

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL – UCS
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DA REGIÃO DOS VINHEDOS – CARVI
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

MATHEUS DE TONI

**DESENVOLVIMENTO DE EQUIPAMENTO DE ENSAIO DE FADIGA POR
FLEXÃO ROTATIVA**

BENTO GONÇALVES

2021

MATHEUS DE TONI

**DESENVOLVIMENTO DE EQUIPAMENTO DE ENSAIO DE FADIGA POR
FLEXÃO ROTATIVA**

Trabalho de conclusão de curso, apresentado como requisito à conclusão do curso de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Me. Eng. Mec. Wagner Grison.

BENTO GONÇALVES

2021

MATHEUS DE TONI

**DESENVOLVIMENTO DE EQUIPAMENTO DE ENSAIO DE FADIGA POR
FLEXÃO ROTATIVA**

Trabalho de conclusão de curso, apresentado
como requisito à conclusão do curso de
Graduação em Engenharia Mecânica.

Aprovado(a) em 10/12/2021

Banca Examinadora

Prof. Me. Eng. Mec. Wagner Grison
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Prof. Me. Eng. Civil Gustavo R. da Silva
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Prof. Me. Eng. Mec. Paulo R. Linzmaier
Universidade de Caxias do Sul - UCS

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço ao meu pai Ardelino e a minha mãe Santina pelos ensinamentos e pelos exemplos passados ao longo de toda vida.

Agradeço à minha esposa Gislaine, por ser compreensiva e sempre me apoiar.

Agradeço a todos docentes das disciplinas cursadas pelo conhecimento transmitido.

Agradeço em especial ao professor Vagner Grison, pela dedicação na orientação deste trabalho, pela paciência, pela grande ajuda no desenvolvimento deste trabalho e por todos os ensinamentos.

Agradeço ao Andrei, técnico do laboratório da engenharia mecânica da UCS, pela imensa ajuda na construção do equipamento e ao Francisco, técnico do laboratório da engenharia elétrica da UCS pelo auxílio com os componentes elétricos.

RESUMO

Materiais submetidos a esforços flutuantes ou repetitivos rompem-se a tensões muito inferiores às determinadas por ensaios estáticos de tração ou compressão. Essa falha ocasionada por forças alternantes é conhecida por fadiga. A falha por fadiga é repentina e ocorre sem avisar, dificultando uma análise preditiva. Visando prever a vida de um determinado material em serviço, o presente trabalho teve por objetivo a construção de um equipamento e a realização de ensaios de fadiga por flexão rotativa no aço SAE 1020. O desenvolvimento do equipamento inicia pelo seu projeto conceitual com a análise de modelos de equipamentos, modelagem estrutural e numérica dos componentes e a confecção das peças para a construção do equipamento. Com o projeto concluído foi realizado ensaios de fadiga nos corpos de prova. Através dos resultados do ensaio de fadiga pode-se prever a vida do material construindo a curva tensão-vida (S-N) do objeto em estudo. Os resultados encontrados experimentalmente estão próximos a curva S-N teórica, porém, não são valores fixos. O estudo da fadiga apresenta faixas de tensão admissíveis para determinada vida. Para verificar essa faixa de tensão foram construídos diagramas com diferentes fatores de correção que apresentam essa variação na expectativa de vida do material. Através destas curvas é possível obter maior confiabilidade a novos projetos desenvolvidos. Após a realização dos ensaios foi feita a análise fractográfica na superfície da fratura dos corpos de prova rompidos com intuito de verificar marcas características de falha por fadiga, infelizmente não foi constatado marcas de praia na superfície da fratura nos corpos de prova.

Palavras-chave: Falha, Fadiga, Aço SAE 1020, Curva tensão-vida (S-N).

ABSTRACT

Materials subjected to floating or repetitive stresses break at stresses much lower than those determined by static tensile or compression tests. This failure caused by alternating forces is known as fatigue. Fatigue failure is unpredictable and occurs without any prior warning, making predictive analysis difficult. Aiming to predict the life of a given material in service, the present work aims to build a piece of equipment and perform fatigue tests by rotating bending in SAE 1020 steel. The development of the equipment starts with its conceptual design with an analysis of equipment models, structural and numerical modeling of the components and the manufacture of parts for the construction of the equipment. With the project completed, fatigue tests were carried out on the specimens. Through the fatigue test results, the material life can be predicted by constructing the stress-life curve (S-N) of the object under study. The results found experimentally are close to the theoretical S-N curve, however, they are not fixed values. The study of fatigue presents admissible stress ranges for a given life. To verify this voltage range, diagrams were built with different corrections that show this variation in the material's life expectancy. Through these curves it is possible to obtain greater reliability for new developed projects. After performing the tests, a fractographic analysis was performed on the fracture surface of the broken specimens in order to verify characteristic marks of failure due to fatigue, unfortunately, beach marks were not found on the fracture surface in the specimens.

Keywords: Failure, Fatigue, SAE 1020 steel, Stress-life curve (S-N).

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Componentes de tensão na superfície normal à direção x.	13
Figura 2 – Modos de carregamento variáveis com o tempo.....	14
Figura 3 – Mecanismo de propagação de trinca de fadiga	16
Figura 4 – Eixo fraturado por fadiga	17
Figura 5 – Diagrama (S-N) para resultados fadiga axial completamente inversa.....	18
Figura 6 – Modelo de equipamento para ensaio fadiga rotativa Wöhler.....	21
Figura 7 – Modelo de equipamento para ensaio fadiga rotativa R. R. Moore.....	21
Figura 8 – Corpo de prova de seção circular	23
Figura 9 – Dimensões corpos de prova	24
Figura 10 – Eixo em deslocamento vertical pela aplicação de forças transversais	26
Figura 11 – Vários comprimentos de uma mola helicoidal de compressão em uso.....	30
Figura 12 – Equipamento de ensaio de fadiga rotativa	32
Figura 13 – Corpo de prova.....	33
Figura 14 – Fluxograma de desenvolvimento do projeto	36
Figura 15 - Conjunto eixo - corpo de prova	36
Figura 16 - Modelagem computacional por elementos finitos do corpo de prova	37
Figura 17 - Distância entre forças e suportes do CP.....	39
Figura 18 - Reações nos suportes do conjunto Eixo - CP	40
Figura 19 – Diagrama S-N.....	42
Figura 20 - Deflexão do CP.....	43
Figura 21 – Sistema de transmissão de potência	45
Figura 22 – Eixo de transmissão de potência	46
Figura 23 – Corpo de prova engastado	46
Figura 24 - Sistema de aplicação de carga	47

Figura 25 - Ensaio de compressão da mola	48
Figura 26 - Equipamento de ensaio de fadiga por flexão rotativa.....	48
Figura 27 - Diagrama S-N – Valores estatísticos de Sut acrescido de +/- 3S	50
Figura 28 - Diagrama S-N – Sut modificado pelo fator de superfície.....	51
Figura 29 - Diagrama S-N – Sut modificado pela confiabilidade	52
Figura 30 – Corpo de prova rompido	54
Figura 31 – Fotografia tirada em estereoscópio, CP 2, ampliação 1,5x	55
Figura 32 – Fotografia tirada em estereoscópio, CP 6, ampliação 1,5x	55
Figura 33 – Fotografia tirada no microscópio, CP 7 e 8, ampliação 10x	56

LISTA DE TABELAS E QUADROS

Quadro 1 – Modelos de acoplamentos flexíveis.....	28
Tabela 1 – Tensões obtidas ensaio de tração para o aço SAE 1020.....	41
Tabela 2 – Tensão x Vida (teórico)	42
Tabela 3 – Cálculos de frequência crítica.....	43
Tabela 4 - Resultados dos ensaios	49

LISTA DE SIGLAS

UCS	Universidade de Caxias do Sul
CARVI	Campus Universitário da Região dos Vinhedos
CP	Corpo de Prova
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
NBR	Norma Brasileira
FAC	Fadiga de Alto-Ciclo.
FBC	Fadiga de Baixo-Ciclo
MIG/MAG	<i>Metal Inert Gas / Metal Active Gas</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
MVF	Método dos Volumes Finitos
NAR	<i>National Association of Rocketry</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

g	aceleração da gravidade [m/s]
W_i	carregamento transversal [N]
L_a	comprimento contado – mola compressão [m]
L_s	comprimento fechado – mola compressão [m]
L_f	comprimento livre – mola compressão [m]
L_m	comprimento mínimo de trabalho – mola compressão [m]
k	constante da mola [N/m]
δi	deflexão no local do carregamento [m]
y	deflexão da mola [m]
$y_{inicial}$	deflexão inicial – mola compressão [m]
$y_{trabalho}$	deflexão trabalho – mola compressão [m]
S	desvio padrão [-]
d	diâmetro da seção circular [m]
D	diâmetro médio das espiras – mola compressão [m]
σ_m	diferença de tensão máxima e tensão mínima [Pa]
y_{interf}	diferença entre o comprimento mínimo de trabalho e a altura fechada – mola compressão [%]
k_e	fator confiabilidade [-]
k_f	fator modificação por efeito variado [-]
k_c	fator modificador de carregamento [-]
k_a	fator modificador de superfície [-]
k_b	fator modificador de tamanho [-]
k_d	fator modificador de temperatura [-]
F	força [N]
ω_n	frequência natural [rad/s]
Se'	limite de resistência à fadiga [Pa]
Se	limite de resistência à fadiga corrigido [Pa]
S_{ut}	limite resistência à tração [Pa]
S_y	limite resistência ao escoamento [Pa]

$(\epsilon-N)$	modelo deformação – vida
$(S-N)$	modelo tensão – vida
G	módulo de cisalhamento [Pa]
M_a	momento fletor alternante [N.m]
M_m	momento fletor médio [N.m]
N_a	número de espiras ativas – molas compressão [-]
σ_a	tensão alternante [Pa]
τ	tensão cisalhamento [Pa]
σ	tensão normal [Pa]
$\sigma_{máx}$	tensão máxima [Pa]
σ_m	tensão média [Pa]
σ_{min}	tensão mínima [Pa]
T_a	torque alternante [N.m]
T_m	torque médio [N.m]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	10
1.1	TEMA	11
1.2	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO.....	11
1.3	OBJETIVOS DO TRABALHO.....	12
1.3.1	Objetivo geral.....	12
1.3.2	Objetivos específicos	12
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
2.1	TENSÃO.....	13
2.1.1	Tensões flutuantes.....	13
2.2	FADIGA	15
2.2.1	Processo de Falha.....	15
2.2.2	Modelos de Estudo da Fadiga	17
2.2.3	Limite de Resistência à Fadiga	19
2.2.4	Fatores Modificadores do Limite de Resistência	20
2.3	ENSAIO DE FADIGA	20
2.3.1	Ensaio de flexão rotativa	21
2.3.2	Ensaio de fadiga sob força normal	22
2.3.3	Ensaio de flexão em vigas engastadas	22
2.3.4	Ensaio de fadiga sob torção.....	22
2.4	CORPO DE PROVA	23
2.5	ELEMENTOS DE MÁQUINA	24
2.5.1	Eixos	25
2.5.2	Mancais	26
2.5.3	Acoplamentos	27
2.5.3.1	Acoplamento rígido.....	27
2.5.3.2	Acoplamento flexíveis.....	28
2.5.4	Molas	29
3	MATERIAIS E MÉTODOS	32
3.1	EQUIPAMENTO PARA ENSAIO DE FADIGA ROTATIVA	32
3.2	MATERIAIS.....	33

3.3	MÉTODOS	35
3.3.1	Sequência de Trabalho e Recursos	35
3.3.2	Cálculos relativos aos corpos de prova e esforços do projeto	38
4	PROJETO E CONSTRUÇÃO DO EQUIPAMENTO	45
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	49
5.1	ENSAIOS DE VALIDAÇÃO DO EQUIPAMENTO	49
5.2	ANÁLISE FRACTOGRÁFICA DOS CORPOS DE PROVA.....	53
6	CONCLUSÃO	57
7	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	59
	APÊNDICE A – MÉTODO DE ESCOLHA DO PROJETO	62
	ANEXO A – FATORES MODIFICADORES DO LIMITE DE RESISTÊNCIA	69
	ANEXO B – TABELA DE MOMENTO DE ENGASTAMENTO PERFEITO	72
	ANEXO C – RELATÓRIO DO ENSAIO DE TRAÇÃO	73
	ANEXO D – CÁLCULOS ANALÍTICOS REALIZADOS NO MATLAB.....	74

1 INTRODUÇÃO

Materiais submetidos a esforços flutuantes ou repetitivos rompem-se a tensões muito inferiores às determinadas por ensaios estáticos de tração ou compressão. Essa falha ocasionada pela aplicação de forças dinâmicas é conhecida por ruptura por fadiga (Garcia, Spim A. e Dos Santos, 1999).

De acordo com Callister (2002), o termo “fadiga” é usado pois esse tipo de falha ocorre normalmente após um longo período de tensão repetitiva ou ciclo de deformação e sua falha é de natureza frágil, mesmo em materiais dúcteis, existindo pouca ou nenhuma deformação plástica no material. O processo ocorre pela iniciação e propagação de trincas em geral à direção perpendicular à tensão de tração aplicada.

Segundo Garcia, Spim A. e Dos Santos (1999), esse fenômeno que ocorre após considerável tempo de serviço em esforços dinâmicos e vibrações passou a representar a causa de mais de 90% das falhas de materiais metálicos em trabalho. A falha em fadiga é imprevisível ocorrendo sem que haja qualquer aviso prévio, dificultando uma análise preditiva.

Os ensaios mecânicos são de extrema importância para o estudo das falhas por fadiga. Existem diversos modelos de equipamentos para este fim com suas próprias características e modos de carregamento, podendo ser de cargas axiais (tração e compressão), flexão, torção ou combinação dos mesmos.

Segundo Budynas e Nisbett (2011), o modo mais tradicional para análise de fadiga é o método da vida sob tensão, para alta ciclagem, visto que é o mais simples a implementar para várias aplicações, este método tem como característica a utilização de um carregamento de flexão cíclico constante em um corpo de prova e a contagem do número de ciclos até sua ruptura.

O dispositivo de ensaio de fadiga mais amplamente utilizado é o equipamento de viga rotativa de alta velocidade de R. R. Moore, onde o carregamento transmite ao corpo de prova flexão pura, sem cisalhamento transversal, por meio de pesos (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

1.1 TEMA

O presente trabalho tem como tema o desenvolvimento de um equipamento para realização de ensaio de fadiga por flexão rotativa, embasado em estudos de projetos de máquinas, e análise dos corpos de prova fraturados nos ensaios utilizando referencial teórico da mecânica dos sólidos.

1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

O desenvolvimento de novos produtos necessita o estudo das propriedades dos materiais, principalmente de resistência mecânica e tempo de vida do material para garantir, tanto o desempenho requerido por parte do cliente quanto o custo imposto pelo mercado ao fabricante. Os sistemas e equipamentos de engenharia devem ser projetados e calculados para resistir a falhas por fadiga, com o uso de diferentes materiais, ciclos de carga, exigência de segurança, etc. (DA ROSA, 2002).

Uma das principais causas de falhas em equipamentos é a fadiga, regime em que o carregamento do material por tensões flutuantes, ao longo do tempo, acaba por ocasionar o rompimento, mesmo estando sob a ação de tensões inferiores das determinadas por ensaios de tração convencionais.

A determinação de tensões de ruptura através de ensaios de fadiga auxilia a prever a resistência do material sob a ação de forças cíclicas, com isso, desenvolver projetos estruturais mais precisos e inibir o acontecimento de falhas durante o tempo determinado de vida do material.

O desenvolvimento de um equipamento de ensaio de fadiga para utilização em laboratório do Campus Universitário da Região dos Vinhedos (CARVI) da Universidade de Caxias do Sul (UCS) é um grande acréscimo para a compreensão de como os materiais se comportam sob a ação de cargas cíclicas e a sua utilização auxilia no aprendizado prático para os alunos e para a comunidade. Visto que o campus não possui tal equipamento o seu desenvolvimento é de alto valor técnico. Devido ser um equipamento protótipo, pode não gerar resultados totalmente confiáveis, mas seu desenvolvimento gera resultados quantitativos sobre a fadiga por flexão rotativa para fins de pesquisa acadêmica.

O desenvolvimento deste trabalho visa à elaboração de um equipamento prático, seguro, de baixo custo e que gere resultados quantitativos, empregando o conceito selecionado de equipamento para ensaio de fadiga, utilizando como base o equipamento de R. R. Moore.

1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO

1.3.1 Objetivo geral

Desenvolver um equipamento de ensaio de fadiga por flexão rotativa.

1.3.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- a) definir o conceito de equipamento para o desenvolvimento do projeto;
- b) determinar as cargas máximas requeridas para execução dos ensaios;
- c) dimensionar os componentes estruturais do equipamento;
- d) construir e avaliar aspectos funcionais do equipamento;
- e) obter resultados de resistência à fadiga de corpos de prova ensaiados no equipamento e comparar com resultados previstos na teoria;
- f) realizar análise fractográfica dos corpos de prova ensaiados.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

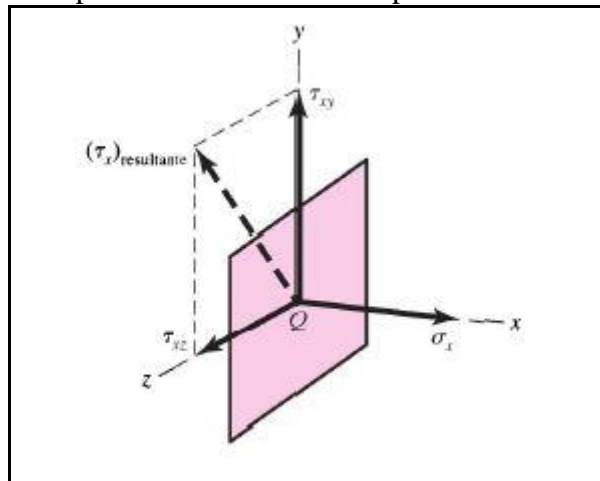
Neste capítulo serão abordados os conceitos para compreensão do funcionamento do equipamento e como se caracteriza o mecanismo de falha em materiais.

2.1 TENSÃO

Tensão é definida como uma força por unidade de área e pode ser dividida em duas componentes: tensão normal e de cisalhamento. A tensão normal é paralela ao carregamento e tende a puxar ou empurrar. A tensão de cisalhamento é perpendicular ao esforço e tende a cisalhar o material (NORTON, 2013).

Um corpo submetido a cargas é um material sob tensão, isolando sua superfície interna, a força e momento resultantes manifestam-se como distribuições de forças ao longo de toda área. A distribuição de forças que atuam em um ponto da superfície é única e terá componentes nas direções normal e tangencial denominadas, respectivamente, tensão normal (σ [Pa]) e tensão de cisalhamento tangencial (τ [Pa]), a Figura 1 apresenta componentes de tensão na superfície normal à direção x. Se o sentido de σ apontar para fora da superfície, é considerada tensão de tração e é positiva. Se σ apontar para dentro da superfície é considerada tensão de compressão e é negativa. Tensão é dada em newtons por metro quadrado (N/m^2); $1 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ pascal (Pa)}$ (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Figura 1 – Componentes de tensão na superfície normal à direção x.



Fonte: Budynas; Nisbett, (2011).

2.1.1 Tensões flutuantes

Geralmente as tensões flutuantes possuem a forma de um padrão senoidal, devido a natureza das máquinas rotativas. Contudo, outros padrões ocorrem. Descobriu-se que o

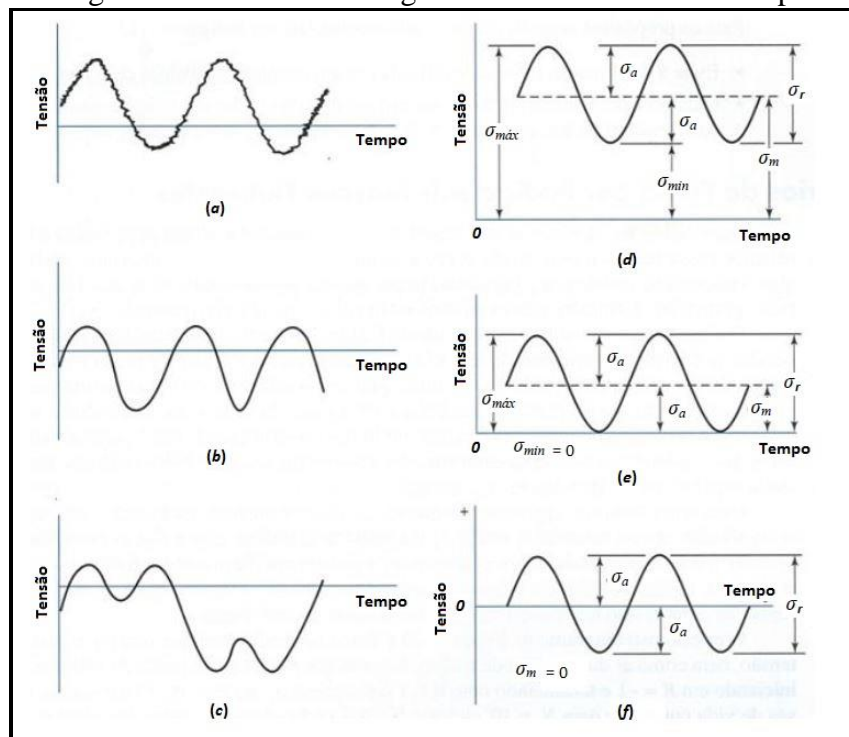
formato da onda não é importante em padrões periódicos de onda, mas os picos de ambos os lados da senoide, alto (máximo) e baixo (mínimo) são importantes. Logo $\sigma_{m\acute{a}x}$ [Pa] e $\sigma_{m\acute{i}n}$ [Pa] em um ciclo de tensões podem ser usados para caracterizar o padrão de tensão. A variação dessas tensões acima e abaixo de uma linha base pode ser caracterizado como um padrão de tensão. Se a tensão maior $\sigma_{m\acute{a}x}$ [Pa] e a tensão menor $\sigma_{m\acute{i}n}$ [Pa] possuem uma componente estável, fixa, então uma componente média e uma alternante podem ser obtidas pelas Equações (1) e (2), respectivamente (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (1)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad (2)$$

Os modos de carregamento variáveis com o tempo são mostrados na Figura 2. Nessa figura são apresentados os diferentes tipos de carregamento variado comumente observados: (a) tensão flutuante com ondulação de alta frequência, (b e c) tensão flutuante não senoidal, (d) tensão pulsante, (e) tensão repetida e (f) tensão alternada. A grandeza σ_r [Pa] mostrada na figura é denominada variação de tensão, trata-se da diferença entre a tensão máxima e a tensão mínima.

Figura 2 – Modos de carregamento variáveis com o tempo



Fonte: Budynas; Nisbett, (2011).

2.2 FADIGA

A fadiga é um processo de diminuição da capacidade de suportar esforços em componentes estruturais, através da ruptura lenta do material, com o avanço quase infinitesimal da trinca a cada ciclo de carregamento. A fadiga ocorre devido a tensões variáveis com o tempo e que provocam deformações plásticas em pontos críticos, como, entalhes, transições de diâmetros e rebaixos. Essas deformações deterioram o material e acarretam o surgimento de trincas por fadiga, com a continuação do carregamento variável, aumenta seu tamanho até ocasionar a ruptura do material. (DA ROSA 2002).

Grande parte das estruturas e componentes de engenharia estão sujeitos a esforços variáveis no tempo, embora muitas vezes pareçam estar sob carregamento estático, em uma análise prévia. A falha por fadiga acontece em uma faixa bastante ampla de ciclos de carga, desde valores da ordem de 10 ciclos até mais de 10^7 , 10^8 , ciclos. O número de ciclos está diretamente associado ao carregamento do material, quanto maior o esforço menor a vida e vice-versa (DA ROSA, 2002).

Segundo Budynas e Nisbett (2011), a vida de $1 \leq N \leq 10^3$ ciclos é geralmente classificada como fadiga de baixo ciclo, enquanto considera-se que a fadiga de alto ciclo ocorre para $N \geq 10^3$ ciclos.

2.2.1 Processo de Falha

De acordo com Malcher (2006) o mecanismo de ruptura de um elemento solicitado por carregamentos variáveis é dividido em três estágios: início e propagação da trinca (que ocupa a maior parte da vida do componente) e ruptura repentina do material devido ao crescimento instável da trinca.

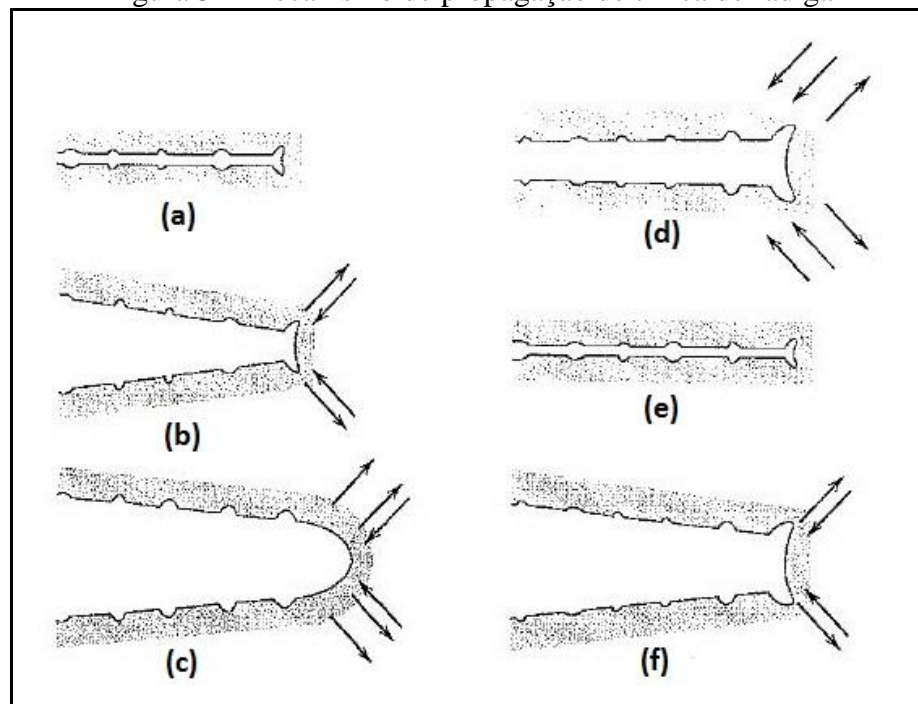
O processo de início da trinca acontece devido à presença de concentradores de tensão em regiões em que o material é solicitado por carregamentos variáveis com o tempo, esses concentradores de tensão, (entalhes, vazios ou inclusões no material) fazem com que a tensão no ponto se eleve consideravelmente, ocasionando deformações plásticas nessa região, após muitos ciclos surgem microtrincas no material (NORTON, 2013).

O segundo estágio da ruptura é a propagação das trincas, causada pelas tensões de tração na trinca. A trinca mais pontiaguda cria concentração de tensão maior que a proporcionada pelo entalhe original. Quando tracionada, a trinca se deforma plasticamente e se alonga. Quando a tensão de tração é retirada ou introduzida tensão de compressão, a trinca

fecha, o escoamento momentaneamente cessa e a trinca se torna novamente pontiaguda e com comprimento maior. Esse processo se repete para cada ciclo, fazendo com que a trinca se alongue em direção normal à direção da máxima tensão de tração (NORTON, 2013).

A Figura 3 ilustra o crescimento da trinca através do processo repetitivo de abaulamento plástico e afilamento da ponta da própria trinca. No início do ciclo de tensões (carga de compressão zero ou máxima), a ponta da trinca possui a forma de um entalhe duplo afilado (Figura 3a). À medida que a tensão de tração é aplicada (Figura 3b), ocorre uma deformação localizada em cada um desses entalhes de extremidade ao longo de planos de escorregamento que estão orientados a 45° em relação ao plano da trinca. Com o aumento do alargamento da trinca, a ponta avança pela deformação de cisalhamento continuada, assumindo uma configuração abaulada (Figura 3c). Durante a compressão, as direções da deformação cisalhante na ponta da trinca são invertidas (Figura 3d) até que, no ápice do ciclo, uma nova extremidade afilada com entalhe duplo se formou (Figura 3e). Dessa forma, a ponta da trinca avançou o equivalente à distância de um entalhe durante o curso de um ciclo completo. Esse processo é repetido com cada ciclo subsequente (Figura 3f), até que finalmente alguma dimensão crítica da trinca seja atingida, o que precipita a etapa final da fratura, tendo início uma fratura catastrófica (CALLISTER, 2002).

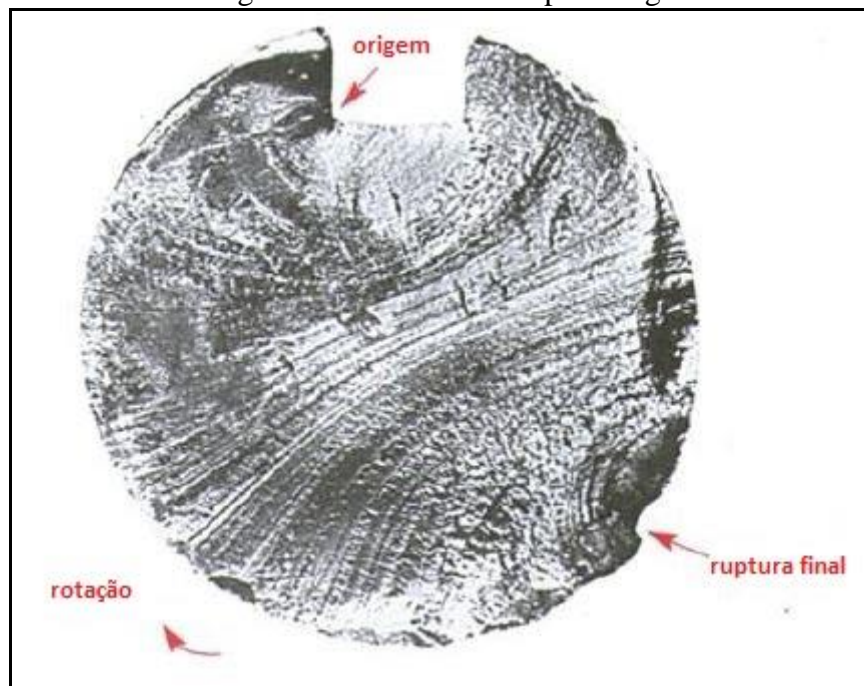
Figura 3 – Mecanismo de propagação de trinca de fadiga



Fonte: Callister (2002).

O terceiro e último estágio da ruptura é a fratura. Nessa etapa, o material se rompe devido ao crescimento das trincas ocorrido no estágio anterior. A fratura ocorre quando o comprimento da trinca é muito grande e o material não suporta mais a tensão aplicada. A falha do material ocorre de forma repentina e catastrófica. A Figura 4 apresenta a superfície de um eixo fraturado. Nessa figura, são destacados os pontos de início da falha e fratura final. As linhas observadas são chamadas marcas de praia, e são formadas devido ao processo de início e parada de crescimento das trincas (NORTON, 2013).

Figura 4 – Eixo fraturado por fadiga



Fonte: Adaptado de Norton (2013).

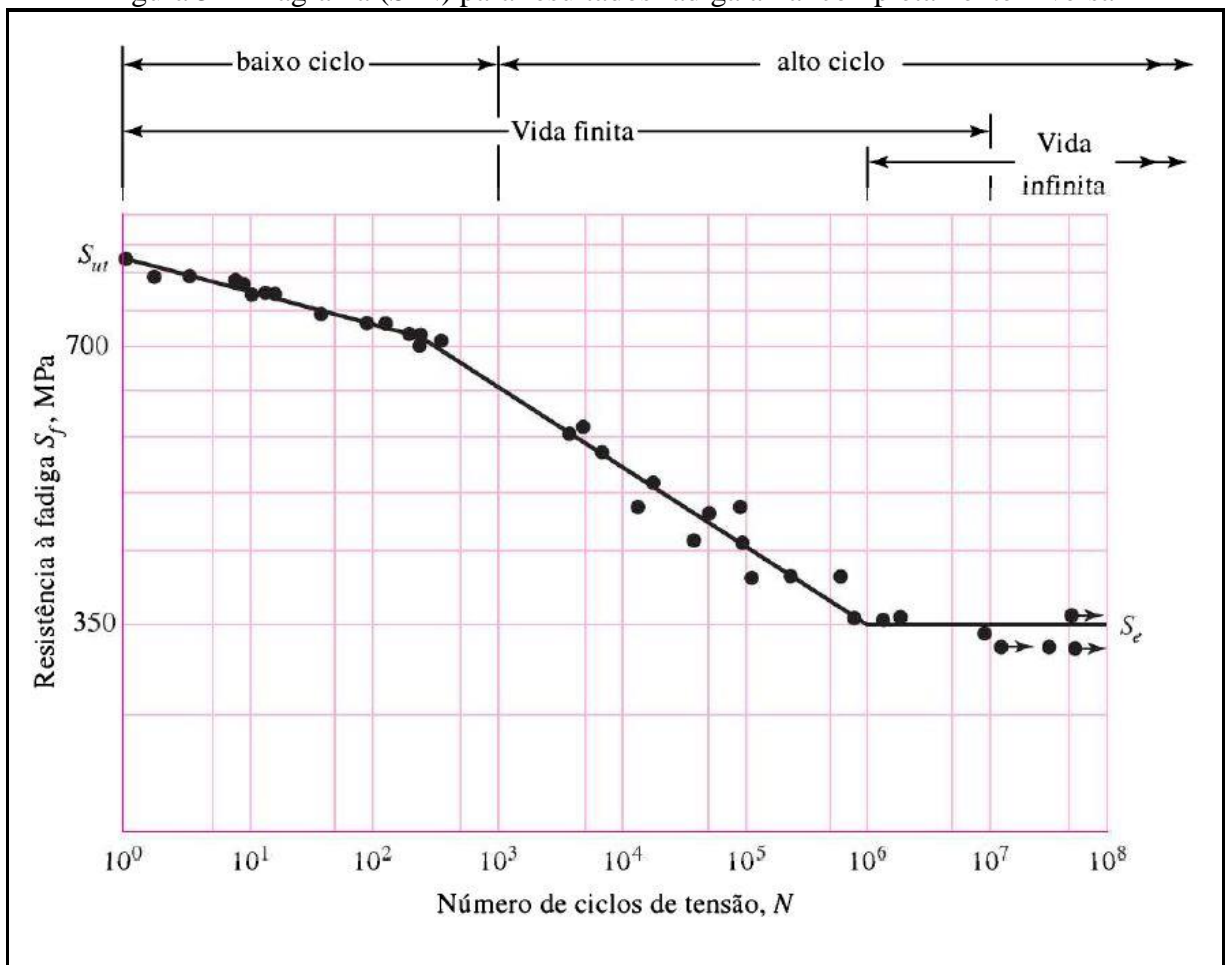
2.2.2 Modelos de Estudo da Fadiga

De acordo com Norton (2013), existem três modelos de falha por fadiga em uso e cada um possui uma área de aplicação e um propósito. Os modelos são: tensão – vida (S-N), deformação – vida (ϵ -N) e o modelo da mecânica da fratura.

O modelo de tensão – vida (S-N) é o mais antigo dos três e é o mais frequentemente utilizado nas aplicações que envolvem fadiga de alto-ciclo (FAC), no qual se espera que o conjunto mecânico opere por mais de 10^3 ciclos de tensão aproximadamente. Este modelo proporciona melhores resultados quando as amplitudes das solicitações são conhecidas e consistentes ao longo da vida da peça. Trata-se de um modelo baseado na tensão, que busca determinar a resistência à fadiga ou limite de fadiga para o material, de modo que as tensões cíclicas possam ser mantidas abaixo deste limite, com isso, evitar a falha para o número de ciclos requerido (NORTON, 2013).

Este modelo é razoavelmente fácil de ser implementado e possui elevada quantidade de dados relevantes de resistência devido ser o mais utilizado e por mais tempo, especialmente indicado para a utilização em componentes em regime de vida infinita, a Figura 5 representa um diagrama (S-N) traçado com informações de ensaios de fadiga axial completamente inversa. Para componentes em regime de baixo-ciclo (FBC) este modelo não é recomendado por ser menos preciso.

Figura 5 – Diagrama (S-N) para resultados fadiga axial completamente inversa



Fonte: Budynas; Nisbett, (2011).

De acordo com GAO E LIANG (2017), a construção de curvas (S-N) para fins de pesquisa requer a realização de, no mínimo, oito ensaios de fadiga, sendo, dois ensaios para cada nível de sollicitação, com nível de tensão igualmente espaçado. Para a realização de ensaios com confiabilidade de 90% para fins de aplicações de engenharia, devem-se realizar no mínimo trinta ensaios de fadiga, sendo, cinco ensaios para cada sollicitação.

O modelo deformação – vida (ϵ -N) é utilizado em regime de baixo-ciclo e em problemas de vida finita, onde as tensões cíclicas são elevadas o suficiente para causarem

escoamento localizado. Devido ao fato da iniciação da trinca causar escoamento, uma aproximação baseada em tensão é incapaz de modelar adequadamente esse estágio do processo de fadiga. O modelo baseado em deformação permite uma melhor compreensão do estágio de iniciação da trinca. Essa abordagem pode esclarecer danos acumulados devido a variações na carga ao longo da vida da peça, como sobrecargas, que podem induzir tensões residuais na região de falha. É a aproximação mais complicada dos três modelos e requer uma solução com auxílio de computadores para modelagem dos cálculos (Norton, 2013).

Ainda segundo Norton (2013), o modelo da mecânica da fratura fornece o melhor modelo para o estágio de propagação de trinca do processo de fadiga. Este método é bastante utilizado para prever o tempo de vida restante em peças trincadas durante o serviço, sendo aplicável em regime de baixo-ciclo (FBC) e em problemas de vida finita. Na ausência de uma trinca, uma aproximação consiste em assumir a existência de uma trinca, menor que a mínima trinca detectável por instrumentos adequados, para o início dos cálculos. Convém ressaltar que os resultados mais precisos são obtidos quando é possível detectar e mensurar uma trinca na peça.

2.2.3 Limite de Resistência à Fadiga

Os melhores dados de resistência à fadiga de um material para vida finita, ou seu limite de resistência à fadiga para vida infinita, vem de ensaios com componentes reais ou protótipos dos dispositivos de um projeto real. Onde não for possível utilizar esses componentes, a melhor opção é a realização de ensaios de fadiga em corpos de prova fabricados com o mesmo material das peças reais. Não sendo possível a realização de ensaios, dados de resistência à fadiga podem estar disponíveis na literatura ou com os fabricantes/fornecedores do material. Caso não haja dados de resistência à fadiga, necessita-se realizar uma estimativa do limite de resistência à fadiga do material através de informações disponíveis de ensaios estáticos. Essa última opção é limitada a dados de resistência à tração S_{ut} e a resistência ao escoamento S_y (NORTON, 2013).

Segundo Budynas e Nisbett (2011), pode-se estimar o limite de resistência à fadiga (S_e [Pa]) através da relação com a resistência à tração do material, a Equação (3) apresenta a relação do limite de resistência à fadiga com o limite de resistência à tração em vigas rotativas para aços. Uma vez que a área de incerteza é grande, uma compensação deve ser feita utilizando-se fatores de projeto maiores que aqueles que seriam utilizados em projetos estáticos.

$$S'_e = \begin{cases} 0,504S_{ut} \text{ MPa} & S_{ut} \leq 1460 \text{ MPa} \\ 740 \text{ MPa} & S_{ut} > 1460 \text{ MPa} \end{cases} \quad (3)$$

2.2.4 Fatores Modificadores do Limite de Resistência

Fatores de correção são empregados ao limite de resistência à fadiga com a finalidade de compensar as diferenças entre o ensaio mecânico de fadiga, ou o valor teórico obtido, e a situação real do elemento em estudo. Budynas e Nisbett (2011), apresentam a expressão e os fatores de correção que modificam o limite de resistência à fadiga pela Equação (4).

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (4)$$

Na Equação (4) os fatores de modificação são:

k_a = fator modificador de superfície;

k_b = fator modificador de tamanho;

k_c = fator modificador de carregamento;

k_d = fator modificador de temperatura;

k_e = fator de confiabilidade;

k_f = fator de modificação por efeitos variados;

A quantificação dos fatores de correção é apresentada no anexo A.

2.3 ENSAIO DE FADIGA

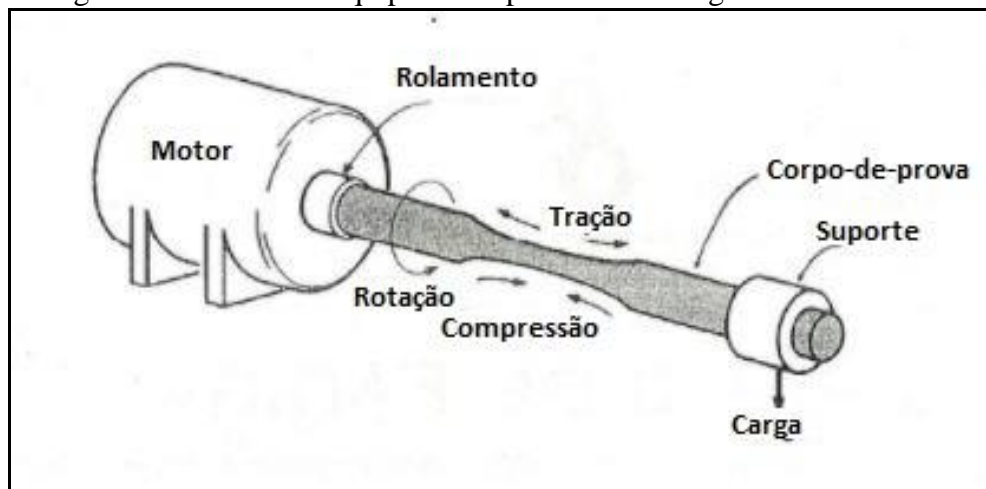
O ensaio de fadiga é um elo importante entre os cálculos teóricos e a realidade imposta na prática, com o intuito de simular os carregamentos submetidos aos componentes em serviço, os ensaios de fadiga preveem a vida do material ensaiado.

Norton (2013) apresenta quatro modos de ensaio de fadiga, sendo classificados pelo tipo de solicitação mecânica imposta ao corpo de prova. Os ensaios apresentados são: ensaio de flexão rotativa, ensaio de fadiga sob força normal, ensaios de flexão em vigas engastadas e ensaio de fadiga sob torção.

2.3.1 Ensaio de flexão rotativa

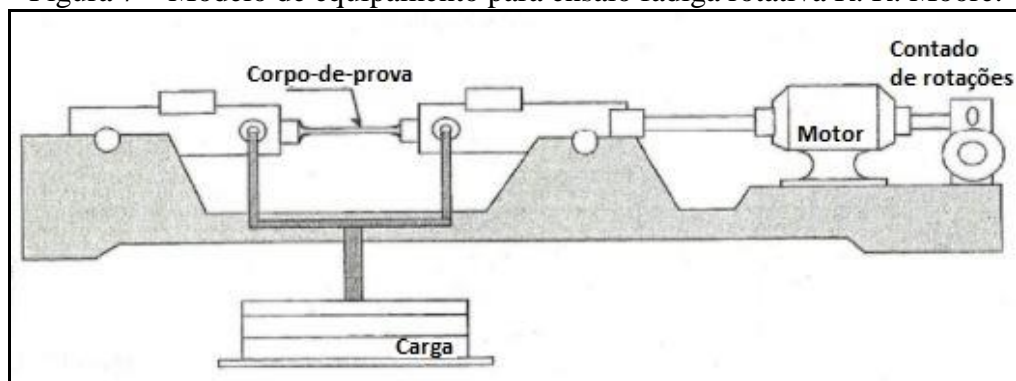
Segundo Norton (2013), os ensaios de flexão rotativa submetem o corpo de prova a um carregamento de flexão, enquanto o mesmo é rotacionado. Podem-se citar dois modelos de ensaios de flexão rotativa, o equipamento de Wöhler e o de R. R. Moore. A diferença entre os dois equipamentos é a montagem. O equipamento de Wöhler submete o corpo de prova a um carregamento transversal único em uma extremidade do corpo de prova, enquanto a outra extremidade é fixada a máquina rotativa. Esta montagem gera tensões de flexão e cisalhamento. A Figura 6 apresenta o modelo de carregamento único para flexão rotativa. O equipamento de R. R. Moore tem o corpo de prova biapoado e submetido a dois carregamentos equidistantes aos apoios. Nessa configuração, é garantido ao corpo de prova flexão pura, ou seja, o único esforço interno atuante no corpo de prova é o carregamento por flexão. A Figura 7 apresenta o modelo para flexão rotativa sob ação de dois carregamentos.

Figura 6 – Modelo de equipamento para ensaio fadiga rotativa Wöhler.



Fonte: Garcia (1999).

Figura 7 – Modelo de equipamento para ensaio fadiga rotativa R. R. Moore.



Fonte: Garcia (1999).

Os ensaios realizados em equipamentos R. R. Moore são responsáveis pela maioria das informações disponíveis para falhas por fadiga devido a tensões alternadas. Nesse ensaio, um corpo de prova de seção circular e devidamente polido é preso a um suporte que permite a aplicação de um momento fletor constante, sendo o corpo de prova submetido à rotação. Essa montagem gera flexão alternada em toda circunferência do corpo de prova (NORTON, 2013).

2.3.2 Ensaio de fadiga sob força normal

Os ensaios de fadiga por força normal submetem ao corpo de prova tensões axiais cíclicas. Segundo Norton (2013), esses ensaios são realizados por máquinas servo-hidráulicas pela capacidade de programação que permite qualquer combinação de componentes de tensão média e alternada a serem aplicadas, incluindo carregamento alternado ou completamente invertido (tensão média nula). A principal diferença, com relação ao ensaio de flexão rotativa, é que toda a seção transversal sofre um carregamento uniforme de tração ou compressão axial.

2.3.3 Ensaio de flexão em vigas engastadas

Este ensaio submete o corpo de prova engastado a tensões de flexão variáveis no tempo por meio de um carregamento concentrado oscilante aplicado na extremidade livre. Este ensaio permite a combinação de tensões médias e alternadas. Segundo Norton (2013) este ensaio é menos utilizado que os ensaios de flexão rotativa e por força normal.

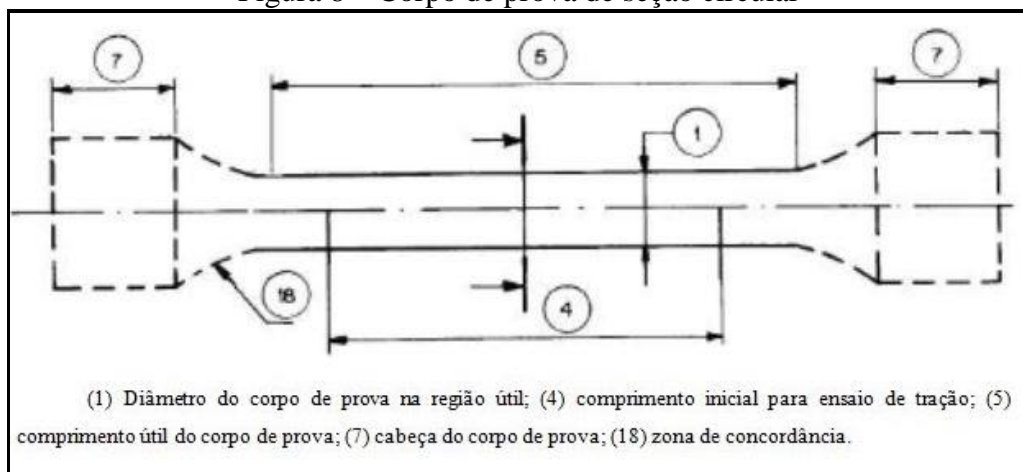
2.3.4 Ensaio de fadiga sob torção

Segundo Norton (2013) é um ensaio realizado em corpos de prova cilíndricos sujeitos a esforços de torção variáveis no tempo, ocasionando tensões de cisalhamento oscilantes. A relação entre a resistência torcional e a resistência à flexão em carregamentos cíclicos é a mesma que a obtida nos casos estáticos. A resistência à fadiga sob torção para um material dúctil pode ter seu valor esperado por volta de 0,577 da resistência à fadiga sob flexão, esse valor refere-se à teoria de falhas sob cargas estáticas para materiais dúcteis utilizando o critério da energia de distorção de von Mises.

2.4 CORPO DE PROVA

Segundo a Norma ABNT NBR 6892-1:2013, um corpo de prova é uma peça do material ou produto, com forma e dimensões apropriadas para o ensaio. Usualmente obtido pela usinagem de uma amostra do produto, por estampagem ou ainda por fundição. Para corpos de prova usinados deve ter curva de concordância entre as extremidades e o comprimento paralelo, se estes tiverem dimensões diferentes. É dividido entre cabeça do corpo de prova, onde é fixada ao equipamento; parte útil do corpo de prova, região com dimensões definidas sobre as quais são feitas as determinações desejadas; zona de concordância, região na qual a cabeça se une à parte útil. A Figura 8 apresenta o desenho de um corpo de prova de seção circular.

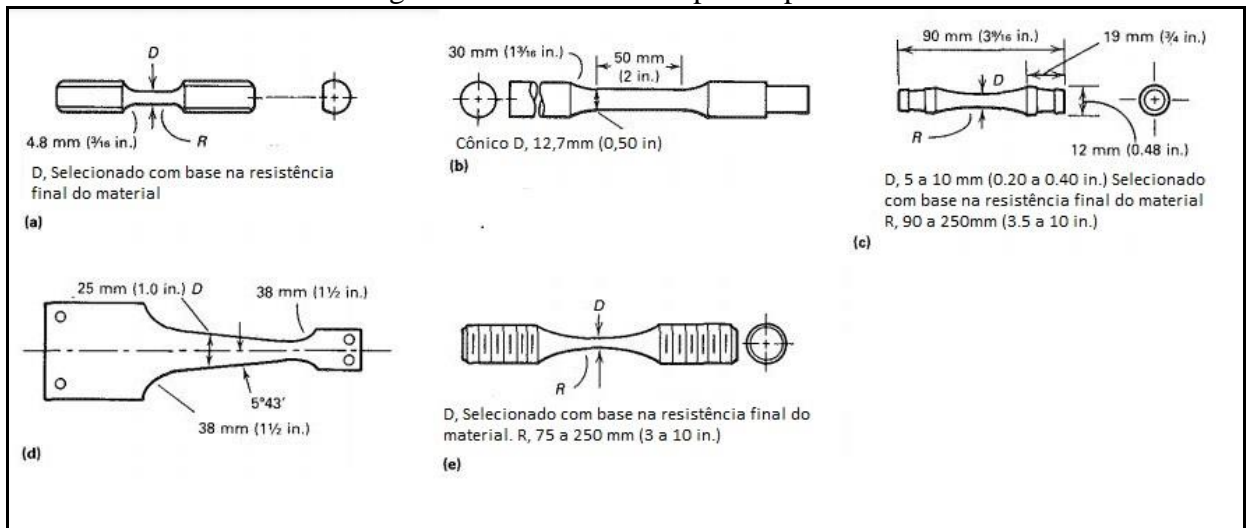
Figura 8 – Corpo de prova de seção circular



Fonte: Adaptado da Norma NBR 6152, 1992.

Algumas dimensões típicas para ensaios de materiais destrutivos podem ser verificadas na Figura 9. Pode-se observar que cada modo de ensaio pode possuir diferentes formatos para os corpos de prova: (a) corpo de prova para ensaio de torção, (b) corpo de prova para ensaio de viga rotativa, (c) corpo de prova para ensaio flexão rotativa (modelo ampulheta), (d) corpo de prova para ensaio de flexão reversa em placas, (e) corpo de prova para ensaio axial (tração/compressão) (BOYER, 1986).

Figura 9 – Dimensões corpos de prova



Fonte: Adaptado de BOYER, 1986.

Segundo a Norma ASTM E466:2015, as dimensões de um corpo de prova para a realização de ensaio de fadiga axial devem respeitar as dimensões de 5,08 a 25,4 mm de diâmetro para corpos de prova de seção circular. Para corpos de prova de formato ampulheta, seu raio de curvatura deve ser superior a oito vezes o diâmetro da região de análise e o comprimento da curvatura deve ser superior a três vezes esse diâmetro.

Ainda segundo a Norma ASTM E466:2015, os corpos de prova usinados, devem respeitar rigoroso processo de fabricação, onde, os últimos passes da usinagem não devem retirar mais que 0,125 mm de material por passe, após a usinagem, deve-se retificar o corpo de prova em passes de 0,005 mm até retirar 0,1 mm de material e, por último, deve-se polir o corpo de prova longitudinalmente retirando 0,025 mm de material para não apresentar nenhuma marca radial.

2.5 ELEMENTOS DE MÁQUINA

Elementos de máquina é um elemento único ou em conjunto com outros elementos que formam as partes elementares de uma máquina ou mecanismo. Todo mecanismo ou máquina é composto por inúmeros itens, podendo ser este número maior ou menor dependendo da complexidade do equipamento. Existem diferentes tipos de elementos, desde fixadores (parafusos, soldas, rebites) à transmissores de potência (eixos, acoplamentos, engrenagens, molas, correias).

2.5.1 Eixos

O eixo é um elemento rotativo, usualmente de seção transversal circular, usado para transmissão de potência ou movimento. Ele provê rotação, ou oscilação, de elementos como engrenagens, polias, rodas dentadas e similares. O eixo fixo é um elemento não rotativo que não transmite torque e é usado para suportes cargas em rodas girantes, polias e similares (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Segundo Budynas e Nisbett (2011), flexão, torção e tensões axiais podem estar presentes em ambas as componentes média e alternante. Cargas axiais são usualmente comparativamente muito pequenas em locais críticos em que flexão e torção dominam, assim serão deixadas de lado das equações. Assumindo um eixo sólido com seção transversal circular, termos geométricos apropriados podem ser introduzidos nas equações.

As tensões médias e alternantes em eixos circular é dado pelas Equações (5) e (6).

$$\sigma_a = \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \sigma_m = \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad (5)$$

$$\tau_a = \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad \tau_m = \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (6)$$

Em que M_m [N.m] e M_a [N.m] são os momentos flexores médio e alternante, T_m [N.m] e T_a [N.m] são os torques médios e alternantes.

De acordo com Norton (2013), se um eixo, ou qualquer elemento, estiver sujeito a uma carga que varia ao longo do tempo, ele vibrará. Se o carregamento variável no tempo for mantido, como, por exemplo, em um modo senoidal, o eixo ou outro elemento continuará a vibrar na frequência forçante do objeto excitante. Se a carga forçante por acaso coincidir com uma das frequências naturais do elemento, então ocorrerá uma vibração muito maior que a do objeto excitante. Diz-se então que o elemento está em ressonância. Deve-se evitar excitar um sistema ao ponto de sua frequência natural, ou seja, sua frequência crítica, ou próxima a ela, devido às deflexões resultantes causarem tensões grandes o suficiente para romper a peça.

O método de Rayleigh é um método rápido e de fácil aplicação para encontrar pelo menos uma frequência fundamental aproximada para o projeto proposto. É um método de energia que dá resultados próximo ao valor verdadeiro da velocidade crítica (ω_n [rad/s]). Ele

pode ser aplicado a sistemas contínuos ou a um modelo de sistema de massa agrupada (NORTON, 2013).

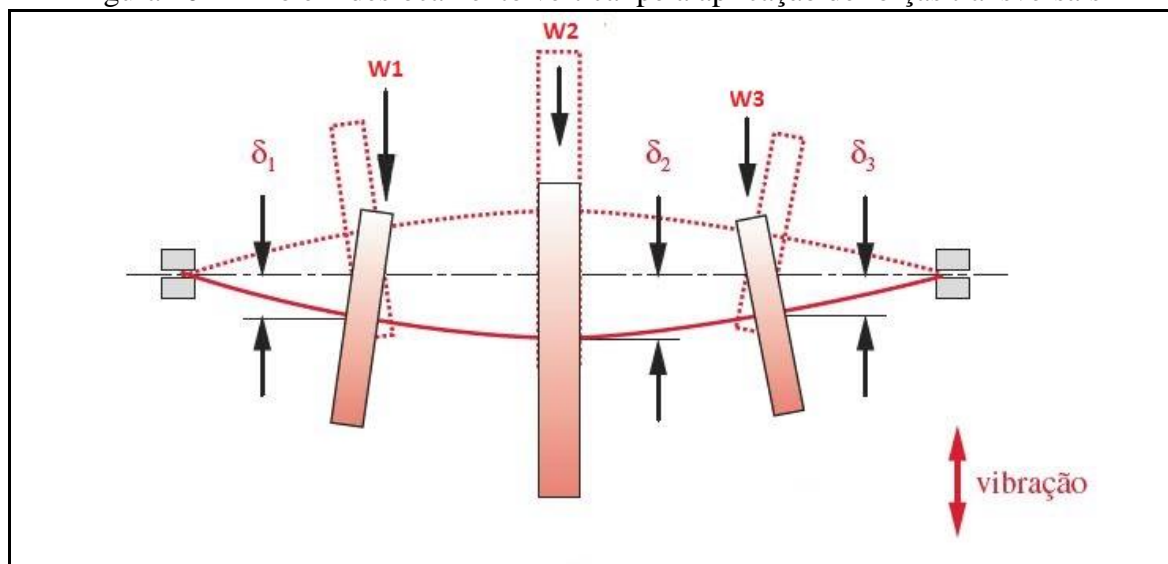
O método de Rayleigh iguala as energias potencial e cinética no sistema. A energia potencial está na forma de energia de deformação no eixo defletido e é máxima na deflexão máxima. A energia cinética é um máximo quando o eixo vibrando passa pela posição não defletida com velocidade máxima (NORTON, 2013).

Esse método supõe que o movimento de vibração do eixo é senoidal e que alguma excitação externa esteja presente para forçar a vibração. A Equação (7) apresenta o método de Rayleigh, onde, ω_n [rad/s] é a frequência natural ou frequência crítica, W_i [N] é o carregamento transversal, δ_i [m] é a deflexão no local do carregamento e g [m/s²] é a aceleração da gravidade.

$$\omega_n = \sqrt{g \frac{\sum_{i=1}^n W_i \delta_i}{\sum_{i=1}^n W_i \delta_i^2}} \quad (7)$$

A Figura 10 apresenta as variáveis de deslocamento resultantes da aplicação de três forças transversais que atuam em um eixo rotativo.

Figura 10 – Eixo em deslocamento vertical pela aplicação de forças transversais



Fonte: Norton (2013).

2.5.2 Mancais

Mancais são usados para transferir a carga principal de um carregamento utilizando elementos de contato rolante, em vez de contato de escorregamento. Em um mancal de

rolamento, o atrito inicial é cerca de duas vezes o de funcionamento, ainda que seja insignificante em comparação com o atrito inicial de um mancal deslizante (BUDYNAS; NISBETT, (2011).

Segundo Norton (2013), sempre que duas partes têm movimento relativo, elas constituem um mancal, sem levar em conta sua forma ou configuração. Normalmente, precisa-se de lubrificação em qualquer mancal para reduzir o atrito e remover o calor. Os mancais podem rolar, escorregar ou fazer ambos simultaneamente.

Os mancais de elemento rolantes podem ser agrupados em duas categorias gerais, mancais de esfera e mancais de rolo, ambos com muitas variações dentro dessas divisões. Mancais de esfera são mais adequados para aplicações pequenas e de alta velocidade. Para sistemas grandes e de carga pesada, mancais de rolo tem preferência. Se há risco de desalinhamento entre eixo e alojamento, rolamentos autocompensadores são necessários. Rolamentos de rolos cônicos podem lidar com cargas pesadas nas direções radiais e axiais em velocidades moderadas. Para situações com cargas axiais e radiais pesadas em alta velocidade, rolamentos de esfera de pista profunda são os melhores (NORTON, 2013).

2.5.3 Acoplamentos

Uma ampla variedade de acoplamentos de eixo está disponível comercialmente, variando desde acoplamentos rígidos com chavetas até projetos elaborados que usam engrenagens, elastômeros ou fluidos para transmitir o torque de um eixo a outro eixo ou a outro dispositivo com vários tipos de desalinhamento. Os acoplamentos podem ser divididos em duas categorias: rígidos ou flexíveis. Flexíveis, significa que o acoplamento pode absorver algum desalinhamento entre os dois eixos, e rígido implica que nenhum desalinhamento é permitido entre os eixos a serem conectados (NORTON, 2013).

2.5.3.1 Acoplamento rígido

Segundo Norton (2013), os acoplamentos rígidos travam os dois eixos, não permitindo movimento relativo entre eles, embora algum ajuste axial seja possível na montagem. Eles são usados quando a precisão e exatidão da transmissão do torque são de extrema importância.

2.5.3.2 Acoplamento flexíveis

Alguns desalinhamentos (axial, angular, paralelo e torcional) podem ocorrer isolados ou em combinação e podem estar presentes na montagem devido a tolerâncias na fabricação, ou podem ocorrer durante uma operação decorrente aos movimentos relativos dos dois eixos. Devem-se alinhar os eixos na montagem dos acoplamentos, caso não estiverem alinhados, pode existir desalinhamento axial, angular e paralelo em qualquer montagem. O desalinhamento torcional ocorre dinamicamente quando uma carga movida tenta adiantar ou atrasar a carga motora (NORTON, 2013).

De acordo com Norton (2013), foram construídos inumeros projetos de acoplamento e cada um oferece uma combinação diferente de características. O Quadro 1, apresenta alguns modelos de acoplamentos e algumas de suas características.

Quadro 1 – Modelos de acoplamentos flexíveis

(continua)

Classe	Desalinhamento Tolerado				Comentários
	Axial	Angular	Paralelo	Torcional	
Rígido	Grande	Nenhum	Nenhum	Nenhum	Requer alinhamento preciso
Mandíbula	Insignificante	Insignificante ($< 2^\circ$)	Insignificante ($< 3 \% d$)	Moderado	Absorção de choque – golpe apreciável
Engrenagem	Grande	Insignificante ($< 5^\circ$)	Insignificante ($< 1/2 \% d$)	Nenhum	Golpes insignificantes – grande capacidade de torque
Estrias	Grande	Nenhum	Nenhum	Nenhum	Golpes insignificantes – grande capacidade de torque
Espiral	Insignificante	Grande (20°)	Insignificante ($< 1 \% d$)	Nenhum	Uma peça compacta – nenhum golpe
Sanfonados	Insignificante	Grande (17°)	Moderado ($20 \% d$)	Nenhum	Sujeito à falha por fadiga

(conclusão)

Classe	Desalinhamento Tolerado				Comentários
	Axial	Angular	Paralelo	Torcional	
Disco Flexível	Insignificante	Insignificante ($< 3^\circ$)	Insignificante ($2\% d$)	Insignificante a nenhum	Absorção de choque – nenhum golpe
Elo (Schmidt)	Nenhum	Insignificante ($< 5^\circ$)	Grande ($200\% d$)	Nenhum	Nenhum golpe – nenhuma carga lateral no eixo
Hooke	Nenhum	Grande	Grande (em pares)	Nenhum	Golpe insignificante – variação de velocidade, exceto se usada em pares
Rzeppa	Nenhum	Grande	Nenhum	Nenhum	Velocidade constante
Com correia	+/- 3 mm	(3°)	+/- 1,5 mm	Torcional elástico em todas as direções	Empregados em eixos com pequeno desalinhamento em qualquer direção

Fonte: Adaptado de Norton (2013).

2.5.4 Molas

Segundo Budynas e Nisbett (2011), molas são dispositivos que permitem a aplicação controlada de força ou torque, armazenamento e liberação de energia. Em geral, as molas podem ser classificadas como de fio (arame), planas ou de formato especial, existindo variações dentro dessas divisões.

Neste trabalho será abordado o modelo mola de fio com formato helicoidal para cargas de compressão que será utilizado na construção do projeto.

As molas de compressão fornecem força de compressão e possuem capacidade para grandes deflexões. A forma-padrão tem um diâmetro de espira constante, passo constante e constante de mola fixa. É a forma de mola mais comum, geralmente confeccionadas com fio

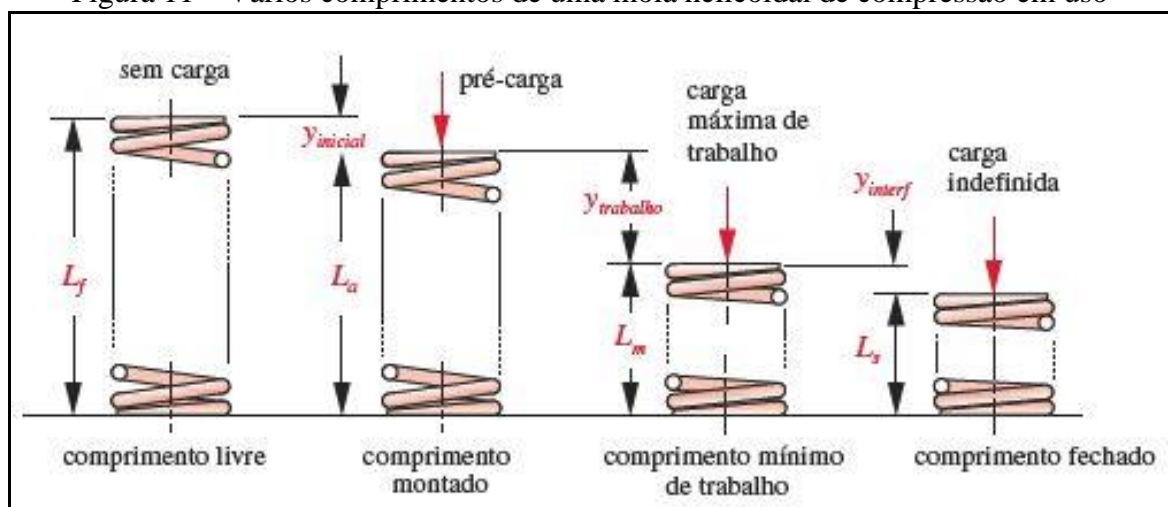
de seção transversal circular, mas podem ser feitas de seção retangular. O arame de seção circular é o material mais utilizado e encontra-se disponível em diversas ligas metálicas e em grande intervalo de tamanhos. O arame retangular está disponível apenas em alguns tamanhos (NORTON, 2013).

De acordo com Norton (2013), independente da configuração da mola, esta possui uma constante de mola k [N/m], definida como a inclinação da sua curva força-deflexão. Se a inclinação for constante, a mola é linear e k [N/m] pode ser definida pela Equação (8), onde k [N/m] é a constante da mola, F [N] a força aplicada e y [m] a deflexão da mola.

$$k = \frac{F}{y} \quad (8)$$

A Figura 11 apresenta os vários comprimentos de uma mola helicoidal de compressão em uso, onde L_f [m] é o comprimento livre, isto é, como fabricada. L_a [m] é o comprimento montado, juntamente com a deflexão inicial, $y_{inicial}$ [m]. A carga de trabalho é aplicada para comprimir adicionalmente a mola até a sua deflexão de trabalho, $y_{trabalho}$ [m]. O comprimento mínimo de trabalho, L_m [m], é a menor dimensão à qual se reduz a mola quando em serviço. O comprimento fechado ou altura sólida, L_s [m], é o seu comprimento quando comprimida a ponto de todas as suas espiras se tocarem. O limite de interferência, y_{interf} [m], é a diferença entre o comprimento mínimo de trabalho e a altura fechada, expresso em porcentagem da deflexão de trabalho. Um valor mínimo de interferência de 10 a 15% é recomendado para evitar que se atinja a altura de fechamento em serviço com molas fora de tolerância ou com deflexões excessivas (NORTON, 2013).

Figura 11 – Vários comprimentos de uma mola helicoidal de compressão em uso



Fonte: Norton (2013).

Uma mola helicoidal de compressão é, de fato, uma barra de torção enrolada em uma forma de hélice, que a empacota melhor. A deflexão de uma mola helicoidal de compressão com fio redondo é definida pela Equação (9), onde, F [N] é a força axial aplicada à mola, D [m] o diâmetro médio das espiras, d [m] o diâmetro do fio, N_a [-] o número de espiras ativas e G [Pa] o módulo de cisalhamento do material (NORTON, 2013).

$$y = \frac{8FD^3N_a}{d^4G} \quad (9)$$

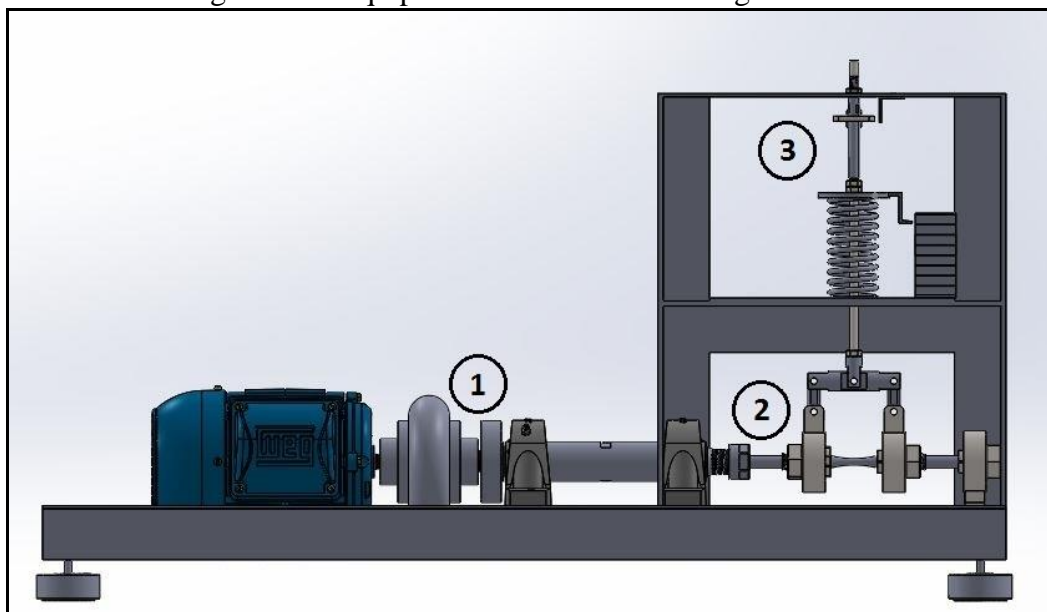
3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo, primeiramente são apresentados os componentes principais do equipamento projetado e os materiais necessários para a confecção do projeto. Em seguida, são mostrados os passos do desenvolvimento do equipamento, os recursos utilizados, os cálculos relativos às forças aplicadas aos corpos de prova e a vida estimada para cada nível de força estipulada.

3.1 EQUIPAMENTO PARA ENSAIO DE FADIGA ROTATIVA

Com o intuito de visualizar o equipamento de ensaio de fadiga rotativa, a Figura 12 apresenta a modelagem elaborada no *Software SolidWorks*[®]. Nesta figura estão destacados os principais elementos do projeto, sendo: (1) conjunto de transmissão de potência, responsável pelo movimento angular do corpo de prova, composto basicamente pelo motor síncrono, acoplamento mecânico flexível com correia e o eixo de transmissão. (2) conjunto de transmissão de carga ao corpo de prova, constituído principalmente pelo corpo de prova, mancais com rolamentos autocompensadores de esfera e elementos de suporte. (3) conjunto de aplicação de carga ao CP, responsável pela aplicação do esforço, composto pela mola, régua de calibração da carga e sistema automático de desligamento do equipamento (chave liga/desliga).

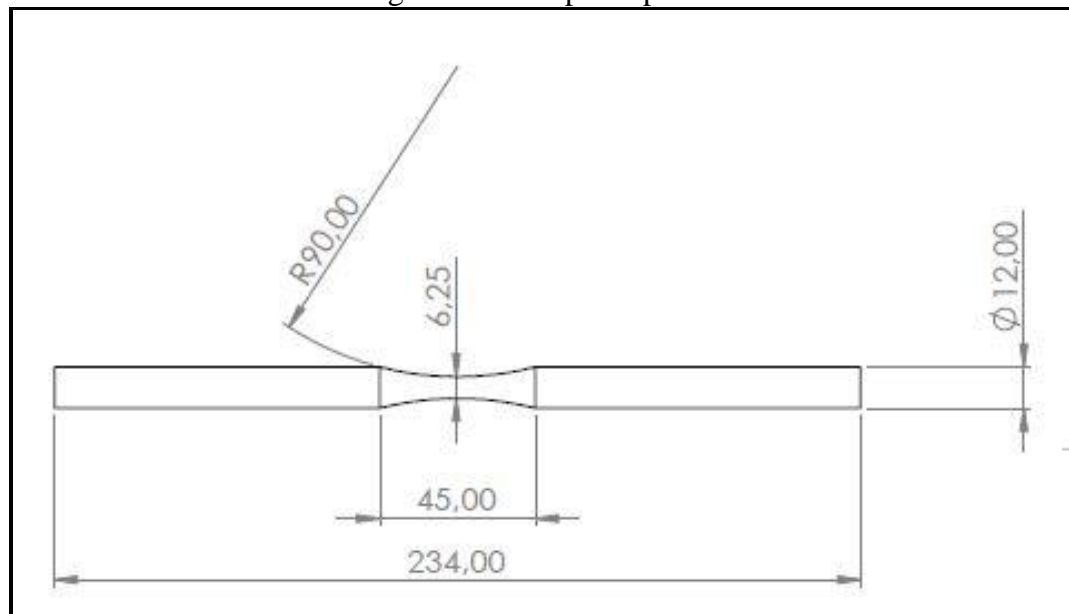
Figura 12 – Equipamento de ensaio de fadiga rotativa



Fonte: Elaborado pelo autor.

O corpo de prova é um dos elementos de maior relevância para o projeto, a Figura 13 apresenta o corpo de prova e suas dimensões, no item 3.3.2 – Cálculos relativos aos corpos de prova e esforços do projeto, é apresentada a modelagem numérica das tensões para a realização dos ensaios, baseadas no dimensionamento do CP.

Figura 13 – Corpo de prova



Fonte: Elaborado pelo autor.

A confecção do corpo de prova obedece a Norma ASTM E466:2015, com diâmetro de 6,25 mm na seção circular de menor área e um raio de 90 mm a fim de evitar concentradores de tensão na região de estudo.

3.2 MATERIAIS

Para a construção do equipamento é necessária a utilização de diversos elementos estruturais e elementos de máquinas, que ao serem montados formam o equipamento em si.

Para a construção da estrutura do equipamento, ou seja, a base e o suporte para a fixação do elemento de transmissão da força, a escolha do aço SAE 1020 em tubos quadrados (para a base) e cantoneira (para estrutura de fixação) deve-se pelo baixo custo do material e fácil obtenção no mercado, no caso dos tubos a UCS possui o material em estoque. A escolha da cantoneira para a construção do suporte ocorre pela necessidade de ampliar o espaço interno do suporte, aumentando a área e facilitando o manuseio do corpo de prova.

Para a confecção de todos os materiais de ligação do corpo de prova ao elemento de transmissão de força e ao motor (barras de ligação, barra roscada, mancais de suporte e adaptadores de rolamentos, eixo...), foi escolhido também o aço SAE 1020 pelo seu custo e facilidade de obtenção.

Com o objetivo de rotacionar o eixo e o corpo de prova com o menor atrito possível, a utilização de rolamentos e mancais autocompensadores se faz necessário. Sua utilização também evita restrições angular nos mancais de fixação do corpo de prova, preservando a integridade da superfície da fratura. Para fixar o corpo de prova aos rolamentos e ao eixo é necessária a utilização de pinças mecânicas.

Com o intuito de facilitar a montagem e prevenir esforços desnecessários gerados por pequenos desalinhamentos da montagem, decidiu-se pela utilização de um acoplamento mecânico entre o motor e o eixo de transmissão de torque e rotação.

Para a transmissão de rotação ao corpo de prova optou-se pela utilização de um motor trifásico síncrono de quatro polos, com velocidade angular média de 1700 RPM, conforme sugerido por Norton (2013).

A fim de evitar vibrações provenientes do funcionamento do equipamento optou-se pela utilização de amortecedores de vibração na base do equipamento para atenuar este possível problema.

Para a transmissão da força de flexão necessária ao corpo de prova para a realização do ensaio de fadiga optou-se pela utilização de uma mola, o modo de transmissão de forças é um dos principais elementos do projeto e sua escolha é verificada mais detalhadamente no apêndice A - Método de Escolha do Projeto.

Para a confecção do corpo de prova, o material escolhido foi também o aço SAE 1020 pelo seu custo e fácil obtenção, porém, este material possui ampla variação de propriedades mecânicas entre barras comercializadas no mercado, com a finalidade de conseguir um resultado mais preciso e compensar essa variação nas propriedades mecânicas, definiu-se a realização de ensaios estáticos de tração em amostras retiradas da mesma barra que são confeccionados os corpos de prova para o ensaio de fadiga.

O material elétrico utilizado para o funcionamento do equipamento, motor, cabos, sensor e o display para registrar o número de ciclos até a ruptura do corpo de prova, foram obtidos no laboratório de elétrica e eletrônica da UCS CARVI.

3.3 MÉTODOS

Primeiramente será abordada a sequência de trabalho utilizada para o desenvolvimento do projeto, desde sua análise conceitual, construção do equipamento, realização de ensaios de fadiga e a análise dos corpos de prova fraturados, os recursos necessários para atingir o objetivo deste trabalho são apresentados no item 3.3.1 e os cálculos relativos aos corpos de prova e esforços do projeto serão apresentados do item 3.3.2.

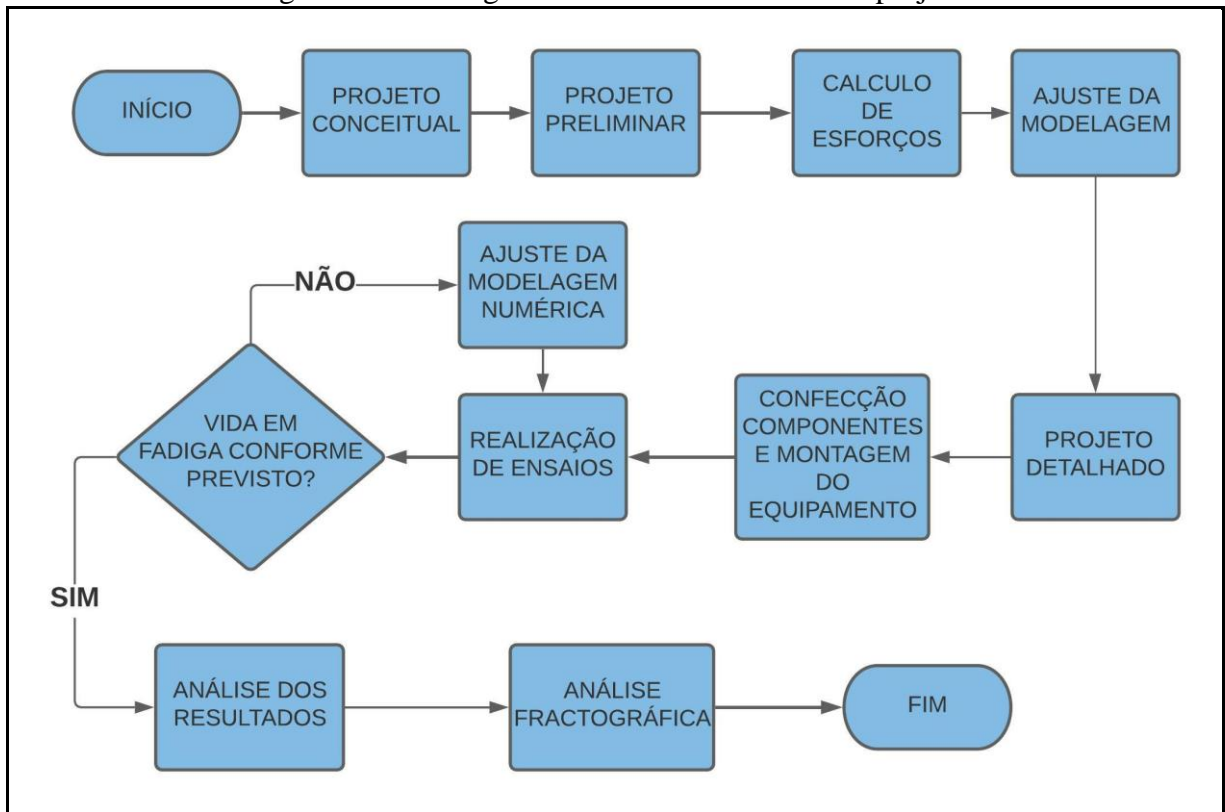
3.3.1 Sequência de Trabalho e Recursos

Para compreender as etapas seguidas no desenvolvimento do projeto foi elaborado um fluxograma com os passos adotados, conforme a Figura 14.

O projeto conceitual tem por objetivo procurar soluções para a função global do problema, no caso, encontrar um modelo de equipamento que atenda os requisitos do projeto (ensaiar corpos de prova por meio de flexão rotativa). Esta primeira etapa auxilia, por meios de discussões e debates, encontrar o modo mais adequado de funcionamento. O apêndice A – Método de Escolha do Projeto, aborda com detalhes o modelo conceitual definido para a execução do projeto.

O projeto preliminar tem a finalidade de examinar com maior profundidade possíveis causas de falhas, a caracterização básica dos componentes, a influência de fatores externos e internos sobre o desempenho funcional do produto. Para esta etapa do desenvolvimento foi utilizado o *software* SolidWorks® para realizar a modelagem preliminar do projeto e analisar os possíveis problemas iniciais da construção do equipamento. Nesta etapa são realizados os cálculos de resistência e dimensionamento dos componentes mais críticos do sistema. Também são determinadas as cargas para a realização dos ensaios, expectativa de vida dos corpos de prova pelo esforço aplicado.

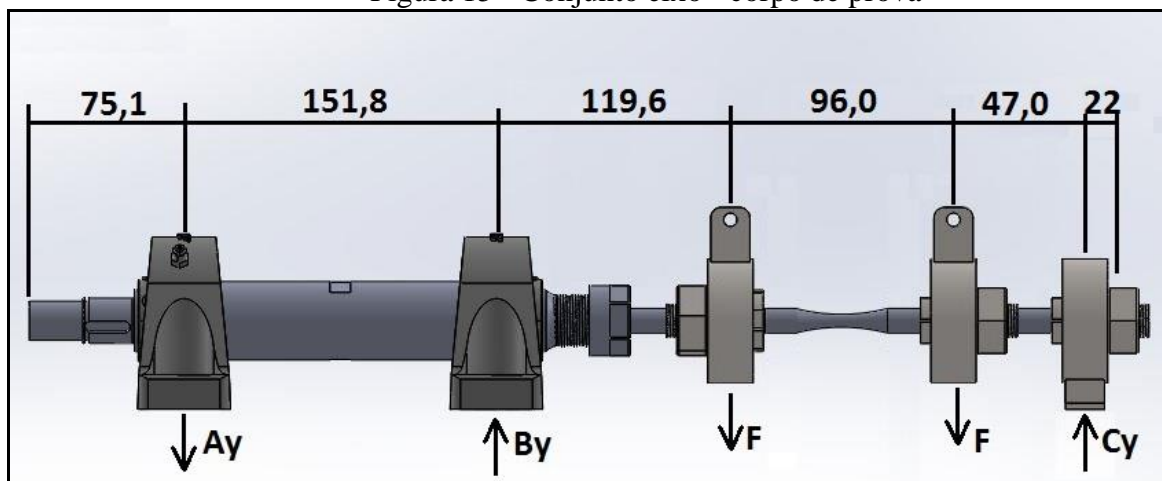
Figura 14 – Fluxograma de desenvolvimento do projeto



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 15 apresenta o conjunto eixo – corpo de prova para a visualização das distâncias entre os mancais e as aplicações das cargas em milímetros. O eixo de transmissão é composto pelos mancais “Ay” e “By” e a pinça de fixação do CP. A região do corpo de prova é constituído pelos suportes “F”, responsáveis pela aplicação da carga, e pelo mancal “Cy”.

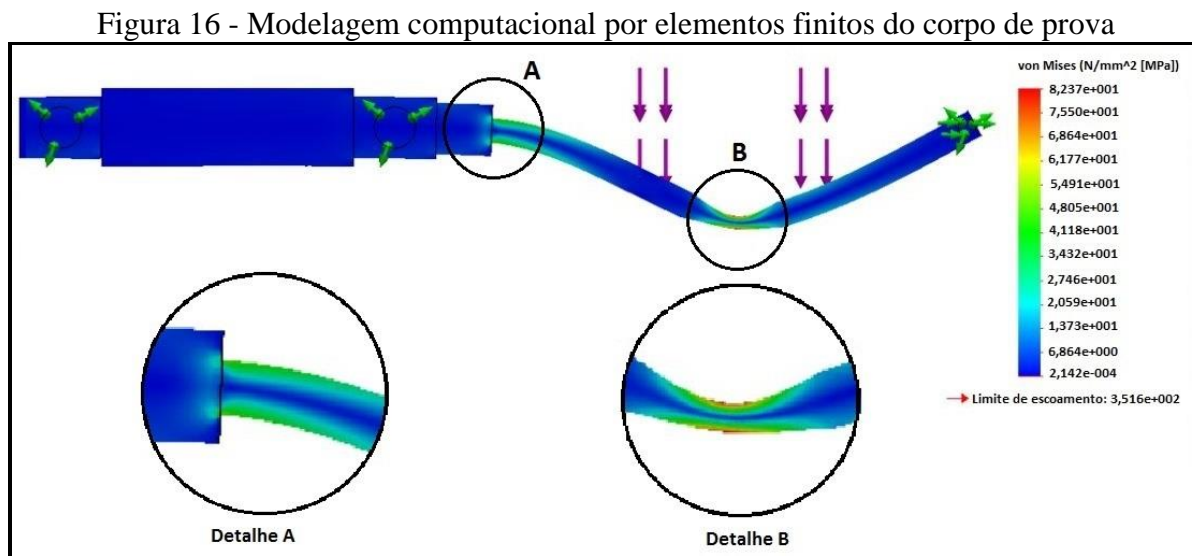
Figura 15 - Conjunto eixo - corpo de prova



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com o intuito de validar a modelagem elaborada para o ensaio de flexão rotativa e verificar possíveis falhas antes de iniciar a realização dos ensaios, foi elaborada a modelagem computacional pelo método dos elementos finitos (MEF) relativo aos esforços sobre o elemento em estudo, a Figura 16 apresenta a modelagem por elementos finitos elaborada no módulo Simulation do SolidWorks®.

Para a análise do corpo de prova foi realizado a simulação utilizando condições de contorno mais próximas às restrições físicas, rolamentos autocompensadores em todos os apoios e utilizado um carregamento duplo de mesmo esforço, tendo o local de interesse à região central do CP onde possui menor diâmetro, pode-se observar que a tensão máxima encontra-se na região central validando a modelagem proposta. Outro ponto de análise é o engaste do eixo com o CP onde a tensão deve ser menor que na região central.



Fonte: Elaborado pelo autor.

O projeto detalhado tem por objetivo introduzir os melhoramentos necessários identificados no projeto preliminar, realizar o desenho técnico para confecção dos componentes e planejar o processo de fabricação e montagem dos componentes.

Após o detalhamento do projeto e a aquisição do material necessário, foi encaminhado ao laboratório da mecânica da UCS CARVI para realizar a usinagem dos componentes e a soldagem dos elementos necessários, os corpos de prova foram confeccionados pela empresa Mapi Indústria Mecânica Ltda. Alguns elementos foram confeccionados pelo autor do trabalho para agilizar o desenvolvimento do projeto, sendo o eixo de transmissão e os mancais de apoio do corpo de prova, utilizando um torno mecânico da marca MITTO. O processo de usinagem no laboratório da mecânica da UCS CARVI foi

realizado em um torno mecânico da marca CLEVER modelo CO632A e uma fresadora da marca CLEVER modelo 4VS-4EVS, já o processo de soldagem foi realizado pelo equipamento de solda da marca ESAB modelo SMASHWELD 250E através do processo MIG/MAG.

3.3.2 Cálculos relativos aos corpos de prova e esforços do projeto

Para a realização dos cálculos de tensão sobre o corpo de prova foi utilizada a equação 11 da tabela de momento de engastamento perfeito verificado no anexo (B). As equações apresentadas no anexo (B) podem ser obtidas pelo método de superposição de efeitos para viga apoiada-engastada utilizando o apêndice C do livro: Estática e Mecânica dos Materiais de Ferdinand P. Beer [et al.]. Esta equação de momento de engastamento perfeito é a que mais se aproxima do resultado gerado pela modelagem MEF. Por conveniência a Equação 10 representa a equação 11 da tabela.

$$M = \frac{3Fa}{2l}(l - a) \quad (10)$$

Onde:

M = Momento gerado no engaste [N.mm]

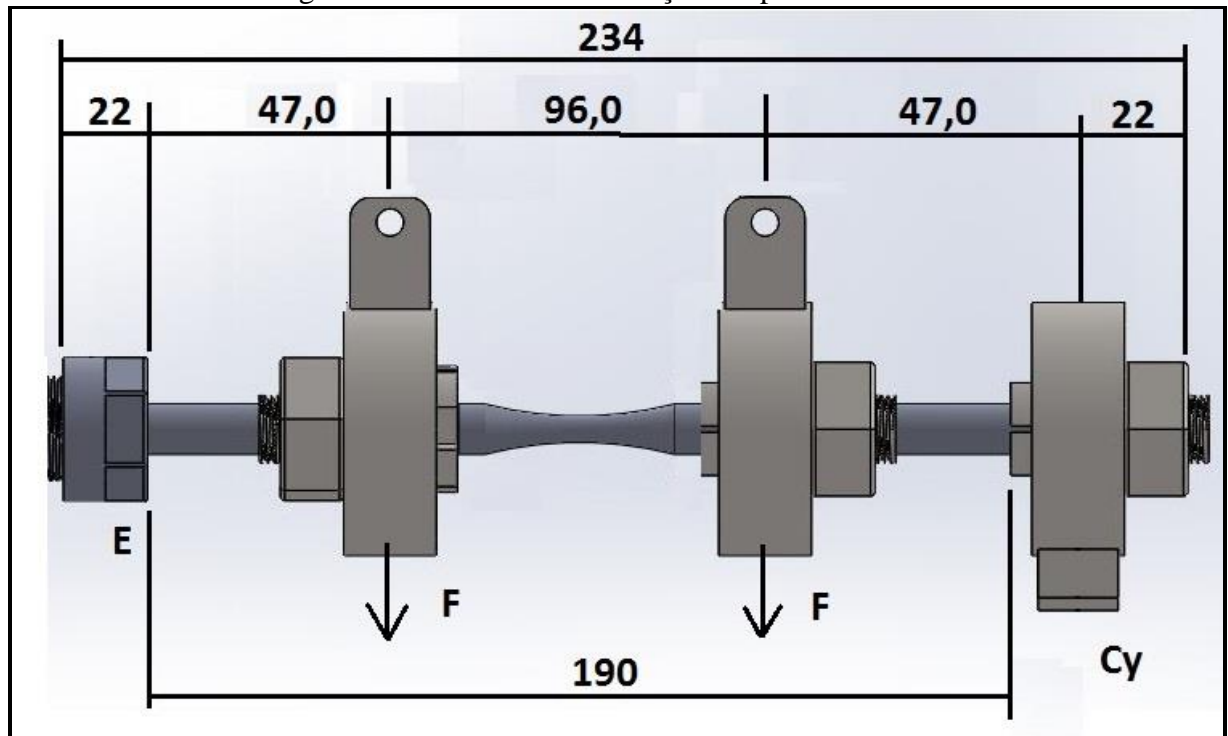
F = Força aplicada [N]

l = Comprimento total entre os suportes [mm].

a = Comprimento entre o suporte e a força aplicada [mm].

Utilizando esta equação encontrou-se o valor do momento em “E” [N.mm] para determinada força aplicada igual a 53,06F, a Figura 17 representa o corpo de prova, as distâncias e as forças atuantes entre os suportes do CP.

Figura 17 - Distância entre forças e suportes do CP



Fonte: Elaborado pelo autor.

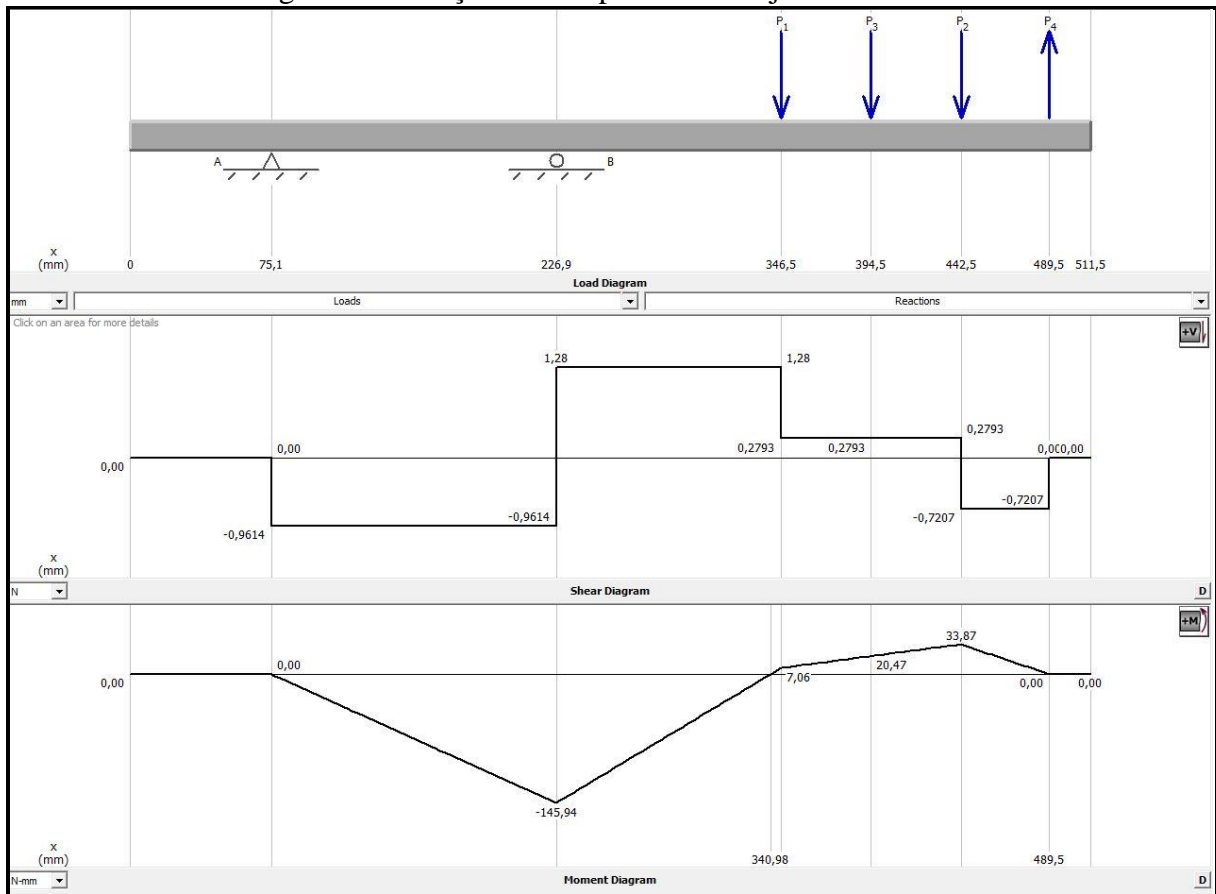
Para encontrar o valor de Cy utilizou-se o somatório de momento em E com resultante nula para sistemas estáticos, descrito pela Equação 11.

$$\Sigma M_e = 0 \quad (11)$$

Através da Equação 11 encontrou-se o valor de Cy igual a $0,72F$ [N].

Utilizando os valores encontrados foi realizada a simulação do conjunto eixo – corpo de prova através do *software* MDSolids 4.0 para encontrar as reações nos apoios e o momento resultante em todo conjunto. O resultado pode ser verificado na Figura 18 para esforço unitário em P1 e P2, o esforço P3 tem força nula e possui a função de representar os valores obtidos no centro do corpo de prova, o esforço P4 representa o mancal Cy, pode-se observar que a região central do corpo de prova o cisalhamento não é nulo e o momento fletor não é constante, com isso, o equipamento construído não é caracterizado como um equipamento de R. R. Moore, mas sim, uma adaptação do mesmo.

Figura 18 - Reações nos suportes do conjunto Eixo - CP



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para determinar a tensão resultante no centro do corpo de prova foi utilizada a Equação 5 apresentada novamente por conveniência.

$$\sigma_a = \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \sigma_m = \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad (5)$$

Utilizando a Equação 5 e a geometria do corpo de prova, ilustrada na Figura 16, encontrou-se uma relação de tensão no centro do corpo de prova igual a $0,854F$ [MPa]. Este valor será utilizado para encontrar a força necessária para determinada vida estimada do material em estudo.

Como descrito na seção 3.2, o aço SAE 1020 possui ampla variação das propriedades mecânicas e para contornar essa situação foram executados ensaios estáticos em corpos prova retirados da mesma barra dos corpos para ensaio de flexão, o equipamento de ensaio de tração utilizado pelo laboratório do CARVI é da marca EMIC modelo DL-20.000 com capacidade máxima de 200 kN. A Tabela 1 apresenta os valores obtidos nos ensaios de tração.

O anexo C mostra o relatório do ensaio de tração realizado no laboratório da mecânica da UCS CARVI.

Tabela 1 – Tensões obtidas ensaio de tração para o aço SAE 1020

Amostra	Tensão última S_{ut} [MPa]
Amostra 1	460,15
Amostra 2	457,63
Amostra 3	482,90
Amostra 4	467,10
Amostra 5	450,26
Média	463,60
Desvio Padrão	12,35

Fonte: Elaborado pelo autor.

Utilizando a tensão S_{ut} média, encontrada através dos ensaios de tração, determinaram-se as tensões necessárias para determinada vida do material utilizando a Equação 12 e 15, descrita por Norton (2013) para a vida estimada de um determinado material.

$$S(N) = aN^b \quad (12)$$

$$\log(a) = \log(S_m) - 3b \quad (13)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{S_m}{S_e}\right) \quad (14)$$

$$S_m = 0,9S_{ut} \quad (15)$$

Onde:

$S(N)$ = Resistência à fadiga correspondente a um N qualquer.

a = Constante definida pelas condições de contorno.

N = Vida do material (ciclos).

b = Constante definida pelas condições de contorno.

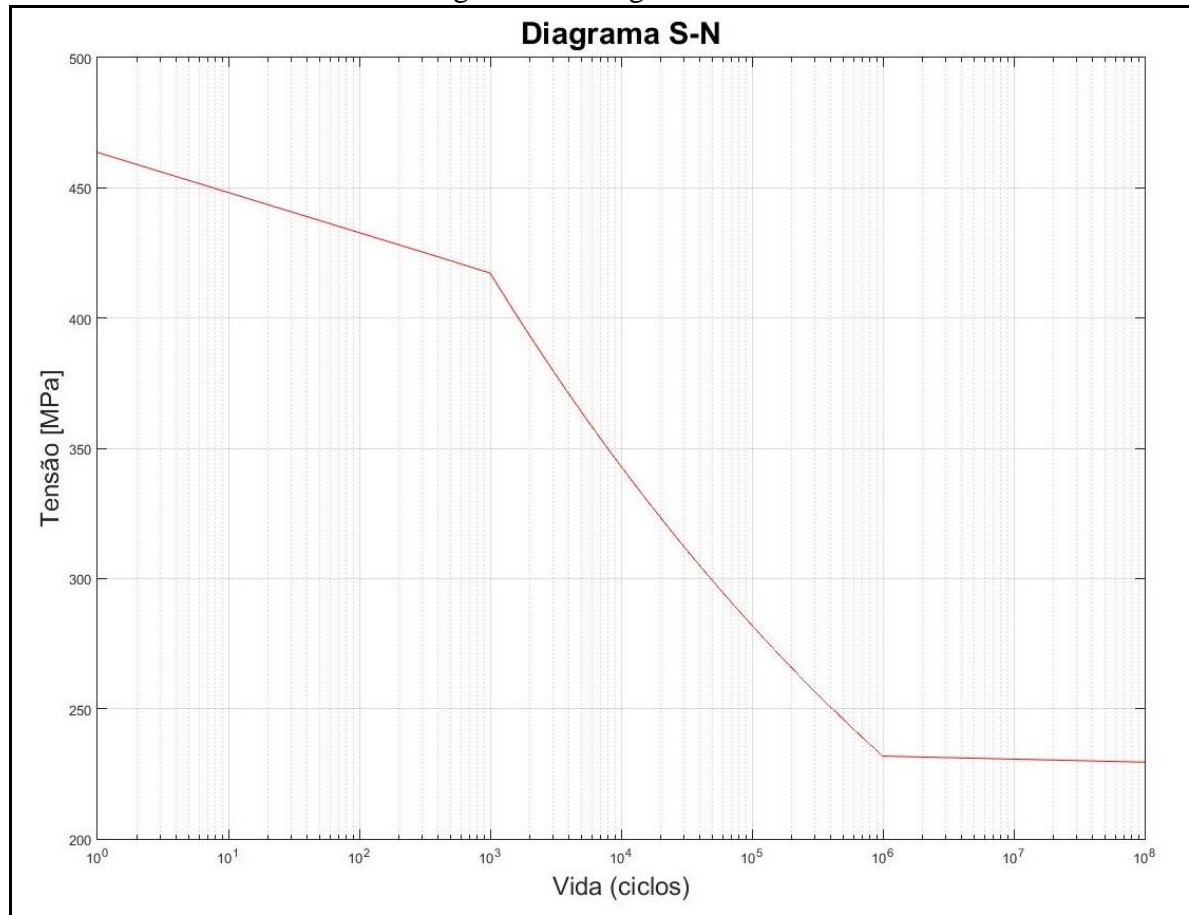
S_m = Tensão aplicada para 10^3 ciclos, representada pela Equação 15.

S_e = Limite de resistência à fadiga.

O valor de S_m é uma estimativa razoável adotada por Norton (2013).

Com base na Equação 12 encontraram-se os valores teóricos de força necessária para o rompimento do corpo de prova utilizando a vida estimada conforme a Figura 19.

Figura 19 – Diagrama S-N



Fonte: Elaborado pelo autor.

Através do diagrama S-N teórico, encontra-se os valores correspondentes de vida para determinada tensão, conforme a Tabela 2.

Tabela 2 – Tensão x Vida (teórico)

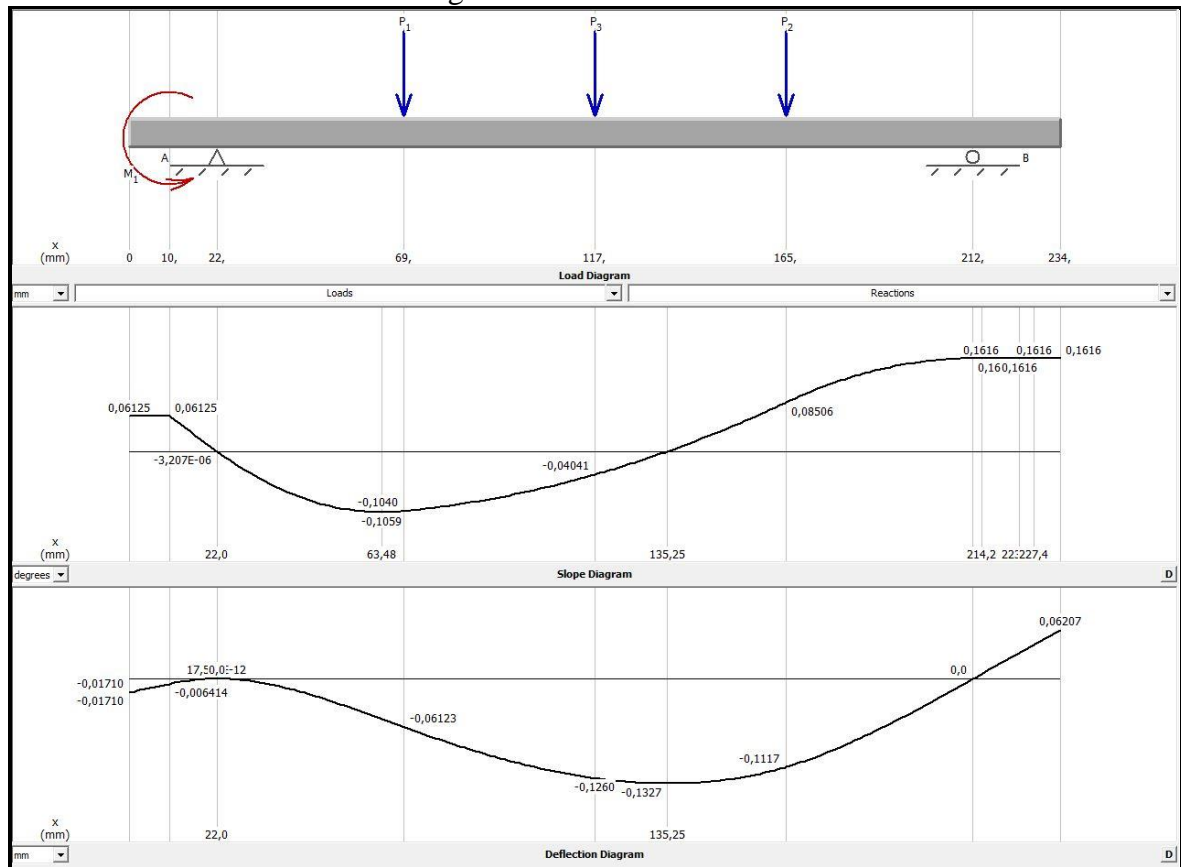
Força [N]	Tensão [MPa]	Vida (ciclos)
353,5	301,9	44770
332,5	284	91940
294	251,1	390414

Fonte: Elaborado pelo autor.

Com o propósito de calcular a frequência natural ou velocidade crítica do corpo de prova, utilizou-se a Equação 7, e a maior carga utilizada nos ensaios, no caso uma força de

353,5N. A Figura 20 apresenta as deflexões geradas pela força aplicada utilizando o *software* MDSolids 4.0 e a Tabela 3 apresenta os resultados obtidos teoricamente.

Figura 20 - Deflexão do CP



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 3 – Cálculos de frequência crítica

	Carga aplicada em cada suporte 353,5 [N]
W [N]	353,5
δ 1 [m]	0,00006123
δ 2 [m]	0,0001117
g [m/s ²]	9,81
ω_n [rad/s]	323,34
ω_n [rpm]	3087,7

Fonte: Elaborado pelo autor.

Para a realização do cálculo de dimensionamento da mola para aplicação da carga, utilizou-se a Equação 9, demonstrada novamente por conveniência, sendo estabelecido uma

constante de mola “ k ” de 14 N/mm, diâmetro do fio igual a 5,44 mm e um total de 8,5 espiras ativas.

$$y = \frac{8FD^3N_a}{d^4G} \quad (9)$$

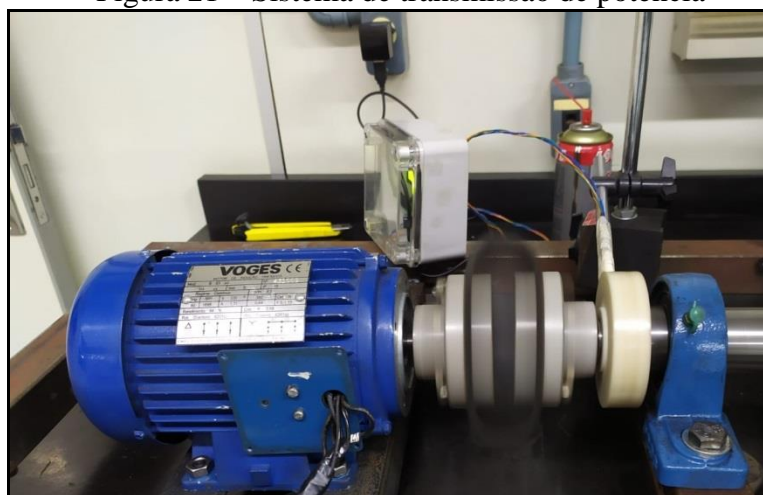
Utilizando as condições impostas para o cálculo de mola, encontrou-se um diâmetro médio das espiras de 41 mm, para achar o diâmetro externo deve-se somar com o diâmetro do fio, obtendo um diâmetro externo de mola igual a 46,5 mm.

4 PROJETO E CONSTRUÇÃO DO EQUIPAMENTO

Após definido o modelo de equipamento a ser construído, verificado no apêndice A – Método de Escolha do Projeto, e finalizado o projeto detalhado, iniciou-se a confecção do equipamento.

O fornecimento de rotação imposto ao corpo de prova é realizado por um motor trifásico de ¼cv com aproximadamente 1695 rpm da marca VOGES e utilizado um acoplamento de correias para ligar o motor ao eixo de transmissão. A Figura 21 apresenta o sistema de transmissão de potência.

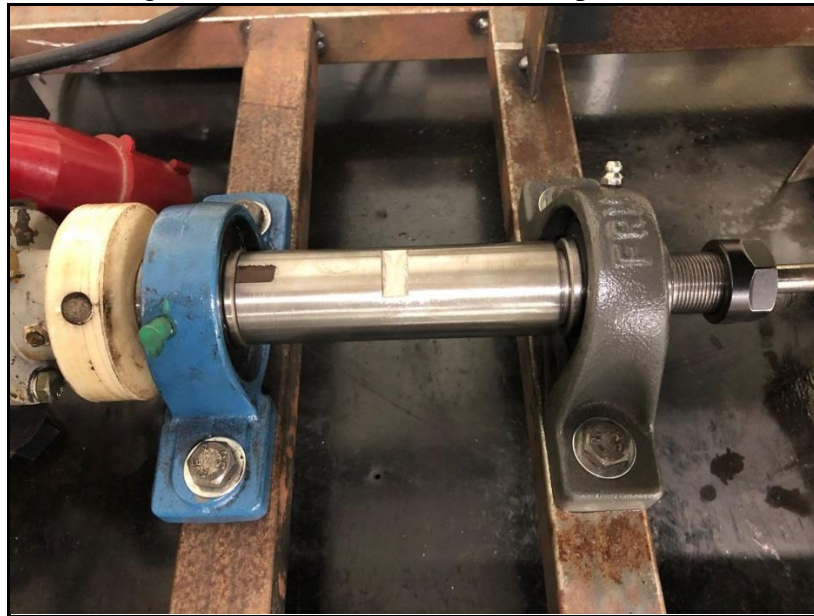
Figura 21 – Sistema de transmissão de potência



Fonte: Elaborado pelo autor.

A transmissão de potência ao corpo de prova é realizada pelo eixo de transmissão, ligado ao motor pelo acoplamento e fixado ao corpo de prova através de pinça mecânica, possui dois mancais de apoios UCP206 responsáveis pela diminuição do atrito gerado pela rotação e para suportar as cargas impostas ao eixo. A Figura 22 apresenta o eixo de transmissão de potência.

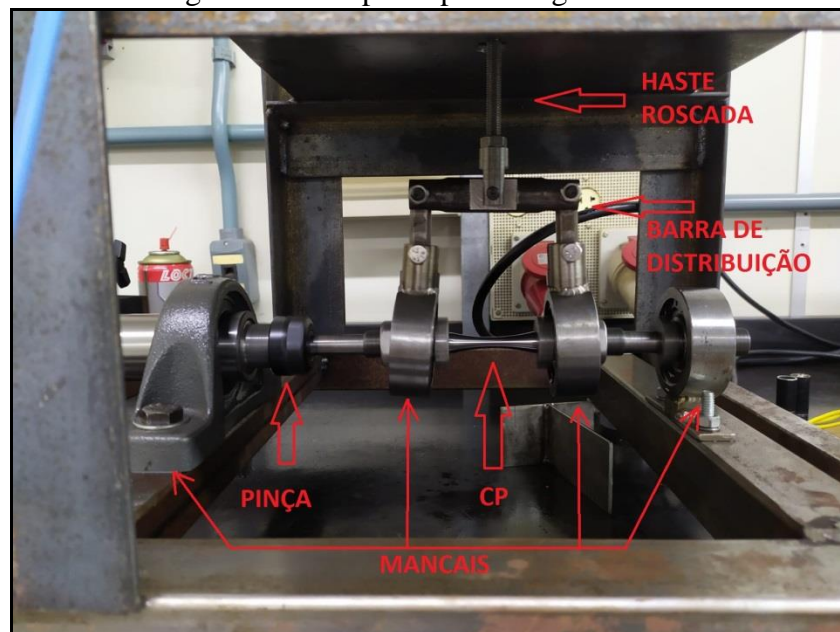
Figura 22 – Eixo de transmissão de potência



Fonte: Elaborado pelo autor.

A fixação do corpo de prova é feita através de uma pinça mecânica, adquirida no mercado, na ponta do eixo de transmissão de potência e por pinças, fabricadas pelo autor do trabalho, nos locais de aplicação de carga e na ponta do CP. A Figura 23 apresenta o corpo de prova fixado nas pinças mecânicas e mancais de aplicação de carga.

Figura 23 – Corpo de prova engastado

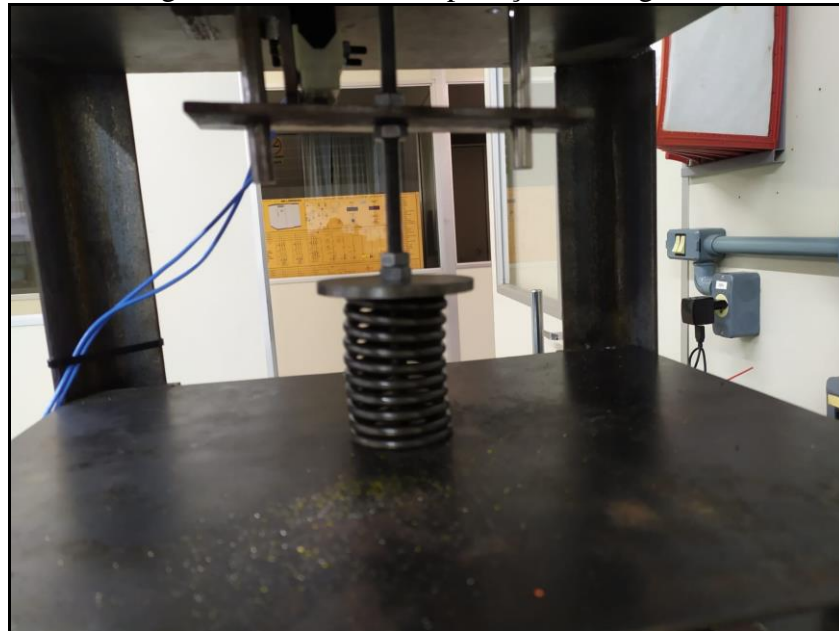


Fonte: Elaborado pelo autor.

A carga aplicada ao corpo de prova é gerada por uma mola, ligada ao CP através de uma haste rosca M8, esta por sua vez, é fixada a barra de distribuição de carga que divide a

força da mola em duas, com isso, a força aplicada na mola deve ser o dobro da força em cada braço do eixo de distribuição de carga, ou seja, se a força aplicada no corpo de prova for 353,5N, a força aplicada na mola será de 707N. Para a aplicação da carga no corpo de prova foi utilizado mancais com rolamentos autocompensadores de esfera de tamanho 1204, este modelo de rolamento foi utilizado com a intenção de possibilitar o deslocamento angular do CP no momento da ruptura e preservar a superfície da fratura. Neste conjunto de aplicação de carga foi instalado um sistema de desligamento automático do equipamento quando ocorre a ruptura do CP, ao romper o CP a haste roscada é empurrada para cima pela mola, com isso, aciona uma chave de fim de curso que desliga o equipamento. A Figura 24 apresenta o sistema de aplicação de carga.

Figura 24 - Sistema de aplicação de carga

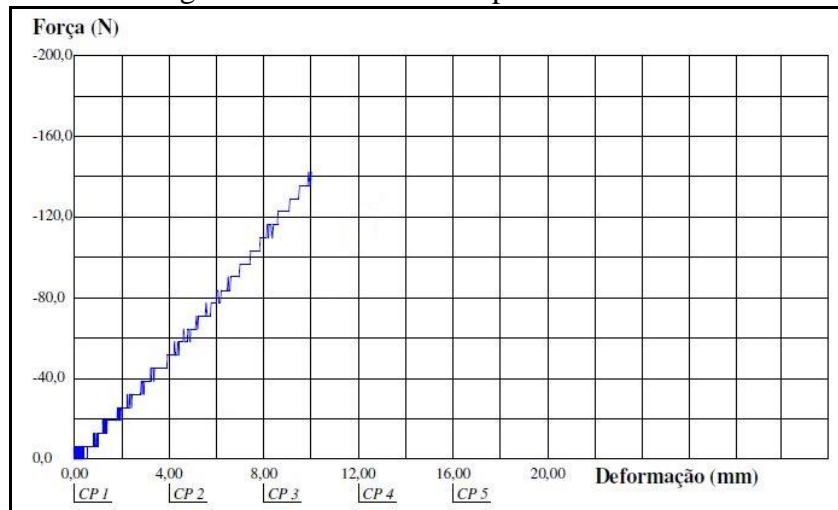


Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 25 apresenta o ensaio de compressão realizada na mola utilizada no equipamento, onde pode-se observar que é necessária uma força de 140N para comprimir 10 mm da mola ($k = 14 \text{ N/mm}$).

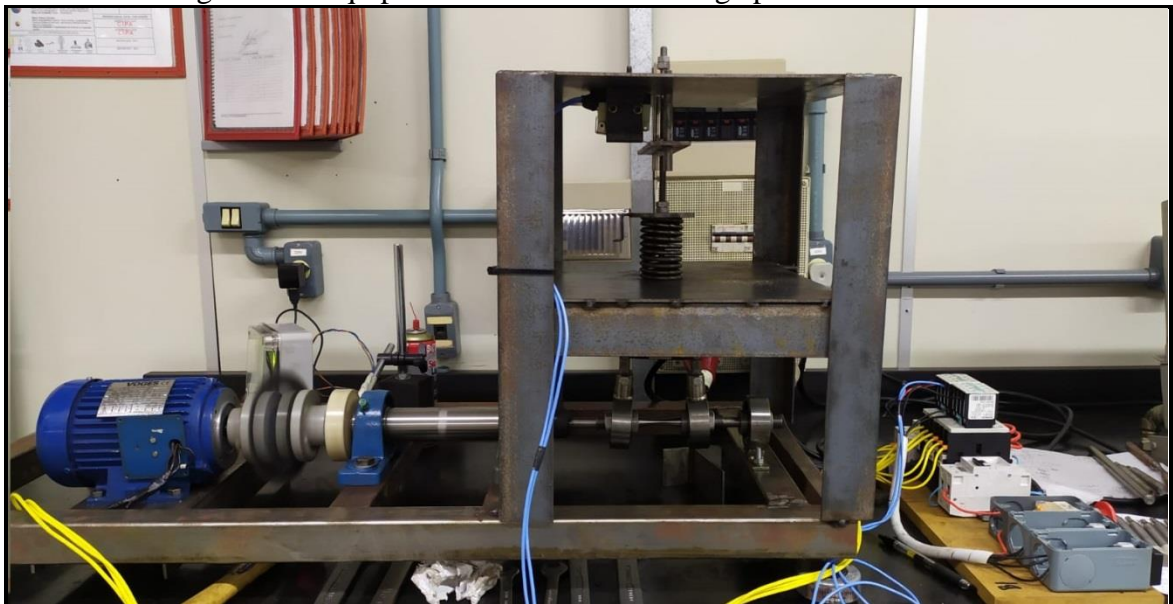
Para melhor visualização, a Figura 26 apresenta o equipamento de ensaio de fadiga por flexão rotativa construído.

Figura 25 - Ensaio de compressão da mola



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 26 - Equipamento de ensaio de fadiga por flexão rotativa



Fonte: Elaborado pelo autor.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após as etapas de projeto e fabricação, obteve-se o equipamento de ensaio de fadiga por flexão rotativa conforme almejado. Alguns ensaios foram executados com a finalidade de verificar a sua funcionalidade e realizar comparações entre os resultados práticos e os cálculos teóricos.

5.1 ENSAIOS DE VALIDAÇÃO DO EQUIPAMENTO

Para verificar a funcionalidade do equipamento foram realizados nove ensaios com três níveis de força, todos utilizando o mesmo modelo de corpo de prova, construídos em aço SAE 1020. A Tabela 4 apresenta os resultados obtidos no ensaio de fadiga.

Tabela 4 - Resultados dos ensaios

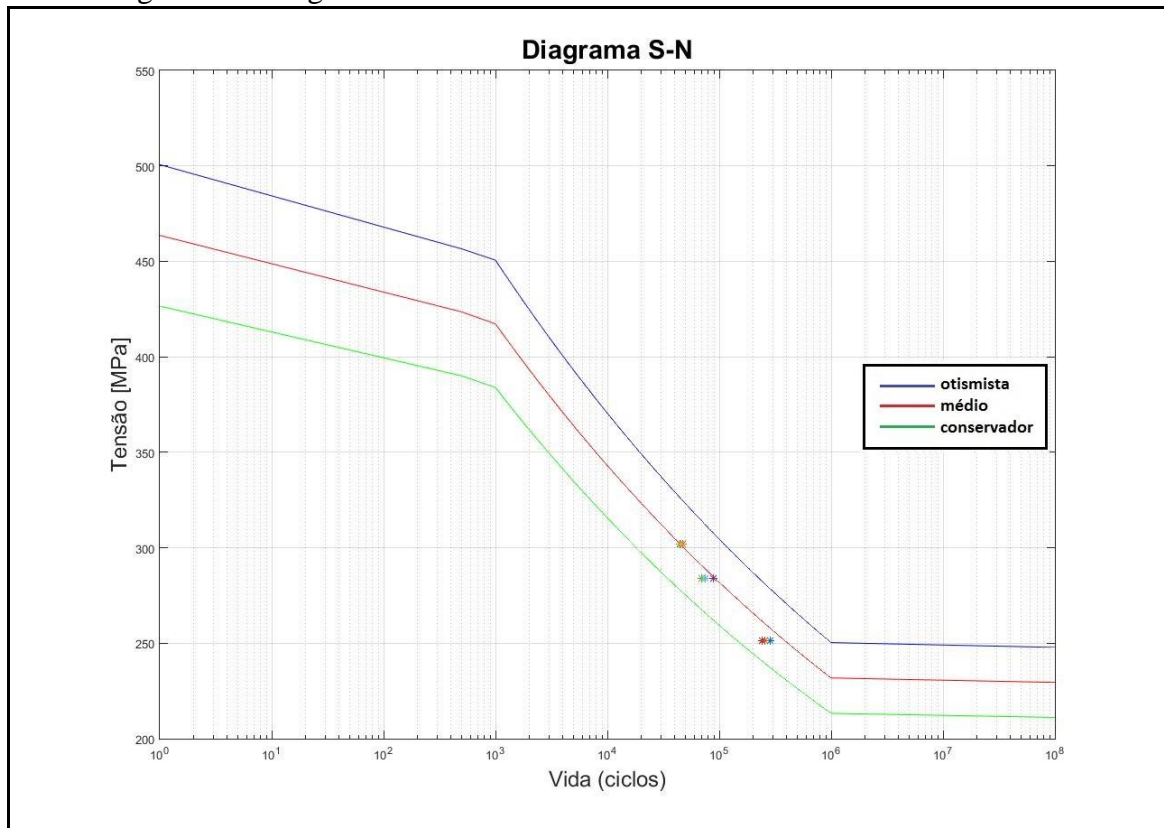
Ensaio	Força Aplicada [N]	Tensão teórica [MPa]	Nível de tensão [-]	Vida (ciclos) teóricos	Vida (ciclos) experimental
1	353,5	301,9	1,30Se	44770	44478
2	353,5	301,9	1,30Se	44770	47514
3	353,5	301,9	1,30Se	44770	45523
4	332,5	284	1,22Se	91940	89279
5	332,5	284	1,22Se	91940	68979
6	332,5	284	1,22Se	91940	74922
7	294	251,1	1,08Se	390414	240704
8	294	251,1	1,08Se	390414	288080
9	294	251,1	1,08Se	390414	253654

Fonte: Elaborado pelo autor.

As Figuras 27, 28 e 29 apresentam os diagramas S-N com fatores de correção.

A Figura 27 apresenta o diagrama S-N com o limite de resistência acrescido de três desvios padrão para mais e para menos, essa configuração estatística implica que a maioria dos CP fraturados (99.7%) deva estar dentro desta faixa de tensão x vida.

Figura 27 - Diagrama S-N – Valores estatísticos de S_{ut} acrescido de $\pm 3S$



Fonte: Elaborado pelo autor.

As curvas média, otimista e conservadora, representam respectivamente o valor médio, média mais três vezes o desvio padrão e o valor médio menos três vezes o desvio padrão, dos resultados obtidos através do ensaio estático de tração.

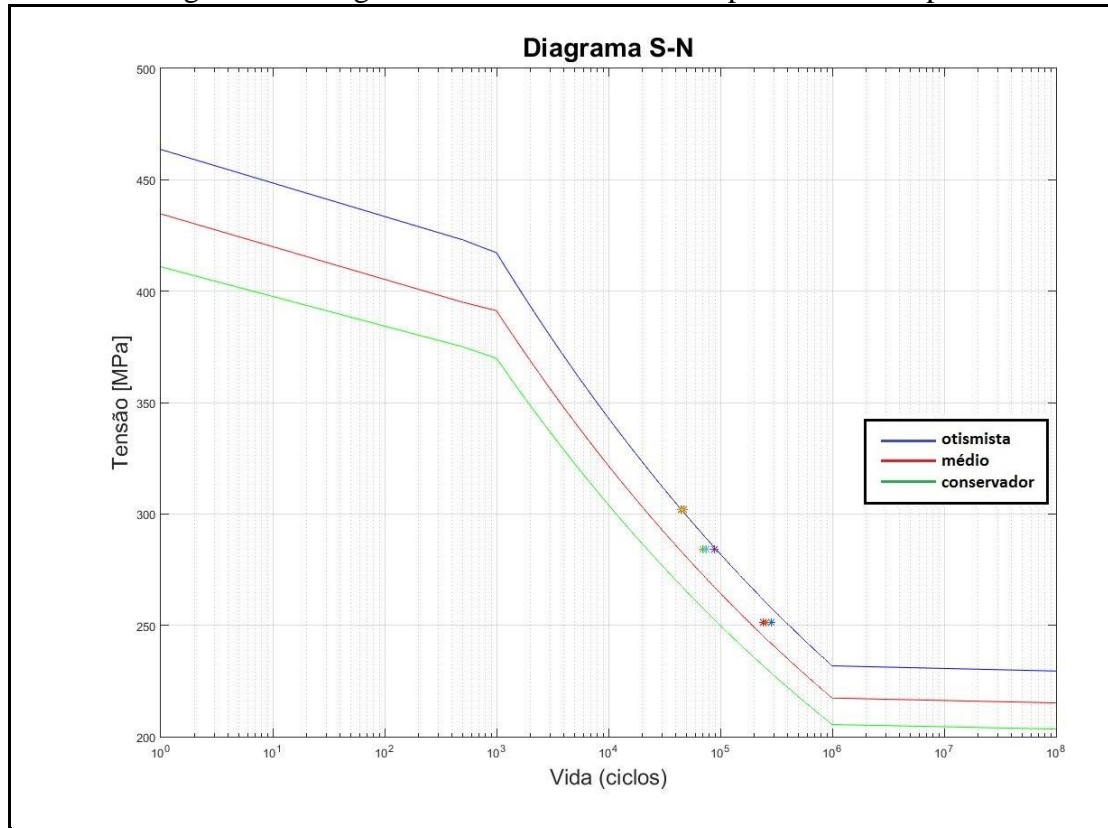
Nota-se na Figura 27 que todos os resultados obtidos estão dentro dos valores estatísticos para uma análise de três desvios padrão, ou seja, admite-se que 99,7% das amostras estejam dentro dos limites das curvas geradas. Os valores encontrados nos ensaios de fadiga estão de acordo com o diagrama apresentado. Com a realização de mais ensaios, espera-se que os resultados continuem condizentes com o diagrama.

A Figura 28 apresenta o diagrama S-N com o limite de resistência modificado pelo fator modificador de superfície (K_a), esse fator é utilizado para corrigir os valores do limite de resistência de acordo com o acabamento superficial do material.

Para a curva otimista, adotou-se a superfície espelhada ($K_a = 1$), para a curva média admitiu-se uma superfície retificada ($K_a = 0,937$) e a curva conservadora utilizou-se a superfície do material usinado ($K_a = 0,906$). O fator K_a é encontrado através do acabamento

superficial e da tensão máxima do material, a equação pode ser verificada no Anexo A – Fatores modificadores do limite de resistência.

Figura 28 - Diagrama S-N – *Sut* modificado pelo fator de superfície



Fonte: Elaborado pelo autor.

Observa-se na Figura 28 a diminuição da resistência mecânica devido à qualidade do acabamento superficial, quanto maior a rugosidade do material menor é sua resistência, essa diminuição da resistência ocorre devido à formação de trincas a partir de concentradores de tensão (defeitos na superfície do material). Segundo Da Rosa (2002), a trinca, que leva a falha do material, não passa pelo período de nucleação, pois a peça possui trincas previamente existentes, na forma de defeitos oriundos do processo de fabricação, como soldagem, fundição, retífica, usinagem e outros processos de fabricação.

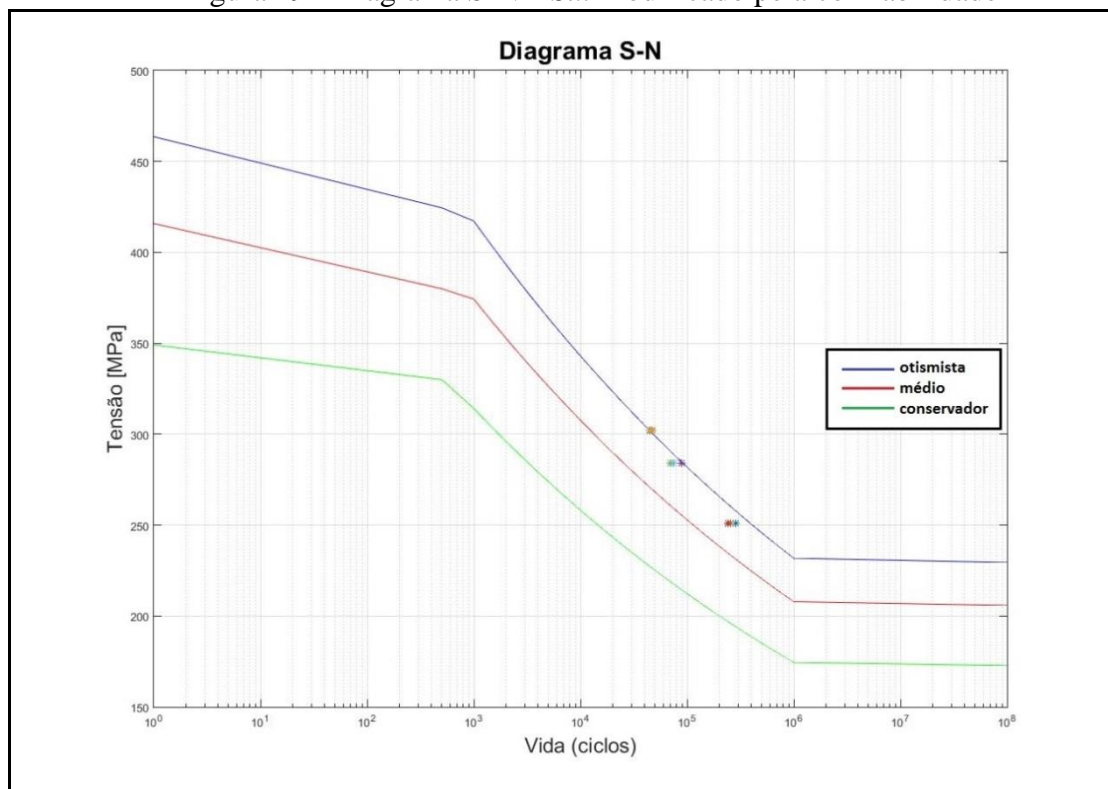
Os corpos de prova usados nos ensaios de fadiga foram lixados utilizando lixa de granulação 1200 para diminuir a rugosidade na região central do CP. Os resultados obtidos também estão dentro da faixa estabelecida com a modificação do limite de resistência pelo fator de superfície, indicando que o acabamento superficial do CP está de acordo com os cálculos.

A Figura 29 apresenta o diagrama S-N com o limite de resistência modificado pelo fator de confiabilidade (Ke), esse fator é utilizado para corrigir os valores do limite de resistência de acordo com o grau de confiabilidade no resultado requerido.

De acordo com Da Rosa (2002), confiabilidade é a probabilidade de que um componente, ou sistema, operando dentro dos limites de projeto, não falhe durante o período de tempo previsto para sua vida.

Para a curva otimista, adotou-se uma confiabilidade de 50% ($Ke = 1$), para a curva média admitiu-se uma confiabilidade de 90% ($Ke = 0,897$) e a curva conservadora utilizou-se uma confiabilidade de 99,9% ($Ke = 0,753$).

Figura 29 - Diagrama S-N – S_{ut} modificado pela confiabilidade



Fonte: Elaborado pelo autor.

Observa-se na Figura 29 que quanto maior a confiabilidade requerida menor é a tensão empregada, isto é, no caso da curva conservadora onde a confiabilidade é de 99,9% (uma falha a cada mil componentes) se o objetivo do estudo seja o não rompimento do CP em determinada vida, as tensões aplicadas devem estar situadas abaixo da curva conservadora, o mesmo ocorre para a análise contrária, se o objetivo é o rompimento do CP, as tensões aplicadas precisam estar acima da curva conservadora.

Os resultados obtidos são satisfatórios, onde é constatado que todos os resultados estão acima das curvas conservadora e média, indicando que tensões acima das curvas mencionadas acarretam no rompimento do material após determinados ciclos.

Analisando os diagramas S-N utilizando fatores de correção é possível observar a existência de uma ampla faixa de tensões para determinada vida. Essa variação na expectativa de vida do material deve ser considerada durante o desenvolvimento de novos componentes que estejam sujeitos à fadiga por tensões variáveis. Uma abordagem conservadora é indicada para projetos iniciais, onde o estudo aprofundado de resistência dos materiais ou componentes seja inviável. Segundo Norton (2013), a grande faixa de dispersão nos valores de tensão é típico de ensaios de resistência à fadiga.

Os valores obtidos nos ensaios de fadiga encontram-se na região próxima à linha média, esse resultado indica que os componentes fabricados em aço SAE 1020 (utilizando a mesma barra dos CP) não romperiam a tensões menores que as indicadas na linha média do gráfico S-N, porém, para obter maior exatidão nos resultados, deve-se realizar inúmeros ensaios com CP fabricados em diferentes barras de aço SAE 1020.

Os cálculos utilizados para elaboração das curvas S-N podem ser verificados no Anexo D – Cálculos analíticos realizados no MATLAB.

5.2 ANÁLISE FRACTOGRÁFICA DOS CORPOS DE PROVA

A superfície de um componente que sofre ruptura por fadiga, geralmente apresenta marcas características na fratura, estas são chamadas de marcas de praia. Com o intuito de verificar a existência desta particularidade na fratura dos CP rompidos pelo ensaio de fadiga, realizou-se a análise dos mesmos utilizando o microscópio metalográfico invertido do laboratório da mecânica da marca KONTROL[®] modelo IM 713 e o estereoscópio da marca KONTROL[®] modelo KET 300.

A Figura 30 mostra um dos corpos de prova rompido após a realização do ensaio de fadiga por flexão rotativa.

Figura 30 – Corpo de prova rompido



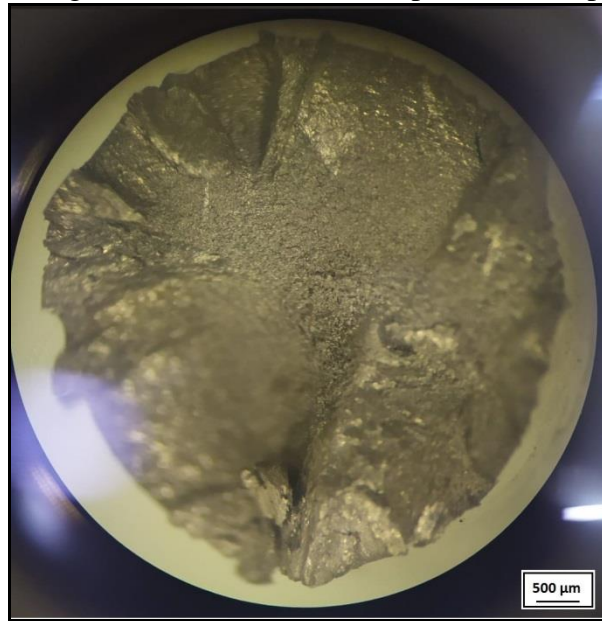
Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 31 apresenta a superfície do corpo de prova número 2 com nível de tensão aplicada igual a 1,30Se ao CP, visualizados no estereoscópio com ampliação de 1,5x

Analisando a imagem da Figura 31 não é perceptível à visualização de nenhuma marca de praia, mesmo verificando no microscópio com ampliação de 10x. Devido a superfície da fratura ser irregular e quase toda área apresentar um aspecto frágil, não foi encontrado o início da trinca. O aspecto rugoso na região central caracteriza uma falha brusca, devido à sobrecarga atuante na região central do corpo de prova.

Segundo Da Rosa (2002), quando a carga que provoca a falha por fadiga for de amplitude constante, as marcas de praia praticamente não aparecem, como é o caso da falha em corpos de prova de fadiga.

Figura 31 – Fotografia tirada em estereoscópio, CP 2, ampliação 1,5x



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 32 apresenta a superfície do corpo de prova número 6 com nível de tensão aplicada igual a 1,22Se ao CP, visualizados no estereoscópio com ampliação de 1,5x.

Figura 32 – Fotografia tirada em estereoscópio, CP 6, ampliação 1,5x

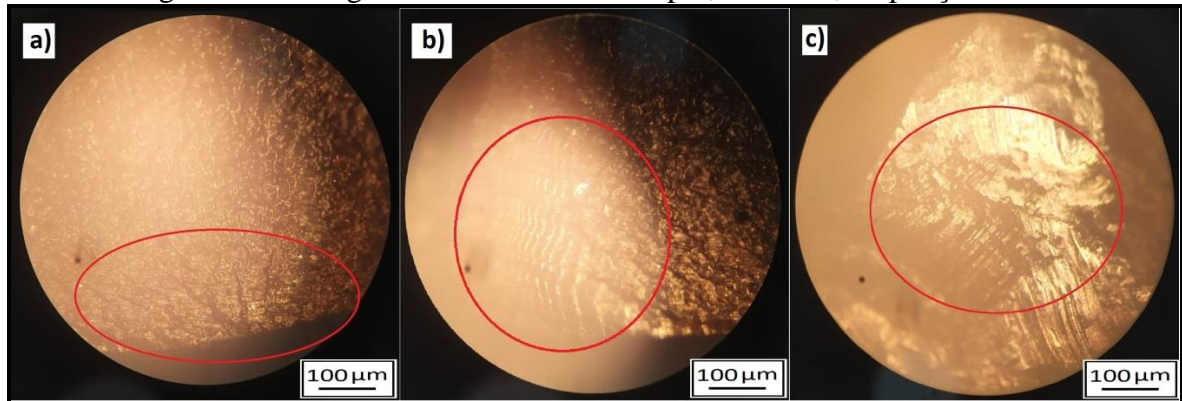


Fonte: Elaborado pelo autor.

Analisando a imagem da Figura 32 não é perceptível a visualização de nenhuma marca de praia, mesmo verificando no microscópio com ampliação de 10x. A superfície da fratura apresenta irregularidades, mas, pode-se verificar o provável local onde se iniciou a fratura. No CP número 6 mostrado na Figura 32 observa-se que a trinca propagou-se praticamente perpendicularmente à superfície do mesmo.

Nos corpos de prova número 7 e 8 foi aplicado um nível de tensão igual a 1,08Se e também não apresentaram marcas de praia na superfície da fratura, mas observou-se a formação de estrias, para visualizar essas marcas utilizou-se o microscópio invertido com ampliação de 10x. A figura 33 apresenta as marcas observadas nos CP 7 e 8.

Figura 33 – Fotografia tirada no microscópio, CP 7 e 8, ampliação 10x



Fonte: Elaborado pelo autor.

É possível visualizar na Figura 33 algumas estrias formadas na superfície dos corpos de prova: (a) provável local de início da trinca do CP 8, (b) marcas de estria formada na superfície da fratura do CP 8, (c) marcas de estria no CP 7.

6 CONCLUSÃO

Através de estudos bibliográficos, verificou-se a necessidade de estudar falhas por fadiga e a importância de realizar ensaios mecânicos para analisar a resistência dos materiais, uma vez que, componentes que sofrem esforços alternantes, caso não dimensionado corretamente, acabam falhando sem aviso, podendo ocorrer falhas catastróficas.

No presente trabalho foi desenvolvido um equipamento de ensaio de fadiga rotativa, desde seu projeto conceitual, realizando pesquisas para encontrar um modelo simples e de baixo custo, que atenda ao objetivo proposto: ensaiar corpos de prova sob ação de cargas cíclicas (fadiga), até a construção do equipamento e a realização de ensaios de validação.

Para poder construir o equipamento e executar ensaios, foi necessário realizar a modelagem matemática dos esforços atuantes ao longo do corpo de prova, em especial, a região central do mesmo, onde atuam as maiores tensões. Depois de encontrado as cargas para a realização dos ensaios, dimensionou-se o componente responsável para aplicação dos esforços. Esse processo de modelagem matemática é uma importante etapa do projeto, onde, através dos resultados obtidos podemos dimensionar corretamente os principais componentes do equipamento e evitar problemas futuros.

Com o equipamento de ensaio de fadiga por flexão rotativa construído, foram realizados ensaios em amostras de aço SAE 1020 e analisado microscopicamente a superfície da fratura, com intuito de verificar possíveis marcas características de fadiga.

O equipamento funcionou adequadamente em todos os aspectos projetados, desligamento automático após o rompimento do CP, a contagem do número de ciclos atuou corretamente e a utilização de rolamentos autocompensadores preservou a integridade da superfície da fratura após o rompimento. O sistema de fixação do CP nos mancais carece de melhorias, as pinças mecânicas desenvolvidas pelo autor funcionam corretamente, mas, são de difícil manuseio e toleram pequenas variações dimensionais no corpo do CP.

Os resultados obtidos nos ensaios mostraram que o equipamento construído funciona de acordo com o esperado, uma vez que, os corpos de prova romperam com uma expectativa de vida coerente com a literatura.

Os valores encontrados experimentalmente para a vida em fadiga do AÇO SAE 1020 estão próximos a uma linha média, porém, não são valores fixos. Para vida em fadiga as tensões admissíveis situam-se em uma ampla faixa de tensões. Os diagramas S-N com fatores de correção apresentam a variação na expectativa de vida do material, através destas curvas é possível realizar cálculos mais precisos e utilizar esses valores para garantir maior confiabilidade aos projetos desenvolvidos.

Componentes que falham sob a ação de cargas cíclicas apresentam marcas características na superfície da fratura e essas marcas podem ser estudadas para investigar o motivo de tal falha. Utilizando o microscópio não foi possível visualizar essas marcas características nos corpos de prova ensaiados, segundo Da Rosa (2002) essas marcas praticamente não aparecem em corpos de prova de ensaios de fadiga. Mesmo não observando essa particularidade nos CP ensaiados, a visualização fractográfica de componentes rompidos por fadiga pode ser útil para verificar o possível local de início da trinca responsável pela falha do material, com isso, é possível analisar se a ruptura é decorrente de uma falha do material ou se ocorreu devido um concentrador de tensão mal dimensionado.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões para futuras melhorias ou complementos para o presente trabalho, tem-se:

- a) melhoria no sistema de fixação do corpo de prova (pinça mecânica);
- b) realização de mais ensaios em aço SAE 1020 , gerando uma curva S-N com maior exatidão;
- c) realização de ensaios utilizando outros materiais;
- d) realização de uma análise de rigidez do equipamento, verificando o impacto da vibração na vida do material.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **Norma ASTM E466-15: Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials. (Prática Padrão para Realização de Testes de Fadiga Axial com Força Controlada Constante para Materiais Metálicos).** ASTM Internacional, West Conshohocken, PA 19428-2959, 2015.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Norma NBR 6152: Determinação das propriedades mecânicas à tração.** Rio de Janeiro, 1992.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Norma NBR 6892-1: Materiais metálicos – Ensaio de Tração. Parte 1: Método de ensaio à temperatura ambiente.** Rio de Janeiro, 2013, versão corrigida 2018.

BEER, F. P.; DEWOLF, J. T.; JR., E. R. J.; AL., E. **Estática e Mecânica dos Materiais.** Tradução Antônio Eustáquio de Melo Pertence. 1 ed. Porto Alegre: AMGH, 2013. 727 p.

BOYER, **Howard E. Atlas of Fatigue Curves.** ASM International, 1986. 164 p.

BUDYNAS, Richard G; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley – Projeto de Engenharia Mecânica.** Tradução João Batista de Aguiar, José Manuel de Aguiar. 8 ed. Porto Alegre: Bookman, 2011. 1084 p.

CALLISTER JR., William D. **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução.** 5 ed. Rio de Janeiro, 2002. 589 p.

DA ROSA, Edison. **Análise de Resistência Mecânica – Mecânica da fratura e fadiga.** Universidade Federal de Santa Catarina – Departamento de Engenharia Mecânica – Grupo de Análise e Projeto Mecânico, 2002.

GAO, Yifei.; LIANG, Xinbang. Standard processes for calculating uncertainty for metallic material rotating bar bending fatigue properties. (Processo padrão para cálculo de incerteza

das propriedades de materiais metálicos em barra rotativa sob fadiga de flexão). **Journal of Testing and Evaluation**, v. 45, n. 3, p. 788-798, maio 2017.

GARCIA, A.; SPIM A, J.; DOS SANTOS, C.A. **Ensaio dos Materiais**. LTC, 1999. 247 p.

PINEIRO, Libâno Miranda; CATOIA, Bruna; CATOIA, Thiago. **Tabela de Vigas: Deslocamento e Momento de Engastamento Perfeito**. 2010. 8f. – Universidade de São Paulo – Escola de Engenharia de São Carlos – Departamento de Engenharia de Estruturas, São Carlos, 2010.

MALCHER, Lucival. **Um modelo para determinação da resistência à fadiga multiaxial para carregamentos de flexão e torção combinados, fora de fase e com amplitude constante. Com base no invariante do tensor**. 2006. Xvii, 88 p., 300 mm. Dissertação (Mestrado em Ciências Mecânicas) – Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Brasília, DF, 2006.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas – Uma Abordagem Integrada**. 4 ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1028p.

TELES, José C. S. **Projeto e Construção de uma Máquina de Ensaio por Flexão Rotativa**. 2015. 126f. Monografia de conclusão de curso em Engenharia Automotiva – Universidade de Brasília, Brasília, 2015.

APÊNDICE A – MÉTODO DE ESCOLHA DO PROJETO

Para o desenvolvimento do equipamento de ensaio de fadiga proposto pelo trabalho de TCC foram analisados alguns modelos de equipamentos que em seu princípio tem a mesma função, mas cada qual com suas particularidades.

A escolha pelo modelo de equipamento de ensaio por flexão rotativa foi feito através de pesquisas, sendo um modelo simples, de baixo custo e que possui vasta literatura. Segundo Shighey (2005), é o modelo mais tradicional, tem muitos dados de suporte e representa de forma adequada aplicações envolvendo alta ciclagem.

Escolhido o sistema de flexão rotativa como o equipamento alvo do trabalho surge outras questões, como transmitir a força para o eixo e para o corpo de prova, qual melhor estrutura de suporte?

Com essas e outras questões para resolver elaborou-se uma planilha de Excel[®] com conceitos do equipamento para analisar e definir os melhores para implementar no mesmo.

A planilha de análise do projeto, mostrado na figura (6.A) logo abaixo do descritivo, estabelece alguns critérios de importância para os modos de construção do equipamento, segurança, rigidez estrutural, confiabilidade e custo possuem a maior pontuação dentre eles, onde o valor dado para cada caso é multiplicado pelo valor de relevância e a soma destes valores define o melhor modo de construção.

O caso de construção da bancada é a análise do material estrutural a ser utilizado para a construção do mesmo (cantoneiras, tubos e chapa), a confecção em tubos levou a melhor pontuação principalmente por sua maior rigidez estrutural em relação aos outros.

O caso de assentamento de bancada é a base a ser utilizado sob a bancada (borracha e amortecedor de vibração), mesmo o amortecedor de vibração tendo valor mais elevado que a chapa de borracha, sua utilização tem vantagens por possuir regulagens de altura e facilitar a posição em superfícies que possuem pequenos desníveis de modo a evitar vibrações na bancada.

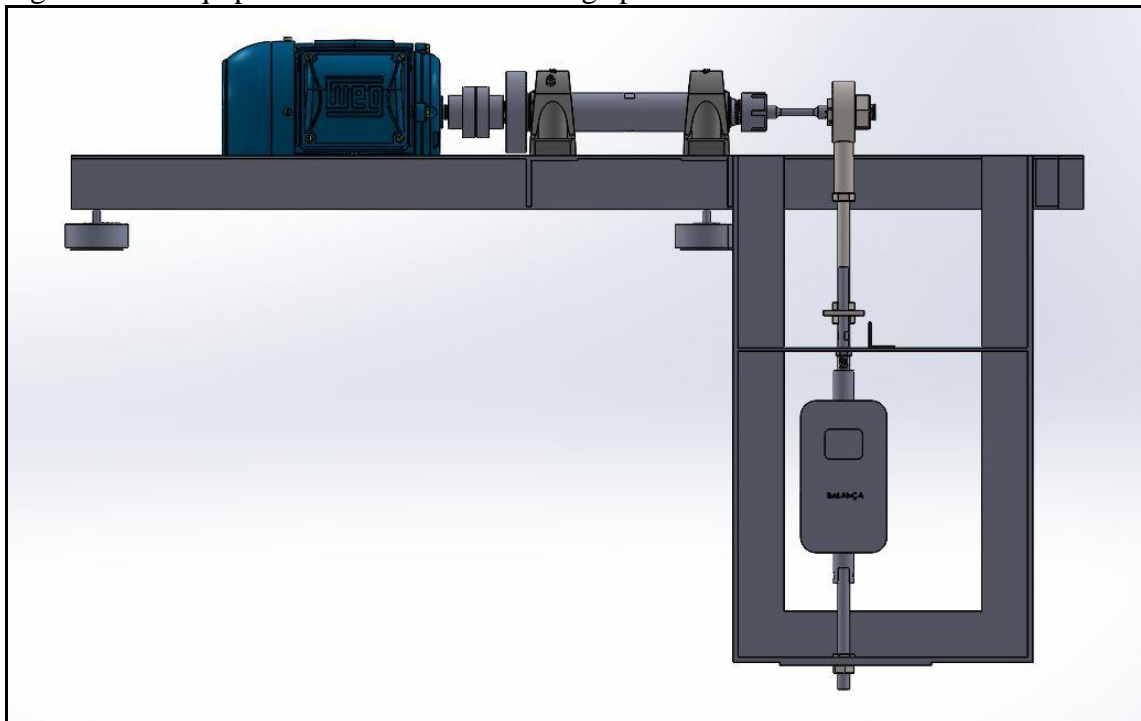
Para a medição de rotações, a utilização de sensor tem grande vantagem sobre um sistema mecânico, seu tamanho reduzido, automatização e menor complexidade do projeto tem maior relevância.

A transmissão do motor é um fator importante onde um acoplamento tem maior pontuação por diversos fatores, o mais crítico é a segurança do operador onde o acoplamento diminui a possibilidade de ocasionar acidentes.

A transmissão de cargas é o quesito mais importante para a obtenção do melhor resultado final do equipamento para ensaio de fadiga, onde, cada modo analisado possui suas particularidades, antes da escolha, segue um breve descritivo de cada conceito.

- 1) Transmissão de cargas através de esticador: Método utilizando corpo de prova em balanço, uma extremidade engastada e a outra suspensa, onde se aplica à carga. Utilizando um esticador comercial e uma balança para aferir a carga, transmite-se ao corpo de prova que está submetido a uma rotação cíclica. Modelo simples e barato, porém, sua transmissão de carga acaba não sendo muito confiável visto que pequenos deslocamentos na altura do corpo de prova durante o ensaio ocasiona perda significativa na tensão do esticador. A figura (1.A) representa a modelagem do equipamento de ensaio de fadiga por flexão rotativa utilizando esticador para transmissão de cargas.

Figura 1.A – Equipamento de Ensaio de Fadiga por Flexão Rotativa Utilizando Esticador

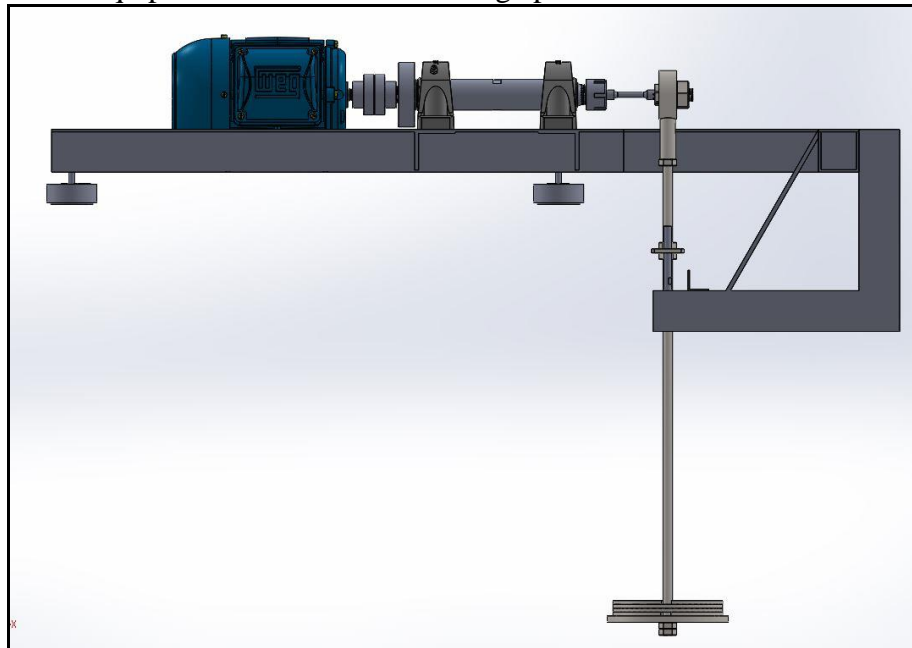


Fonte: Elaborado pelo autor.

- 2) Transmissão de cargas através de pesos: Método utilizando corpo de prova em balanço, uma extremidade engastada e a outra suspensa, onde se aplica à carga.

Utiliza-se vários discos com massas próximas entre si para modificar a carga, transmite-se a carga através de haste ao corpo de prova que está submetido a uma rotação cíclica. Modelo simples, barato com a melhor transferência de carga, visto que a massa permanece suspensa não alterando a carga durante o ensaio, porém, necessita de muitos componentes para formar a carga e o equipamento torna-se grande e pesado. A figura (2.A) representa a modelagem do equipamento de ensaio de fadiga por flexão rotativa utilizando pesos para transmissão de cargas.

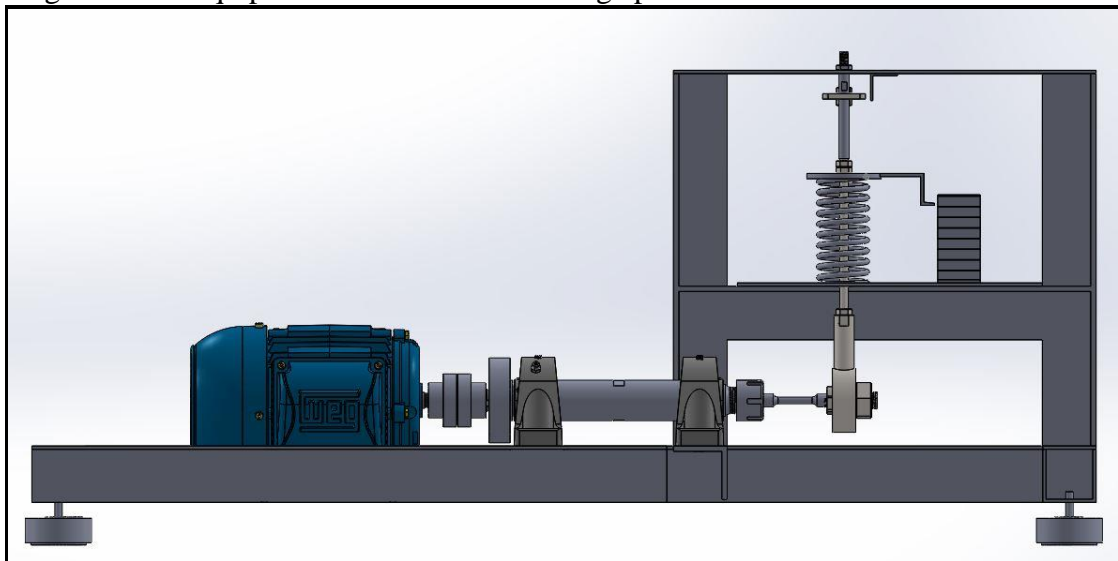
Figura 2.A – Equipamento de Ensaio de Fadiga por Flexão Rotativa Utilizando Pesos



Fonte: Elaborado pelo autor.

- 3) Transmissão de cargas através de mola: Método utilizando corpo de prova em balanço, uma extremidade engastada e a outra suspensa, onde se aplica à carga. Utiliza-se uma mola de compressão para gerar a carga, transmite-se a carga através de haste ao corpo de prova que está submetido a uma rotação cíclica. Modelo simples, barato, fácil de regular a carga. A figura (3.A) representa a modelagem do equipamento de ensaio de fadiga por flexão rotativa utilizando mola para transmissão de cargas.

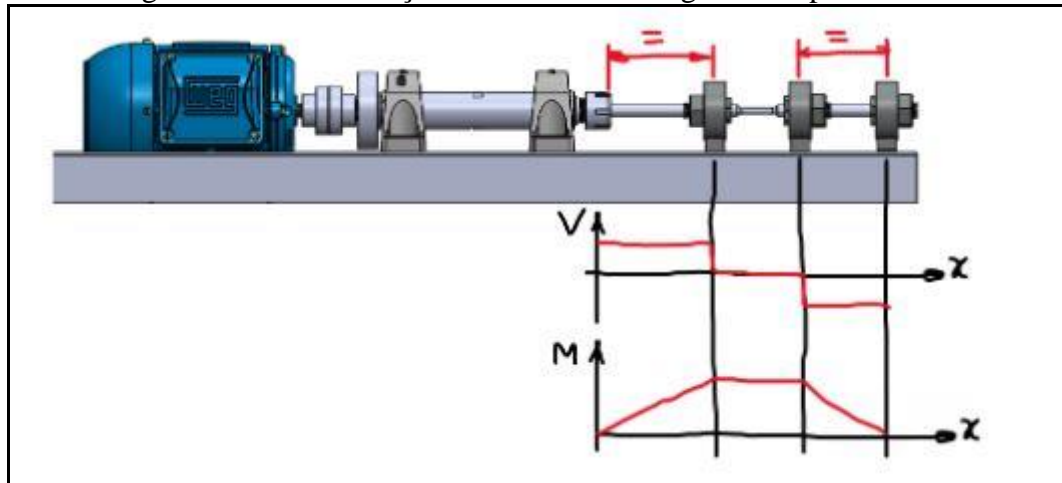
Figura 3.A – Equipamento de Ensaio de Fadiga por Flexão Rotativa Utilizando Mola



Fonte: Elaborado pelo autor.

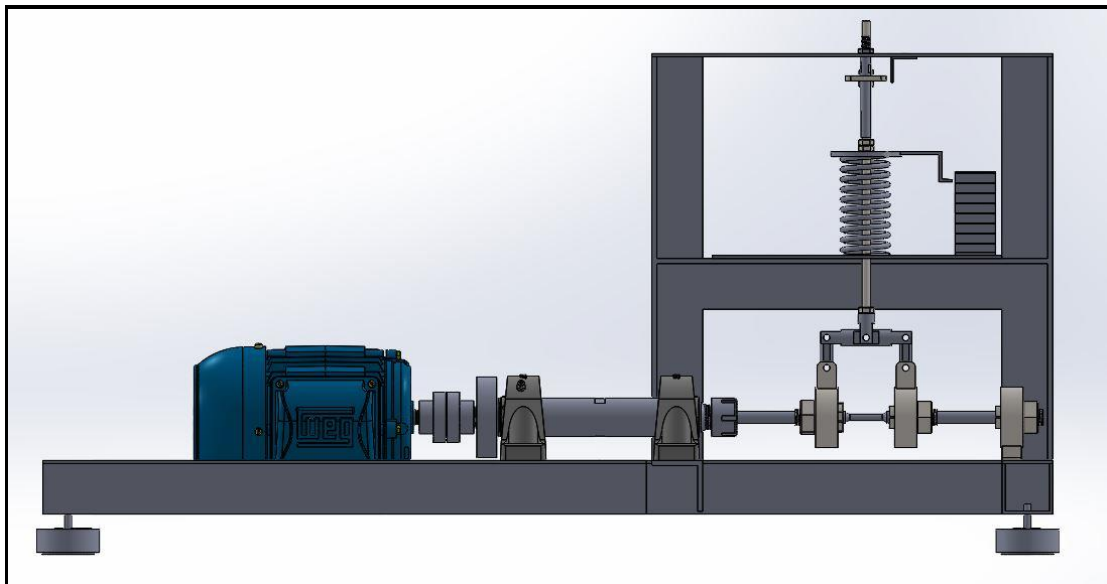
- 4) Transmissão de cargas através do equipamento R.R. Moore com mola: Método utilizando corpo de prova bi apoiado, duas extremidades apoiadas, onde se aplica à carga entre os apoios através de dois suportes. O equipamento original de R.R Moore utiliza pesos para a transmissão de carga, para diminuir a quantidade de peças e peso do equipamento, modificou-se utilizando mola para a aplicação da carga, transmite-se a carga através de haste ao corpo de prova que está submetido a uma rotação cíclica. Modelo mais complexo e menos barato, fácil de regular a carga e com a melhor confiabilidade do resultado, visto que, o corpo de prova no equipamento R. R. Moore é submetido a tensão de flexão pura, sem tensões de cisalhamento na região central do corpo de prova, a figura (4.A) ilustra a tensão ao longo do corpo de prova. A figura (5.A) representa a modelagem do equipamento de ensaio de fadiga por flexão rotativa utilizando equipamento R.R. Moore com mola para transmissão de cargas.

Figura 4.A – Distribuição de Tensão ao Longo do Corpo de Prova



Fonte: Professor Vagner Grison (2021).

Figura 5.A – Equipamento de Ensaio de Fadiga por Flexão Rotativa Utilizando Equipamento R. R. Moore com Mola



Fonte: Elaborado pelo autor.

Após conhecer brevemente cada modelo de equipamento e analisar os prós e contras dos mesmos, verifica-se na planilha que a melhor pontuação fica para o equipamento de ensaio de fadiga por flexão rotativa utilizando mola, porém, há uma boa disputa entre ele e o equipamento de R. R. Moore, analisando melhor as características pode-se perceber que o fator crucial para este resultado superior do equipamento em balanço com mola deve-se ao menor custo do equipamento comparando ambos, mas, essa diferença de custo está relacionada a uma maior quantidade de peças necessárias para a construção do equipamento R. R. Moore e a confecção de corpos de prova mais compridos. Este valor diferencial não

acarreta custo significativo para a não utilização do equipamento Moore, visto que, sua confiabilidade para obter resultados mais precisos ao fornecer tensão de flexão pura ao corpo de prova tende ao equipamento de ensaio de flexão rotativa R. R. Moore com mola a ser a melhor opção de fabricação.

Figura 6.A – Planilha Análise Projeto

		RIGIDEZ ESTRUTURAL	PESO	CUSTO	TAMANHO	QUANT. PEÇAS	USER FRIENDLY	AUTOMATIZAÇÃO	COMPLEXIDADE	SEGURANÇA	DESIGN	CONFABILIDADE	TOTAL	
MULTIPLICADOR DE VALOR POR RELEVANCIA ->		10	7	10	7	5	7	7	7	10	5	10		
BANCAIDA PARA ENSAIOS DE FADIGA ROTATIVA	BANCAIDA	CANTONEIRAS	3	3	5	1	1	1	1	1	3	1	169	
		TUBOS	5	5	5	1	1	1	1	1	3	1	203	
	ASSENTAMENTO BANCAIDA	CHAPA	3	3	3	1	5	1	1	3	1	5	1	193
		BORRACHA	1	3	3	1	1	1	1	1	1	3	1	129
	TRANSMISSÃO DE FORÇA	VIBRA-STOP	3	1	1	1	1	3	1	1	3	5	1	159
		ESTICADOR	1	3	3	1	3	3	3	3	1	1	1	171
		MOILA	1	5	3	3	5	3	3	3	1	5	3	249
		PESOS	1	1	3	1	1	1	1	5	1	1	3	153
		MOORE	1	5	1	3	3	3	3	3	1	5	5	239
	MEDICÃO DE ROTAÇÕES	SENSOR	1	5	3	3	5	1	5	5	1	5	1	243
		MECANICO	1	1	3	1	1	1	1	1	1	1	1	105
	TRANSMISSÃO MOTOR	POLIAS	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	85
		ACOPLAMENTO	1	3	3	3	3	1	1	1	5	3	1	193

Fonte: Elaborado pelo autor.

ANEXO A – FATORES MODIFICADORES DO LIMITE DE RESISTÊNCIA

Fatores de correção são empregados ao limite de resistência à fadiga com a finalidade de compensar as diferenças entre o ensaio mecânico de fadiga, ou o valor teórico obtido, e a situação real do elemento em estudo. Budynas e Nisbett (2011), apresentam a expressão e os fatores de correção que modificam o limite de resistência à fadiga pela Equação (1.A).

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (1.A)$$

Na Equação (1.A) os fatores de modificação são:

k_a = fator modificador de superfície;

k_b = fator modificador de tamanho;

k_c = fator modificador de carregamento;

k_d = fator modificador de temperatura;

k_e = fator de confiabilidade;

k_f = fator de modificação por efeitos variados;

A quantificação dos fatores de correção é apresentada por Budynas e Nisbett (2011).

Fator modificador de superfície (K_a)

De acordo com Budynas e Nisbett (2011), o fator de modificação depende da qualidade do acabamento da superfície da peça real e da resistência à tração do material que a constitui. O fator de correção K_a é obtido através da equação (2.A).

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (2.A)$$

As constantes a e b são obtidas por meio da Tabela (1.A).

Tabela 1.A – Parâmetros do modificador de superfície.

Acabamento Superficial	Fator a	Expoente b
	S_{ut} (MPa)	
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a Quente	57,7	-0,718
Como forjado	272	-0,995

Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2011).

Fator modificador de tamanho (K_b)

Segundo Budynas e Nisbett (2011), o fator de tamanho para flexão e torção é expresso pela Equação (3.A).

$$k_b = \begin{cases} (d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (3.A)$$

Para carregamento axial não há efeito de tamanho, de modo que

$$k_b = 1$$

Fator modificador de carregamento (K_c)

De acordo com Budynas e Nisbett (2011), o fator modificador de carregamento é expresso por:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases}$$

Fator modificador de temperatura (K_d)

Uma estimativa para o valor de k_d é mostrado pela Equação (4.A).

$$k_d = 0,975 + 0,432(10^{-3})T_F - 0,115(10^{-5})T_F^2 + 0,104(10^{-8})T_F^3 - 0,595(10^{-12})T_F^4 \quad (4.A)$$

Em que $70 \leq T_F \leq 1000$ °F (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Fator de confiabilidade (K_e)

O fator de confiabilidade pode ser obtido a partir da Tabela (2.A).

Tabela 2.A – Fatores de confiabilidade correspondente a 8 % de desvio padrão de resistência.

Confiabilidade, %	Fator de confiabilidade k_e
50	1
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

Fonte: Budynas; Nisbett, (2011).





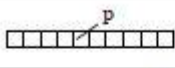
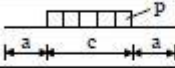
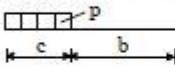
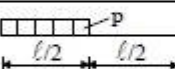
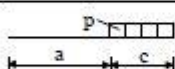
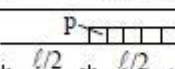
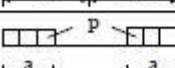
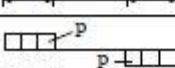
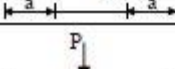
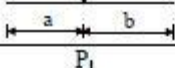
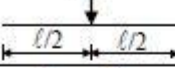
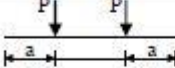
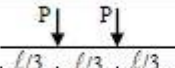
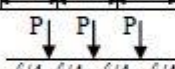
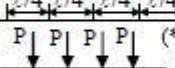
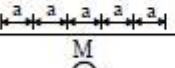
Fator de modificação por efeitos variados (K_f)

O fator de modificação por efeitos diversos é usado para contabilizar a variação do limite de resistência à fadiga ocasionada por variáveis não consideradas nos demais fatores. O uso do fator de modificação k_f é utilizado, quando a peça em estudo apresenta tensões residuais em sua superfície, o que pode aumentar (tensões residuais de compressão) ou diminuir (tensões residuais de tração) o limite de resistência à fadiga (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

ANEXO B – TABELA DE MOMENTO DE ENGASTAMENTO PERFEITO

A figura 1.B apresenta a tabela de momento de engastamento perfeito em vigas.

Figura 1.B – Tabela de momento de engastamento perfeito em vigas

CARREGAMENTO		MOMENTOS DE ENGASTAMENTO PERFEITO			
					
		M_{BA}	M_{CD}	M_{DC}	M_{EF}
1		$-\frac{p\ell^2}{8}$	$\frac{p\ell^2}{12}$	$-\frac{p\ell^2}{12}$	$\frac{p\ell^2}{8}$
2		$-\frac{pc}{16\ell}(3\ell^2 - c^2)$	$\frac{pc}{24\ell}(3\ell^2 - c^2)$	$-\frac{pc}{24\ell}(3\ell^2 - c^2)$	$\frac{pc}{16\ell}(3\ell^2 - c^2)$
3		$-\frac{pc^2}{8\ell^2}(2\ell^2 - c^2)$	$\frac{pc^2}{12\ell^2}(6b^2 + 4bc + c^2)$	$-\frac{pc^2}{12\ell^2}(4bc + c^2)$	$\frac{pc^2}{8\ell^2}(\ell + b)^2$
4		$-\frac{7}{128}p\ell^2$	$\frac{11}{192}p\ell^2$	$-\frac{5}{192}p\ell^2$	$\frac{9}{128}p\ell^2$
5		$-\frac{pc^2}{8\ell^2}(\ell + a)^2$	$\frac{pc^2}{12\ell^2}(4ac + c^2)$	$-\frac{pc^2}{12\ell^2}(6a^2 + 4ac + c^2)$	$\frac{pc^2}{8\ell^2}(2\ell^2 - c^2)$
6		$-\frac{9}{128}p\ell^2$	$\frac{5}{192}p\ell^2$	$-\frac{11}{192}p\ell^2$	$\frac{7}{128}p\ell^2$
7		$-\frac{pa^2}{4\ell}(3\ell - 2a)$	$\frac{pa^2}{6\ell}(3\ell - 2a)$	$-\frac{pa^2}{6\ell}(3\ell - 2a)$	$\frac{pa^2}{4\ell}(3\ell - 2a)$
8		$-\frac{pa^2}{4\ell}(3\ell - 2a)$	$\frac{pa^2}{2\ell^2}(\ell - a)^2$	$-\frac{pa^2}{2\ell^2}(\ell - a)^2$	$\frac{pa^2}{4\ell}(3\ell - 2a)$
9		$-\frac{Pab}{2\ell^2}(\ell + a)$	$\frac{Pab^2}{\ell^2}$	$-\frac{Pa^2b}{\ell^2}$	$\frac{Pab}{2\ell^2}(\ell + b)$
10		$-\frac{3P\ell}{16}$	$\frac{P\ell}{8}$	$-\frac{P\ell}{8}$	$\frac{3P\ell}{16}$
11		$-\frac{3Pa}{2\ell}(\ell - a)$	$\frac{Pa}{\ell}(\ell - a)$	$-\frac{Pa}{\ell}(\ell - a)$	$\frac{3Pa}{2\ell}(\ell - a)$
12		$-\frac{P\ell}{3}$	$\frac{2P\ell}{9}$	$-\frac{2P\ell}{9}$	$\frac{P\ell}{3}$
13		$-\frac{15P\ell}{32}$	$\frac{5P\ell}{16}$	$-\frac{5P\ell}{16}$	$\frac{15P\ell}{32}$
14		$-\frac{P\ell}{8n}(n^2 - 1)$	$\frac{P\ell}{12n}(n^2 - 1)$	$-\frac{P\ell}{12n}(n^2 - 1)$	$\frac{P\ell}{8n}(n^2 - 1)$
15		$-\frac{M}{2\ell^2}(\ell^2 - 3a^2)$	$\frac{Mb}{\ell^2}(3b - 2\ell)$	$-\frac{Ma}{\ell^2}(2\ell - 3a)$	$\frac{M}{2\ell^2}(3b^2 - \ell^2)$
16		$-\frac{P\ell}{16n}(2n^2 + 1)$	$\frac{P\ell}{24n}(2n^2 + 1)$	$-\frac{P\ell}{24n}(2n^2 + 1)$	$\frac{P\ell}{16n}(2n^2 + 1)$

Extraída de SOUZA; ANTUNES (1983), JIMENES MONTOYA; GARCIA MESEGUER; MORAN CABRE (1973) e de SCHREYER (1965). Convenção de GRINTER. (*) $n = \ell / a$
 Revista e adaptada por Libânio M. Pinheiro, Bruna Catoia e Thiago Catoia.

ANEXO D – CÁLCULOS ANALÍTICOS REALIZADOS NO MATLAB

- CÁLCULOS DE ESFORÇOS NO CP

```

%% Cálculo de esforços sobre o eixo e CP.
Sut = 463.6 %% MPa, valor encontrado através do ensaio de tração.
Sm = 0.9 * Sut %% Estimativa de tensão teórica para 1000 ciclos.
Se = 0.5 * Sut %% Estimativa de tensão teórica para 10^6 ciclos.
Dcp = 6.25 %% Diâmetro do centro do CP.
%% Sm = Maior tensão exercida na faixa de alto ciclo.

%% Considerando que o corpo de prova seja bi-apoiado
%% Equação 11 da tabela de momentos de engastamento perfeito
syms 'F'
%Calculo reação em Cy
a=47;
l=190;
Me=(3*F*a/(2*l))*(l-a)

Cy = (a*F + (l-(2*a)+a)*F - Me) / l

%% Cálculo de Momento no centro do corpo de prova.

Mcp = (l/2)*Cy - (l-(2*a))/2*F

%% Cálculo de tensão sobre o CP
Tcp = 32 * Mcp / (pi() * Dcp^3) %% MPa, Tensão sobre o CP.

%% Força máxima aplicada para uma tensão de 1000 ciclos (Sm)
f = (1484375*pi)*Sm / 3982592 %% resultado obtido em Tcp e isolado F

%%Tensão para determinada força
T353 = (353.5*3982592)/(1484375*pi)
T332 = (332.5*3982592)/(1484375*pi)
T294 = (294*3982592)/(1484375*pi)
%% Cálculo de forças para determinada vida em alto ciclo

b = -(1/3)*log10(Sm/Se)
a = 10^(log10(Sm) - 3*b)

%% Tensão = a*N^b
%% Cálculo de vida para tensão 353.5 MPa
N353 = (T353/a)^(1/b)

%% Cálculo de vida para tensão 332.5 MPa
N332 = (T332/a)^(1/b)

%% Cálculo de vida para tensão 294 MPa
N294 = (T294/a)^(1/b)

```


- ROTINA USADA PARA PLOTAGEM DO DIAGRAMA S-N

```

1. Diagrama S-N com variação de Sut.
%% Diagrama S-N com variação de Sut
Sut = 463.6; %% valor médio encontrado no ensaio de tração.
Sm = 0.9*Sut;
Se = 0.5*Sut;
x1 = [1 : 500 : 1001];
y1 = [Sut 423.5 Sm];

x2 = 1000:100:10e5;
b = -(1/3)*(log10(Sm/Se));
a = 10^(log10(Sm)-(3*b));
y2 = a*(x2.^b);

x3 = [10e5 10e7];
y3 = [Se 0.495*Sut];
semilogx (x1, y1, 'r')
hold on
grid on
semilogx (x2, y2, 'r')
semilogx (x3, y3, 'r')
title('Diagrama S-N', 'FontSize', 22)

xlabel('Vida (ciclos)', 'FontSize', 18)

ylabel('Tensão [MPa]', 'FontSize', 18)

%% Diagrama S-N otimista
%% para a confecção desta curva adotou-se
%% que o Sut é o valor médio mais 3 vezes o desvio padrão.
Desvio = 12.35; %%Desvio padrão dos valores obtidos no ensaio de tração.

Sutotimista = (Sut+(3*Desvio));
Smotimista = 0.9*Sutotimista;
Seotimista = 0.5*Sutotimista;
x1 = [1 : 500 : 1001];
y1 = [Sutotimista 456.5 Smotimista];

x2 = 1000:100:10e5;
b = -(1/3)*(log10(Smotimista/Seotimista));
a = 10^(log10(Smotimista)-(3*b));
y2 = a*(x2.^b);

x3 = [10e5 10e7];
y3 = [Seotimista 0.495*Sutotimista];
semilogx (x1, y1, 'b')
hold on
grid on
semilogx (x2, y2, 'b')
semilogx (x3, y3, 'b')

%% Diagrama S-N conservador
%% para a confecção desta curva adotou-se
%% que o Sut é o valor médio mais 3 vezes o desvio padrão.
Sutconservador = (Sut-(3*Desvio));

```

```

Smconservador = 0.9*Sutconservador;
Seconservador = 0.5*Sutconservador;
x1 = [1 : 500 : 1001];
y1 = [Sutconservador 390 Smconservador];

x2 = 1000:100:10e5;
b = -(1/3)*(log10(Smotimista/Seotimista));
a = 10^(log10(Smconservador)-(3*b));
y2 = a*(x2.^b);

x3 = [10e5 10e7];
y3 = [Seconservador 0.495*Sutconservador];
semilogx (x1, y1,'g')
hold on
grid on
semilogx (x2, y2,'g')
semilogx (x3, y3,'g')
legend({'otimista','médio','conservador'})

%plotagem dos valores obtidos nos ensaios

t = [301.9, 301.9, 301.9, 284, 284, 284, 251.1, 251.1, 251.1];
v = [44478, 47514, 45523, 89279, 68979, 74922, 240704, 288080, 253654];

plot (v , t, '*')

```

2. Diagrama S-N com variação de 'Ka'.

```

% Diagrama S-N com variação de Ka
Sut = 463.6; %% valor médio encontrado no ensaio de tração.
Ka = 1.58*(Sut)^(-0.085); %% Fator de superfície, retificado.
Sutcorrigido = Sut * Ka;
Sm = 0.9*Sutcorrigido;
Se = 0.5*Sutcorrigido;
x1 = [1 : 500 : 1001];
y1 = [Sutcorrigido 395 Sm];

x2 = 1000:100:10e5;
b = -(1/3)*(log10(Sm/Se));
a = 10^(log10(Sm)-(3*b));
y2 = a*(x2.^b);

x3 = [10e5 10e7];
y3 = [Se 0.495*Sutcorrigido];
semilogx (x1, y1,'r')
hold on
grid on
semilogx (x2, y2,'r')
semilogx (x3, y3,'r')
title('Diagrama S-N','FontSize',22)

xlabel('Vida (ciclos)','FontSize',18)

ylabel('Tensão [MPa]','FontSize',18)

% Diagrama S-N otimista
% para a confecção desta curva adotou-se

```

```

%% Ka igual 1, superficie espelhada

Ka = 1;
Sutotimista = (Sut)*Ka;
Smotimista = 0.9*Sutotimista;
Seotimista = 0.5*Sutotimista;
x1 = [1 : 500 : 1001];
y1 = [Sutotimista 423 Smotimista];

x2 = 1000:100:10e5;
b = -(1/3)*(log10(Smotimista/Seotimista));
a = 10^(log10(Smotimista)-(3*b));
y2 = a*(x2.^b);

x3 = [10e5 10e7];
y3 = [Seotimista 0.495*Sutotimista];
semilogx (x1, y1, 'b')
hold on
grid on
semilogx (x2, y2, 'b')
semilogx (x3, y3, 'b')

%% Diagrama S-N conservador
%% para a confecção desta curva adotou-se
%% Ka para superficie usinada
Sutconservador = (Sut);
Ka = 4.51*(Sutconservador)^(-0.265); %% Fator de superficie, usinado
Sutconservador = (Sutconservador)*Ka;
Smconservador = 0.9*Sutconservador;
Seconservador = 0.5*Sutconservador;
x1 = [1 : 500 : 1001];
y1 = [Sutconservador 375 Smconservador];

x2 = 1000:100:10e5;
b = -(1/3)*(log10(Smotimista/Seotimista));
a = 10^(log10(Smconservador)-(3*b));
y2 = a*(x2.^b);

x3 = [10e5 10e7];
y3 = [Seconservador 0.495*Sutconservador];
semilogx (x1, y1, 'g')
hold on
grid on
semilogx (x2, y2, 'g')
semilogx (x3, y3, 'g')
legend({'otimista', 'médio', 'conservador'})

%%plotagem dos valores obtidos nos ensaios

t = [301.9, 301.9, 301.9, 284, 284, 284, 251.1, 251.1, 251.1];
v = [44478, 47514, 45523, 89279, 68979, 74922, 240704, 288080, 253654];

plot (v , t, '*')

```

3. Diagrama S-N com variação de 'Ke'.

```

%% Diagrama S-N com variação de Ke
%% para a confecção desta curva adotou-se
%% a confiabilidade de 90%
Sut = 463.6; %% valor médio encontrado no ensaio de tração.
Ke90 = 0.897; %% Confiabilidade de 90%
Sutcorrigido = Sut * Ke90;
Sm = 0.9*Sutcorrigido;
Se = 0.5*Sutcorrigido;
x1 = [1 : 500 : 1001];
y1 = [Sutcorrigido 380 Sm];

x2 = 1000:100:10e5;
b = -(1/3)*(log10(Sm/Se));
a = 10^(log10(Sm)-(3*b));
y2 = a*(x2.^b);

x3 = [10e5 10e7];
y3 = [Se 0.495*Sutcorrigido];
semilogx (x1, y1, 'r')
hold on
grid on
semilogx (x2, y2, 'r')
semilogx (x3, y3, 'r')
title('Diagrama S-N', 'FontSize', 22)

xlabel('Vida (ciclos)', 'FontSize', 18)

ylabel('Tensão [MPa]', 'FontSize', 18)

%% Diagrama S-N otimista
%% para a confecção desta curva adotou-se
%% a confiabilidade de 50%
Ke50 = 1; %% Confiabilidade de 50%

Sutotimista = (Sut)*Ke50;
Smotimista = 0.9*Sutotimista;
Seotimista = 0.5*Sutotimista;
x1 = [1 : 500 : 1001];
y1 = [Sutotimista 424.5 Smotimista];

x2 = 1000:100:10e5;
b = -(1/3)*(log10(Smotimista/Seotimista));
a = 10^(log10(Smotimista)-(3*b));
y2 = a*(x2.^b);

x3 = [10e5 10e7];
y3 = [Seotimista 0.495*Sutotimista];
semilogx (x1, y1, 'b')
hold on
grid on
semilogx (x2, y2, 'b')
semilogx (x3, y3, 'b')

%% Diagrama S-N conservador
%% para a confecção desta curva adotou-se
%% a confiabilidade de 99,9%

```

```

Sutconservador = (Sut);
Ke999 = 0.753; %% Confiabilidade de 99.9%

Sutconservador = (Sutconservador)*Ke999;
Smconservador = 0.9*Sutconservador;
Seconservador = 0.5*Sutconservador;
x1 = [1 : 500 : 1001];
y1 = [Sutconservador 330 Smconservador];

x2 = 1000:100:10e5;
b = -(1/3)*(log10(Smotimista/Seotimista));
a = 10^(log10(Smconservador)-(3*b));
y2 = a*(x2.^b);

x3 = [10e5 10e7];
y3 = [Seconservador 0.495*Sutconservador];
semilogx (x1, y1, 'g')
hold on
grid on
semilogx (x2, y2, 'g')
semilogx (x3, y3, 'g')
legend({'otimista', 'médio', 'conservador'})

%%plotagem dos valores obtidos nos ensaios

t = [301.9, 301.9, 301.9, 284, 284, 284, 251.1, 251.1, 251.1];
v = [44478, 47514, 45523, 89279, 68979, 74922, 240704, 288080, 253654];

plot (v , t, '*')

```