hertz (unidade de frequência)
K – Ganho Proporcional de Controle
 K_c – Ganho Proporcional Crítico de Controle
kW – Quilowatt (unidade de potência)
kWh – Quilowatt-hora (unidade de energia)
L/min – Litros por Minuto (unidade de vazão)
LP – Ensaio de Líquidos Penetrantes
Mn – Manganês
Mo – Molibdênio
MPa – Megapascal (unidade de pressão/tensão)

n – Número de Ciclos
N – Newton (unidade de força)
Ni – Níquel
 Ω – Ohm (unidade de resistência elétrica)
 ω – Frequência Angular
 ω_0 – Frequência Natural
P – Fósforo
 p_0 – Pressão Externa
 p_i – Pressão Interna
PID – Controle Proporcional, Integral e Derivativo
psi – Libra por Polegada ao Quadrado (unidade de pressão/tensão)
R – Razão de Carregamento
r – Raio
 r_0 – Raio Externo
 r_i – Raio Interno
S – Enxofre
 S_e – Limite de Resistência à Fadiga
SG – Extensômetro
Si – Silício
 σ – Tensão
 σ_a – Amplitude de Tensão
 σ_{esc} – Tensão de Escoamento
 σ_m – Tensão Média
 σ_{max} – Tensão Máxima
 σ_{min} – Tensão Mínima
 σ_l – Tensão Longitudinal
 σ_{rt} – Limite de Resistência à Tração
t – Tempo
 T_c – Período Crítico de Controle
 T_d – Período Derivativo de Controle
 T_i – Período Integral de Controle
U – Deslocamento
UFRGS – Universidade Federal do Rio Grande do Sul

UHMWPE – Polietileno de Ultra Alto Peso Molecular (*Ultra High Molecular Weight Polyethylene*)

VIV – Vibração Induzida por Vórtices (*Vortex Induced Vibration*)

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	20
2. OBJETIVOS	22
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
3.1. Cenário Atual.....	23
3.2. Testes de Fadiga de Dutos Rígidos em Escala Real	31
3.3. Fadiga	26
3.4. Análise Vibratória	36
3.4.1. Análise Modal.....	36
3.4.2. Análise de Vibração.....	37
3.5. Tensões Longitudinais devido à Aplicação de Pressão Interna	39
3.6. Controle PID.....	39
4. MATERIAIS E MÉTODOS	41
4.1. Máquina.....	41
4.1.1. Princípio de Funcionamento.....	41
4.1.2. Projeto Estrutural.....	42
4.1.3. Controle de Teste, Aquisição e Monitoramento de Dados	49
4.1.4. Sistema de Pressurização.....	53
4.2. Teste de Comissionamento.....	53
4.2.1. Amostra	53
4.2.2. Carregamento	54
4.2.3. Análise Modal.....	54
4.2.4. Preparação da Amostra.....	56
4.3. Análise de Falha.....	57
4.3.1. Ensaios de Líquidos Penetrantes.....	58
4.3.2. Análise Fractográfica.....	58
4.3.3. Avaliação Microestrutural	58
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	59
5.1. Teste de Comissionamento.....	61
5.1.1. Monitoramento	61
5.1.2. Falha	65

5.1.3. Fadiga	71
5.2. Desempenho	72
6. CONCLUSÕES	75
7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	76
REFERÊNCIAS.....	77

1. INTRODUÇÃO

Os desafios tecnológicos encontrados na exploração de recursos energéticos em condições adversas jamais experimentadas anteriormente exigem o desenvolvimento de novos equipamentos capazes de atender com plenitude a tais demandas. Por muitas vezes, alguns destes equipamentos possuem características geométricas e funcionais as quais podem prejudicar a representatividade de testes em escalas reduzida e média, restando somente a realização de testes em escala real para prever e avaliar a funcionalidade e a confiabilidade frente a determinadas condições.

Dentre a vasta quantidade e diversidade de equipamentos desenvolvidos para o setor de óleo e gás, os dutos metálicos rígidos abrangem boa parte do cenário, sendo utilizadas tanto para o transporte de fluido – na forma de *flowlines*, *risers*, oleodutos, gasodutos, etc. – quanto para a composição de equipamentos utilizados na perfuração de poços de petróleo. Praticamente, todos os equipamentos citados anteriormente experimentarão, em algum instante durante a operação, carregamentos os quais poderão ocasionar falha por fadiga, caso esses componentes não estejam devidamente projetados e testados para suportar tais solicitações mecânicas.

Para a qualificação destes equipamentos, diversos laboratórios desenvolvem, periodicamente, máquinas capazes de testá-los, submetendo-os a condições semelhantes às encontradas em operação. Processos convencionais para testes de fadiga de dutos em escala real, como testes em tração-tração dinâmicos e flexão alternada a três e quatro pontos, por exemplo, além de serem relativamente dispendiosos, exigem a construção de equipamentos com robustez e responsabilidade mecânica significativa, uma vez que, nesse conceito de máquina, praticamente, todo o carregamento aplicado ao corpo de prova acaba sofrendo reação por parte da estrutura.

Em contrapartida, testes de fadiga por ressonância surgem como uma opção atraente dentre o escopo referente a ensaios mecânicos de dutos, uma vez que podem ser realizados em frequências maiores, demandando menor quantidade de energia e tempo de operação. Dentre as tecnologias existentes para a realização deste tipo de teste, os equipamentos geralmente apresentam elevada robustez mecânica, principalmente em função da vibração imposta à amostra. Isso acaba

elevando os custos de projeto e fabricação destes equipamentos, sendo assim uma linha de pesquisa promissora.

No presente contexto, este trabalho traz o projeto, a fabricação e o comissionamento de uma máquina inovadora, de estrutura esbelta e otimizada, capaz de realizar testes de fadiga por ressonância em escala real de dutos rígidos, com reduzidos custos energético, operacional, de projeto e de fabricação.

2. OBJETIVOS

Este trabalho tem como principais objetivos:

- Desenvolver uma metodologia de projeto para a construção de uma máquina de testes de fadiga por ressonância em tubos rígidos, com o objetivo de promover o desenvolvimento tecnológico através da solução de desafios e identificação de pontos de melhoria conceitual em equipamentos já existentes para este fim.
- Verificar o desempenho do equipamento desenvolvido, através da execução de um teste de comissionamento.
- Comparar os resultados de projeto obtidos com o desempenho de máquinas que realizam testes de fadiga de dutos rígidos, seja por ressonância ou seja por meio de outras técnicas, a fim de elucidar as vantagens do equipamento desenvolvido neste trabalho frente aos existentes.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. Cenário Atual

Em virtude do crescente avanço tecnológico nas últimas décadas, o consumo mundial de energia vem aumentando significativamente. Segundo BAI e BAI (2010), mesmo com a exploração de energias renováveis sendo cada vez mais desenvolvida e valorizada, 80% do consumo atual de energia está relacionado a combustíveis fósseis. Deste percentual, 80% é composto por óleo e gás. Em meios submarinos, desde a década de 1940, tecnologias vêm sendo desenvolvidas para garantir o transporte seguro e efetivo de óleo e gás dos poços de petróleo para a superfície.

Mundialmente, a utilização de dutos para o transporte de água, óleo, gás, derivados do petróleo e produtos químicos é essencial, visto que se configura como uma opção segura em função de sua construção, simplicidade e de seu relativo baixo custo de execução e de operação. É um método de transporte empregado em larga escala nos Estados Unidos e na Europa.

No Brasil, os dutos são utilizados para esse fim desde a década de 1950, sendo, porém, um método de transporte pouco utilizado em comparação aos demais. Segundo a Agência Nacional de Transportes Terrestres (ANTT), cerca de 60% dos transportes é realizado por rodovias, 20% por ferrovias, 13% por hidrovias e 4% por dutos.

Quanto à disposição de dutovias (BORGES, 2009), estas podem ser:

- Subterrâneas: Não visíveis, localizadas abaixo da terra.
- Aparentes: Visíveis, situadas geralmente nas estações de abastecimento.
- Aéreas: Suspensas no ar em terrenos com relevo acidentado ou para atravessar um rio ou um vale.
- Submarinas: Submersas no mar, geralmente utilizadas para o transporte de petróleo nas plataformas marítimas.

Quanto aos tipos de produtos transportados em dutovias, de acordo com BORGES (2009), estas podem ser classificadas em:

- Gasodutos: Transporte de gases, por exemplo, gás natural e dióxido de carbono.
- Oleodutos: Transporte de substâncias derivadas e não derivadas do petróleo, por exemplo, combustível, gasolina, álcool, dentre outros.

- Minerodutos: Transporte de minérios, por exemplo, minério de ferro, cimento e sal-gema.
- Carbodutos: Transporte de carvão mineral.
- Polidutos: Transporte de variados produtos, por exemplo, água, cerveja, vinho.

Em respeito a dutos em operação no Brasil, merecem destaque o Oleoduto São Sebastião/Paulínia, com 226 km de extensão, e de Angra dos Reis/Caxias, com 125 km de extensão, conforme citam PEREIRA et al. (2013); o mineroduto Paragominas/Barcarena, Pará, com 250 km de extensão; e o Gasoduto Brasil-Bolívia, com 3.150 km de extensão (sendo 2.593 km em território brasileiro), considerado o maior da América Latina e um dos maiores do mundo, de acordo com PINTO (2014).

O sistema dutoviário é bastante seguro e pode transportar grande quantidade de carga por longas distâncias, possuindo, como principais vantagens, a diminuição do tráfego de substâncias perigosas por outros meios de transporte e a diminuição da emissão de poluentes causada pelos meios de transporte rodoviário e ferroviário. Sendo um modal com características técnicas e operacionais que o fazem robusto e confiável, o transporte dutoviário se destaca por ser seguro e econômico, bastante utilizado para o transporte de petróleo e seus derivados, gás natural, água potável, minério e resíduos sólidos. Na maior parte dos casos, não necessita de embalagens para o transporte desses produtos. Também, a grande maioria das dutovias funciona continuamente (24 horas por dia). Outra vantagem do sistema dutoviário é a diminuição de roubos e furtos de produtos, já que muitos tubos são enterrados. É um tipo de transporte de fácil implementação e bastante econômico uma vez que apresenta baixo custo operacional, de transporte e de energia. Por outro lado, o transporte dutoviário é relativamente lento (atinge velocidades entre 2 e 8 km/h), além de apresentar pouca flexibilidade de destinos e de produtos. Além disto, de acordo com PEREIRA et al. (2013), para ser realizado de forma eficiente e plena, o duto necessita estar totalmente preenchido com o produto transportado.

Na construção de dutos, é importante saber qual o tipo de material que será transportado, bem como as características de funcionamento, como tempo de operação, flutuação de pressão interna, vazão de fluido, entre outros parâmetros, a fim de que o material do duto possa ser especificado corretamente.

Em dutos terrestres, nas quais pode ocorrer flutuação intensa de pressão interna ou em dutos submarinos (*risers* e *flowlines*) sobre as quais há solicitação mecânica

imposta pela combinação entre peso próprio e oscilações marítimas, por exemplo, a ocorrência de falha por fadiga passa a ser um fator considerável na fase de projeto. BAI e BAI (2005) e METRIKINE et al. (2014) citam como potencial problema na construção de dutos e sistemas de escoamento submarinos a vibração induzida por vórtices (*Vortex Induced Vibration*, VIV) e pelo escoamento interno (*Flow Induced Vibration*, FIV). Esses tipos de vibração comprometem a operação e a integridade estrutural de sistemas submarinos, podendo em casos extremos reduzir a vida em fadiga de um duto de anos para semanas. Porém, a presença de VIV ou FIV, durante a operação de uma dutovia de escoamento de fluido, pode ser admitida desde que a condição de carregamento imposta ao duto pela vibração não exceda o limite de fadiga do componente. Para que se conheça o comportamento em fadiga do material do duto, se faz necessária a execução de testes ou um refinado modelamento da estrutura.

Dentre os diversos testes de qualificação realizados neste tipo de componente, os ensaios de fadiga são muito importantes, principalmente, para avaliar o desempenho mecânico do projeto de duto frente à aplicação de carregamentos cíclicos previstos durante a operação em campo.

Além de dutovias, outra aplicação presente no setor de óleo e gás, responsável por demandar o uso de dutos rígidos, está relacionada à perfuração de poços de petróleo – FLATERN (2011). Dentre os equipamentos largamente utilizados na parte de tecnologia de poços, um dos que mais podem sofrer estruturalmente as penalidades impostas pela ação do fenômeno de fadiga são as brocas de perfuração ou também comumente conhecidas como *drill pipes*, de acordo com MISCOW et al. (2004), BERTINI et al. (2008) e SANTUS et al. (2009). Isso ocorre principalmente devido à combinação entre a rotação da ferramenta e a força aplicada contra a superfície de perfuração.

Dentre os diversos componentes anteriormente listados nesta seção, fica evidente que todos necessitam ser cuidadosamente projetados, sempre levando em consideração o fenômeno de fadiga, a fim de se minimizar ou até mesmo impedir a ocorrência de falhas em operação. Além disso, a necessidade de testar estes componentes em escala real é iminente, pois a maioria destes possui características específicas que não podem ser reproduzidas em corpos de prova padrão de menor escala.

3.2. Fadiga

Estudos envolvendo fadiga de materiais tiveram início na década de 1850 com o engenheiro August Wöhler. Seu trabalho consistiu no desenvolvimento da técnica de avaliação da falha de um componente submetido a carregamento cíclico com magnitude inferior ao escoamento do material. As análises de Wöhler, realizadas através de ensaios de flexão rotativa, levaram à construção de um gráfico para avaliar os resultados de testes de fadiga em eixos de vagões ferroviários sujeitos à flexão rotativa. A curva de Wöhler, ou curva σ - n , relaciona a tensão submetida a um componente mecânico em função do número de ciclos necessários para que ocorra a falha. Para aços e titânio, adota-se um limite de fadiga (S_e), abaixo do qual, teoricamente, o componente apresenta vida infinita, ou seja, não apresenta falha por fadiga. De acordo com a teoria clássica de fadiga, nas curvas σ - n para aços, esse valor corresponde à tensão necessária para a falha em 1 milhão de ciclos de carregamento aplicado ao componente, conforme apresentado por SHIGLEY et al. (2005).

No âmbito metalúrgico, a fadiga consiste na degradação do material causada por sucessivas microrrupturas em pontos da estrutura caracterizados por defeitos superficiais que promovem a concentração de tensões, quando ocorre carregamento cíclico. Em outras palavras, cada vez que o carregamento cíclico atinge seu pico, há deformação plástica localizada, ocasionando a formação de intrusões e extrusões na superfície, as quais resultam em sucessivas microrrupturas do material no ponto de concentração de tensões. Isso faz com que, embora a tensão no componente seja menor que o escoamento do material, naquele ponto específico, onde há o defeito superficial, a tensão ultrapasse o limite de escoamento, ocasionando a falha por fadiga por meio de nucleação e propagação de trincas. Conforme CALLISTER (2000), macroscopicamente, estas trincas são perpendiculares à direção da tensão aplicada.

Portanto, para a ocorrência de falha por fadiga, é necessária a presença simultânea de três fatores:

- Concentração de tensão positiva ou de tração, geralmente causada por um entalhe, microtrinca ou defeito superficial.
- Carregamento cíclico, considerando número de ciclos suficientes para que haja a falha.

- Deformação plástica, a qual dá origem às bandas de deslizamento e, conseqüentemente, às intrusões e extrusões na superfície do material.

Conforme CALLISTER (2000), as bandas de deslizamento, quando não são mais capazes de absorver deformação plástica, dão origem a propagação das trincas. Conforme o número de ciclos aumenta, a propagação das trincas ocorre de maneira dúctil, expandindo, na componente de tração, e fechando, na componente de compressão do carregamento, a ponta da trinca. Este fenômeno, por sua vez, dá origem às marcas de praia (macroscópicas) e às estrias (microscópicas) presentes na superfície de fratura por fadiga.

A norma BS 3518-1 (1993) mostra os tipos de tensão presentes em análise de fadiga para testes com amplitude de tensão constante (ver Figura 1).

Na Figura 1, σ_{min} é a tensão mínima e σ_{max} é a tensão máxima, as quais representam os valores extremos durante um ciclo de tensão experimentado por um componente. A tensão média (σ_m) é dada pela média aritmética das tensões mínima e máxima, conforme a Equação 1:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{min} + \sigma_{max}}{2} \quad (1)$$

Já a variação de tensão ($\Delta\sigma$) pode ser obtida através da subtração da tensão máxima pela tensão mínima, conforme a Equação 2:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (2)$$

Por fim, a amplitude de tensão (σ_a) é dada pela metade da variação de tensão ($\Delta\sigma$), conforme a Equação 3:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (3)$$

A Figura 2 mostra os três tipos de tensões cíclicas, conforme apresentado pela norma BS 3518-1. Estes variam de acordo com a razão de carregamento (R), que é dada pelo quociente entre a tensão mínima (σ_{min}) e a tensão máxima (σ_{max}), como mostra a Equação 4:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (4)$$

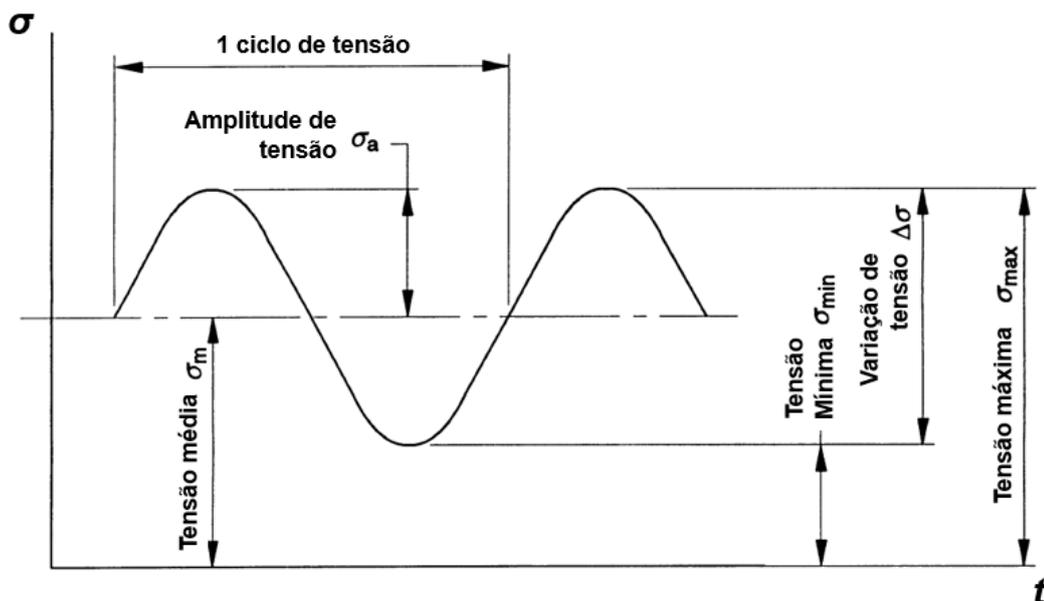


Figura 1: Tensões presentes em um ciclo de fadiga com amplitude constante. Fonte: adaptado de BSI (1993).

De acordo com a Figura 2, quando o valor de R situa-se entre zero e um, obtêm-se ciclos de tração flutuante; quando o valor de R é menor do que zero, obtêm-se ciclos reversos e; quando o valor de R é maior do que um, obtêm-se ciclos de compressão flutuante.

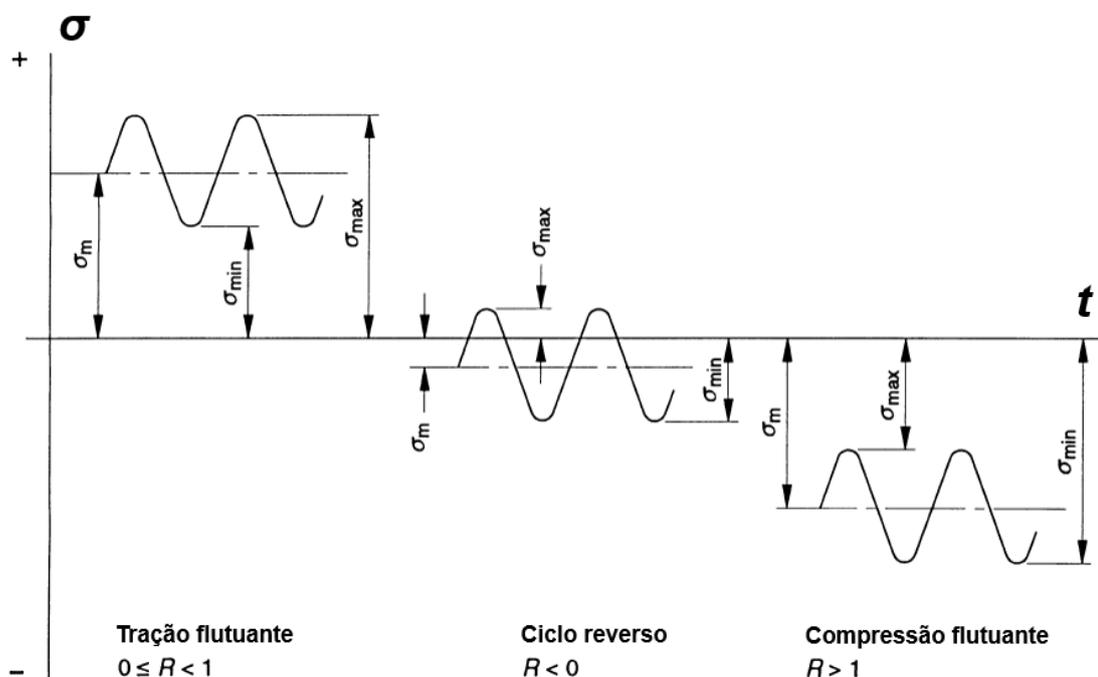


Figura 2: Tipos de ciclo de tensão, com amplitude constante, que podem ser aplicados em um componente. Fonte: adaptado de BSI (1993).

A presença de tensão média afeta diretamente o comportamento em fadiga de um componente mecânico. Isto porque, desconsiderando a amplitude de tensão, quanto maior a tensão média, mais próximo estará o material da condição de falha, seja por escoamento ou por ruptura. Conforme CALLISTER (2000), para um determinado valor de amplitude de tensão, quanto maior a tensão média, menor será a vida em fadiga de um componente. Prova disto é que os critérios de falha por fadiga existentes foram elaborados com base na relação de compromisso existente entre amplitude de tensão e tensão média, conforme pode ser visto na Figura 3.

Na Figura 3, a tensão de escoamento (σ_{esc}) e o limite de resistência à tração (σ_{rt}), assim como o limite de fadiga (S_e), são propriedades do material. O ponto de carga cíclica (A) corresponde à tensão cíclica aplicada no componente, composta por uma tensão média e uma amplitude de tensão conhecidas. A linha de carga é dada pela reta que cruza a origem do gráfico e o ponto correspondente à razão entre a amplitude de tensão e a tensão média. As demais linhas, conforme mostram SHIGLEY et al. (2005), são critérios de falha para fadiga, de modo que: se o ponto A estiver situado abaixo da linha do critério de falha estabelecido, o projeto estará adequado; se o ponto A estiver situado acima de tal linha, o componente estará sujeito à falha.

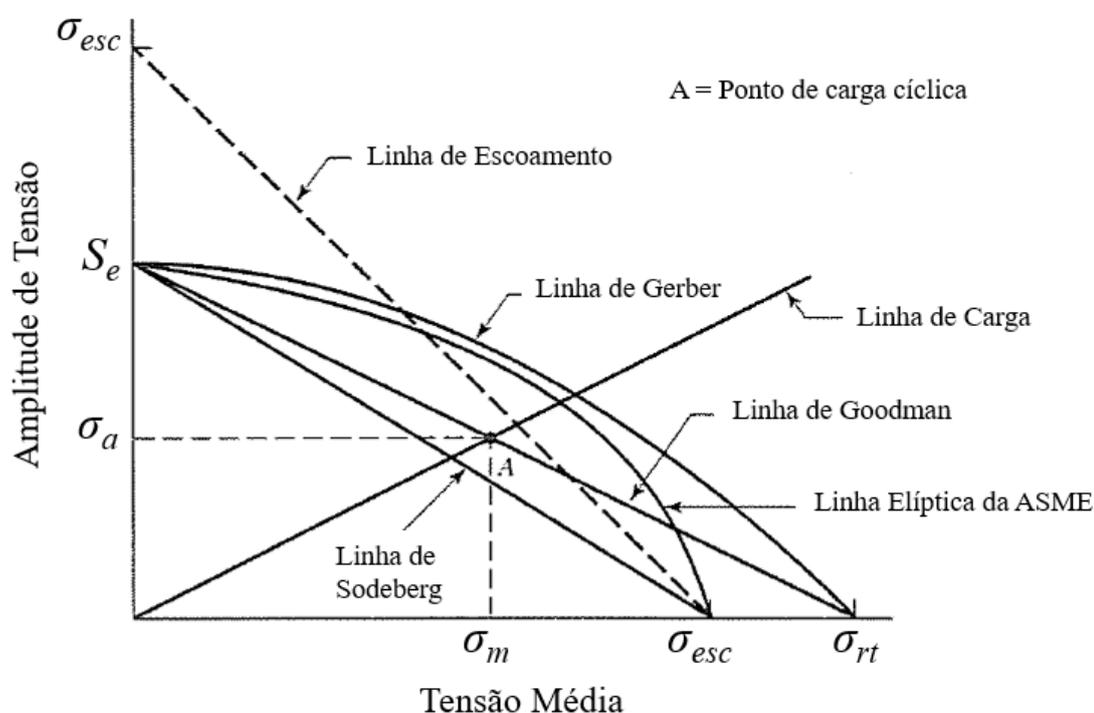


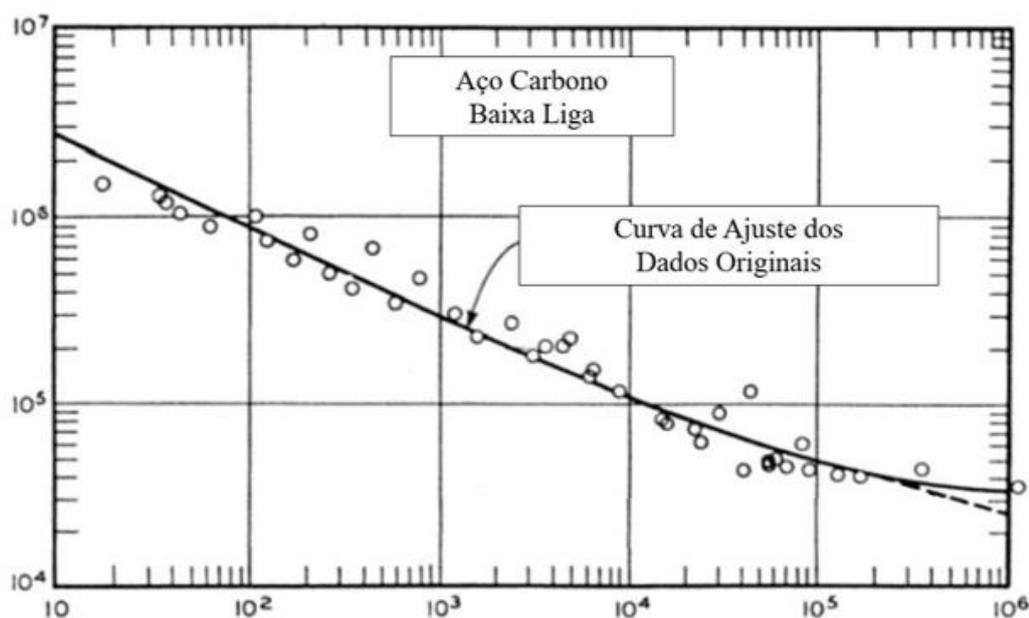
Figura 3: Relação entre amplitude de tensão e tensão média na construção das linhas de critério de falha por fadiga para aços: Linha de Escoamento, Linha de Sodeberg, Linha de Goodman, Linha de Gerber e Linha Elíptica da ASME. Fonte: adaptado de SHIGLEY et al. (2005).

A influência da tensão média na vida em fadiga pode ser reproduzida em laboratório, por exemplo, através da elaboração de uma série de curvas σ - n , sendo cada uma destas medida em uma tensão média específica.

A Figura 4 mostra um gráfico contendo os pontos e a curva de ajuste dos dados de amplitude de tensão (σ_a) em função do número de ciclos (n), considerados para o levantamento da curva σ - n de projeto para aços de baixa liga com tensão de escoamento de até 552 MPa (80.000 psi), em temperaturas inferiores a 371°C, recomendada pelo código ASME VIII Divisão 2 (2007).

As equações presentes no código ASME VIII Divisão 2 para o levantamento da curva recomendada para a realização de projeto de estruturas com esse tipo de material para aplicações em fadiga levam em consideração a divisão dos valores de amplitude de tensão, mostrados na Figura 4, pela metade, bem como o número de ciclos dividido por um fator de 20 vezes. Isto resulta na aplicação de um coeficiente de segurança para minimizar, por exemplo, os efeitos da tensão média e da variação de temperatura, considerando uma aplicação real.

σ_a [psi]



11

Figura 4: Curva σ - n de ajuste contendo os dados originais considerados na elaboração das equações que dão origem à curva de projeto para aços de baixa liga, com tensão de escoamento de até 552 MPa (80.000 psi), em temperaturas inferiores a 371°C, recomendada pelo código ASME VIII Divisão 2. Fonte: adaptado de HINNANT (2009).

3.3. Testes de Fadiga de Tubos Rígidos em Escala Real

No que tange a métodos comuns existentes para a realização de testes por fadiga em escala real, além de testes de fadiga por ressonância, pode-se citar, de acordo com CLAEYS et al. (2011): fadiga axial ou ensaio de tração-tração dinâmico, ensaio de flexão a quatro pontos e ensaio de flexão rotativa. A Figura 5 mostra, esquematicamente, as condições de contorno e os carregamentos aplicados no corpo de prova considerando cada método.

Devido a fatores, como princípio de funcionamento, elevados carregamentos a serem aplicados e geometria dos corpos de prova de grande porte e quase nunca totalmente simétricos, esses métodos acabam exigindo, para a execução dos testes, equipamentos com grande robustez mecânica que não permitem a realização dos testes com alta frequência. Na prática, isto acaba resultando em projetos de equipamentos de alto custo, com elevado custo energético-operacional e com períodos de teste maiores.

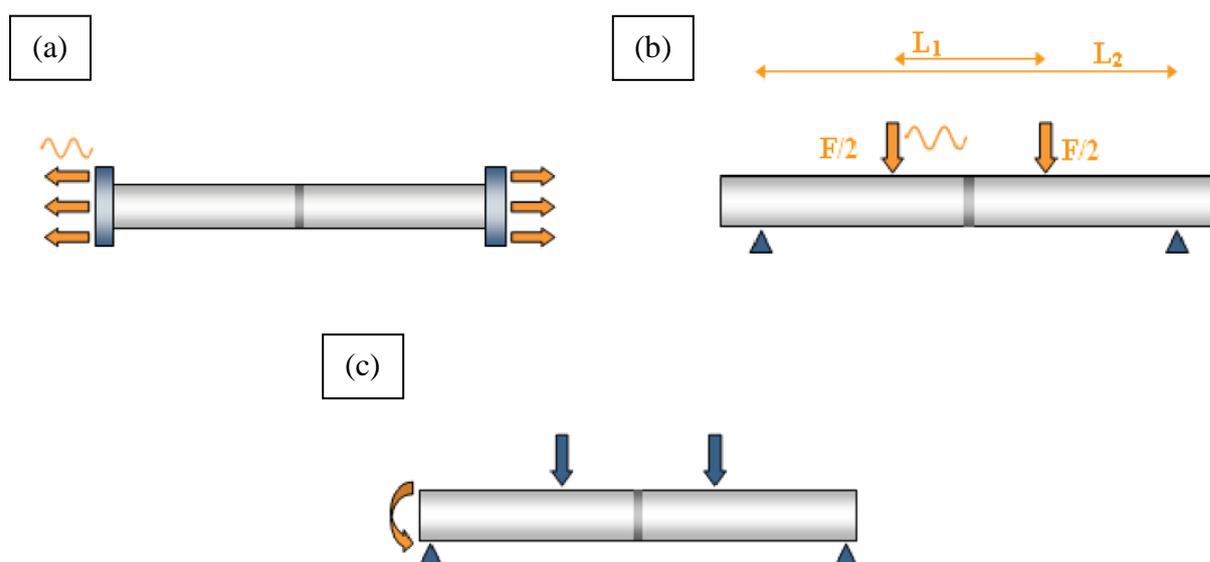


Figura 5: Métodos comuns para testes de fadiga em escala real: (a) Fadiga axial (tração-tração), (b) Ensaio de flexão a quatro pontos e (c) Ensaio de flexão rotativa. Fonte: adaptado de CLAEYS et al. (2011).

Em função disto, quando comparados a testes de fadiga por ressonância, esses métodos acabam oferecendo resultados menos eficientes.

Bancadas para testes de fadiga por ressonância em tubos, na maioria dos casos, são compostas por dois pontos de apoio que coincidem com os nós do primeiro modo flexural de vibração do corpo de prova. Em uma das extremidades do tubo, é acoplada uma massa excêntrica, acionada por um motor elétrico. Quando rotacionada, essa

massa gera uma vibração que é transmitida para o tubo, o qual passa a apresentar um movimento cíclico de flexão, com ponto de máxima deformação no centro. Contrapesos são adicionados nas extremidades do tubo para reduzir a frequência natural, possibilitando a realização desse tipo de ensaio com motores elétricos convencionais e com amostras de comprimentos significativamente menores. Adicionalmente, pode-se inserir pressão interna no tubo com o objetivo de se impor uma tensão positiva constante a qual, durante o teste, exercerá o papel da tensão média.

Diversos estudos foram realizados nos últimos anos com o objetivo de desenvolver equipamentos para a execução de testes de fadiga por ressonância em tubos de aço. Dentre estes, destaca-se o trabalho desenvolvido por VAN WITTENBERGHE et al. (2012), no qual foi construída uma bancada para testes de fadiga por ressonância capaz de realizar ensaios em tubos rígidos com diâmetro externo variando entre 6 e 20 polegadas, considerando frequências de teste entre 20 e 40 Hz. Na ocasião, os tubos ensaiados foram preenchidos com água e tiveram massas adicionais fixadas nas suas extremidades, com o intuito de diminuir a frequência natural de vibração e poder excitar corpos de prova em comprimentos menores. O princípio de funcionamento da máquina foi baseado na rotação de duas massas excêntricas paralelas, com posições longitudinalmente ajustáveis, acopladas a uma das extremidades do tubo e rotacionadas por um motor elétrico. A transmissão da rotação do motor elétrico para as massas excêntricas foi realizada através de um eixo cardã. Para a sustentação do tubo, dois suportes metálicos com monitoramento e ajuste fino de posição, realizados por sensores de deslocamento e atuadores hidráulicos, respectivamente, são posicionados de forma a coincidirem com os nós de vibração do corpo de prova, nos quais as reações dos esforços gerados pela solicitação dinâmica são nulas para apoios pontuais. A Figura 6 mostra a variação das reações dinâmicas nos apoios em função da distância do nó de vibração, enfatizando a importância da existência de apoios com ajuste fino de posicionamento longitudinal em relação ao corpo de prova.

Um sensor laser foi acoplado à máquina para a medição da deflexão no centro da amostra e um estroboscópio ótico tridimensional foi utilizado para avaliar a configuração deformada do tubo durante o ensaio. A ocorrência de falha no tubo, como o surgimento de trincas, pode ser verificada pela queda do nível de pressão

interna do tubo. Ainda nesse trabalho, um modelo matemático foi desenvolvido para avaliar os modos de vibração, bem como a distribuição de tensões e esforços nos corpos de prova ensaiados. Os resultados de medição da deflexão do tubo, considerando os dois sistemas de medição e para uma dada frequência de teste, foram coerentes com o valor obtido matematicamente.

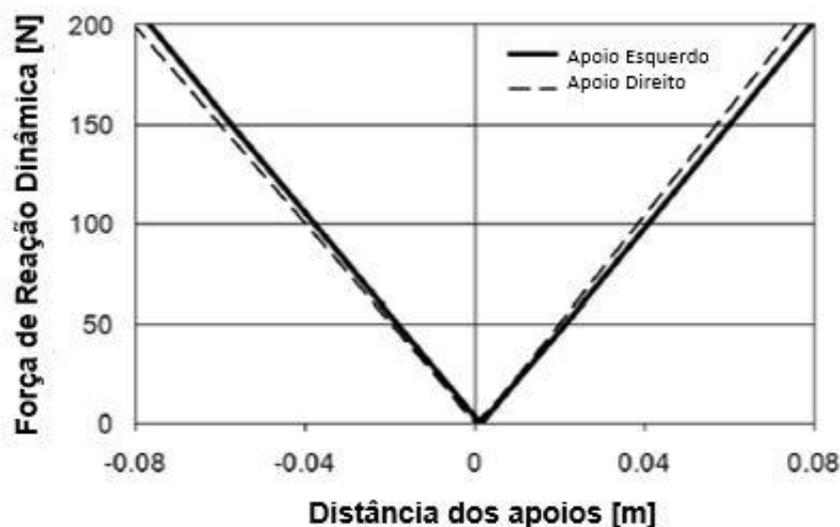


Figura 6: Variação das reações dinâmicas nos apoios em função da distância do nó de vibração.
Fonte: adaptado de VAN WITTENBERGHE et al. (2012).

As principais desvantagens na operação desse equipamento de testes é a quantidade elevada de dispositivos de interface e o uso de sistemas de controle complexos, o que dificulta a montagem e, conseqüentemente, a execução dos testes.

BERTINI et al. (2008) construíram duas bancadas de teste de fadiga por ressonância para avaliar a resistência à fadiga de dois tipos de conexões (aço-aço e aço-alumínio), entre tubos utilizados como brocas na perfuração de poços de petróleo. Testes foram realizados com o objetivo de reduzir os esforços na estrutura, bem como a duração dos testes. As bancadas foram desenvolvidas pelo mesmo conceito proposto por VAN WITTENBERGHE et al. (2012), no qual a flexão do tubo é gerada pela rotação de uma massa excêntrica. Os resultados desta investigação mostraram que a ausência de atuadores hidráulicos e a presença de apenas dois pontos de apoio, entre o corpo de prova e a bancada, criava a possibilidade de se produzir um equipamento de teste menos complexo e de menor robustez estrutural, quando comparado com os equipamentos convencionais. Isso também ocorre porque a força atuante sobre a amostra durante o ensaio é fornecida pela a ação de esforços inerciais. Em comparação a testes convencionais de fadiga de tubos em escala real,

os experimentos realizados por BERTINI et al. (2008) comprovaram que os ensaios de fadiga por ressonância podem ser executados em tempos menores devido a elevada frequência de teste (25-30 Hz). Como desvantagem, foi observado que a carga média axial é nula nesse tipo de teste ($R = -1$), quando não há pressão interna.

A bancada desenvolvida para ensaios de conexões aço-aço é caracterizada por transformar a vibração, gerada por uma massa excêntrica, em movimentos de flexão alternada nos corpos de prova que, por sua vez, possuem comprimentos menores do que os utilizados nos ensaios de conexões aço-alumínio. A bancada para a realização dos testes em conexões aço-alumínio atua pelo princípio de flexão alternada, gerada no corpo de prova pela rotação de uma massa excêntrica orientada perpendicularmente à amostra. A Figura 7 (a) e a Figura 7 (b) mostram as duas bancadas de ensaio, respectivamente. Modelos matemáticos dinâmicos e simulações numéricas foram desenvolvidos para fins de comparação com os resultados experimentais.

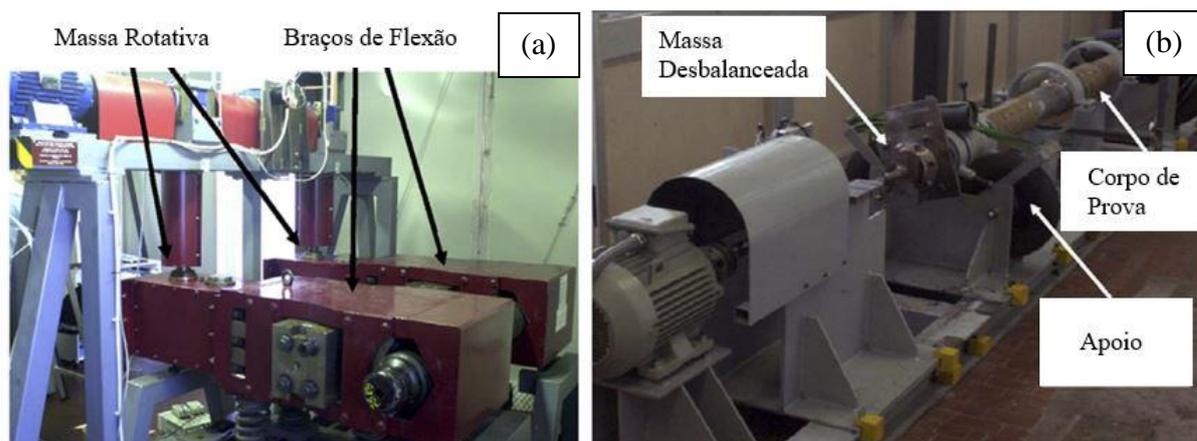


Figura 7: Bancadas para testes de fadiga por ressonância em (a) conexões aço-aço e (b) aço-alumínio. Fonte: adaptado de BERTINI et al. (2008).

POPE et al. (2004) realizaram testes de flexão por ressonância em 16 tubos rígidos de aço API 5L X65, soldados longitudinalmente, com o propósito de avaliar a resistência à fadiga do material de base e da solda. Os testes foram realizados em uma bancada específica para tal finalidade, a uma frequência de 27 Hz. Dentre os principais problemas da máquina construída por POPE et al. (2004), pode-se destacar a impossibilidade de ajuste da posição axial dos apoios durante os testes, uma vez que estes são fixos por parafusos em uma estrutura metálica auxiliar. Outra questão consiste no fato de que os corpos de prova são fixados diretamente aos apoios, prejudicando a mobilidade natural do tubo durante o teste, o que resulta na

transmissão de vibração para o equipamento, caso os nós de vibração da amostra não sejam exatamente coincidentes com a posição dos apoios. A bancada pode ser observada na Figura 8.



Figura 8: Bancada para testes de fadiga por ressonância em tubos rígidos. Fonte: POPE et al. (2004).

ZHANG e MADDOX (2012) realizaram testes para avaliar o comportamento de soldas circunferenciais de tubos com amplitude de carregamento variável ao longo do tempo, simulando a carga aplicada na prática em *risers* rígidos submetidos à VIV, por exemplo. O principal objetivo do trabalho foi avaliar o comportamento de tubos com amplitude de tensão (σ_a) variando entre valores situados abaixo do limite de fadiga, questionando a Regra de Miner e observando que, em alguns casos, o componente pode falhar com dano acumulado menor do que 1. Para a realização dos testes, foi utilizada uma máquina de ressonância cujo controle foi modificado essencialmente para poder realizar testes com amplitude de tensão variável. Para efeitos de comparação, foram também realizados testes com amplitude de tensão (σ_a) constante. A máquina utilizada para a realização dos testes pode ser observada na Figura 9.



Figura 9: Exemplo de máquina utilizada para testes de fadiga por ressonância em tubos rígidos. Fonte: ZHANG e MADDOX (2012).

Existem, também, alguns equipamentos patenteados que realizam esse tipo de teste. A patente de invenção escrita por ZHICHAO et al. (2012) apresenta um equipamento para a realização de testes de fadiga por ressonância. A máquina possui um apoio fixo e outro ajustável, sendo acionada por uma massa excêntrica que, por sua vez, é conectada por uma junta universal a um motor elétrico, sendo a rotação deste controlada por um inversor de frequência. Como principal problema, assim como o equipamento desenvolvido por VAN WITTENBERGHE et al. (2012), esta máquina não possibilita o autoajuste da posição dos apoios em função da movimentação do tubo durante o teste. Já a patente de invenção de XIAODONG et al. (2014) apresenta um equipamento para a realização de testes em fadiga por ressonância bastante semelhante à máquina descrita por ZHICHAO et al. (2012). A máquina possui também um sistema externo de pressurização da amostra. Porém, como principal problema, este equipamento possui os apoios fixos no solo e um sistema de fixação do tubo nos apoios, não permitindo, também, o autoajuste da amostra em relação aos apoios durante o teste. Esse ajuste é indispensável, caso haja mudança relevante na posição dos nós de vibração durante o teste em função do surgimento de trincas ou do aumento da temperatura do corpo de prova em função da solicitação mecânica.

3.4. Análise Vibratória

No que tange à realização de testes de fadiga por ressonância, dois conceitos de análise vibratória devem ser considerados: análise modal e análise de vibração.

3.4.1. Análise Modal

De acordo com MIGUEL (2006), no conceito de análise vibratória, a análise modal serve para identificar as frequências nas quais o sistema pode oscilar na ausência de excitação externa. Essas frequências, mais conhecidas como frequências naturais, configuram os modos de vibração do sistema, os quais representam fisicamente a forma na qual o sistema vibra em cada frequência. Quando o sistema é excitado externamente em uma dessas frequências, acontece o fenômeno de ressonância. A Figura 10 mostra o comportamento da amplitude do movimento oscilatório (a) em função da razão entre a frequência de excitação e a frequência natural do sistema.

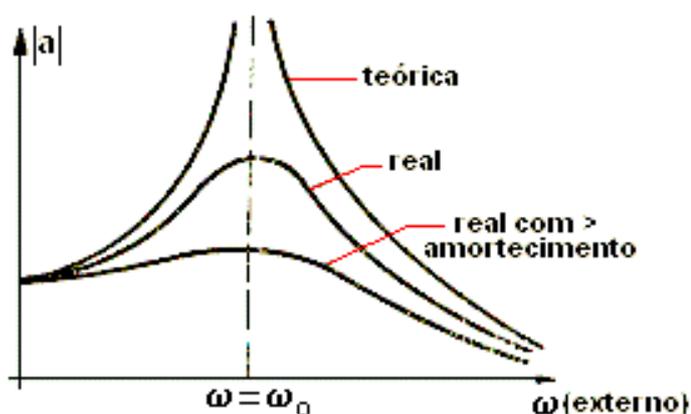


Figura 10: Amplitude do movimento oscilatório “a” em função da razão entre a frequência de excitação e a frequência natural do sistema, considerando as curvas teórica, real e real com > amortecimento. Fonte: NETTO [2011].

Na Figura 10, pode ser observado o caso teórico ou ideal (sem amortecimento), o qual assume que a amplitude de deslocamento tende ao infinito à medida que a frequência de excitação se iguala à frequência natural do sistema e o caso real (com amortecimento), para o qual a amplitude de deslocamento terá um valor limite quando a frequência de excitação se iguala à frequência natural do sistema. Quanto maior o amortecimento, menor o valor limite da amplitude de deslocamento do sistema na condição de ressonância ($\omega/\omega_0=1$). Na prática, o amortecimento é dado por fatores como a resistência do ar ou pelo fato de que uma parcela da energia é dissipada por componentes coadjuvantes ao sistema.

O fenômeno de ressonância é geralmente evitado por causar instabilidade em estruturas. Como exemplos de casos nos quais o projeto é conduzido para evitar a ocorrência de vibração por ressonância, citam-se a análise modal de pontes e o balanceamento de rodas de veículos automotores.

Existem cálculos analíticos para a determinação dos modos de vibração de estruturas simples. Para sistemas mais complexos, como dutos submarinos, o método de elementos finitos pode ser utilizado, sendo a rigidez geométrica e a rigidez à flexão dois fatores essenciais a serem considerados na análise, conforme BAI e BAI (2005).

3.4.2. Análise de Vibração

Basicamente, existem dois tipos elementares de vibração, de acordo com RAO (2008):

- Vibração Livre: Ocorre quando um sistema, após uma perturbação inicial, continua a vibrar por conta própria, ou seja, não há uma força externa atuando sobre este sistema;
- Vibração Forçada: Ocorre quando um sistema está sujeito a uma força externa (repetitiva, na maioria dos casos). É a vibração que ocorre em máquinas, por exemplo.

Geralmente, as três principais causas de vibração em máquinas são: desbalanceamento, desalinhamento e excentricidade.

O desbalanceamento é uma das causas mais comuns de vibrações em máquinas. Na maioria das vezes, as principais características da vibração medida são:

- A frequência da vibração coincide com a rotação do elemento desbalanceado.
- A amplitude é proporcional à quantidade do desbalanceamento.
- A amplitude de vibração é normalmente maior nas direções radiais (transversais ao eixo de rotação).

O desalinhamento é quase tão comum como o desbalanceamento. Apesar do uso de mancais autocompensadores ou acoplamentos flexíveis, é muito difícil alinhar dois eixos e seus mancais de forma que não atuem forças que causem vibrações.

Existem três tipos básicos de desalinhamento: paralelo, angular e combinado. Um eixo empenado vibra com características semelhantes ao desalinhamento angular. Majoritariamente, nas análises de vibração originadas por desalinhamento ou empenamento:

- A frequência da vibração é normalmente idêntica à rotação do eixo, exceto para desalinhamentos severos.
- A amplitude da vibração é proporcional ao desalinhamento.
- As leituras de fase são instáveis.

A amplitude de vibração pode ser alta na direção axial bem como na radial. O desalinhamento, mesmo com acoplamentos flexíveis, produz forças axiais e radiais que, por sua vez, produzem vibrações radiais e axiais. Sempre que a amplitude da vibração axial for maior que a metade da maior amplitude radial, deve-se suspeitar de desalinhamento.

Por fim, a excentricidade é a terceira principal causa de vibrações em máquinas rotativas. O conceito de excentricidade é diferente de desbalanceamento, uma vez que nestes casos o centro de rotação difere do centro geométrico, mesmo a peça sendo balanceada. Porém, os sintomas de excentricidade são idênticos aos do desbalanceamento.

3.5. Tensões Longitudinais Devido à Aplicação de Pressão Interna

Para os casos de tubos com parede espessa, ou seja, cuja razão entre o raio externo (r_o) e espessura (e) é menor do que dez, as tensões longitudinais (σ_l) em função da pressão interna aplicada podem ser calculadas através da Equação 5 (THE ENGINEERING TOOLBOX [2016]), na qual p_i é a pressão interna, p_o é a pressão externa e r_i é o raio interno do tubo.

$$\sigma_l = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (5)$$

Neste trabalho, o cálculo da tensão longitudinal devido à pressão interna se faz necessário para encontrar a solicitação mecânica em função da pressão interna aplicada.

3.6. Controle PID

Segundo BAZANELLA e SILVA JÚNIOR (2005), mais de 90% das malhas de controle industriais são compostas por controladores PID (*Proportional Integral Derivative*). Isso porque, em comparação aos demais controladores existentes, o controlador PID pode ser projetado de forma mais simples e eficiente. Em muitos casos, o ajuste do controlador pode também ser obtido sem conhecimento de um modelo matemático do processo, podendo ser definido através de experimentos. Basicamente, consiste na combinação das ações proporcional, integral e derivativa para gerar um único sinal de controle, que por sua vez é alimentado por uma variável medida e corrigida por ganhos de ajuste. O sinal de controle gerado pelo controlador PID pode ser genericamente expresso conforme a Equação 6.

$$K \left[E(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t E(t) dt + T_d \frac{dE(t)}{dt} \right] \quad (6)$$

Na Equação 6, as três parcelas da soma correspondem às bandas de controle proporcional, integral e derivativa, respectivamente. Para o ajuste dos ganhos do controlador, um método bastante simples e largamente utilizado é o método do ponto crítico, de acordo com KNOSPE (2006). A fase de modelagem do controlador nesse caso consiste em realizar um primeiro teste com o sistema operando em malha fechada, apenas com controle proporcional (assumindo, inicialmente, $T_i = \infty$ e $T_d = 0$). A ideia é começar com um ganho proporcional K pequeno e ir aumentando esse ganho até que se observe oscilação do sinal da variável medida. Quando o sistema começar a oscilar em torno do valor alvo de controle, o valor de K corresponderá ao valor de ganho proporcional crítico (K_c). Com o valor de K_c conhecido, juntamente com a obtenção do valor de período crítico (T_c), ou seja, o período de oscilação do sinal, pode-se então determinar os valores de T_i e T_d para controladores P, PI e PID conforme a Tabela 1.

Tabela 1: Determinação de parâmetros de controle PID através do método do ponto crítico

Tipo de Controlador	K	T_i	T_d
P	$0,5 K_c$	-	
PI	$0,4 K_c$	$0,8 T_c$	-
PID	$0,6 K_c$	$0,5 T_c$	$0,125 T_c$

Fonte: Adaptado de BAZANELLA e SILVA JÚNIOR (2005).

4. MATERIAIS E MÉTODOS

4.1. Máquina

Neste trabalho, foi projetada uma bancada de ensaios capaz de solicitar mecanicamente em fadiga tubos metálicos rígidos, suportando os esforços decorrentes dos testes. Nas próximas seções, serão descritas todas as etapas de projeto e fabricação da máquina, desde o princípio de funcionamento até as singularidades do equipamento.

4.1.1. Princípio de Funcionamento

A máquina foi projetada com base nos conceitos de análise vibratória, especificamente quando uma massa excêntrica em rotação gera uma vibração próxima à frequência natural de um componente específico, sendo este um corpo de prova tubular de aço. A amostra é excitada a uma frequência bem próxima à frequência natural do primeiro modo flexural de vibração, transmitindo a energia necessária para solicitar o corpo de prova em fadiga. A Figura 11 mostra, esquematicamente, o princípio de funcionamento do ensaio, destacando o comportamento do corpo de prova durante o teste.

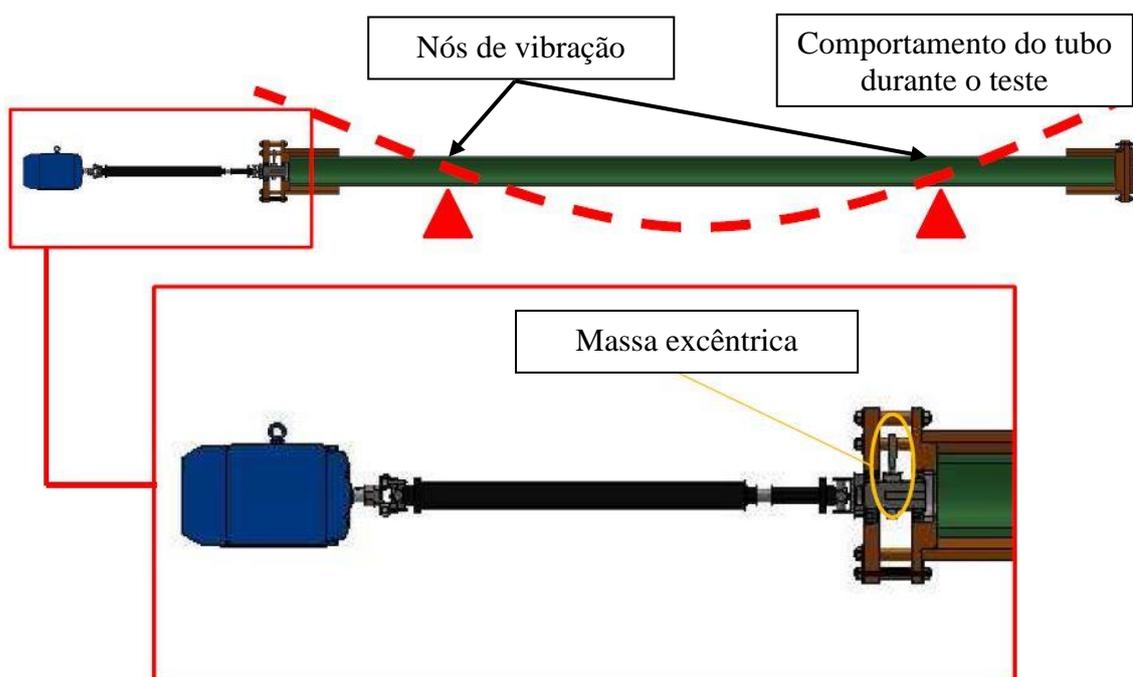


Figura 11: Representação esquemática do princípio de funcionamento do teste. Fonte: o autor.

Na Figura 11, a linha tracejada representa a configuração deformada do tubo durante o teste para um instante de tempo infinitesimal. Pode-se perceber que, para o modo de vibração no qual o tubo é excitado, o ponto de máxima flexão e, conseqüentemente, máxima probabilidade de ocorrência de falha, através da nucleação e propagação de uma trinca, coincide com o centro longitudinal da amostra.

A bancada é composta por dois apoios que sustentam o corpo de prova na posição dos nós de vibração, nos quais o deslocamento é nulo. Em virtude disso, a vibração gerada pelo teste é minimamente transmitida para a estrutura da máquina. Nas extremidades do corpo de prova, são posicionados os contrapesos que têm a função de reduzir a frequência natural do corpo de prova, possibilitando que o ensaio seja realizado em amostras de comprimento menores. Ao mesmo tempo, estes contrapesos permitem o balanceamento do conjunto para garantir que os valores máximos de flexão e deformação coincidam exatamente com o centro longitudinal da amostra. Por fim, o contrapeso que contém a massa excêntrica é responsável por transmitir a energia de vibração para o corpo de prova. Ainda, a máquina possui um sistema de transmissão de rotação, acionado por um motor elétrico, que, por sua vez, é controlado por um inversor e um sistema de controle PID que relaciona a rotação da massa excêntrica, gerada pelo motor elétrico, com a deformação do tubo durante o teste.

4.1.2. Projeto Estrutural

- Apoios

Um dos principais desafios encontrados no projeto estrutural da máquina foi a elaboração conceitual do projeto dos apoios.

Com base na literatura, foi inicialmente adotado, na construção da máquina, o conceito de apoios planetários, utilizado por POPE et al. (2004) para tubos de menor diâmetro. Este sistema foi projetado e construído conforme pode ser visto na Figura 12.

O sistema de apoios planetários foi utilizado nos primeiros testes realizados no equipamento, apresentando problemas mecânicos. Esses eventos foram decorrentes principalmente do fato de que os apoios planetários fixam o corpo de prova à estrutura por meio de parafusos dispostos radialmente e apertados contra a superfície externa do tubo, fazendo com que as forças de reação aumentem linearmente e

significativamente à medida que o apoio se afasta do nó de vibração (teoricamente discreto), conforme pode ser confirmado através da Figura 6.



Figura 12: Máquina para testes de fadiga por ressonância em tubos, com o conceito de apoios planetários. Fonte: o autor.

Diante disto, foi elaborado um novo conceito para os apoios. Os apoios em “V” transmitem liberdade para que o corpo de prova possa se posicionar livremente nos seus nós de vibração (locais de menor energia do sistema) sobre os apoios, ou seja, o tubo não é fixado mecanicamente aos suportes. Além disso, os insertos poliméricos com superfície cilíndrica, inicialmente fabricados à base de poliamida, permitem o contato suave e pontual entre o tubo e os suportes, minimizando os níveis de atrito e de ruído durante os testes. A Figura 13 mostra o apoio em “V” após a fabricação.

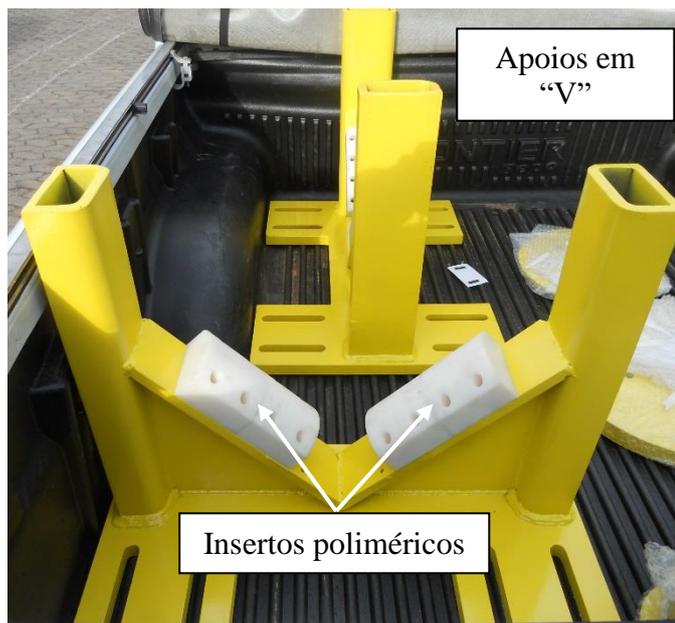


Figura 13: Conceito de apoios em "V". Fonte: o autor.

Em comparação aos apoios planetários, os testes com os apoios em "V" evidenciaram uma operação mais silenciosa e estável e, desta forma, foram obtidos maiores tempos de ensaio com o uso dos insertos poliméricos. Porém, no decorrer dos testes, os insertos em poliamida mostraram desgaste prematuro, o que aumentou progressivamente a vibração e desestabilizou o teste. Foram então fabricados novos insertos poliméricos à base de polietileno de ultra alto peso molecular (*Ultra High Molecular Weight Polyethylene* - UHMWPE), material com resistência à abrasão superior. Assim, foram atingidos tempos de operação maiores do que os obtidos anteriormente com o uso de poliamida. Desta forma, foi observado que a queda do tempo de operação é proporcional ao desgaste dos insertos poliméricos para os apoios em "V", uma vez que, conforme evidenciado por VAN WITTENBERGHE et al. (2012), quanto maior a área de contato entre o corpo de prova e os suportes, maiores são as forças dinâmicas de reação que atuam sobre a estrutura da máquina.

Embora o equipamento tenha se tornado mais estável com o uso dos apoios em "V" quando comparados aos apoios planetários, a máquina ainda apresentava problemas relacionados principalmente ao desgaste excessivo dos insertos poliméricos e ao fato de que os apoios em "V" também necessitavam ser fixados à estrutura da máquina. Esses dois fatores culminavam na desestabilização do ensaio, em virtude do posicionamento incorreto dos apoios em relação aos nós de vibração do tubo. Isso porque uma vez que os apoios não estivessem exatamente sob os nós do tubo, parte da energia dissipada pela vibração da amostra acabava sendo

transmitida para a estrutura da máquina, afetando ou até mesmo impedindo a execução dos ensaios.

Como forma de solucionar esse problema, foi desenvolvido o conceito de apoios compostos por cabos de aço com revestimento polimérico. A principal vantagem do equipamento desenvolvido neste trabalho, em comparação aos demais conceitos já existentes comercialmente e no âmbito de pesquisa, é o autoajuste instantâneo dos apoios em relação aos nós de vibração da amostra durante a execução dos testes. Este detalhe evita a desestabilização mecânica do ensaio, caso haja mudança relativa entre a posição dos apoios e dos nós de vibração do corpo de prova, como resultado da nucleação de uma trinca ou aumento da temperatura devido à solicitação mecânica imposta ao corpo de prova. A Figura 14 mostra a construção desse tipo de apoio.

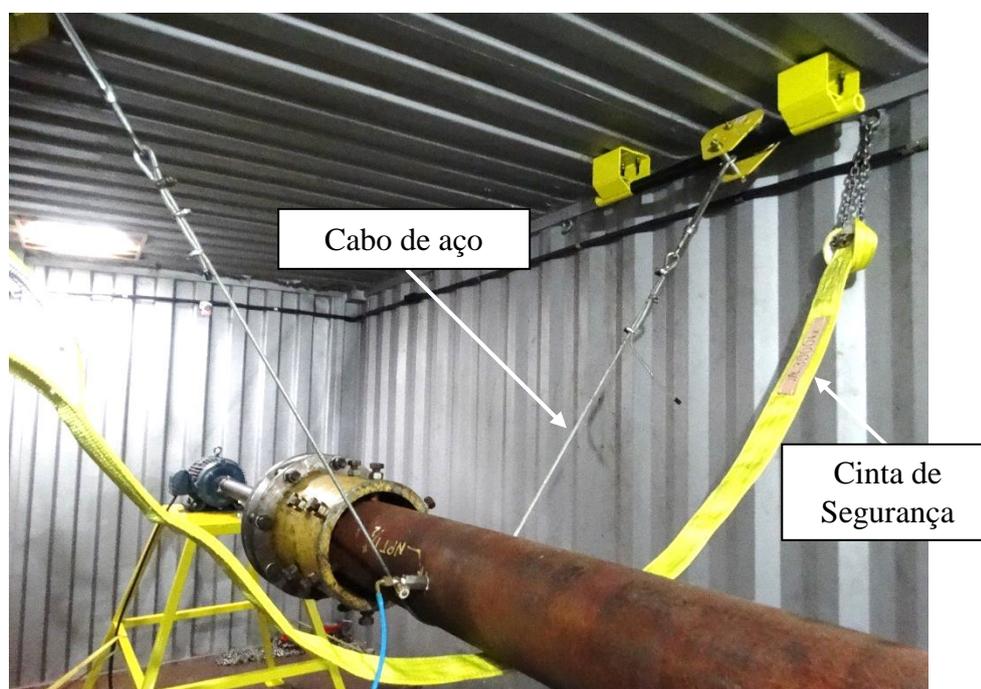


Figura 14: Conceito de apoios fabricados com cabos de aço. Fonte: o autor.

Conforme pode ser observado na Figura 14, a principal vantagem do cabo de aço frente aos dois conceitos anteriores é que, nesse caso, há contato discreto entre o apoio e o nó de vibração, ou seja, a superfície de contato entre o cabo e a amostra é menor. Conseqüentemente, a energia residual transmitida para estrutura da máquina é menor, fazendo com que o equipamento vibre menos. Também, nesse conceito de apoio, as extremidades do cabo de aço são fixadas em troles que, por sua vez, podem correr livremente ao longo de guias tubulares. Isso permite o deslocamento dos apoios no sentido axial do corpo de prova, proporcionando, assim,

o autoajuste da posição dos apoios durante a execução dos testes através da movimentação natural do tubo devido à vibração, tendendo a estabilizar este movimento à medida que os apoios atingem os nós de vibração da amostra. Por ser uma invenção de notoriedade, em comparação aos conceitos existentes no estado da técnica, esta estratégia resultou na principal reivindicação para um pedido de patente de invenção por parte da UFRGS junto ao INPI, protocolado no ano de 2015. O patenteamento representa o potencial tecnológico do equipamento desenvolvido neste trabalho, uma vez que através deste instrumento se tem a possibilidade de licenciamento para comercialização da tecnologia, rompendo a barreira da pesquisa e do desenvolvimento e lançando a proposta acadêmica à resolução de problemas reais e casos práticos.

A Figura 15 mostra em detalhe o sistema de fixação dos cabos de aço nos troles e a montagem destes na guia tubular.

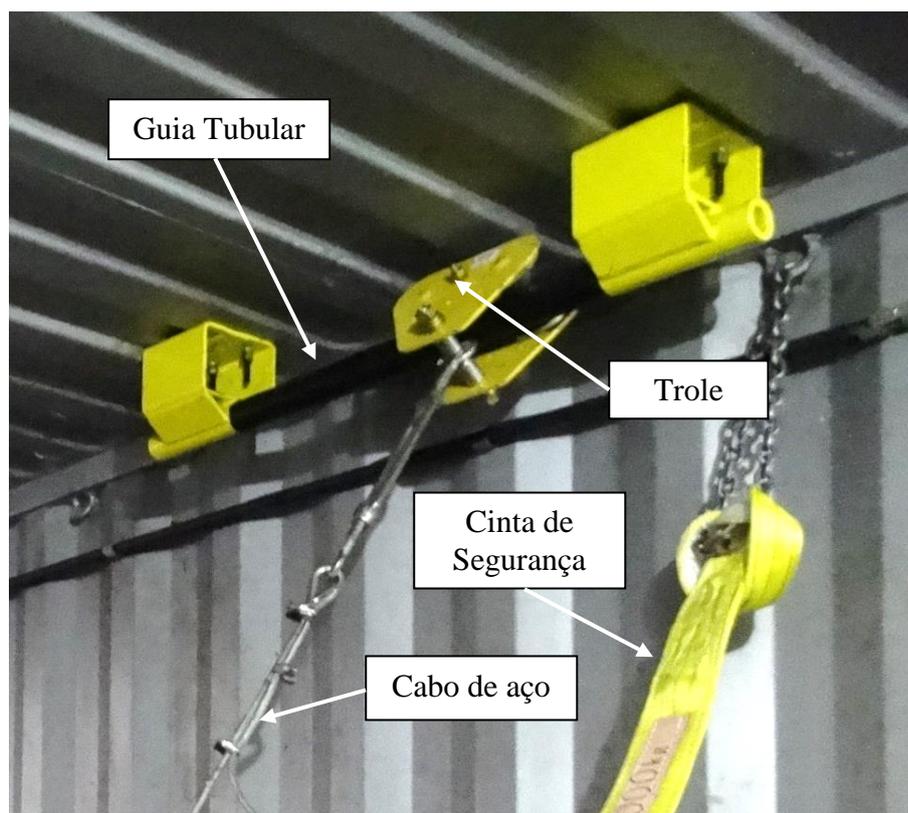


Figura 15: Sistema de autoajuste da posição do apoio em relação aos nós de vibração do corpo de prova. Fonte: o autor.

Na Figura 14 e na Figura 15, além dos principais componentes do conceito de apoios com cabos de aço, pode-se perceber a presença de uma cinta de segurança. Em caso de ruptura acidental de um dos cabos de aço, essas cintas sustentariam o

corpo de prova, evitando danos severos à amostra e ao sistema de transmissão de rotação para a massa excêntrica. Ao todo, são posicionadas quatro cintas de segurança ao longo do comprimento do tubo. Cabe ressaltar que, a fim de garantir a segurança do operador, a máquina foi posicionada no interior de um contêiner metálico para o teste dos três conceitos. Os apoios planetários e os apoios em “V” foram montados sobre uma estrutura composta por dois perfis estruturais “I” soldados a um chassi automotivo pesado. Já para o conceito de apoios com cabo de aço, a estrutura composta pelos troles e pelas guias tubulares foi fixada diretamente no teto do contêiner. Foi desenvolvido um reforço estrutural de aço, instalado na parte externa superior do contêiner, para garantir a sustentação mecânica dos apoios.

- **Contrapesos**

Conforme citado anteriormente, além de terem a função de adicionar massa ao corpo de prova, reduzindo a distância entre os nós de vibração e a frequência natural deste, permitindo assim que a amostra seja excitada em frequências atingíveis por motores elétricos comerciais, os contrapesos são os principais meios de ajuste mecânico da máquina. O contrapeso móvel possui um sistema de mancais e eixo no qual é posicionada a massa excêntrica que pode ser ajustada, em posição e peso, de acordo com a necessidade do teste. Já o contrapeso fixo possui encaixe para massas adicionais que podem ser colocadas ou removidas com o objetivo de centralizar o ponto de máxima deflexão da amostra durante o teste. A Figura 16 mostra uma vista em corte com a posição esquemática de cada contrapeso na amostra, destacando seus principais componentes.

- **Sistema de Transmissão**

Para o sistema de transmissão de rotação da massa excêntrica, foi designado um motor elétrico trifásico com potência de 15 HP, posicionado sobre uma base metálica. Foi conectado ao eixo do motor elétrico um acoplamento mecânico do tipo pneu. Na outra extremidade do acoplamento, foi conectado um eixo bi-mancalizado, que por sua vez teve sua outra extremidade conectada a um eixo cardã. Por fim, a outra extremidade do eixo cardã foi conectada ao eixo do contrapeso móvel. Este eixo é também bi-mancalizado por dois rolamentos autocompensadores de esferas montados em dois flanges paralelos, separados por espaçadores. Entre os dois

flanges e no diâmetro externo do eixo, foi posicionada a massa excêntrica, a qual pode ser regulada tanto em termos da sua distância em relação ao centro quanto em relação à quantidade de massa. A representação esquemática do sistema de transmissão da máquina pode ser observada na Figura 17.

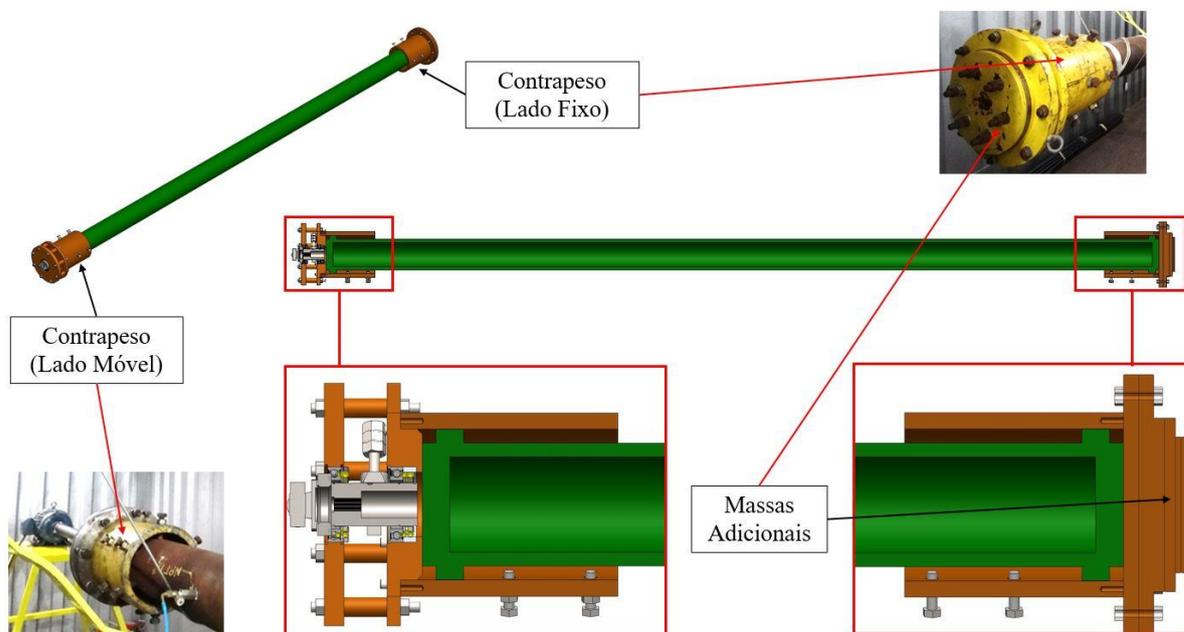


Figura 16: Representação esquemática dos contrapesos posicionados na amostra. Fonte: o autor.

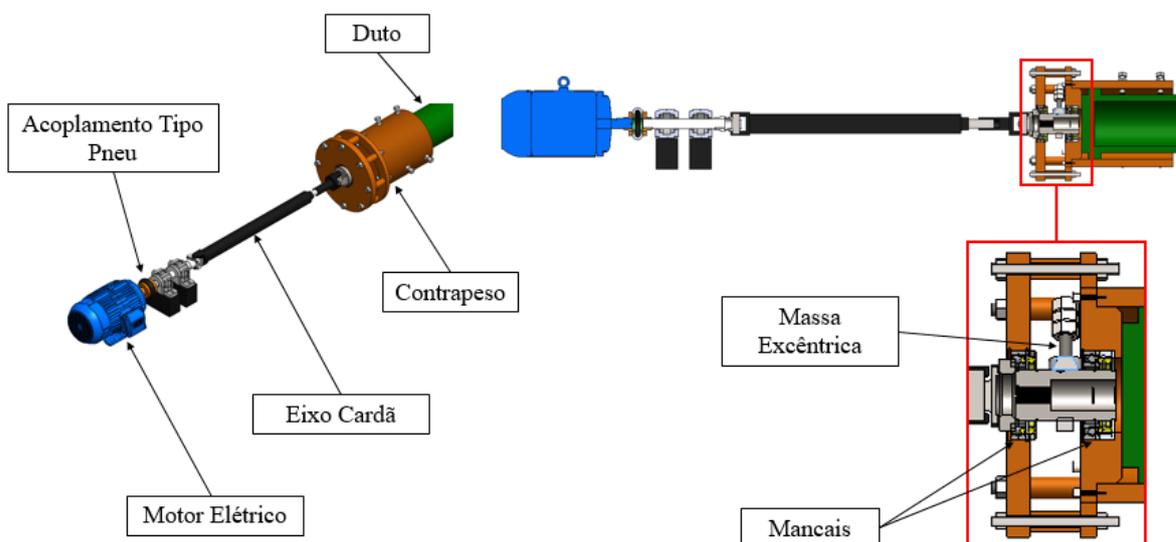


Figura 17: Sistema de transmissão de rotação para a massa excêntrica. Fonte: o autor.

No projeto do sistema de transmissão, o eixo cardã, os eixos bi-mancalizados nas duas extremidades do eixo cardã e o acoplamento mecânico tipo pneu foram

adotados com o intuito de reduzir a transmissão de vibração gerada pela massa excêntrica para o motor elétrico. A rotação do motor elétrico é regida por um inversor de frequência da marca WEG, modelo CFW08.

4.1.3. Controle de Teste, Aquisição e Monitoramento de Dados

O sistema de aquisição e controle de dados de teste foi essencialmente constituído por um equipamento comercial da marca HBM, modelo PMX. Esse equipamento permite, além da implementação de controle de variáveis de entrada e de saída do processo pelo método de PID (ver seção 3.6), a aquisição, o monitoramento e o armazenamento de dados de sensores com alimentação e resposta em corrente e tensão. O equipamento foi acondicionado em uma maleta customizada para facilitar o correto armazenamento, bem como a conexão com os sensores. O sistema de controle, aquisição e monitoramento pode ser visto na Figura 18.

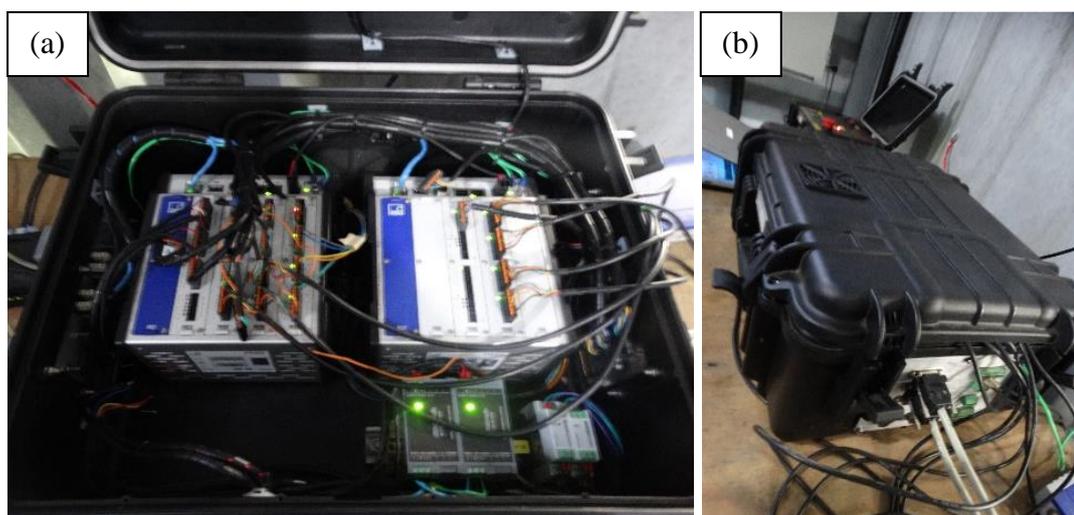


Figura 18: Equipamento de aquisição, monitoramento de dados e controle de teste (a) parte interna, com destaque para os dois consoles do equipamento marca HBM modelo PMX e (b) parte externa, com destaque para a interface lateral da maleta com as conexões destinadas aos cabos dos sensores. Fonte: o autor.

Para os testes de fadiga por ressonância realizados neste equipamento, são adquiridos os dados de: deformação, através do uso de extensômetros uniaxiais de resistência elétrica (120Ω) da marca Kyowa, com compensação de temperatura para aplicação em aços; pressão interna da amostra, através de uma célula de pressão da marca Huba Control, modelo 511; temperatura ambiente e do fluido interno da amostra, através de sensores PT-100; aceleração na direção radial, através de um

acelerômetro da marca Dytran com capacidade de 50g e; rotação do motor elétrico, através de um sensor de rotação (*encoder*) da marca Hohner, modelo 7515. A disposição dos sensores em relação ao corpo de prova pode ser vista esquematicamente na Figura 19.

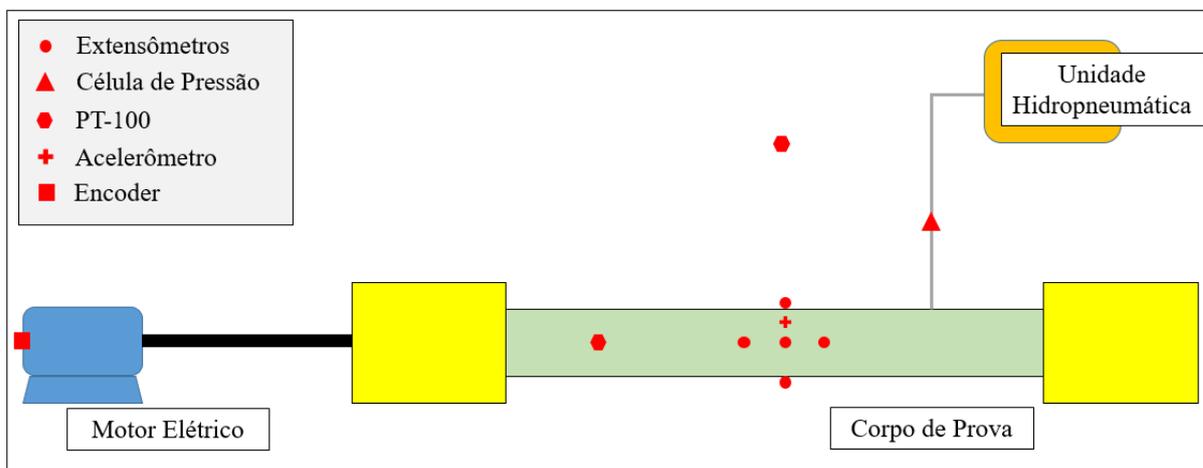


Figura 19: Representação esquemática do posicionamento dos sensores em relação ao corpo de prova. Fonte: o autor.

O PT-100, responsável pela medição da temperatura ambiente, foi instalado entre o teto do contêiner e o centro longitudinal da amostra. Já o PT-100, responsável pela medição da temperatura do fluido interno da amostra, foi instalado em um dispositivo metálico rosqueado ao tubo, na região de um dos nós de vibração. O acelerômetro foi instalado no centro longitudinal da amostra, entre dois dos 8 extensômetros centrais. A célula de pressão foi instalada em uma posição intermediária na linha de pressurização da amostra. Já o *encoder* foi instalado em um prolongamento axial do eixo do motor elétrico, situado na parte traseira deste, de modo a medir a rotação efetiva da massa excêntrica, que é igual à frequência do teste.

Teoricamente, no controle de teste, parte-se do princípio de que o pico de deformação e, conseqüentemente, o pico de tensão no ponto de máxima solicitação mecânica deve permanecer constante a cada ciclo, exceto no início e no final de cada bloco de carregamento (quando houver) e no surgimento da falha (trinca passante). O principal problema é que, apenas com o uso do inversor de frequência para controlar a rotação do motor, esta permanece constante, não compensando, por exemplo, o aumento da deformação oriundo do aumento da temperatura na região de maior deformação do tubo, que por sua vez ocorre devido à agitação das moléculas do material em função da vibração aplicada. Para solucionar esse problema, foi

implementado um sistema de controle proporcional, integral e derivativo, conhecido como controle PID (ver seção 3.6), responsável por variar a rotação do motor elétrico em função da amplitude de deformação lida no ponto de máxima solicitação mecânica do tubo.

Para realizar o controle, primeiramente, o sistema de aquisição e controle efetua a leitura das deformações. Os extensômetros uniaxiais de resistência elétrica são colados, igualmente espaçados na direção circunferencial e orientados longitudinalmente ao tubo, na região de maior deformação (centro longitudinal da amostra), totalizando em quatro pares. Cada par é conectado ao sistema de aquisição e controle na condição de meia ponte de Wheatstone, a qual, segundo DALLY e RILEY (1978), além de compensar a diferença de medição em função da temperatura, amplifica o sinal da medida, gerando um valor de resposta do sensor duplamente sensível. Uma vez medidas as deformações, que, em função da natureza do teste, apresentam comportamento senoidal com o tempo, o equipamento contido no sistema de aquisição e controle calcula a média instantânea da amplitude destas medições e, através do controle PID, gera um valor analógico de tensão elétrica que é transmitido para o inversor. Este sinal é, então, utilizado para ajustar continuamente a rotação do motor elétrico e da massa excêntrica, variando assim a frequência de deformação do tubo, com o objetivo de manter a amplitude de deformação constante. A Figura 20 mostra um fluxograma contendo a sistemática de controle de teste.

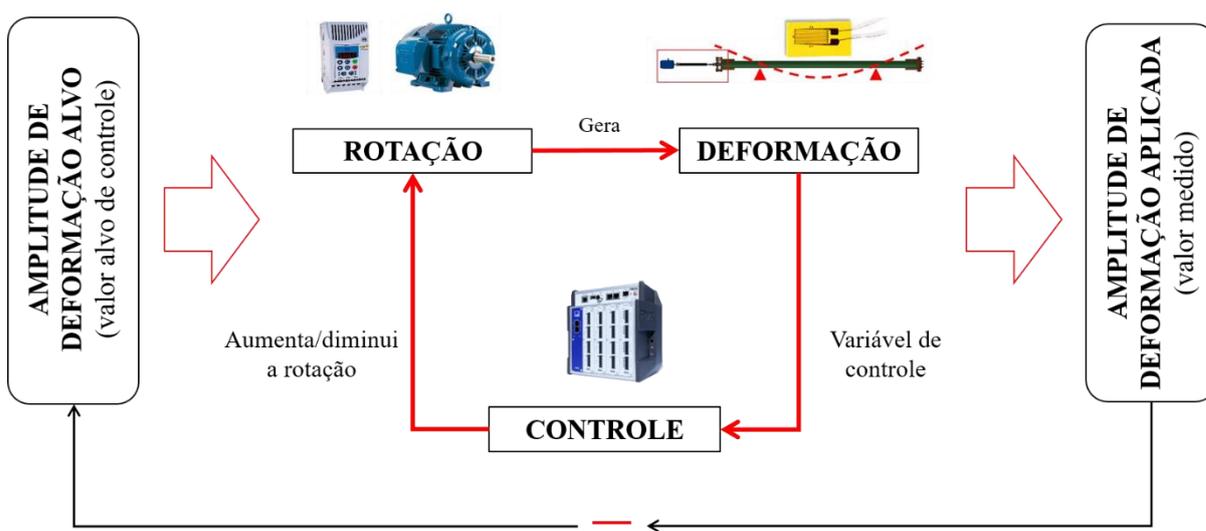


Figura 20: Esquema de controle de teste. Fonte: o autor.

De certo modo, sabe-se que o comportamento mecânico do tubo pode variar, durante o teste, como resultado do aquecimento do material que ocorre devido à vibração ou com o surgimento de trincas. Cada um desses eventos pode resultar em variação da deformação lida pelos extensômetros, sendo necessário tal ajuste contínuo da rotação da massa excêntrica para manter a amplitude de deformação constante, mesmo com a ocorrência de tais eventos. O ajuste dos ganhos do controle PID, os quais interferem diretamente na estabilidade do sinal analógico de tensão elétrica emitido para o controle do inversor, é realizado pelo método do ponto crítico (ver seção 3.6).

Para verificar se a deformação máxima está sendo aplicada no centro longitudinal do tubo, dois pares de extensômetros uniaxiais, situados a 180° entre si, são instalados a ± 120 mm dos extensômetros centrais, na condição de meia ponte de Wheatstone. As massas adicionais do contrapeso fixo são adicionadas ou removidas até atingir a condição de equilíbrio, indicada quando estas duas meias-pontes de Wheatstone apresentam valor nulo ou próximo de zero, comprovando assim que a deformação medida pelo extensômetro à direita é igual à deformação medida pelo extensômetro à esquerda dos extensômetros centrais e, conseqüentemente, garantindo que o ponto de máxima deformação realmente coincida com o centro longitudinal da amostra.

A Figura 21 mostra, em maior nível de detalhamento ao que fora mostrado na Figura 19, o posicionamento dos extensômetros em relação à amostra.

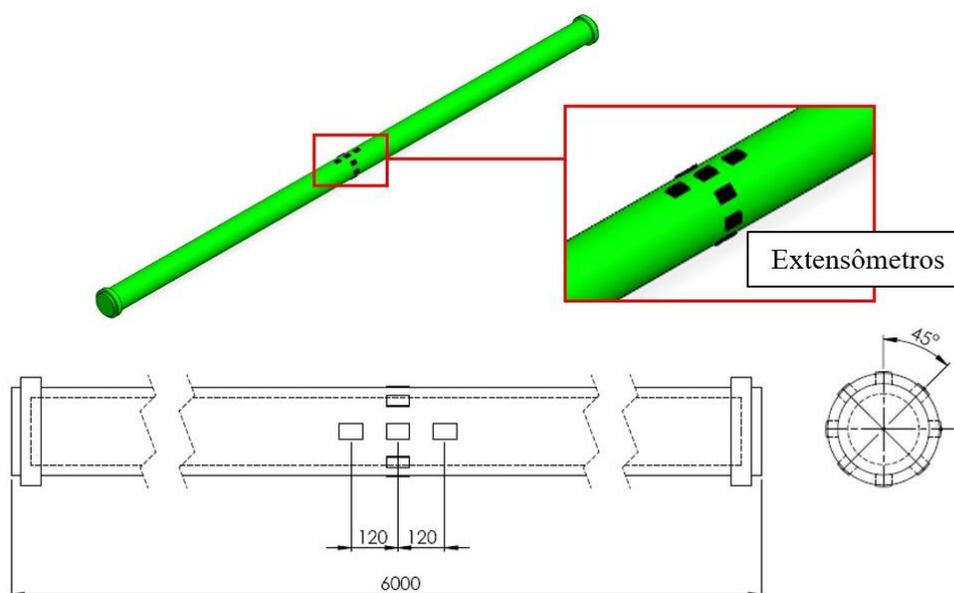


Figura 21: Posicionamento dos extensômetros em relação ao corpo de prova (dimensões em mm).

Fonte: o autor

O monitoramento do teste é efetuado através do software marca HBM modelo Catman 4.0, o qual permite a elaboração de um painel eletrônico contendo as principais variáveis de monitoramento de teste em modo remoto. Para o acionamento e parada da máquina, foi projetado e construído um painel físico de controle. Pelo painel de acionamento, pode ser realizado tanto o acionamento (liga/desliga) da máquina quanto o monitoramento e o controle do teste em modo local, através de um dispositivo de interface homem-máquina.

Caso haja, por algum motivo, distúrbios no funcionamento da máquina ou dos sensores de deformação e de pressão interna, o sistema de controle possui intertravamentos que desativam automaticamente a máquina, caso as medições de deformação e de pressão interna ultrapassem valores limite (inferior ou superior), os quais podem ser previamente configurados de acordo com as condições de teste.

4.1.4. Sistema de Pressurização

Para a pressurização da amostra, é utilizada uma unidade hidropneumática da marca Flutrol, com capacidade de pressurização de 10.000 psi (689 bar). Para a obtenção da pressão interna da amostra, inicialmente o tubo é preenchido com água que, por ser um fluido teoricamente incompressível, minimiza o risco de explosão quando comparado a fluidos gasosos (ar, por exemplo). Então, a unidade hidropneumática é conectada à amostra por meio de mangueira de alta pressão e conexões hidráulicas. Uma conexão hidráulica é rosqueada na amostra, na posição de um dos nós, para permitir a interface entre o tubo e a unidade hidropneumática.

4.2. Teste de Comissionamento

Após a construção da máquina, foi realizado um teste de comissionamento, a fim de avaliar o comportamento mecânico da estrutura e também com o objetivo de validar as premissas de projeto.

4.2.1. Amostra

Para a realização do teste de comissionamento, foi utilizada uma amostra de tubo rígido de aço API 5L X65, classe 8 polegadas, com 219,1 mm de diâmetro externo, 22,2 mm de espessura e seis metros de comprimento. As propriedades de

material da amostra foram avaliadas através de análise química, realizada por um espectrômetro de emissão ótica da marca Spectro, modelo Spectrolab; medição de dureza, com o equipamento da marca Instron, modelo Tukon 2100-B e; ensaios de tração realizados em três corpos de prova extraídos na direção longitudinal do tubo, utilizando-se de um equipamento da marca MTS modelo Landmark, com capacidade de 100 kN. Os resultados são mostrados e discutidos no item 5.1.

4.2.2. Carregamento

O carregamento foi aplicado através de pressão interna de 200 bar, correspondendo a uma tensão longitudinal constante de 38,7 MPa na superfície externa do tubo (ver Equação 2), somada à vibração cíclica induzida pelo equipamento, correspondendo a uma amplitude de deformação cíclica no sentido longitudinal de $\pm 750 \mu\text{m/m}$. Essa deformação equivale a uma tensão longitudinal cíclica de $\pm 157,5 \text{ MPa}$ no ponto de máxima flexão. Por sua vez, essa tensão foi calculada com base na Lei de Hooke aplicada a materiais, conforme mostram SHIGLEY et al. (2005), considerando a premissa de que o carregamento se dá no regime elástico do material e que o material na região solicitada se encontra em estado uniaxial de tensões. O módulo de elasticidade considerado foi de 210 GPa. Somando-se as duas tensões longitudinais, tem-se uma tensão máxima de 196,2 MPa e uma tensão mínima de -118,8 MPa. Tais valores resultam na aplicação de ciclos reversos de amplitude de tensão constante (ver seção 3.2), com razão de carregamento igual a aproximadamente -0,6.

Para fins de ilustração do que fora exposto e definido anteriormente, a Figura 22 mostra a curva teórica de carregamento aplicada à amostra, indicando os valores de tensões mínima, média e máxima, variação de tensão e amplitude de tensão.

4.2.1. Análise Modal

Uma vez definidos a geometria e o material da amostra, foi realizada uma análise modal através do método de elementos finitos para a definição da massa dos contrapesos e da posição dos nós de vibração em função da frequência de teste. A modelagem por elementos finitos foi realizada utilizando-se o software ABAQUS. A malha foi composta por 46.752 elementos hexaédricos com integração reduzida e 8

nós por elemento (código C3D8R). A Figura 23 mostra a estruturação do modelo de elementos finitos elaborado para a análise.

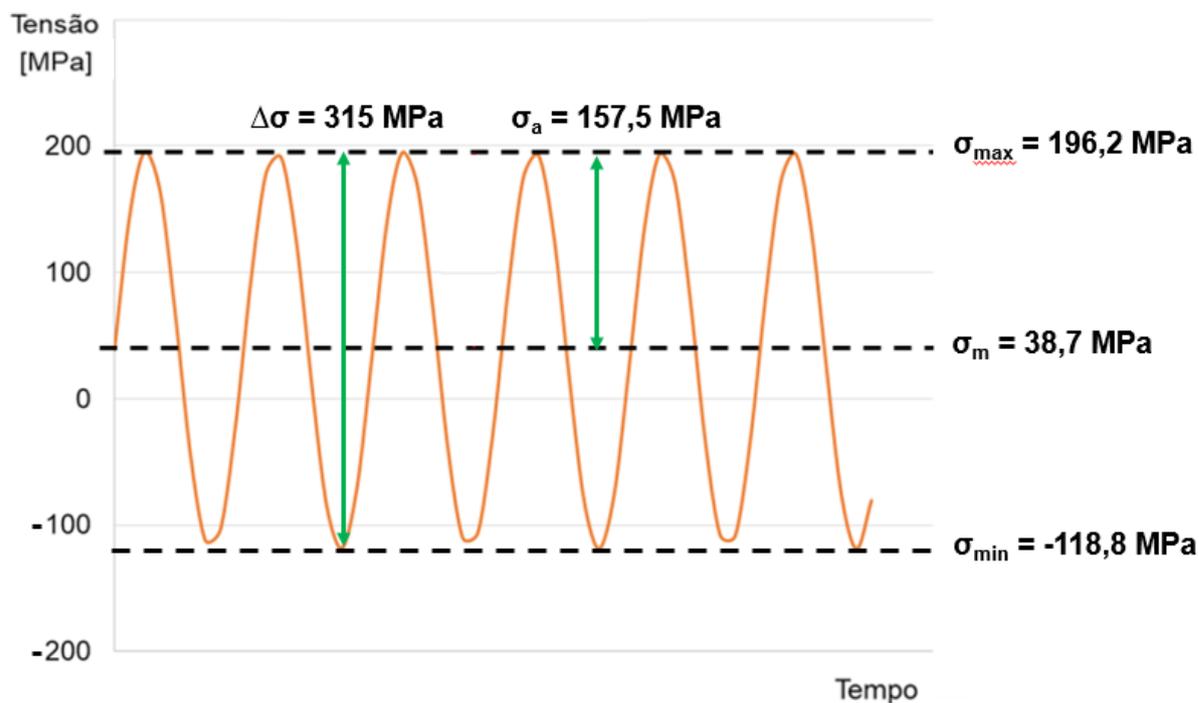


Figura 22: Especificação de carregamento a ser aplicado no corpo de prova durante o teste. Fonte: o autor.

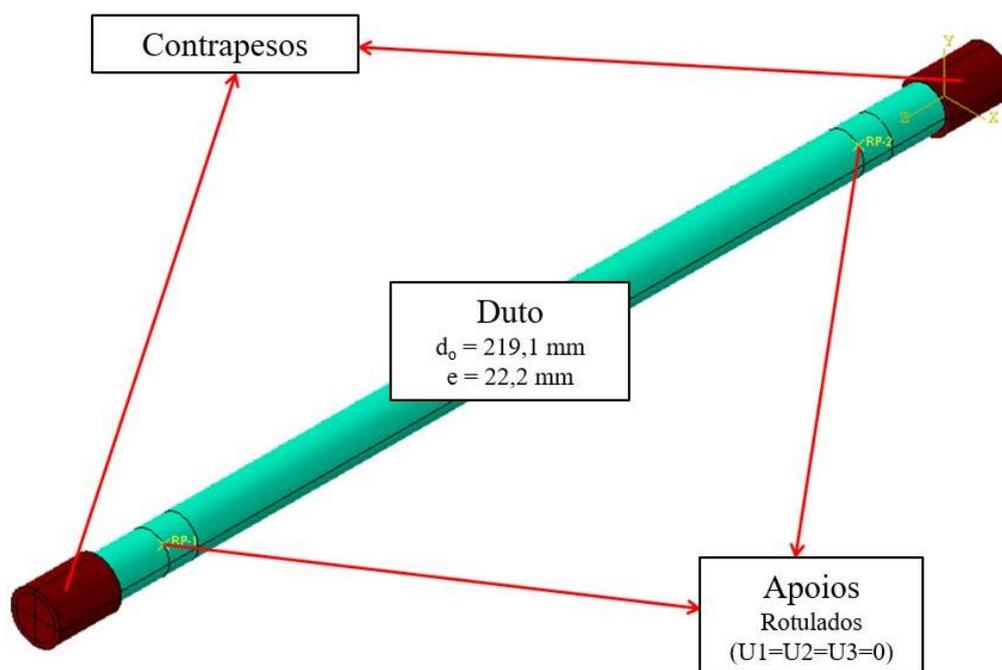


Figura 23: Estruturação do modelo de elementos finitos elaborado para a análise modal com geometria e condições de contorno definidas. Fonte: o autor.

4.2.2. Preparação da Amostra

Após o recebimento e inspeção visual, a amostra teve tampos de aço com reforço circunferencial soldados em suas extremidades, conforme mostra a Figura 24. Os tampos foram dimensionados conforme sugerido por TELLES (1996) para uma pressão interna de 200 bar.

Após a soldagem dos tampos, os cordões de solda foram inspecionados através do ensaio de líquidos penetrantes, não apresentando quaisquer tipos de defeitos superficiais.

Uma vez soldados os tampos, o tubo foi furado, na posição dos nós de vibração, para a instalação das conexões hidráulicas e do sensor de temperatura. Então, teve a superfície externa preparada para instrumentação com extensômetros nas regiões de interesse do tubo, conforme mostrado esquematicamente na Figura 21. A Figura 25 mostra a região central do tubo após a colagem dos extensômetros.

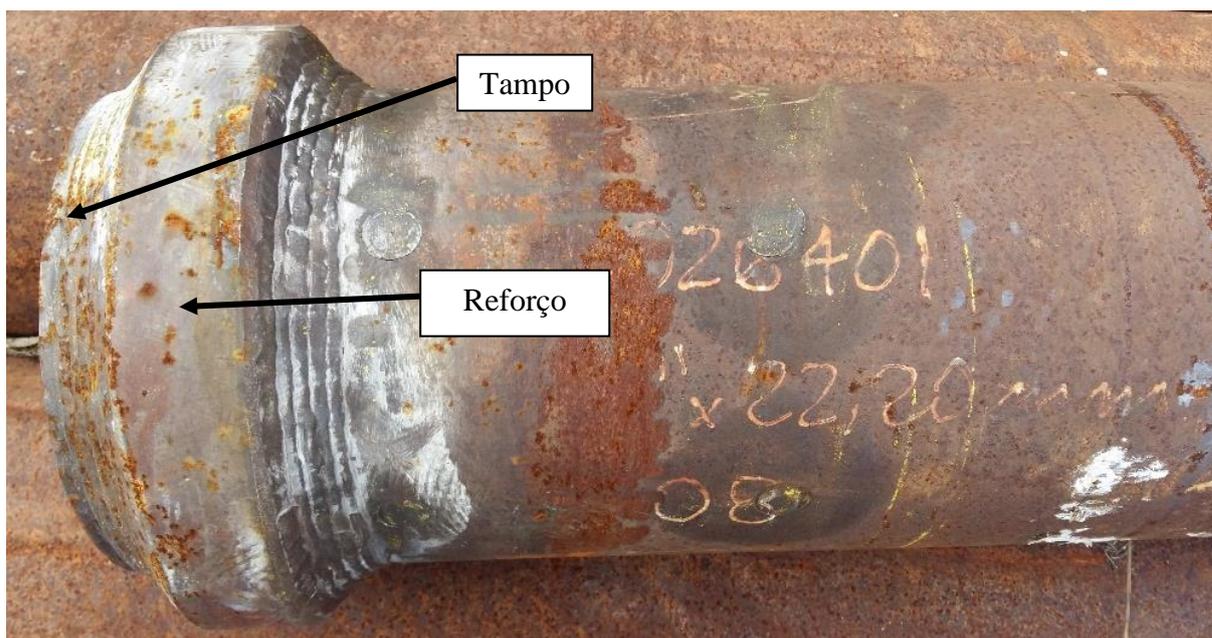


Figura 24: Tampo com reforço soldados nas extremidades do tubo. Fonte: o autor.

Após a instrumentação, os contrapesos foram instalados nas extremidades e o conjunto foi montado na bancada de testes. Por fim, o contrapeso móvel foi conectado ao motor elétrico através da conexão dada pelo eixo cardã. A Figura 26 mostra a amostra montada na máquina, pronta para o início do teste.

Os sensores foram então conectados ao sistema de controle, aquisição e monitoramento de dados, permitindo assim que o teste fosse iniciado.

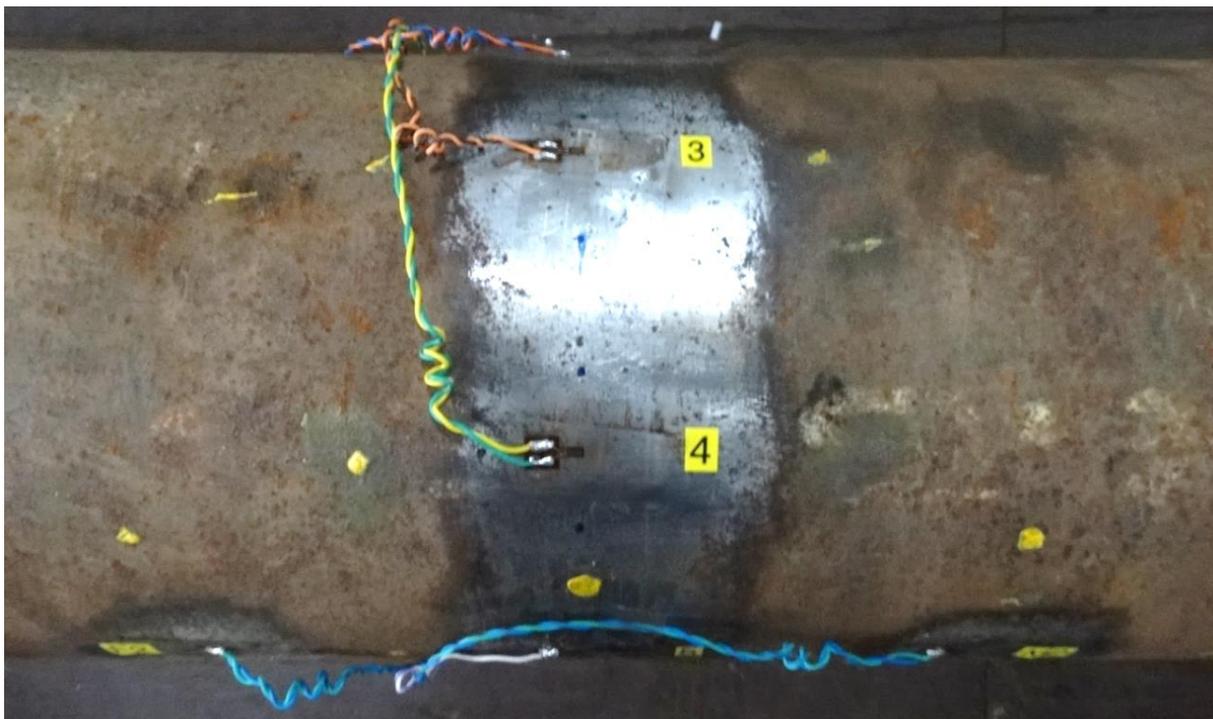


Figura 25: Tubo com extensômetros colados nas regiões de interesse. Fonte: o autor.



Figura 26: Amostra montada na máquina antes do início do teste. Fonte: o autor.

4.3. Análise de Falha

Após a detecção da falha no tubo, foram realizados ensaios de líquidos penetrantes, análise fractográfica e avaliação microestrutural, com o objetivo de identificar o mecanismo de fratura.

4.3.1. Ensaio de Líquidos Penetrantes

O ensaio de LP foi realizado logo após o final do teste, na região de maior sollicitação mecânica, com o objetivo de identificar a localização bem como o aspecto externo e a direção de propagação da trinca. Foi utilizado, para limpeza da superfície, removedor da marca Metal-Chek modelo E-59 (Classe 2). O líquido penetrante utilizado foi da marca Metal-Chek modelo VP-30 (Tipo 2, Método A). Por fim, o revelador utilizado foi da marca Metal-Chek modelo D-70.

4.3.2. Análise Fractográfica

Uma vez identificada a trinca, a abertura desta foi realizada em morsa manual e, após, analisada em lupa de baixo aumento da marca Stemi modelo SV11. Foram então extraídas imagens da análise em lupa, para posterior estudo da superfície de fratura.

4.3.3. Avaliação Microestrutural

Para a análise da microestrutura do material da amostra, os corpos de prova foram produzidos a partir do embutimento e lixamento das amostras, com lixas de granulometria 200, 400 e 600, sendo, então, polidos com pasta de diamante e, por fim, atacados com o agente químico LePera, conforme SCHEID et al. (2016), para a revelação da microestrutura. As micrografias foram produzidas por um microscópio ótico da marca Olympus, modelo BX 51, com câmera digital acoplada.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1. Propriedades da Amostra

A Tabela 2 mostra a composição química do material da amostra.

Tabela 2: Composição química do material da amostra (valores em % de peso).

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	Al	Cu
0,120	0,301	1,48	<0,001	<0,001	0,0652	0,00760	0,0516	0,0345	0,0166

De acordo com a especificação API 5L (2004), os teores de carbono (C), Manganês (Mn), Fósforo (P) e enxofre (S) encontrados através da análise química estão entre os limites permitidos para o aço em questão. Os demais elementos citados não possuem limites impostos por tal norma.

Foram realizadas medições de microdureza Vickers (ver Tabela 3) no material, obtendo-se uma média de 179HV_{0,5}.

Tabela 3: Dureza do material da amostra.

Medição	Dureza (HV _{0,5})
1	181,0
2	179,0
3	175,0
4	177,0
5	183,0
Média e Desvio Padrão	179,0 ± 3,2

A Figura 27 mostra a curva tensão x deformação de engenharia do material, produzida a partir dos ensaios de tração. Com base nos resultados dos ensaios de tração do material, o valor da tensão máxima, ou seja, a tensão de tração efetivamente aplicada na amostra durante o teste, corresponde a aproximadamente 34 % da resistência à tração média. Esse valor de tensão pode ser considerado como sendo suficiente para que ultrapasse o limite de fadiga do tubo com pites de corrosão, uma vez que, para componentes lisos (isto é, sem a presença de defeitos superficiais) em flexão, o limite de fadiga corresponde a 50,4% da resistência à tração para aços com essa propriedade inferior a 1.460 MPa, conforme SHIGLEY et al. (2005). Também, de acordo com CALLISTER (2000), para muitos aços o limite de fadiga varia entre 35% e 60% do limite de resistência à tração.

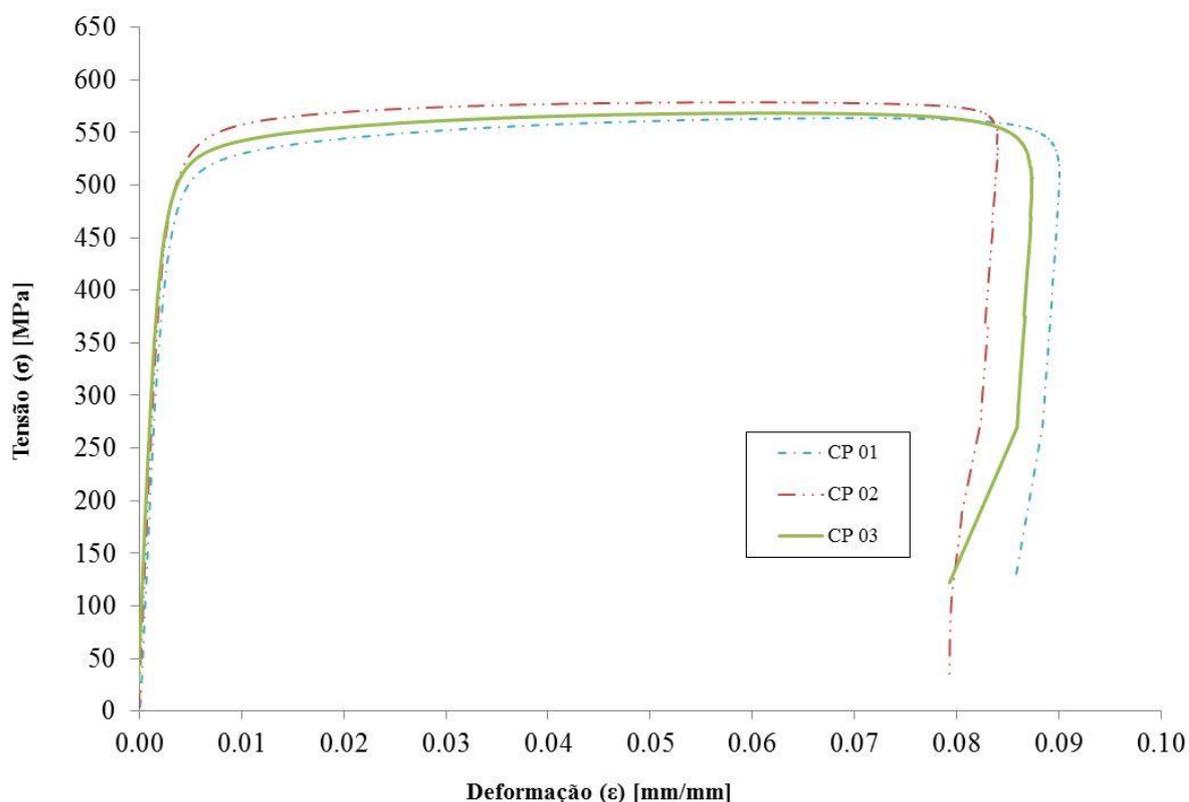


Figura 27: Curva tensão x deformação de engenharia do material da amostra, considerando corpos de prova retirados longitudinalmente ao tubo. Fonte: o autor.

Os valores de resistência ao escoamento (σ_{esc}), resistência à tração (σ_{rt}) e percentual de alongamento (α) até a ruptura estão dados na Tabela 4.

Tabela 4: Propriedades mecânicas obtidas nos ensaios de tração do material da amostra.

Amostra	σ_{esc} [MPa]	σ_{rt} [MPa]	α [%]
CP 01	500,55	563,42	4,48
CP 02	524,34	579,17	4,08
CP 03	512,57	568,53	4,24
Média e Desvio Padrão	$512,49 \pm 11,90$	$570,37 \pm 8,04$	$4,27 \pm 0,20$

5.2. Frequência de Ressonância

No que tange a determinação da frequência natural da amostra, a análise modal realizada via método de elementos finitos indicou que, para uma frequência natural do primeiro modo flexural de vibração de 21,1 Hz, com distância entre nós de 4.265 mm, seriam necessários contrapesos com massa de 210 kg. Considerando as massas dos contrapesos obtidas pelo método dos elementos finitos, a frequência natural foi calculada analiticamente conforme sugerido por BERTINI et al. (2008), resultando em

um valor de 20,9 Hz. A diferença entre o cálculo analítico e a modelagem numérica para a determinação da frequência natural foi de 1%, sendo este um valor aceitável para a validação das análises numérico-computacionais. Posteriormente, durante a realização do teste, foi observado que a frequência de teste para atingir uma deformação no tubo de $750 \mu\text{m}/\text{m}$ foi de 19,5 Hz, correspondendo a 92% da frequência natural observada na análise por elementos finitos e a 93% da frequência natural calculada analiticamente.

5.3. Teste de Comissionamento

5.3.1. Monitoramento

Durante a execução do teste, foram continuamente monitoradas as grandezas físicas descritas no Item 4.1.3. A seguir, são apresentados os gráficos (Figura A1 a Figura A7) contendo tais grandezas físicas. O objetivo destes gráficos consiste em demonstrar o aspecto do comportamento mecânico destas grandezas físicas durante o teste, sendo os intervalos de tempo definidos, aleatoriamente, apenas para fins demonstrativos.

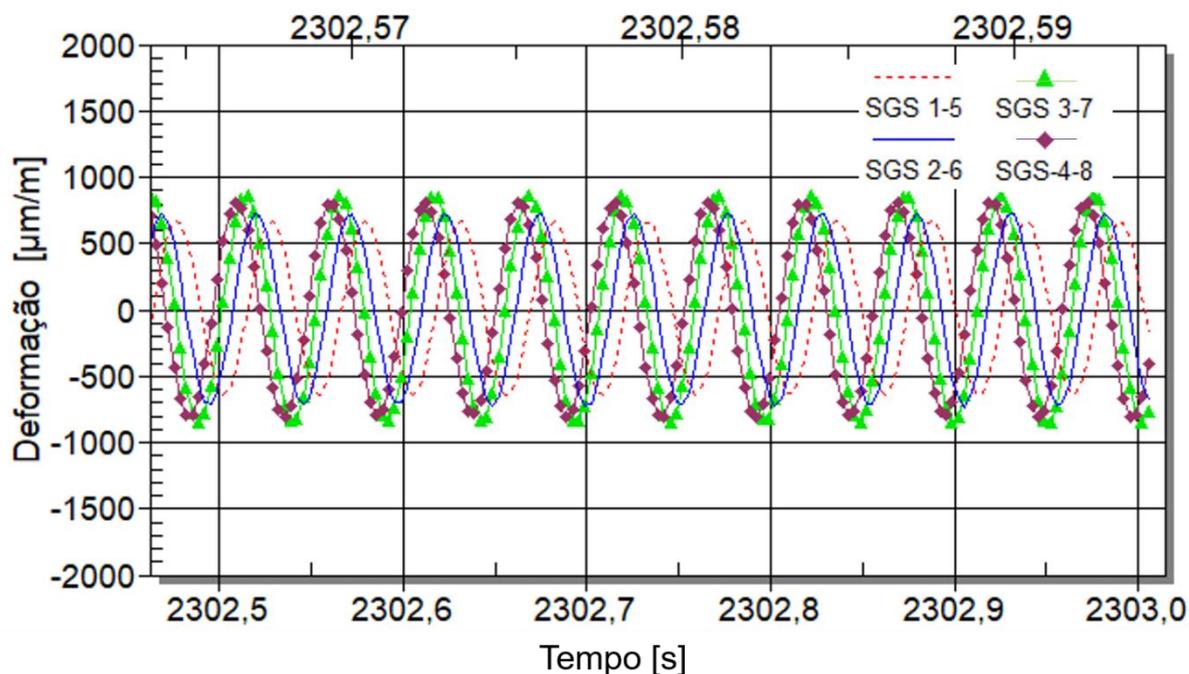


Figura 28: Deformação cíclica detectada pelas quatro meia-pontes de Wheatstone de extensômetros presentes na região central do corpo de prova em função do tempo medida durante o teste de comissionamento da máquina (medição em $\mu\text{m}/\text{m}$). Fonte: o autor.

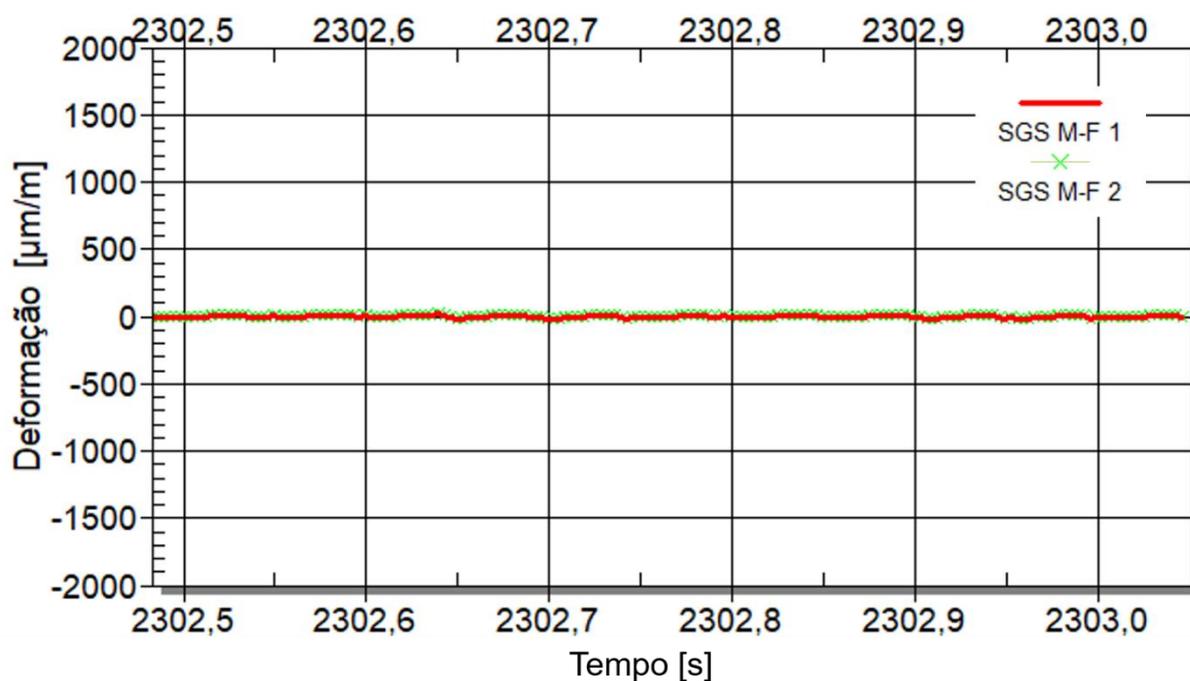


Figura 29: Balanço de deformações detectadas pelas meia-pontes de Wheatstone de extensômetros igualmente espaçados em relação ao centro do corpo de prova em função do tempo medidas durante o teste de comissionamento da máquina (medições em $\mu\text{m}/\text{m}$). Fonte: o autor.

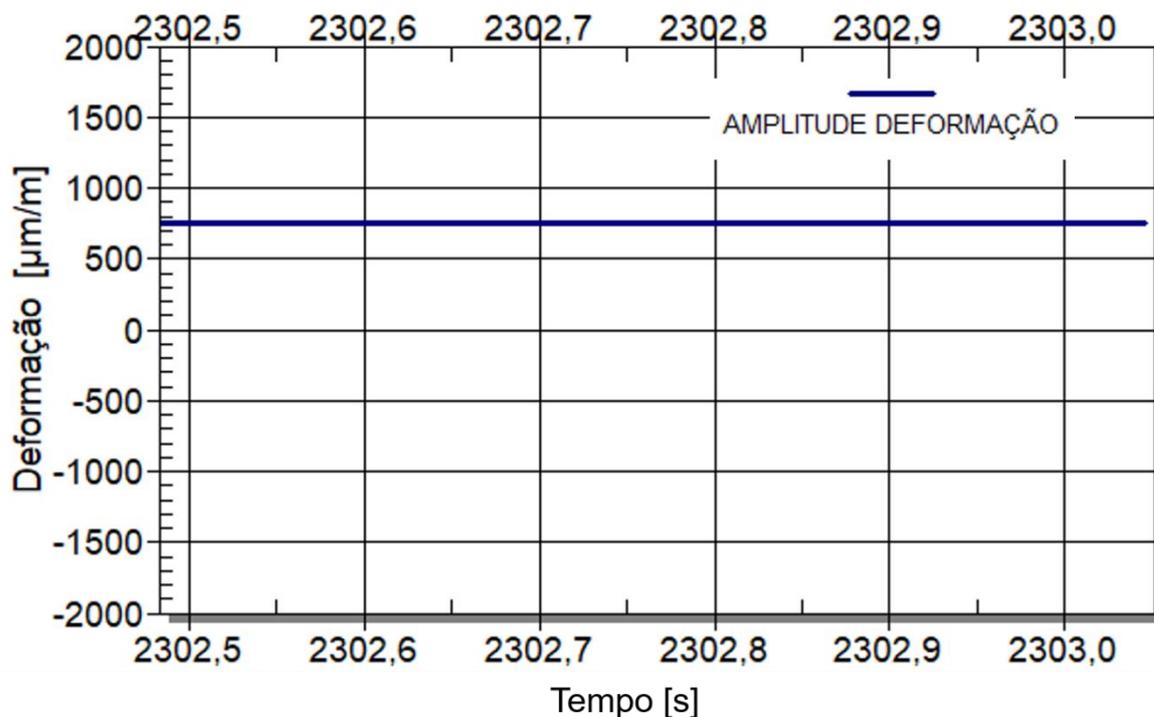


Figura 30: Média das amplitudes de deformação lidas pelas quatro meia-pontes de Wheatstone de extensômetros presentes na região central do corpo de prova em função do tempo medida durante o teste de comissionamento da máquina (medição em $\mu\text{m}/\text{m}$). Fonte: o autor.

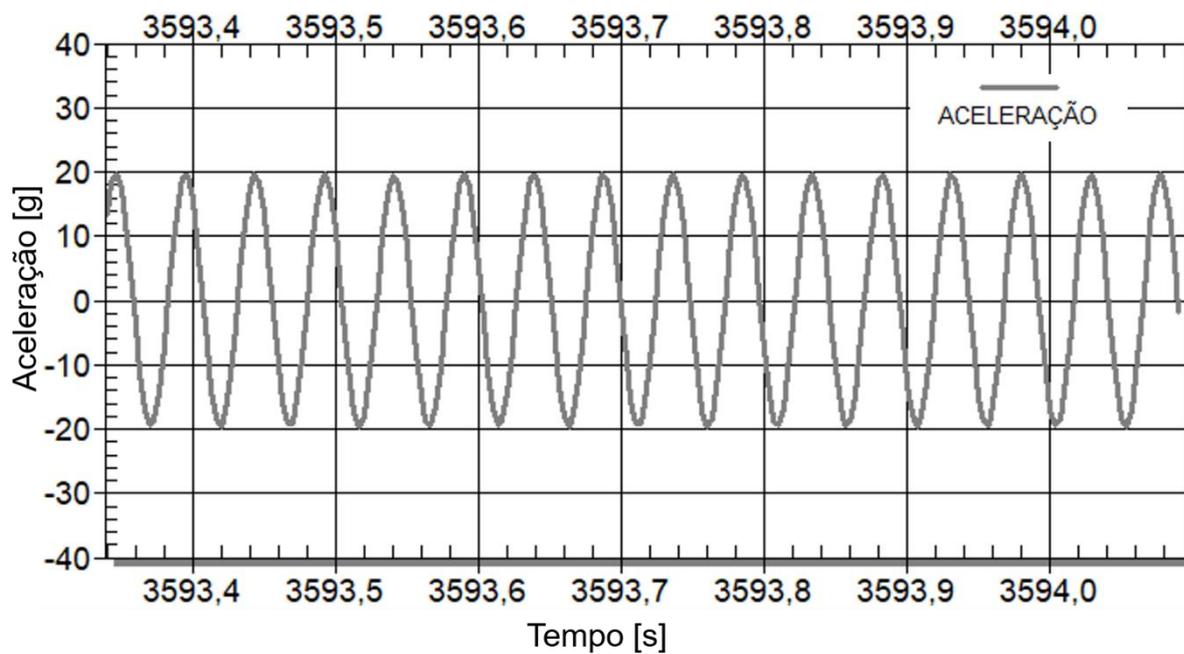


Figura 31: Aceleração em função do tempo medida durante o teste de comissionamento da máquina (medição em g). Fonte: o autor.

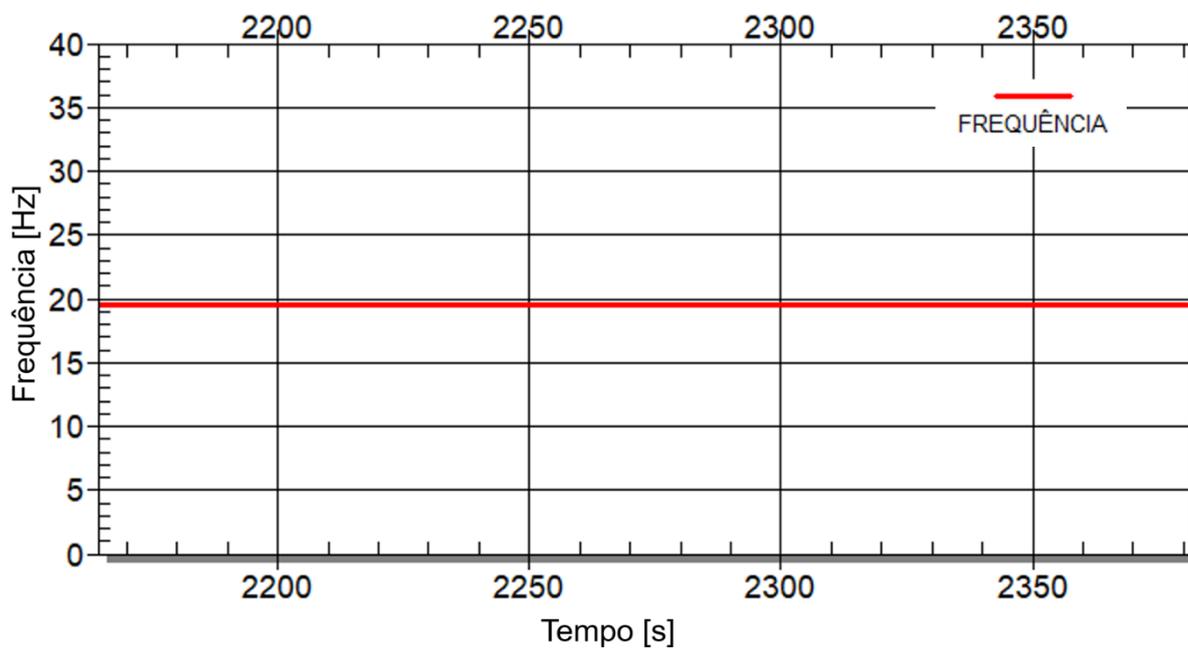


Figura 32: Frequência em função do tempo medida durante o teste de comissionamento da máquina (medição em Hz). Fonte: o autor.

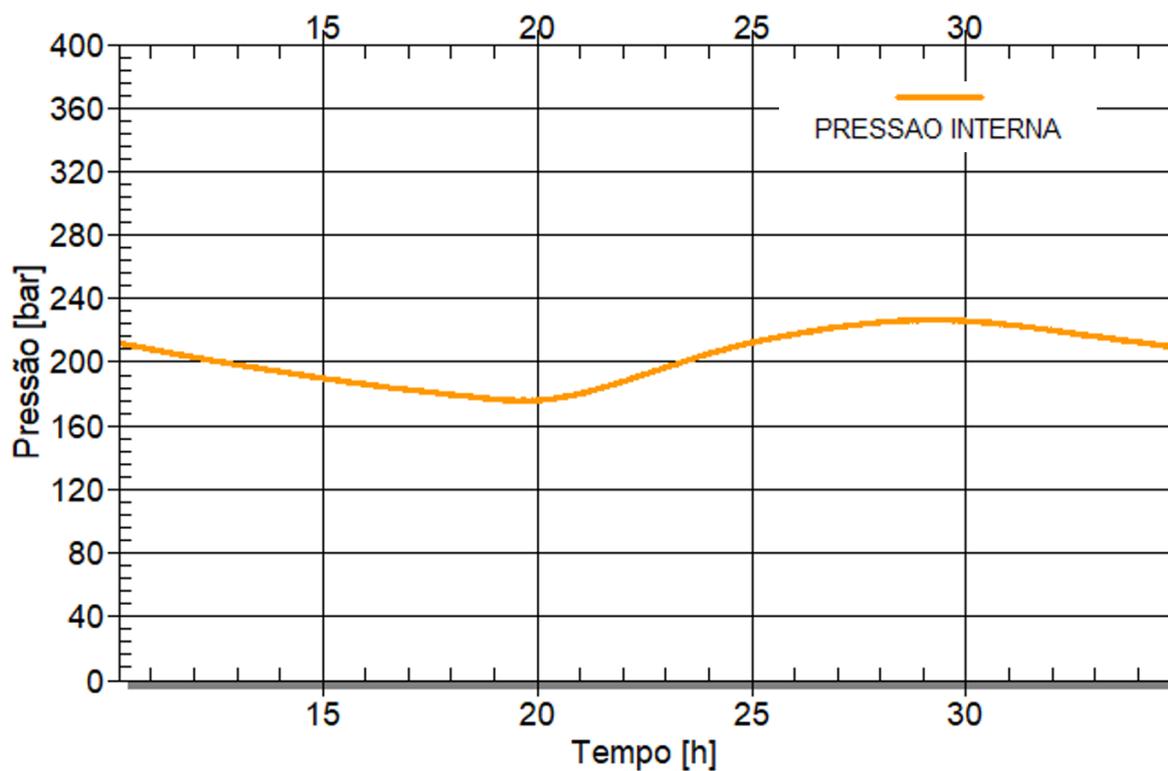


Figura 33: Pressão interna em função do tempo medida durante o teste de comissionamento da máquina, considerando um intervalo de medição de 24 horas (medição em bar). Fonte: o autor.

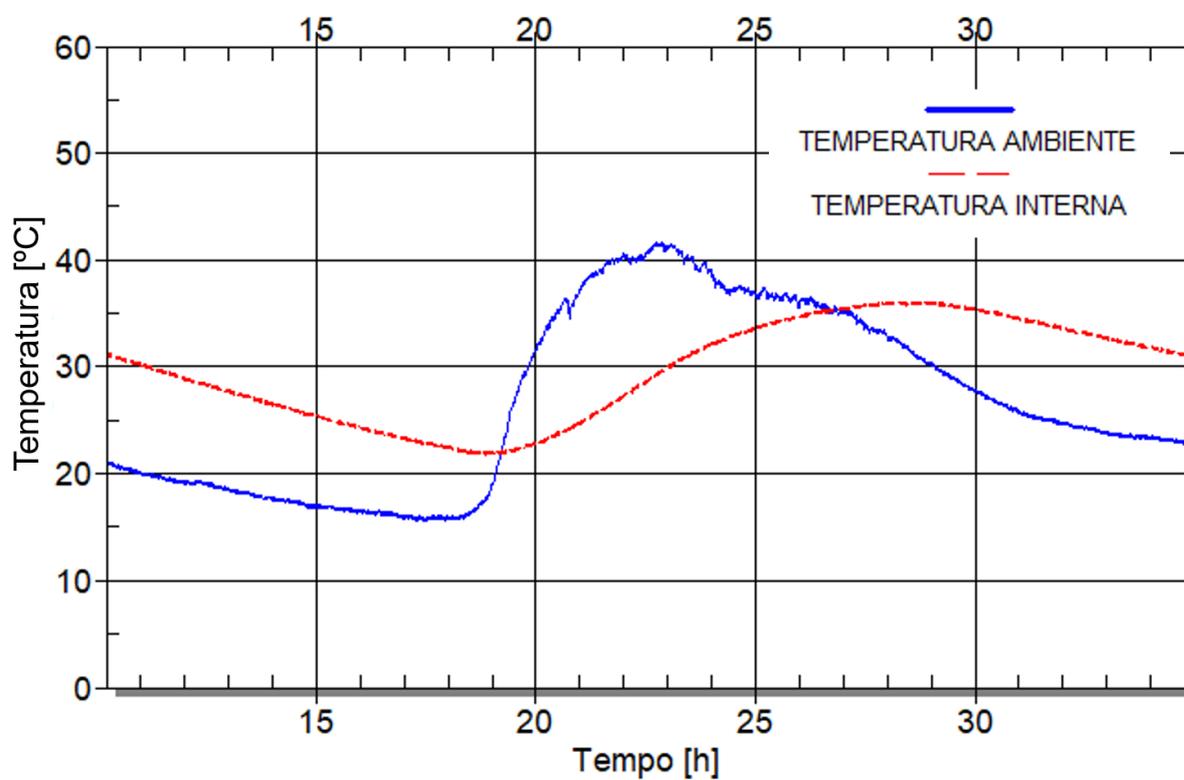


Figura 34: Temperatura ambiente e temperatura interna do corpo de prova em função do tempo medida durante o teste de comissionamento da máquina, considerando um intervalo de medição de 24h (medição em °C). Fonte: o autor.

Todos os sensores apresentaram um ótimo comportamento durante a realização do teste, exceto os extensômetros. Embora tenham sido especificados para amplitude de deformação e número de ciclos superiores aos realizados no ensaio e tenham realizado medições coerentes durante a operação, alguns destes sensores apresentaram falha, provavelmente devido ao alto nível de vibração e à frequência elevada de teste. Em alguns casos, os cabos de cobre utilizados para transmitir o sinal dos extensômetros para o sistema de aquisição e monitoramento de dados também apresentaram falha. Os sensores e os cabos danificados foram substituídos no decorrer do teste, à medida que apresentavam falha. Essas ocorrências, porém, não prejudicaram a aquisição das informações de deformação e o controle do teste, uma vez que o sistema de intertravamento da máquina foi capaz de interromper o teste no instante da falha de qualquer um dos sensores de deformação.

Na Figura 33, pode-se perceber a variação da pressão interna de aproximadamente ± 20 bar em torno do valor estipulado inicialmente (200 bar), ao longo do dia. Essa variação pode ser explicada pela variação da temperatura ambiente e, conseqüentemente, da temperatura interna da amostra no mesmo período, ambas mostradas na Figura 34.

5.3.2. Falha

O tubo ensaiado no teste de comissionamento apresentou falha por fadiga após 905.000 ciclos de carregamento, totalizando em aproximadamente 13 horas de teste. A falha foi identificada após a parada automática do teste em função da queda de pressão interna no tubo, automaticamente detectada pela condição de intertravamento imposta pelo sistema de controle. A Figura 35 mostra os dados de pressão interna, frequência de teste e da amplitude de deformação lida pelos extensômetros centrais no momento da falha. Neste gráfico, o intervalo de tempo mostrado (3.150 a 6.900 segundos) refere-se ao tempo de aquisição de dados desde a última parada do teste, não possuindo relação direta com o tempo total do ensaio.

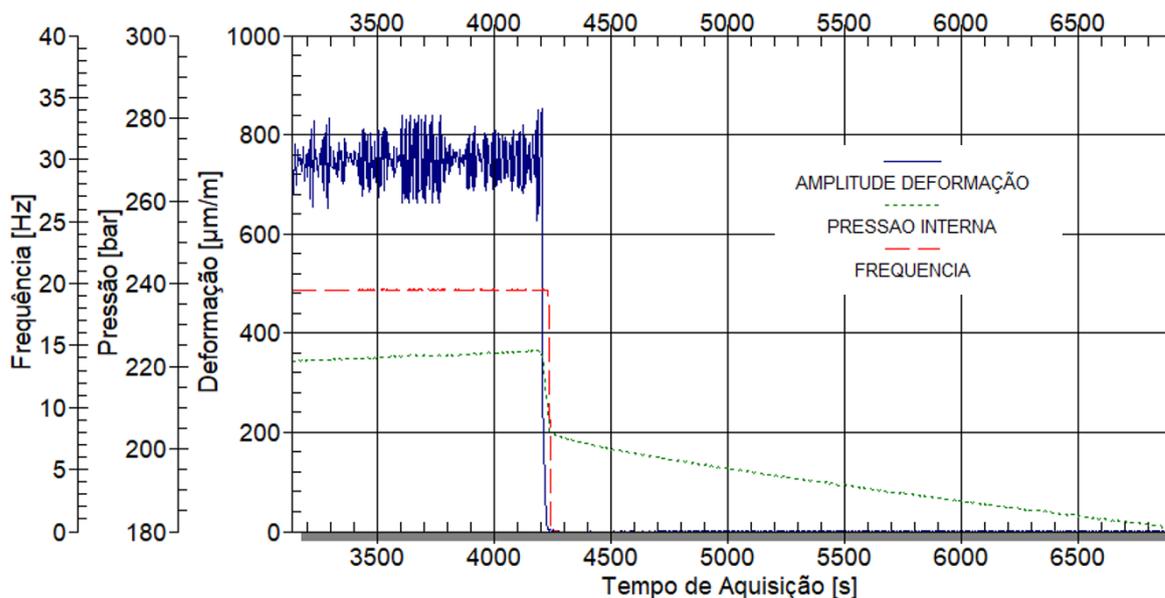


Figura 35: Variação da pressão interna, da frequência de teste e da amplitude de deformação no instante da falha. Fonte: o autor.

Conforme mostrado na Figura 35, pode-se perceber a desestabilização da deformação nos instantes antecedentes à ocorrência da falha. A queda abrupta de pressão interna entre os instantes de tempo de 4.200 e 4.300 segundos indica a presença de uma trinca passante, expulsando o fluido pressurizado para a região externa da amostra. A curva de frequência, a qual apresenta queda abrupta no mesmo período de tempo, evidencia o fim do teste devido à condição de intertravamento controlada pela queda de pressão interna. Também, percebe-se que a amplitude de deformação nos instantes anteriores à falha mostra oscilações no sinal lido, o que representa a instabilidade da deformação no centro do tubo em função da propagação da trinca.

A Figura 36 mostra a superfície do tubo após a ocorrência da falha, destacando-se a região da trinca. Na Figura 36, pode-se observar que a trinca propagou transversalmente a um dos extensômetros centrais, demonstrando, assim, o correto balanceamento dos contrapesos e a precisão de colagem dos extensômetros e indicando que a trinca realmente ocorreu no centro longitudinal do tubo e que este local coincidiu com o ponto de máxima tensão durante o teste.

Após a detecção da falha e identificação da trinca, a amostra foi submetida ao ensaio de líquidos penetrantes para localizar a posição e o comprimento aproximado da trinca. A Figura 37 (a) mostra a trinca identificada após o ensaio de LP, com aparência não fibrosa e fina, em detalhe na Figura 37 (b).



Figura 36: Região central do tubo indicando a presença da trinca transpassando um dos extensômetros centrais. Fonte: O autor.

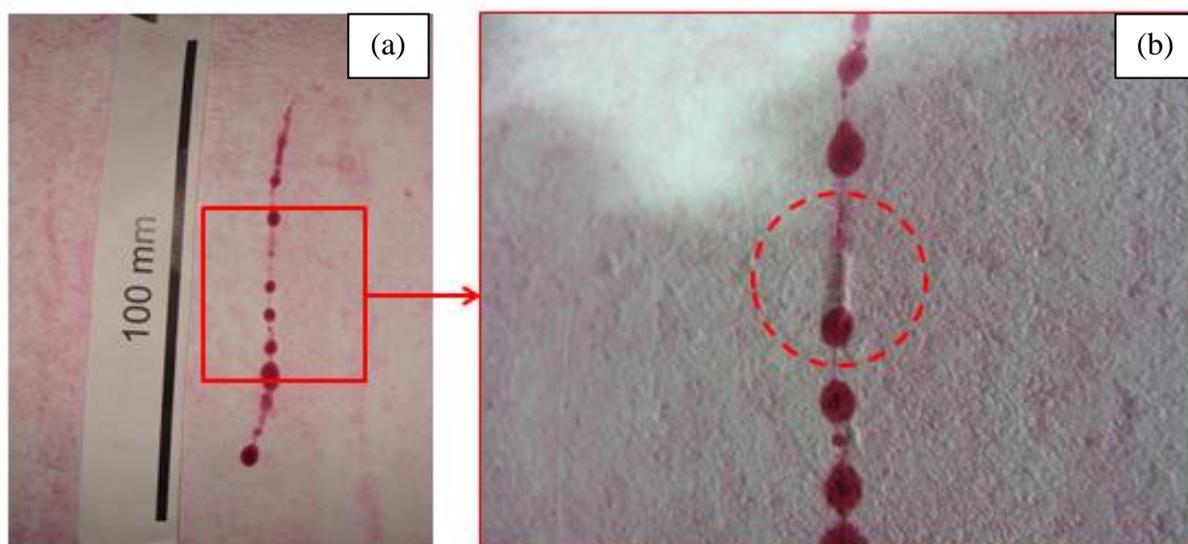


Figura 37: (a) Trinca após o ensaio de líquidos penetrantes e (b) região de propagação da trinca mostrada em detalhe. Fonte: o autor.

Uma vez conhecidos o aspecto, a posição e o comprimento aproximado da trinca, a região da falha foi preparada para as análises da fratura. O tubo teve a região da falha cortada e a superfície externa do tubo foi, então, analisada com o objetivo de se revelar a região de início da trinca. Na Figura 38, pode-se observar o a região de iniciação da trinca de fadiga, provavelmente gerada por pites de corrosão na superfície externa do tubo, o quais, pelas características avançadas de corrosão, possivelmente já existiam na superfície do tubo previamente ao início do teste. Na Figura 39, fica evidenciada a propagação não-linear da trinca, percebendo-se que existe uma relação com a posição dos pites de corrosão existentes no caminho de propagação desta.

Após a análise da superfície externa do tubo na região da falha, foi realizada, mecanicamente, a abertura transversal da trinca, para análise da superfície de fratura. A Figura 40 mostra a superfície de fratura do tubo, exposta após o corte.

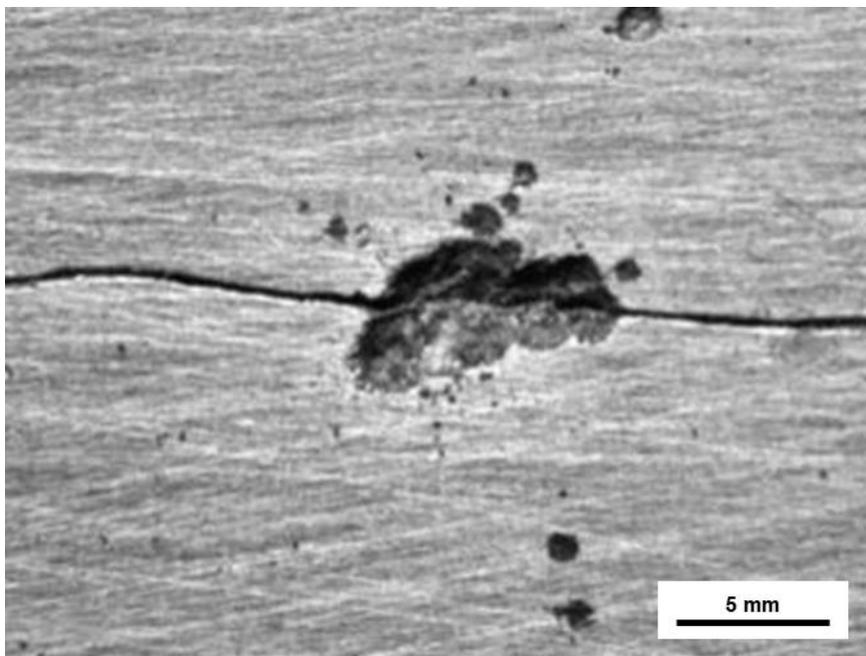


Figura 38: Região de iniciação da trinca, evidenciando a presença de um pite de corrosão. Fonte: o autor.

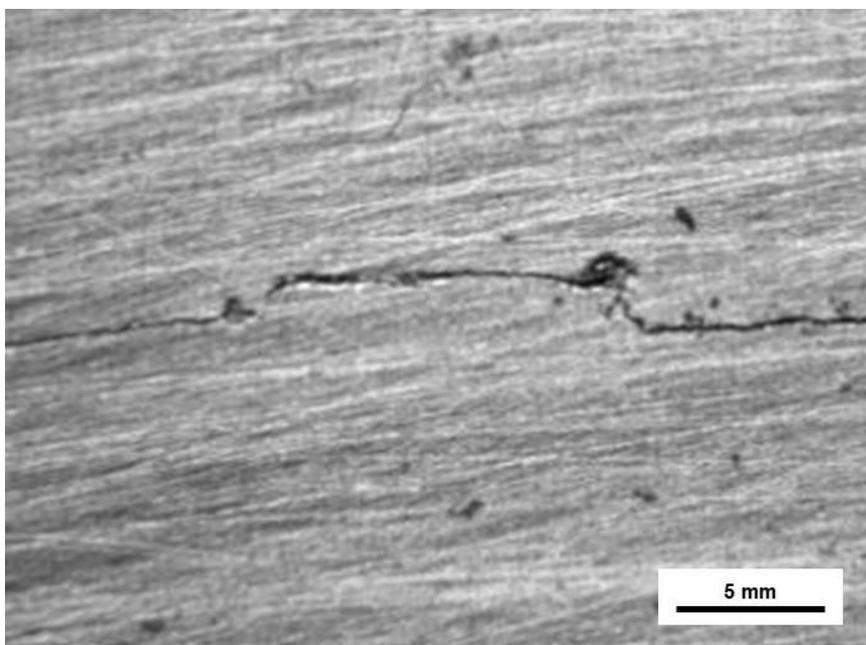


Figura 39: Vista superficial da trinca, evidenciando a não linearidade de propagação da mesma. Fonte: o autor.

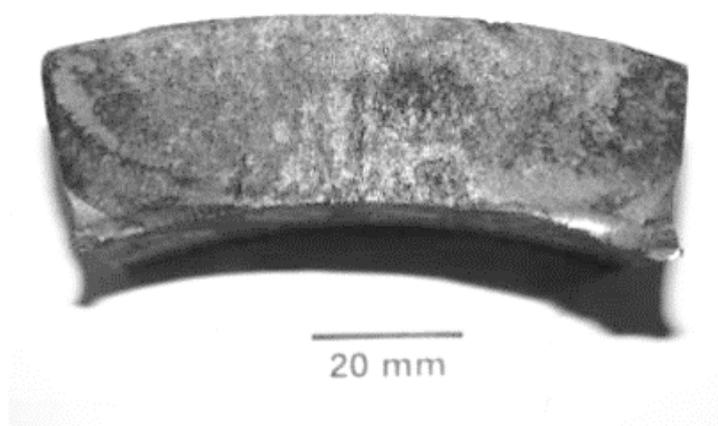


Figura 40: Superfície de fratura. Fonte: o autor.

Na Figura 41, pode-se observar em detalhe a superfície interna da parede do tubo na região da falha, mostrando transversalmente o ponto de iniciação da trinca e o pite de corrosão que a originou.

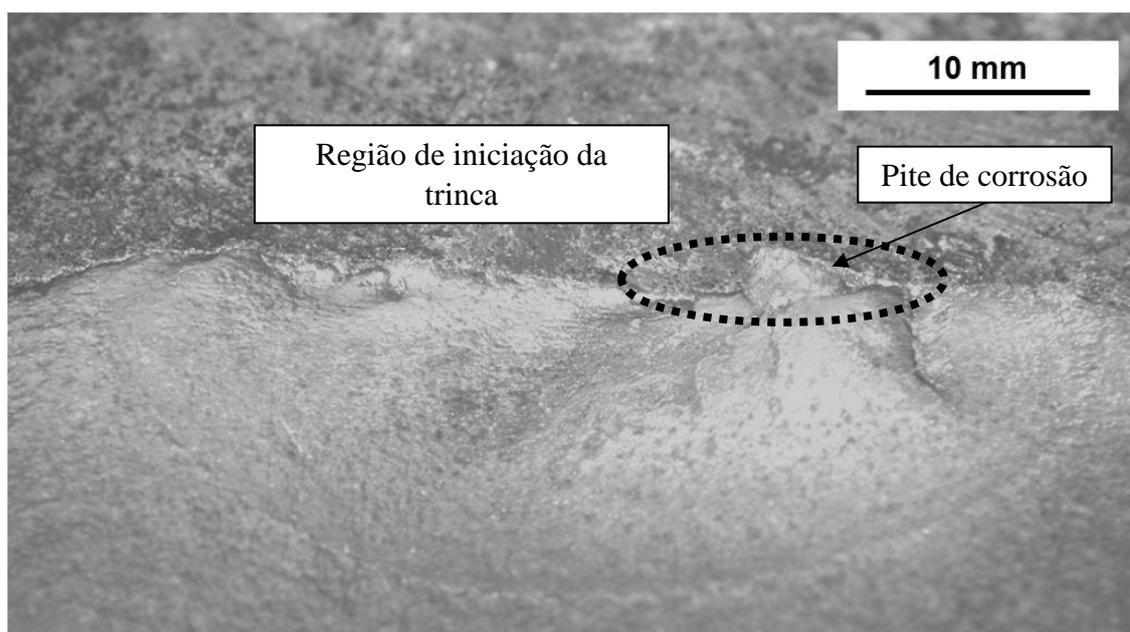


Figura 41: Superfície de fratura, indicando a região de iniciação da trinca. Fonte: o autor.

Na Figura 41, percebe-se a grande quantidade de pontos de corrosão na superfície externa do tubo. A não-linearidade da propagação da trinca associada ao número excessivo de pites de corrosão ao longo do caminho de propagação da trinca sugerem que, na verdade, houve múltipla iniciação (REGULY, 2014) de trincas que se propagaram simultaneamente, originando a falha por fadiga da amostra.

Para a metalografia, foi retirada uma amostra no sentido transversal ao ponto de início da falha, conforme representado na Figura 42. A Figura 43 mostra a

microestrutura do material do tubo, obtida por microscopia ótica (ver seção 4.3.3), na qual se pode observar a presença de ferrita granular e ilhas do composto M/A, isto é, martensita-austenita, conforme também observado por SCHEID et al. (2016).

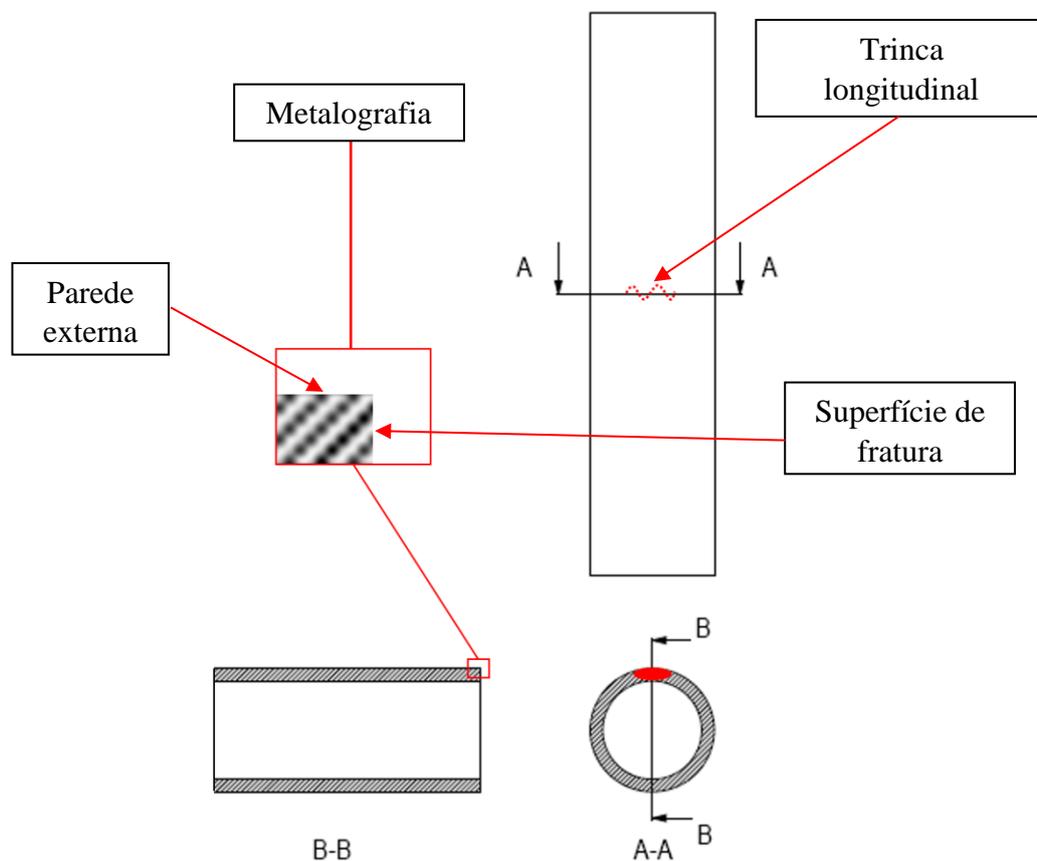


Figura 42: Representação da retirada de amostra para metalografia. Fonte: o autor.

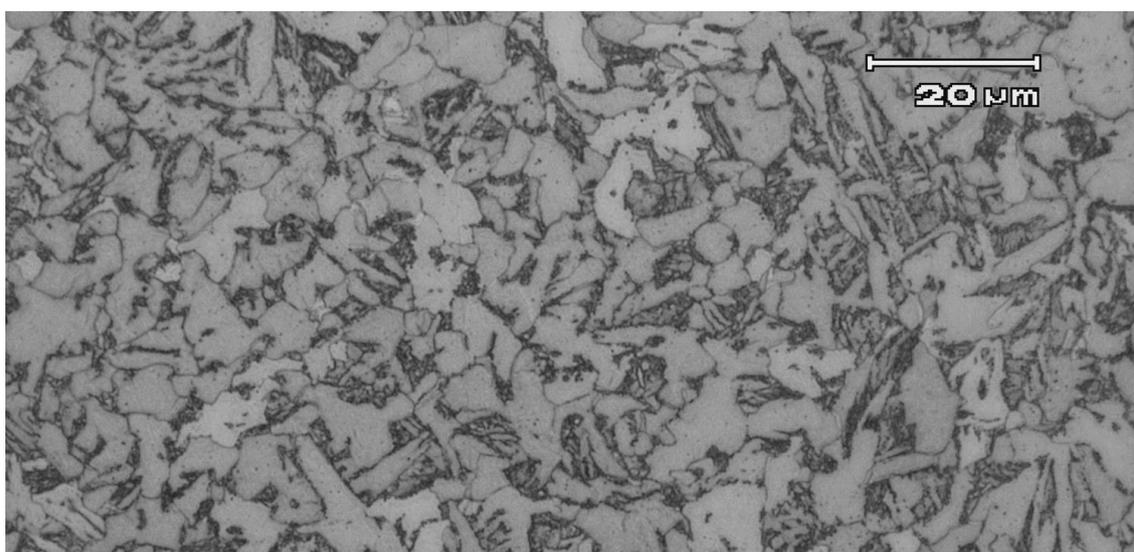


Figura 43: Micrografia mostrando a microestrutura do tubo, revelada após ataque químico com o reagente LePera. Fonte: o autor.

A Figura 44 mostra o ponto de início da falha, localizado no fundo da cavidade mostrada na Figura 38.

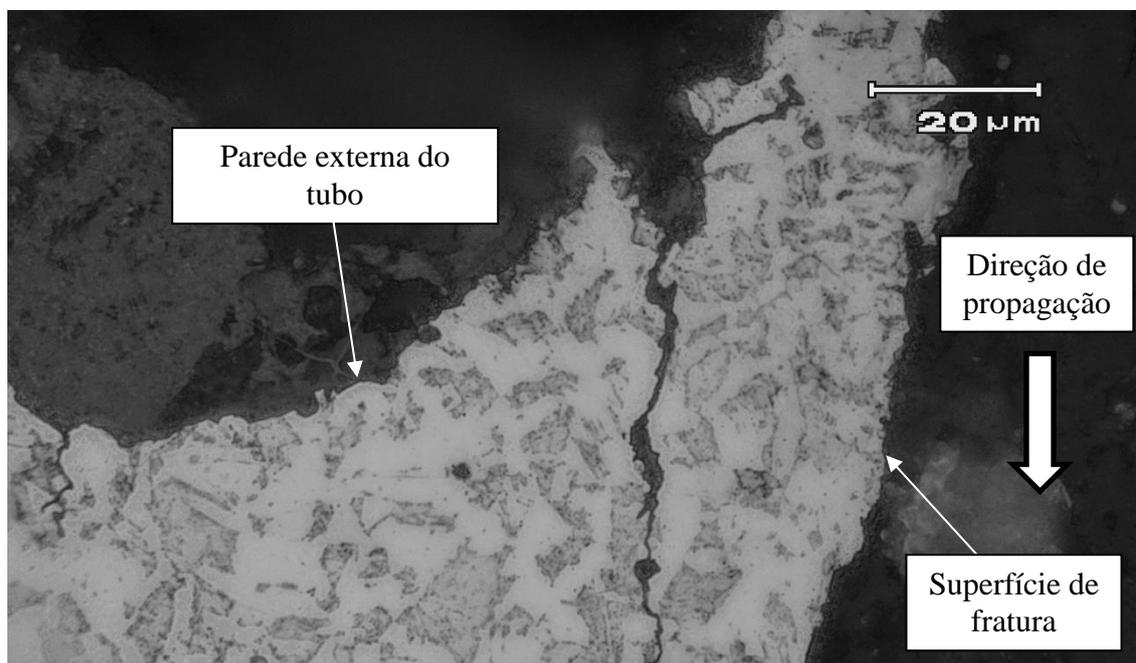


Figura 44: Micrografia da região da falha. Fonte: o autor.

Na Figura 44, também são indicadas as localizações da superfície da fratura e direção de propagação da trinca. Nesta figura, pode-se também perceber a presença de uma trinca secundária com origem a partir de um pite de corrosão, próximo ao ponto de iniciação da trinca que originou a falha. Ainda, pode-se observar a presença de uma terceira trinca, de comprimento menor, propagando a partir de um pite de corrosão mais profundo situado à esquerda na Figura 44.

5.3.3. Fadiga

A Figura 45 mostra a amplitude de tensão em função do número de ciclos do teste aplicado sobre a curva σ -n para aços de acordo com o código de projeto ASME VIII Divisão 2 (2007), apresentada anteriormente na Figura 4.

Na Figura 45, o ponto triangular representa a tensão máxima (ver Figura 22), em função do número de ciclos até a falha (ver seção 5.3.2).

Como pode ser observado, o ponto de falha situa-se bem próximo à curva, indicando ótima coerência com os dados utilizados pelo código ASME VIII Divisão 2 como base para o desenvolvimento da recomendação de projeto em fadiga considerando aços de baixa liga como o material do tubo testado.

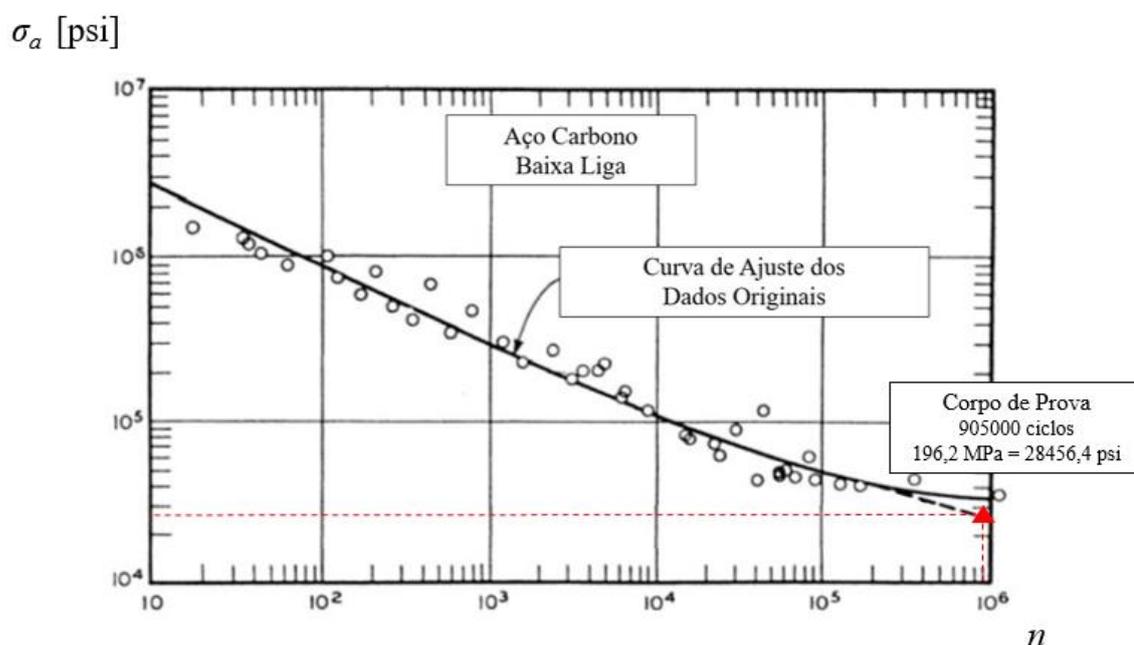


Figura 45: Amplitude de tensão em função do número de ciclos no instante da falha do corpo de prova, inserida na curva σ - n de ajuste apresentada na Figura 4. Fonte: adaptado de HINNANT (2009).

Complementando as análises de falha, esse fato elucidada ainda mais a eficiência do método de ensaio e do equipamento de teste projetado, uma vez que o objetivo principal do teste, o qual nada mais é do que submeter o corpo de prova à falha por fadiga, pode ser comprovado também através da comparação bem-sucedida entre o ensaio e a literatura, neste caso.

5.4. Desempenho

Frente aos conceitos de máquina para testes de fadiga por ressonância demonstrados no Item 3, o equipamento desenvolvido neste trabalho se mostrou mais versátil, uma vez que a parte operacional da máquina, de construção e funcionamento mais simples, mostrou-se capaz de realizar o ensaio de fadiga no tubo, conforme pôde ser comprovado através dos resultados obtidos pelo teste de comissionamento. Em adição, a simplicidade mecânica dos equipamentos facilita a execução dos procedimentos de montagem e desmontagem do corpo de prova, antes e depois do ensaio, respectivamente. Isso acarreta em uma diminuição significativa do tempo de configuração e preparação de amostras, implicando em diminuição no tempo total de teste.

Também, o principal ponto a ser observado em tal comparativo é o mecanismo de apoios que permite o autoajuste em relação aos nós de vibração da amostra. Essa notória invenção tecnológica posiciona o conceito desenvolvido neste trabalho à frente dos equipamentos já existentes, dando origem a um equipamento mais simples, confiável, de baixo custo e que permite a realização de testes com maior estabilidade de funcionamento, minimizando a ocorrência de paradas e reduzindo custo operacional e de manutenção.

No que tange à análise envolvendo outros métodos de teste de fadiga possíveis e existentes para tubos rígidos, NETTO et al. (2008) realizaram ensaios de fadiga por flexão rotativa a quatro pontos em tubos com 6 metros de comprimento e diâmetro externo de 8,625 polegadas, com frequências entre 5 e 15 Hz. Estes testes foram executados em uma bancada composta por um motor com 125 HP de potência para rotacionar o corpo de prova e dois atuadores hidráulicos centrais posicionados transversalmente ao tubo para aplicação da carga de flexão. Em comparação, o teste de comissionamento do equipamento desenvolvido neste trabalho foi realizado utilizando-se de um motor elétrico de 15 HP de potência, atingindo frequência de teste de 19,5 Hz. Isso demonstra, em números, o elevado ganho de eficiência na execução de testes de fadiga por ressonância frente às demais opções existentes. Isso sem contabilizar os custos de pessoal referentes à equipe técnica necessária para a realização dos testes. Obviamente, quanto menor a frequência, maior o tempo de teste e, conseqüentemente, maior o custo referente ao tempo dedicado pela equipe para a execução, o acompanhamento e o monitoramento dos ensaios.

Outro aspecto interessante da máquina é a eficiência energética quando comparada a equipamentos que realizam testes de fadiga utilizando outros métodos. A título de exemplificar tal vantagem, considera-se um caso hipotético e extremo no qual seria realizado um ensaio de tração-tração dinâmico realizado em quadros de teste acionados por atuadores hidráulicos servocontrolados (T-T hidráulico), considerando a mesma amostra utilizada no teste de comissionamento do equipamento desenvolvido neste trabalho. Um comparativo de custos energéticos operacionais foi realizado para averiguar tal vantagem, considerando as características necessárias para a realização de um ensaio aplicando o mesmo nível de carregamento e levando em conta o mesmo número de ciclos até a falha da

amostra ensaiada no teste de comissionamento, para os dois tipos de equipamento. O resultado deste comparativo pode ser visto na Tabela 5.

Tabela 5: Comparativo de custo energético operacional entre teste de fadiga por ressonância e teste de tração-tração dinâmico com acionamento hidráulico servocontrolado.

Tipo de teste	Frequência [Hz]	Potência necessária [kW]	Tempo total de teste [h]	Energia total gasta [kWh]
Fadiga por Ressonância	19,5	11,2	12,9	144,3
T-T Hidráulico	2,25	43,8	111,8	4.893,5

Para atingir o carregamento imposto à amostra no teste de comissionamento, seria necessário um carregamento cíclico com amplitude de 2.162,9 kN. Com base nesse carregamento, os dados inseridos na Tabela 5 foram levantados, considerando-se um cilindro hidráulico com capacidade dinâmica de 2.500 kN, atuado por uma unidade de pressurização hidráulica de 210 bar e acionado por uma servoválvula de 160 L/min, com perda de carga admissível de 50 bar. Analisando a tabela, percebe-se que, para um ensaio idêntico, o teste de fadiga por ressonância pôde alcançar uma frequência 4,3 vezes superior, com um gasto total de energia aproximadamente 34 vezes inferior ao teste de tração-tração acionado hidraulicamente.

Quanto aos custos referentes à fabricação da estrutura mecânica da máquina e do sistema de acionamento e de controle de teste, levando em conta os conjuntos de equipamentos com as características apresentadas no comparativo de custo energético operacional, estima-se que a máquina de testes de fadiga por ressonância possui um custo de fabricação aproximadamente 8 vezes menor e sistemas de acionamento e de controle com custo aproximadamente 49 vezes inferior, totalizando em um custo aproximadamente 26 vezes inferior ao custo de uma máquina com acionamento hidráulico servocontrolado para testes de tração-tração dinâmicos.

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi projetado, construído e testado um equipamento para a realização de testes de fadiga por ressonância de tubos rígidos. Quanto às principais conclusões do presente trabalho, no que diz respeito aos objetivos iniciais, pode-se dizer que:

- O projeto foi efetuado com êxito, em especial no que diz respeito à evolução conceitual, fabricação e implementação de componentes acessórios da máquina, demonstrando elevado potencial tecnológico e de utilização prática.
- O equipamento mostrou-se plenamente capaz de levar o corpo de prova, comprovadamente, à falha por fadiga.
- A trinca de fadiga se propagou exatamente sob um dos extensômetros centrais, evidenciando o ótimo desempenho da máquina na predição do ponto de falha e a precisão de instrumentação do corpo de prova.
- A superfície de fratura indicou, inequivocamente, que a falha ocorreu por um processo de múltipla iniciação de trincas de fadiga a partir de pites de corrosão previamente formados na superfície do tubo.
- O equipamento mostrou desempenho superior frente às máquinas já existentes para testes de fadiga por ressonância em tubos rígidos, se mostrando mais eficiente quando, também, comparado à testes de fadiga realizados através de outras técnicas como tração-dinâmico e flexão rotativa.

7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Dentre as oportunidades de melhoria e as possibilidades de trabalhos subsequentes ao projeto do equipamento, pode-se destacar:

- Realização de testes considerando diferentes geometrias e materiais de tubos, para avaliação do *endurance time* da máquina. Uma alternativa seria também a realização de testes em tubos com juntas soldadas. Também, com um número maior de testes realizados, a elaboração de um plano de manutenção preventiva do equipamento se tornaria mais fácil e consistente, uma vez que haveria um histórico de características e de situações decorrentes de seu uso;
- Elaboração de um plano de manutenção preventiva, regulamentado em função de algum parâmetro como, por exemplo, número de ciclos, nível de carregamento ou quantidade de testes, para garantir que não haja falha de algum componente da máquina que possa vir a prejudicar a integridade da amostra como, por exemplo, a ruptura de um dos cabos de aço ou a falha de algum componente do sistema de transmissão;
- Levantamento de curvas σ - n de tubos íntegros e com juntas soldadas circunferencialmente;
- Realização de estudos envolvendo a utilização da medição de aceleração como variável de controle de teste. Os extensômetros, apesar de terem sido dimensionados corretamente, apresentaram alto índice de avarias no decorrer do teste, necessitando de inúmeras substituições. Dentre as grandezas monitoráveis de teste, a aceleração pode ser uma alternativa para substituir a deformação como variável de controle, desde que haja uma relação física consistente entre os dois parâmetros e que esta relação seja independente ou que apresente um comportamento característico em função da geometria para uma mesma classe de material, por exemplo.

REFERÊNCIAS

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE (API). **Specification for Line Pipe – API Specification 5L**. 43th edition. USA, 2004.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME). **Section VIII: ASME Boiler and Pressure Vessel Code**. Paris, 2007.

BAI, Y.; BAI, Q. **Subsea Pipelines and Risers**. 1st edition. Oxford, USA, Elsevier, 2005.

BAI, Y.; BAI, Q. **Subsea Engineering Handbook**. 1st edition. Houston, USA, Elsevier, 2010.

BAZANELLA, A. S.; SILVA JÚNIOR, J. M. G. **Sistema de controle: princípios e métodos de projeto**. 1^a edição. Porto Alegre, UFRGS editora, 2005.

BERTINI, L. et al. **Resonant Test Rigs for Fatigue Full Scale Testing of Oil Drill String Connections**. International Journal of Fatigue, v. 30, n. 6, p. 978–988, 2008.

BORGES, P. R. **Operação de Sistemas de Dutos**. Engenharia de Dutos, Rio de Janeiro, ACBM, Capítulo 11, p.1–26, 2009.

BRITISH STANDARD INSTITUTION. **BS 3518-1: Methods of Fatigue Testing - Part 1: Guide to General Principles**. 3rd edition. 1993.

CALLISTER, W. D. Jr. **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**. 5^a edição. Rio de Janeiro, Editora LTC, 2000.

CLAEYS, J. et al. **Characterisation of a Resonant Bending Fatigue Test Setup for Pipes**. Sustainable Construction and Design, n. 1, p. 424–431, 2011.

DALLY, J. W.; RILEY, W. F. **Experimental Stress Analysis**. 2nd edition. McGraw-Hill, 1978.

FLATERN, R. VON. **Defining Completion: The Science of Oil and Gas Well Construction**. Oilfield Review, p. 50–51, 2011.

HINNANT, C. **Fatigue Design of Process Equipment**. Disponível em: <http://www.paulin.com/library/fatigue_info/hinnant_asme_plant_engineering_presentation.pdf>. Acesso em: 11/04/2016.

- KNOSPE, C. **PID Control**. Control Systems, IEEE, v. 26, n. 1, p. 216–251, 2006.
- METRIKINE, A. V et al. **Fatigue Analysis of Subsea Jumpers due to Slug Flow**. 33rd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, USA, p. 1–10, 2014.
- MIGUEL, L. F. F. **Introdução ao Estudo de Vibrações - Notas de Aula de ENG03374 - Vibrações I**. 1^a edição. DEMEC - EE - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2006.
- MISCOW, G. F. et al. **Techniques to Characterize Fatigue Behaviour of Full Size Drill Pipes and Small Scale Samples**. International Journal of Fatigue, v. 26, n. 6, p. 575–584, 2004.
- NETTO, L. F. **Dinâmica das Oscilações Harmônicas**. Disponível em: <http://www.feiradeciencias.com.br/sala05/05_re_14.asp>. Acesso em: 06/04/2016.
- NETTO, T. A. et al. **Fatigue Performance of Pre-strained Pipes with Girth Weld Defects: Local Deformation Mechanisms under Bending**. International Journal of Fatigue, v. 30, n. 6, p. 1080–1091, 2008.
- PEREIRA, D. M. et al. **Apostila de Sistemas de Transportes**. Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia, Curitiba, p. 1–195, 2013.
- PINTO, O. O. et al. **Resonant Bending Fatigue Test Rig**. Rio Pipeline Conference & Exposition. Rio de Janeiro, 2015.
- PINTO, R. P. **Tarifação na Malha de Gasodutos de Transporte no Brasil: Evolução e Perspectivas**. p. 170, 2014.
- POPE, A. et al. **Comportamento à Fadiga e Fratura de Tubos Bobinados**. Rio Pipeline Conference and Exposition 2005, Anais, Rio de Janeiro, Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás, 2004.
- RAO, S. S. **Vibrações Mecânicas**. 4^a edição. São Paulo, Pearson - Prentice Hall, 2008.
- REGULY, A. **Análise de Falhas em Componentes**. Porto Alegre - Gráfica UFRGS, 2014.
- SANTUS, C. et al. **Bending Fatigue Tests on Full-scale Drill Pipe Connections**

Used for Oil Drilling. Touch Briefings - Engineering and Construction, v. 7, n. 2, p. 83–86, 2009.

SCHEID, A. et al. **The Microstructure Effect on the Fracture Toughness of Ferritic Ni-Alloyed Steels.** Materials Science & Engineering A, 661, p. 96–104, 2016.

SHIGLEY, J. E. et al. **Projeto de Engenharia Mecânica.** 7ª edição. Porto Alegre, Bookman, 2005.

TELLES, P. C. S. **Vasos de Pressão.** 2ª edição. Rio de Janeiro, Brasil, Editora LTC, 1996.

THE ENGINEERING TOOLBOX. **Stress in Thick-Walled Tubes or Cylinders.** Disponível em: <http://www.engineeringtoolbox.com/stress-thick-walled-tube-d_949.html>. Acesso em: 09/03/2016.

VAN WITTENBERGHE, J. et al. **Resonant Bending Fatigue Test Setup for Pipes With Optical Displacement Measuring System.** Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, v. 134, n. 3, p. 31702-1–31702-6, 2012.

XIAODONG, H. et al. **Steel Pipe Bending Fatigue Testing Machine.** China, 2014.

ZHANG, Y.-H.; MADDOX, S. J. **Fatigue Testing of Full-Scale Girth Welded Pipes under Variable Amplitude Loading.** 31st Annual Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Anais, Rio de Janeiro, Brasil, 2012.

ZHICHAO, Y. et al. **Resonance Bending Type Fatigue Testing Machine.** China, 2012.