

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA

WILIAM PIRES PIZZUTI

**MÁQUINA DE ENSAIO DE FADIGA DE CARGAS AXIAIS: MONTAGEM E
INSTRUMENTAÇÃO**

Alegrete - RS

2017

WILIAM PIRES PIZZUTI

**MÁQUINA DE ENSAIO DE FADIGA DE CARGAS AXIAIS: MONTAGEM E
INSTRUMENTAÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Me. Aldoni Gabriel Wiedenhöft

Alegrete - RS

2017

Ficha catalográfica elaborada automaticamente com os dados fornecidos
pelo(a) autor(a) através do Módulo de Biblioteca do
Sistema GURI (Gestão Unificada de Recursos Institucionais) .

P695m Pizzuti, Wiliam Pires

MÁQUINA DE ENSAIO DE FADIGA DE CARGAS AXIAIS: MONTAGEM E
INSTRUMENTAÇÃO / Wiliam Pires Pizzuti.

73 p.

Trabalho de Conclusão de Curso(Graduação)-- Universidade
Federal do Pampa, ENGENHARIA MECÂNICA, 2017.

"Orientação: Aldoni Gabriel Wiedenhöft".

1. Máquina de ensaios de fadiga. 2. Fadiga Axial. 3.
Montagem de uma máquina de ensaios de fadiga. 4.
Instrumentação de uma máquina de ensaios de fadiga. I. Título.

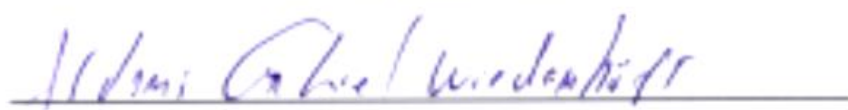
WILIAM PIRES PIZZUTI

MÁQUINA DE ENSAIO DE FADIGA DE CARGAS AXIAIS: MONTAGEM E INSTRUMENTAÇÃO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado em: 30 de novembro de 2017.

Banca examinadora:



Prof. Me. Aldoni Wiedenhoft

Orientador

(UNIPAMPA)



Prof. Dr. Tonilson de Souza Rosendo

(UNIPAMPA)



Prof. Me. Alexandre Urbano Hoffmann

(UNIPAMPA)



Me. Engenheiro Carlos Alfredo Gracioli Aita

(UNIPAMPA)

Dedico este trabalho à minha família,
professores e amigos pelo apoio incondicional.

AGRADECIMENTO

Ao Prof. Me. Aldoni Wiedenhof, pois é o grande idealizador deste trabalho, sem ele não teria o que ser escrito aqui.

A equipe técnica do prédio C3 pelo auxílio ao longo de todo o projeto.

A minha família por me apoiar e proporcionar condições para eu cursar esta graduação.

A minha namorada Priscila pelo apoio, auxílio e companheirismo.

Aos professores por me prepararem me passando conhecimento durante toda a graduação

A todos os colegas de curso pelo companheirismo, ensinamentos e longas noites de estudo. E acima de tudo, compartilharem as mesmas dificuldades.

A todos os meus amigos e conhecidos por compreenderem o motivo de minha ausência e me apoiarem.

“É a minha vida
É agora ou nunca
Eu não vou viver para sempre
Eu só quero viver enquanto estiver vivo”.

Jon Bon Jovi

RESUMO

Peças e componentes quando submetidos a tensões de forma cíclica um número muito grande de vezes falham mesmo sendo submetidos a tensões máximas muito inferiores a tensão última do material ou até mesmo abaixo da tensão de escoamento do material reduzindo sua vida útil e comprometendo a integridade de outros componentes do sistema. Assim, uma máquina de ensaio a qual possibilite simular em laboratório as situações de esforços e condições adversas semelhantes aos submetidos em serviços proporciona mais segurança no dimensionamento desses elementos. Nesse contexto, o presente estudo tem como objetivo a montagem e instrumentação de uma máquina de ensaio de fadiga de baixo custo, reaproveitando materiais disponíveis junto ao curso Engenharia Mecânica da UNIPAMPA/Campus Alegrete. No decorrer do estudo é possível a observação e acompanhamento de sua montagem, a partir da obtenção e adequação de componentes, assim como a verificação da rigidez do conjunto da máquina através de simulações realizadas computacionalmente onde os componentes das máquinas foram submetidos a altos esforços e a partir das quais foi possível definir as medidas ideais do corpo de prova segundo a norma ASTM A370-08a de modo a assegurar a integridade da máquina. O estudo resultou em um produto funcional, resistente e seguro, o qual suporta simular até materiais de alta resistência mecânica como o Inconel 718, o qual apresenta tensão última de 1400 MPa utilizando corpos de prova de 4 mm de diâmetro.

Palavras-chave: Montagem, instrumentação, máquina, ensaio, fadiga.

ABSTRACT

Parts and components when subjected to stresses cyclically a very large number of parts fail even being subjected to maximum stresses much lower than the ultimate tension of the material or even below the material flow stress reduced its life span and compromising the integrity of others components of the system. Thus, a test machine which makes it possible to simulate non-compliance and adverse conditions in the laboratory, in the form of products that are tailor-made and safety, not the design of the elements. In this context, the present study has the objective of assembling and instrumentation of a low cost fatigue test machine, reusing materials available at the UNIPAMPA / Alegrete Campus Mechanical Engineering course. From the obtaining and adequacy of components, as well as a check of the rigidity of the whole of the machine through simulations carried out computationally, where the components of the machines were submitted to high efforts and from Which were defined as ideal measurements of the second test body ASTM A370-08a in order to ensure the integrity of the machine. The study results in a functional, resistant and safe product, which supports simulating even high mechanical resistance materials such as Inconel 718, which presents the ultimate solution of 1400 MPa using 4 mm diameter test bodies.

Keywords: Assembly, instrumentation, machine, test, fatigue.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Falha por fadiga de um parafuso de porca.....	18
Figura 2 – Notação das tensões flutuantes em dois exemplos	21
Figura 3 – Diagrama de fadiga, onde é mostrado diversos critérios de falha.....	22
Figura 4 – Diagrama de fadiga para vida constante para materiais dúcteis.....	24
Figura 5 – Projeção computacional do pino	34
Figura 6 – Projeção computacional do elemento de fixação do corpo de prova	35
Figura 7 – Elemento de fixação do corpo de prova na extremidade inferior	35
Figura 8 – Elemento de fixação do corpo de prova na extremidade inferior	36
Figura 9 – Projeção computacional do excêntrico.....	37
Figura 10 – Projeção computacional do componente não girante.....	38
Figura 11 – Projeção computacional do rolamento.	38
Figura 12 – Projeção computacional do elemento não girante montado.....	39
Figura 13 – Projeção computacional do eixo.....	39
Figura 14 – Projeção computacional da montagem final da máquina	40
Figura 15 – Instalação célula de carga.....	41
Figura 16 – Montagem dos componentes responsáveis pelo movimento oscilante ..	42
Figura 17 – Dimensões segundo a norma ASTM A370	43
Figura 18 – Dimensões para o corpo de prova de 8,25 mm de diâmetro.....	43
Figura 19 – Dimensões para o corpo de prova de 6,25 mm de diâmetro.....	44
Figura 20 – Painel contendo o inversor de frequência	46
Figura 21 – Calibração célula de carga.....	47
Figura 22 – Polia e elemento não girante.....	48
Figura 23 – Vista explodida da montagem do eixo.....	48
Figura 24 – Corte da barra retangular	49
Figura 25 – Processo de furação da barra lateral	49
Figura 26 – Barra lateral finalizada.....	50
Figura 27 – Parafusos fabricados.....	50
Figura 28 – Furação com furadeira manual.....	51
Figura 29 – Furação com furadeira de bancada.....	51
Figura 30 – Mancais Instalados.....	52
Figura 31 – Conjunto de eixo e mancais instalados na estrutura	52
Figura 32 – Instalação das barras laterais	53

Figura 33 – Pino e elemento de fixação do corpo de prova instalados	53
Figura 34 – Soldagem das barras	54
Figura 35 – Barra reforçada acabada.....	54
Figura 36 – Averiguação da flecha com relógio comparador	55
Figura 37 – Instalação do motor à estrutura da máquina	56
Figura 38 – Componentes recebendo a base de primer vermelho.....	57
Figura 39 – Estrutura e base após a primeira demão de tinta de acabamento	57
Figura 40 – Segunda demão e pintura dos demais componentes	58
Figura 41 – Montagem da árvore	58
Figura 42 – Montagem final da máquina	59
Figura 43 – Célula carga utilizada no teste	60
Figura 44 – Máquina com controlador e Data-logger instalados	61
Figura 45 – Simulação de esforços estáticos nos componentes do eixo	62

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Coeficientes de segurança dos componentes de maior solicitação utilizando carga de ensaio para corpo de prova de 8,25 mm de diâmetro	62
Tabela 2 – Coeficientes de segurança dos componentes de maior solicitação utilizando carga de ensaio para corpo de prova de 6,25 mm de diâmetro	63
Tabela 3 – Coeficientes de segurança dos componentes de maior solicitação utilizando carga de ensaio para corpo de prova de 4 mm de diâmetro	64

LISTA DE SIMBOLOS

- S_e – Limite de endurance ou limite de fadiga [MPa]
 S_a – Tensão alternada [MPa]
 S_m – Tensão média [MPa]
 S_y – Limite de escoamento [MPa]
 S_{ut} – Resistência estática em tração, tensão última ou tensão de ruptura [MPa]
 S_e' – Limite de endurance de teste ou não corrigida da viga rotativa [MPa]
 k_a – Fator de modificação de condição de superfície
 k_b – Fator de modificação de tamanho
 k_c – Fator de modificação de carga
 k_d – Fator de modificação de temperatura
 k_e – Fator de confiabilidade
 k_f – Fator de modificação por efeitos variados (fator de concentração de tensões ao entalhe)
 k_t – Fator de concentração de tensões
 n – Coeficiente de segurança
 q – Fator de sensibilidade ao entalhe
 F_m – Componente média estável de força
 F_a – Amplitude da componente alternante de força
 F_{max} – Força maior [N]
 F_{min} – Força menor [N]
 σ_{max} – Tensão máxima [MPa]
 σ_{min} – Tensão mínima [MPa]
 σ_m – Tensão média [MPa]
 σ_a – Componente de amplitude [MPa]
 A – Razão de amplitude
 R – Razão de tensão

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	Objetivos	16
1.2	Justificativa	16
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1	Fadiga	17
2.1.1	Limite de endurance	18
2.1.2	Concentradores de tensão e sensibilidade ao entalhe	19
2.1.3	Tensões flutuantes	20
2.1.4	Crítério de falha por fadiga para tensão flutuante	22
2.1.5	Fadiga em carregamentos axiais	24
2.2	Elementos de máquinas	25
2.2.1	Correias	25
2.2.2	Mancais	26
2.2.3	Eixos	27
2.2.4	Mecanismo excêntrico	28
2.2.5	Elementos de fixação e estruturais	28
2.2.6	Motor Elétrico	29
2.3	Conceitos básicos para entendimento do trabalho	29
2.3.1	SolidWorks	29
2.3.2	Célula de carga	30
2.3.3	Corpo de prova	30
2.3.4	Inversor de frequência	30
3	METODOLOGIA	30
3.1	Equipamentos	31
3.2	Método de obtenção da máquina	32
4	DESENVOLVIMENTO	32
4.1	Fabricação, adequação e obtenção de componentes	32
4.1.1	Preparação dos componentes estruturais disponíveis	33
4.1.2	Compra de elementos e componentes reaproveitados	33
4.1.3	Fabricação	33
4.2	Processo de montagem	39
4.2.1	Instalação da célula de carga	40

4.2.2	Conjunto responsável pelo movimento oscilante	41
4.3	Processo de instrumentação	42
4.3.1	Processo de dimensionamento do corpo de prova	42
4.4	Simulação dos componentes em software computacional	44
4.5	Sistema de transmissão e motor	45
4.6	Sistema de proteção	45
4.7	Acabamento	46
4.8	Teste para verificação do funcionamento	46
4.9	Concepção da máquina de ensaios de fadiga para cargas axiais	47
5	RESULTADOS	59
5.1	Testes realizados	59
5.2	Resultados das simulações em SolidWorks	61
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	65
7	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	65
	REFERÊNCIAS	66
	APÊNDICE A	68
	ANEXO A	74

1 INTRODUÇÃO

Peças e componentes de máquinas submetidos a tensões chamadas variáveis, repetidas, alternantes ou flutuantes falham mesmo tendo submetidas a tensões máximas bem abaixo da tensão última do material e muitas vezes abaixo até mesmo da tensão de escoamento do material. A característica mais distinta desse tipo de falha é que as tensões foram repetidas em um número muito grande de vezes, caracterizando assim a falha por fadiga (BUDINAS; NISBETT, 2011).

A fadiga afeta componentes mecânicos de máquinas reduzindo sua vida útil, tornando seu estudo de suma importância para o dimensionamento de peças mecânicas, quando submetidas a esforços cíclicos.

Os ensaios são realizados em laboratório, submetendo um corpo de prova do material a ser estudado a esforços semelhantes aos quais será submetido em serviço, em alguns casos podem também ser utilizados ambientes agressivos para simular as condições adversas ao qual a peça terá que resistir.

1.1 Objetivos

O objetivo geral desse trabalho é a montagem e instrumentação de uma máquina de ensaio de fadiga para cargas axiais de baixo custo.

Pode-se citar como objetivos específicos:

- Desenvolvimento de um mecanismo para movimento oscilante;
- Dimensionamento de um corpo de prova padrão;
- Estudo das limitações da máquina;
- Torná-la utilizável para estudos no meio acadêmico.

1.2 Justificativa

A presença de uma máquina de ensaio para fadiga no meio acadêmico do curso de engenharia mecânica é de grande interesse para estudos que realizam dimensionamento de componentes mecânicos e avaliam os materiais.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A máquina é idealizada a partir de conceitos de elementos de máquinas e estudados a fundo por pesquisadores de diversas regiões de aplicação, devido ao seu grande efeito na alteração de projetos onde não podem haver riscos de falhas.

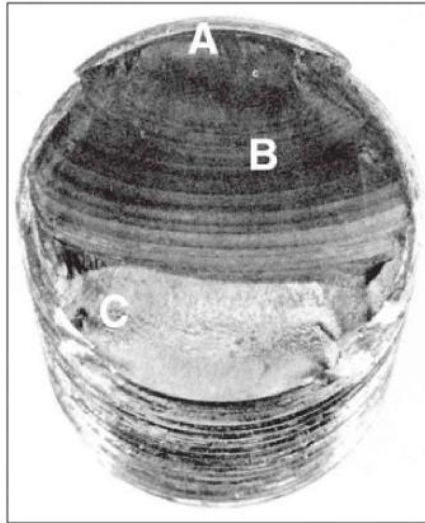
2.1 Fadiga

Peças e componentes de máquinas submetidos a tensões chamadas variáveis, repetidas, alternantes ou flutuantes falham mesmo sendo submetidas a tensões máximas bem abaixo da tensão última do material e muitas vezes abaixo até mesmo da tensão de escoamento do material. A característica mais distinta desse tipo de falha é que as tensões foram repetidas um número muito grande de vezes, caracterizando assim a falha por fadiga (BUDINAS; NISBETT, 2011). Há autores ainda que afirmam que a falha por fadiga é resultante da deformação plástica repetida (JUVINALL; MARSHEK, 2008).

As falhas por cargas estáticas muitas vezes dão aviso visível prévio, podendo assim substituir a peça antes que a falha ocorra, a falha por fadiga por outro lado é súbita e total, se tornando mais perigosa e mais difícil de prevenir, isso se agrava ainda mais por ser um fenômeno muito complicado e parcialmente entendido (BUDINAS; NISBETT, 2011).

A falha por fadiga se dá pela formação e propagação da trinca (BUDINAS; NISBETT, 2011), o fenômeno pode ser visualizado na Figura 1.

Figura 1 – Falha por fadiga de um parafuso de porca.



Fonte: ASM Handbook (1987, figura 50, p. 120)

A Figura 1 demonstra uma falha por fadiga de um parafuso com porca, onde pode ser visualizada com clareza as três fases da trinca, o surgimento da trinca em A, a propagação da trinca caracterizada pelas marcas de praia em B e a fratura rápida final em C.

2.1.1 Limite de endurance

As tensões de serviço abaixo deste patamar nunca levarão o componente a falha (BUDINAS; NISBETT, 2011).

O limite de fadiga para aços, em geral, é:

$$S_e = 35\% \sim 65\% \text{ da } S_{UT} \quad (1)$$

Para fins de projeto é apresentado um método para estimar limites de resistência à endurance (BUDINAS; NISBETT, 2011).

Para aços, de forma simplificada, calculamos o limite de endurance em vida infinita:

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 S_{ut} & S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Para aços a 10^3 ciclos, no geral, adota-se:

$$S'_e = \begin{cases} 0,9 S_{ut} \\ 0,75 S_{ut} \text{ Puramente axial} \end{cases}$$

Há fatores que modificam o limite de endurance obtido em laboratório do real.

Marin¹ (1962) identificou fatores que quantificaram os efeitos provocados pelas condições de superfície, tamanho, carregamento, temperatura e de outros itens variados que devem ser levados em conta no projeto. A equação de Marin é escrita da seguinte forma:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2)$$

Quando não se tem ensaios de fadiga de peças disponíveis, são realizadas estimativas do limite de endurance utilizando-se os fatores de Marin.

Os fatores estão descritos e demonstrada sua obtenção no Apêndice A.

2.1.2 Concentradores de tensão e sensibilidade ao entalhe

A presença de entalhe pode reduzir a vida em fadiga do material. Portanto as tensões na presença de um entalhe devem ser levadas em consideração nos cálculos de projeto. Na presença de um entalhe as tensões são $K_t \sigma_a$ e $K_t \sigma_m$ (BUDINAS; NISBETT, 2011).

O fator de concentração de tensões no entalhe é calculado utilizando a seguinte equação (JUVINALL; MARSHEK, 2008).

$$K_f = 1 + (K_t - 1)q \quad (3)$$

¹ Joseph Marin. *Mechanical Behavior of Engineering Materials*. Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall, 1962, p. 224.

2.1.3 Tensões flutuantes

Difícilmente os componentes de máquinas encontram-se sujeitos apenas a tensões completamente alternadas, porém ficam sujeitos a tensões flutuantes, as quais são caracterizadas pela superposição de uma tensão estática com uma tensão completamente alternada (JUVINALL; MARSHEK, 2008).

As características flutuantes de tensões em maquinaria tomam frequentemente a forma de um padrão senoidal, devido à natureza de algumas máquinas rotativas, também ocorrem outros padrões irregulares. Foi evidenciado em padrões periódicos, a existência de um único máximo e de um único mínimo de força, sendo a forma de onda irrelevante, porém os picos máximo e mínimo são de suma importância (BUDINAS; NISBETT, 2011). São utilizados para caracterizar o padrão de força, da seguinte forma:

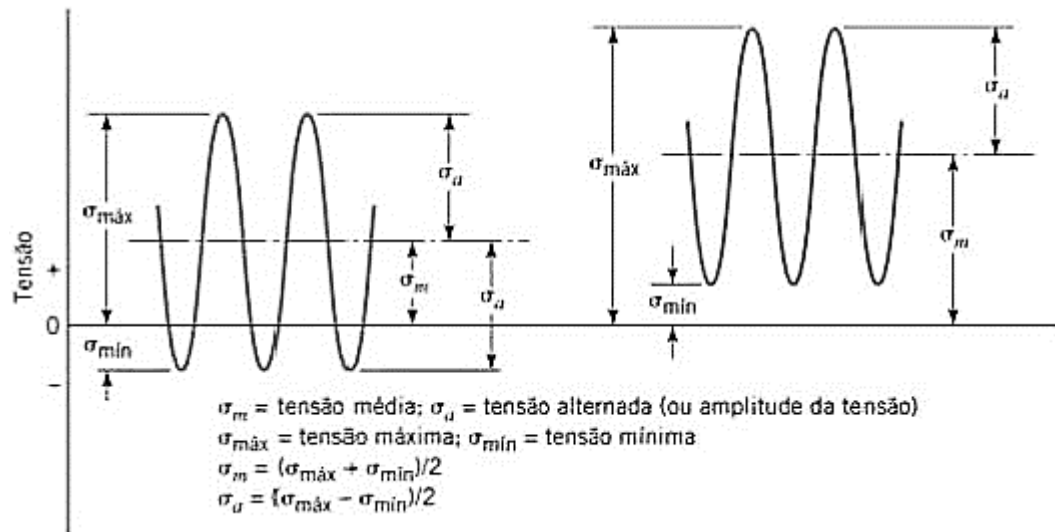
$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (4)$$

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad (5)$$

A tensão flutuante geralmente é representada por seus componentes média e alternada, sendo utilizado os termos de tensão máxima e mínima para a determinação destas tensões. Com o conhecimento de quaisquer duas dessas tensões é possível realizar os cálculos para determinação das outras (JUVINALL; MARSHEK, 2008).

Em alguns casos ocorre a presença de uma carga fixa ou uma pré-carga no componente, conhecida como componente estável ou estática da tensão, a qual não é a mesma que a média (BUDINAS; NISBETT, 2011).

Figura 2 – Notação das tensões flutuantes em dois exemplos



Fonte: Juvinali; Marshek (2008, p. 170).

Analisando a Figura 2, fica evidente o seguinte equacionamento:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (6)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (7)$$

Outras equações usuais em conexão com tensões flutuantes:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (8)$$

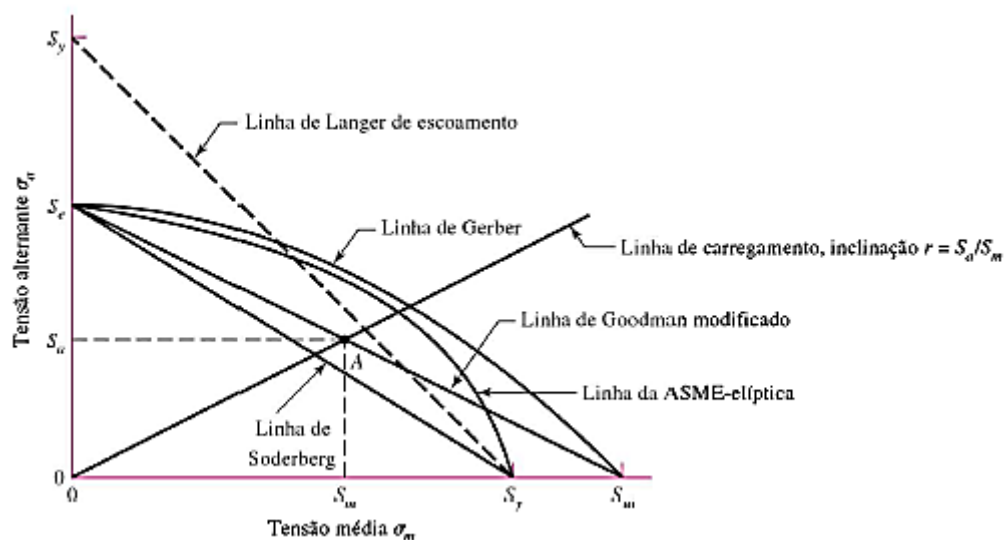
$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (9)$$

2.1.4 Critério de falha por fadiga para tensão flutuante

Depois de definidos os componentes de tensão associados a uma peça submetida à tensão flutuante desejamos variar esses componentes, visando aprender sobre a resistência à fadiga dessa peça quando sujeita a tais situações (BUDINAS; NISBETT, 2011).

Para determinar a resistência à fadiga são utilizados diversos critérios de falhas, na Figura 3 pode ser visualizado vários deles.

Figura 3 – Diagrama de fadiga, onde é mostrado diversos critérios de falha.



Fonte: Budinas; Nisbett (2011, p. 323)

No caso da tensão média ser de compressão, a falha ocorre sempre que $\sigma_a = S_y$ ou sempre que $\sigma_{\max} = S_{yc}$, portanto nenhum diagrama ou critério de fadiga precisa ser desenvolvido. No início de estudos, ao primeiro ponto de vista expresso em um diagrama $\sigma_a\sigma_m$ era que de fato existia um lugar geométrico, onde ocorria a divisão das combinações seguras de combinações inseguras de σ_a e σ_m . Porém a medida que mais dados foram sendo obtidos, ficou explícito que um critério se comportava como uma zona ou banda onde era possível estimar a probabilidade de falha (BUDINAS; NISBETT, 2011).

Na Figura 3 estão diagramados cinco critérios: o Soderberg, o Goodman modificado, o Gerber, o ASME-elíptico e o escoamento. Fica evidente no diagrama

que o único critério que se resguarda contra qualquer situação de escoamento é o Soderberg, porém é tendencioso para baixo (BUDINAS; NISBETT, 2011).

As equações para os critérios são as seguintes:

$$\text{Soderberg} \quad \frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad (10)$$

$$\text{Goodman modificada} \quad \frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (11)$$

$$\text{Gerber} \quad \frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (12)$$

$$\text{ASME-elíptico} \quad \left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (13)$$

$$\text{Langer} \quad S_a + S_m = S_y \quad (14)$$

S_a e S_m podem ser substituídos por $n\sigma_a$ e $n\sigma_m$, onde n é o fator de segurança.

Sendo:

$$n = \frac{\text{tensão aplicada}}{\text{tensão admissível}} \quad (15)$$

$$\text{Soderberg} \quad \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (16)$$

$$\text{Goodman modificada} \quad \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (17)$$

$$\text{Gerber} \quad \frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (18)$$

$$\text{ASME-elíptico} \quad \left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (19)$$

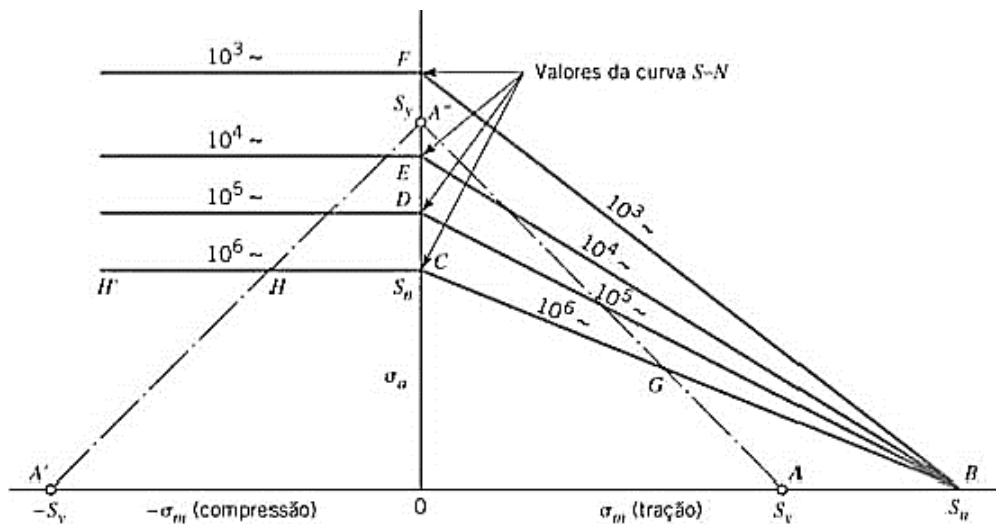
$$\text{Langer} \quad \sigma_a + \sigma_m = \frac{S_y}{n} \quad (20)$$

2.1.5 Fadiga em carregamentos axiais

Não podemos falar de carregamentos axiais, sem antes falar sobre forças axiais, que são forças que possuem a direção do eixo da barra (BEER; JHONSTON, 2007).

O carregamento axial alternado, onde toda a seção transversal está sujeita à tensão máxima, fornece uma menor resistência à fadiga do que, por exemplo, a flexão com rotação. Os ensaios axiais fornecem um limite de resistência a fadiga 10% menor do que o obtido a partir de uma flexão com rotação (JUVINALL; MARSHEK, 2008). A Figura 4 demonstra o diagrama para materiais dúcteis de vida em fadiga.

Figura 4 – Diagrama de fadiga para vida constante para materiais dúcteis



Fonte: Juvinall; Marshek (2008, p. 171).

2.2 Elementos de máquinas

Nessa seção serão citados e definidos os elementos de máquinas utilizados na montagem da máquina de ensaio de fadiga para cargas axiais de tração e compressão, ou da nomenclatura inglesa “*push-pull*”.

2.2.1 Correias

São elementos utilizados na transmissão de potência entre eixos, caracterizam-se por serem flexíveis proporcionando ao engenheiro uma maior flexibilidade no posicionamento relativo dos elementos (JUVINALL; MARSHEK, 2008).

Correias e outros elementos flexíveis similares como cordas e correntes são utilizados em sistemas de transporte e na transmissão de potência em distâncias relativamente grandes. Seu uso geralmente simplifica o projeto e diminui custos (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2008).

- Correias Planas

Correias de acionamento que transmitem potência entre eixos por meio de polias fixadas sobre os eixos. Tendo seu uso mais limitado nos dias atuais, por serem mais planas, leves e finas e possuírem uma boa capacidade de isolamento de vibração, acionam geralmente máquinas de alta velocidade (JUVINALL; MARSHEK, 2008).

- Correias em V

São correias utilizadas em motores elétricos para acionar sopradores, compressores, ferramentas, ferramentas de máquina, máquinas agrícolas e industriais e outros. São correias que operam bem com pequenas distâncias entre centros. Outra vantagem desse tipo de correia é que devido à resistência ao alongamento de seus cabos internos sujeitos à tração, dispensam o ajuste frequente da tração inicial. Estas correias também podem ser utilizadas em conjunto de cerca de 12 ou até mais em aplicações mais pesadas (JUVINALL; MARSHEK, 2008).

Devido à ranhura em V com um ângulo de cunha, a força normal de apoio sobre a superfície é aumentada, isso resulta na necessidade de força menor de proteção em relação às correias planas (NIEMANN, 2009, vol. 3).

- **Correias Dentadas**

São também conhecidas como correia de sincronização ou correia de regulação. Devido ao fato de seu acionamento ser feito por meio de dentes, em vez de atrito, não há a ocorrência de deslizamento, mantendo assim o eixo motriz e o conduzido sincronizados. Devido a isso é altamente utilizada em aplicações que exigem manter o sincronismo entre eixos, como é o caso do eixo do comando de válvulas de um motor a combustão (JUVINALL; MARSHEK, 2008).

A montagem das correias dentadas exige uma tração inicial mínima, o que reduz os esforços sobre os mancais e os eixos, também permitem a utilização de pequenas polias e pequenos arcos de contato, necessitando do contato de apenas seis dentes para desenvolver toda a capacidade de carga. Suas principais desvantagens são o seu custo elevado, tanto da polia quanto da correia e seu tempo de vida reduzido se comparado a transmissão por outros componentes metálicos como engrenagens e correntes (JUVINALL; MARSHEK, 2008).

2.2.2 Mancais

Dispositivos responsáveis pela ligação entre a parte móvel e a estrutura fixa de uma máquina rotativa. São responsáveis por absorver a energia e por guiar ou restringir os graus de liberdade durante a movimentação do eixo (DA SILVA, 2004). “Sempre que duas partes têm movimento relativo, elas constituem um mancal por definição, sem levar em conta sua forma ou configuração.” (NORTON, 2013, p. 623).

- **Mancais planos sem lubrificação ou deslizantes**

Tipo mais simples de mancais, antigamente eram feitos de madeira, montados diretamente sobre o eixo também de madeira, visando reduzir e aumentar a vida útil

do conjunto foi adotada a adição de lubrificantes, como óleo animal ou vegetal. Nas máquinas modernas que fazem uso desse tipo de mancal, os eixos de aço são suportados por mancais fabricados com superfícies feitas de um material compatível com menores desgastes, como bronze ou TFE. Óleo ou graxa são ainda utilizados em aplicações mais comuns envolvendo baixas velocidades, porém não separa completamente as superfícies, em casos mais específicos, como nas manivelas dos motores a combustão, é utilizada a lubrificação hidrodinâmica, onde o filme de óleo separa completamente as superfícies (JUVINALL; MARSHEK, 2008).

Mancais menos sensíveis a choques e poeira, permitem menor jogo de mancal e de menor custo, porém para seu ideal funcionamento requer muito mais lubrificante se comparado aos mancais de rolamento rolantes (NIEMANN, 2009, vol. 2).

- Mancais de elementos rolantes

Nesse tipo de mancal, os elementos mais externos são separados por esferas ou roletes, substituindo assim o atrito por deslizamento pelo atrito de rolamento. Devido a pequenas áreas de contato submetidas a altas tensões, as partes carregadas dos mancais com elementos rolantes são feitas de materiais duros de alta resistência, superior ao do eixo e ao do componente externo (JUVINALL; MARSHEK, 2008).

São mancais com atrito de partida muito menor quando comparado aos mancais de deslizamento, porém possuem nível de ruído maior e são menos resistentes a choques fortes e a grandes cargas (NIEMANN, 2009, vol. 2).

2.2.3 Eixos

Elemento relativamente longo, apresenta seção transversal circular, responsável por girar e transmitir potência ao qual são acoplados um ou mais componentes, como polias, rodas dentadas, engrenagens e cames, fixados no eixo por meio do uso de pinos, chavetas, cavilhas, anéis de pressão e outros elementos (JUVINALL; MARSHEK, 2008).

2.2.4 Mecanismo excêntrico

É uma peça responsável por transformar um movimento de rotação contínuo, em um movimento de natureza diferente, tendo controle de deslocamento por um anel graduado. Composto por dois anéis excêntricos, onde ao deslocar um em relação ao outro é possível regular o deslocamento excêntrico na faixa de 0 a 1 mm (Guimarães; Hein; Zangradi, 2001).

2.2.5 Elementos de fixação e estruturais

- Solda

Elemento de junção permanente, ou seja, para desfazer a junção terá que danificar a junção. Peças projetadas convenientemente para serem soldadas são mais leves que peças parafusadas ou rebitadas, porém é difícil verificar a qualidade da junção soldada (NIEMANN, 2009, vol. 1).

Existem diversos tipos de processos de soldagem, entre as mais utilizadas estão a soldagem a gás, feita com uma chama obtida pela mistura de um gás de combustão e oxigênio e a soldagem elétrica por arco voltaico, onde eleva-se a temperatura do lugar a ser soldado por meio de um arco voltaico (NIEMANN, 2009, vol. 1).

- Parafuso

Segundo Niemann (2009) é o elemento de fixação utilizado com maior frequência, eles podem ser aplicados de diversas formas, sob tensão, para fixação de junções desmontáveis, para ajustagem, transmissão de forças, etc.

Nas junções parafusadas não se sabe se com o movimento a tensão de aperto e pretensão iniciais serão mantidas, por isso é importante usar dispositivos de segurança contra o afrouxamento (NIEMANN, 2009, vol. 1 pag).

2.2.6 Motor Elétrico

Motor elétrico é um equipamento que tem como finalidade transformar a energia elétrica em energia mecânica. São classificadas segundo sua alimentação em motores de corrente alternada e de corrente contínua, além de síncrono e assíncrono, em relação à sua sincronia ou não sincronia com o sistema de alimentação (JORGE et al., 2012).

2.3 Conceitos básicos para entendimento do trabalho

Nesta seção serão apresentados conceitos básicos de software e elementos necessários para o correto funcionamento da máquina.

2.3.1 SolidWorks

O SolidWorks se trata de um software de modelagem, sólida, paramétrica, baseado em recursos ou etapas, sendo totalmente integrado ao Windows. Pode ser utilizado para criar modelos associados relacionados entre si ou não, enquanto se utiliza de relações automáticas ou definidas pelos usuários visando a criação da intensão do projeto ou desenho (SILVA, Ivo Ferreira, 2009).

O SolidWorks é uma ferramenta de projeto, a qual utiliza da modelação paramétrica de sólidos para realizar projetos de peças em três dimensões, se baseia nas características e propriedades de cada elemento e ação, as quais são possíveis serem alteradas em qualquer altura do processo de modelagem (ÂNGELO, H.; CARROLO, J.; BEIRA, R., 2002).

O simulation é uma ferramenta do SolidWorks através da qual é possível realizar simulações numéricas de esforços que os componentes serão submetidos em serviço.

2.3.2 Célula de carga

“As células de carga fazem parte de outra categoria na qual a força é captada eletronicamente, amplificada e transmitida para um monitor geral para registro. São medidores de tensão comumente na unidade newtons de força.” (BARBOSA, 2017).

2.3.3 Corpo de prova

Segundo Ruckert (2017), os corpos de prova são elementos que possuem suas características regidas por normas técnicas, tendo suas dimensões definidas pela adequação à capacidade da máquina de ensaio, possuem geralmente seção circulas ou retangular, dependendo do tamanho e da forma do produto da qual foram retirados. São utilizados para realizar medidas das propriedades mecânicas de um determinado material.

2.3.4 Inversor de frequência

De maneira genérica, inversor de frequência é um dispositivo eletrônico capaz de variar a velocidade de giro de um motor de indução trifásico. É um dispositivo que transforma corrente elétrica alternada fixa (corrente e tensão) em corrente elétrica CA variável controlando a potência consumida pela carga através da variação da frequência entregue pela rede. Este dispositivo possui este nome pela maneira que ele faz esta variação de giro do motor trifásico (Mundo da eletrônica, 2017).

3 METODOLOGIA

O presente trabalho consiste na montagem e fabricação de uma máquina de ensaio de fadiga de cargas axiais e será consolidado utilizando-se, principalmente, de materiais disponíveis devido ao orçamento limitado. A utilização de materiais remanescentes de diferentes máquinas e estruturas ocasionou na falta de um pré-projeto bem formulado, foi estruturado de forma a buscar algo funcional a partir desses materiais.

Nesta seção serão listados os equipamentos necessários para o projeto e como este foi concretizado.

3.1 Equipamentos

Nesta seção serão mencionados e conceituados os equipamentos utilizados para a elaboração da máquina de ensaios.

- Torno

Torno mecânico é uma máquina-ferramenta utilizada para realizar o torneamento na fabricação de peças, esse processo é definido pelo arranque progressivo de cavaco da peça. Nesse processo a ferramenta penetra na peça através do movimento rotativo em torno do eixo (Freire, 1984).

No torneamento a ferramenta é responsável pelos movimentos de avanço longitudinal e transversal enquanto a ferramenta gira em seu eixo (MACHADO et. al, 2009).

- Fresadora

No fresamento a ferramenta gira, enquanto a peça a ser usinada fica presa à mesa, a qual é responsável pelos movimentos de avanço longitudinal e transversal, há situações em que a peça permanece estática enquanto a ferramenta realiza todos os movimentos (MACHADO et. al, 2009).

A fresa, ferramenta provida de arestas cortantes dispostas em torno de um eixo, ao executar sua rotação proporciona o movimento de corte. Os movimentos de avanço são feitos, geralmente, pela própria peça que está fixada na mesa da máquina (DINIZ et al, 2010).

- Esmerilhadeira

Ferramenta portátil utilizada para cortar, lixar, desbastar e proporcionar acabamento em peças de aço, podendo também ser empregada no desbaste ou polimento em concreto (EPI-TUIUTI, 2014).

- Furadeira

Máquinas que têm como função principal a execução de furos nos mais diversos tipos de materiais. Para a realização dessa tarefa, seu motor aplica uma alta velocidade de rotação a uma ou várias brocas, as quais são responsáveis pela remoção de material desejada (CIMM, 200-?).

3.2 Método de obtenção da máquina

A partir do conhecimento do princípio de funcionamento da máquina que se dá pela solicitação cíclica no sentido axial ao eixo, foi determinado o método de obtenção desse movimento por meio de um conjunto de componentes instalados no eixo que proporcionariam uma excentricidade a este, que ao trabalharem simultaneamente transformam o movimento rotacional em movimento axial.

Devido ao sentido de sua solicitação determinou-se a utilização de corpos de prova semelhantes aos utilizado em ensaios de tração, devido ao sentido da carga, porém nesse caso será utilizado os de menores dimensões, corpos de prova *small-size* definidos pela norma ASTM A370-08a. Com a determinação do corpo de prova a ser usado, foi pensado no modo de construção da árvore, onde estariam instalados o corpo de prova e a célula de carga, de modo que esta coletasse resultados.

4 DESENVOLVIMENTO

Nessa seção será descrito como foi o desenvolvimento do trabalho.

4.1 Fabricação, adequação e obtenção de componentes

A máquina foi idealizada a partir da utilização de máquinas operatrizes e matérias-primas disponíveis no campus da Universidade Federal do Pampa, campus de Alegrete – RS. Com o objetivo de manter o projeto com o menor custo possível, por esses motivos, no primeiro momento, não foi levado em consideração o superdimensionamento dos componentes da máquina.

4.1.1 Preparação dos componentes estruturais disponíveis

Alguns componentes disponíveis, obtidos por meio do reaproveitamento de materiais descartados, necessitaram de uma adequação para sua devida utilização no projeto.

O principal componente que necessitou de diversas adequações ao longo do desenvolvimento do projeto, é a estrutura principal, a qual se trata de uma estrutura feita de uma liga de aço com baixa porcentagem de carbono em sua composição.

No primeiro momento foram realizados furos em seu corpo para a fixação dos mancais por junta parafusada, utilizando a furadeira de coluna. Os furos feitos são de 16mm de diâmetro.

Posteriormente, com a definição de que a tensão seria imposta ao corpo de prova através da fixação da extremidade inferior do sistema com barras chatas, pensou-se na fixação destas à estrutura principal. Esta fixação foi feita por meio de barras chatas semelhantes às utilizadas no interior do sistema, porém localizadas na lateral da estrutura, servindo de calço para as chapas do sistema. A fixação das barras laterais foi feita a partir de parafusos, porcas e arrueais de 16 mm, os quais necessitaram de uma nova furação na lateral do corpo principal, foram realizados conjuntos de furos em três níveis diferentes, possibilitando ajustes, se necessários.

4.1.2 Compra de elementos e componentes reaproveitados.

Elementos de difícil fabricação e de alta solicitação foram comprados utilizando-se de recursos próprios ou da universidade, quando disponíveis. São eles: correia dentada, polias, parafusos, mancais.

4.1.3 Fabricação

A fabricação foi realizada utilizando as máquinas disponíveis na Universidade Federal do Pampa, campus de Alegrete/RS e as máquinas que os alunos têm acesso situadas na Tractebel.

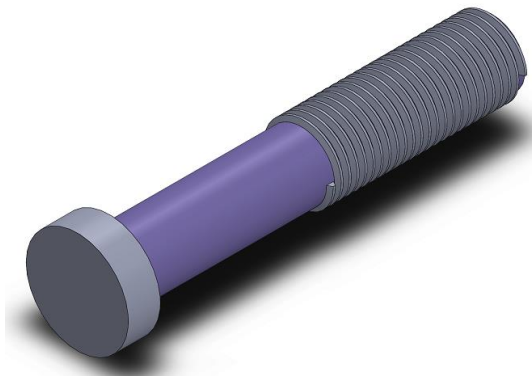
As matérias primas, na sua grande maioria, foram materiais disponíveis no campus.

- Pino

A fabricação do pino foi efetuada após definir a sua dimensão e selecionando o tarugo de aço adequado. Este pino realiza a ligação entre a árvore que sofrerá a solicitação oscilatória e o eixo que realiza a solicitação por meio do excêntrico, portanto, necessita ser bastante resistente.

Após estas definições um tarugo de aço 1045 foi cortado na dimensão adequada e, posteriormente, usinado no torno de forma a obter a forma final, a qual possui rosca em uma extremidade, a qual será fixada com porca e uma seção de diâmetro superior na outra, para assegurar a posição ideal. A Figura 5 demonstra a projeção computacional do pino.

Figura 5 – Projeção computacional do pino



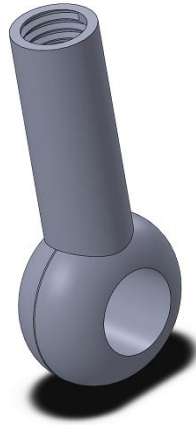
Fonte: Próprio autor.

- Elementos de fixação corpo de prova

Componente que depende das dimensões do corpo de prova, este foi fabricado a partir do momento que o corpo de prova estava definido. Ele foi fabricado com um furo passante em uma de suas extremidades para realizar a conexão com o sistema oscilatório, por meio do pino e na outra extremidade possui uma rosca interna, onde é fixado o corpo de prova. A fixação por rosca foi determinada buscando uma simplificação na fabricação do componente de fixação além de confiabilidade na união do sistema com o corpo de prova. Sua fabricação foi realizada utilizando um tarugo de aço 1045, sendo usinado no torno mecânico e, posteriormente, fresado.

A Figura 6 demonstra a projeção computacional do elemento de fixação do corpo de prova na extremidade superior, enquanto a Figura 7 demonstra na extremidade inferior.

Figura 6 – Projeção computacional do elemento de fixação do corpo de prova



Fonte: Próprio autor.

Figura 7 – Elemento de fixação do corpo de prova na extremidade inferior



Fonte: Próprio autor.

Vale salientar que o elemento de fixação do corpo de prova na extremidade inferior realiza a conexão do corpo de prova com a célula de carga e é responsável também, se caso necessário, isolar a célula de carga, com esse intuito possui rosca interna em uma extremidade e externa na outra.

- Elemento de fixação célula de carga

Partindo do princípio de que o corpo de prova não pode sofrer qualquer tipo de fadiga, ou seja, não pode estar recebendo qualquer tipo de carga flutuante devido a sua fragilidade, por se tratar de um dispositivo de precisão. Foi pensado em uma maneira de efetuar a leitura inicial da carga aplicada no corpo de prova utilizando-o, de forma que possibilitasse sua remoção antes deste ser submetido às cargas flutuantes.

A solução encontrada, para possibilitar a remoção da célula de carga sem afetar a carga no sistema, foi fazer uma fixação em duas partes, possibilitada por um elemento de fixação com rosca em suas duas extremidades, onde em uma é fixado o corpo de prova e na outra duas porcas. No primeiro momento, de leitura inicial, a tensão é exercida pela extremidade, fixada numa chapa fixa, no segundo momento, o de ensaio de fadiga propriamente dito, a porca mais próxima do centro, fixada na chapa não fixa é apertada de modo a manter a tensão e possibilitar a remoção do corpo de prova. A montagem é melhor explicada na seção 4.2.1 e demonstrada na Figura 15.

A Figura 8 demonstra a projeção computacional do elemento de fixação da célula de carga na extremidade inferior, a superior foi demonstrada na Figura 7.

Figura 8 – Elemento de fixação do corpo de prova na extremidade inferior



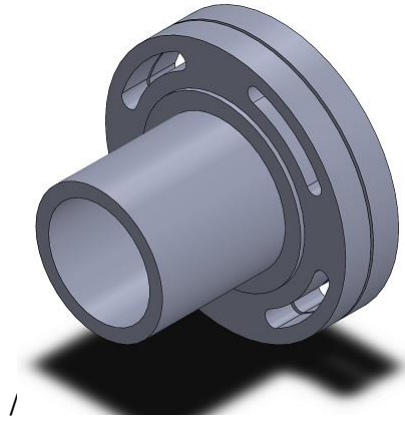
Fonte: Próprio autor.

- Excêntrico

Por ser um elemento de suma importância para o funcionamento da máquina, sua fabricação exigiu uma maior precisão, foi fabricado em duas seções, as quais

montadas, alterando a concentricidade de 0,01 a 0,4 mm de flecha, sendo regulado por um ângulo de giro em relação a outra, proporcionando a regulagem e controle da excentricidade do mecanismo. A Figura 9 demonstra o componente representado computacionalmente.

Figura 9 – Projeção computacional do excêntrico



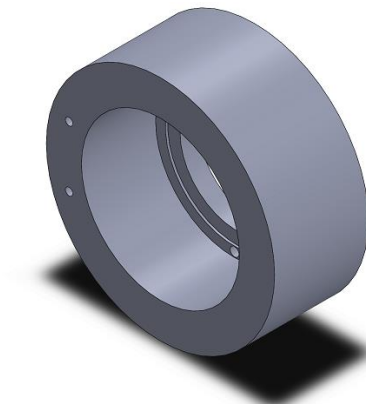
Fonte: Próprio autor.

O componente foi projetado para não se deformar demasiadamente a ponto de prejudicar os resultados, embasando-se em outros semelhantes já idealizados, foi fabricado utilizando um tarugo de aço 1045, sendo usinado no torno mecânico.

- Elemento não girante

Componente resistente constituído de duas partes, a externa fabricada, na qual vai acoplado toda a árvore com o corpo de provas e a célula de carga e a outra constituída por um rolamento, o qual mantém a peça sem girar junto ao eixo e realiza o acoplamento com o excêntrico. A Figura 10 demonstra a parte fabricada representado computacionalmente.

Figura 10 – Projeção computacional do componente não girante



Fonte: Próprio autor.

Fabricado utilizando-se um tarugo de aço 1045 e o torno CNC para dar a forma final à parte fabricada.

Foi utilizado um rolamento de cilindros com 140 mm de diâmetro, demonstrado computacionalmente na Figura 11.

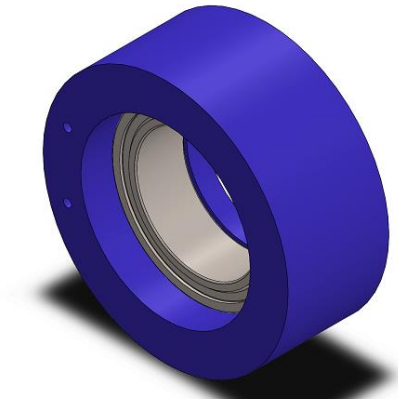
Figura 11 – Projeção computacional do rolamento.



Fonte: Próprio autor.

Ao acoplar o rolamento comprado comercialmente no interior do componente fabricado, resulta na montagem do componente final, demonstrado computacionalmente na Figura 12.

Figura 12 – Projeção computacional do elemento não girante montado



Fonte: Próprio autor.

- Eixo

Por ser o componente que transmite a força motriz, o qual não deve apresentar deformação alguma durante o ensaio para não ocasionar uma invalidade dos resultados, projetou-se o eixo com um diâmetro de 55 mm na seção maior e 45 mm na seção menor, onde será conectada a polia de maior diâmetro. O eixo foi confeccionado com aço 1045, o qual proporciona alta resistência aos esforços de torção que este será submetido em serviço. Obteve-se sua forma utilizando o torno mecânico. A Figura 13 demonstra sua projeção computacional.

Figura 13 – Projeção computacional do eixo



Fonte: Próprio autor.

4.2 Processo de montagem

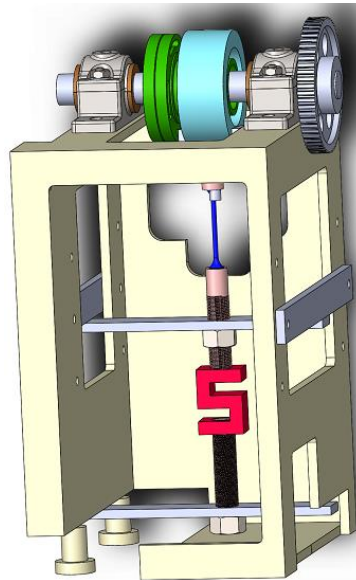
O início do processo de montagem se deu a partir da estrutura principal, o “corpo” da máquina. Na estrutura já adequada, com a respectiva furação, foram

instalados, num primeiro momento os mancais. Neles, posteriormente, foram instalados os elementos responsáveis pelo movimento oscilatório, responsável pela função da máquina, o eixo excêntrico e o elemento, que aqui chamamos, de não girante, para então o eixo ser instalado nos mancais.

Devido aos mancais serem de rolamentos foi realizada sua devida lubrificação e apertos para fixação dos rolamentos nos eixos.

No elemento não girante é instalada a árvore do corpo de prova e dos instrumentos de medição e ajuste de carga, responsável pela geração e leitura de resultados. O conjunto inteiro é fixado em seção por barras horizontais, que proporcionam a carga de ensaio por meio do aperto de porcas concêntricas à árvore. A Figura 14 demonstra a projeção final da máquina sem a instalação do motor.

Figura 14 – Projeção computacional da montagem final da máquina

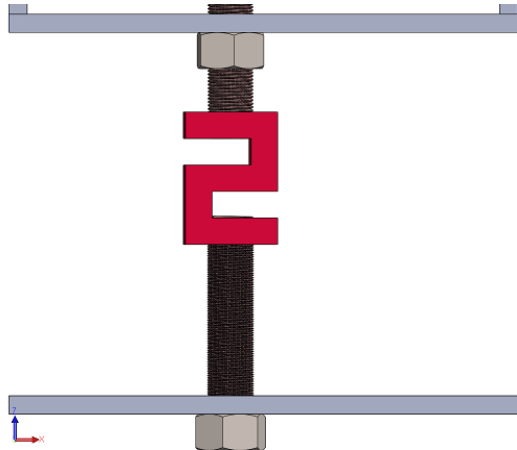


Fonte: Próprio autor.

4.2.1 Instalação da célula de carga

A célula de carga foi instalada na árvore onde está localizado o corpo de prova, a qual vai sofrer a tensão flutuante, sendo fixada entre duas chapas horizontais, com o eixo da árvore passando no seu ponto médio, o qual possui rosca e porca para efetuar seu isolamento do sistema de forma efetiva. Para melhor visualização a Figura 15 demonstra a montagem da célula de carga, a qual é representada pelo componente em forma de “S”.

Figura 15 – Instalação célula de carga



Fonte: Próprio autor.

Essa forma de montagem é utilizada caso a célula de carga possua alta sensibilidade à fadiga ou que não apresente um coeficiente de segurança que assegure sua integridade em relação à carga cíclica aplicada no ensaio.

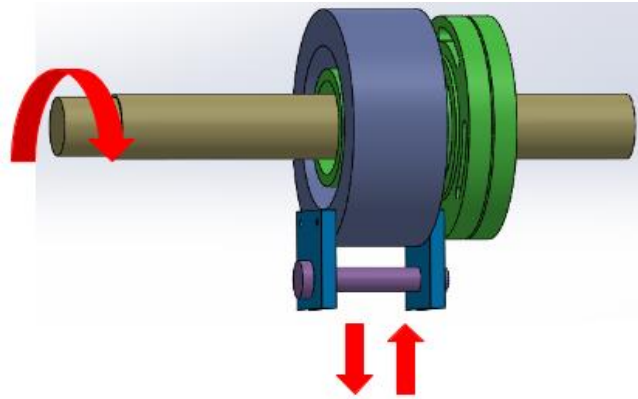
Para leitura dos resultados é utilizada um Data-Logger Spider 8 ligado a um notebook para realizar a conversão do sinal analógico para o digital e apresentar a tensão que o corpo de prova está sendo submetido.

4.2.2 Conjunto responsável pelo movimento oscilante

O movimento oscilante responsável por fadigar foi obtido utilizando-se de um mecanismo excêntrico, este definido na seção 2.3.4. Para a devida transmissão do movimento para a árvore, o excêntrico foi instalado sobre o eixo, o qual proporciona a força motriz de rotação ao sistema. Possuindo uma de suas seções instaladas concêntrica ao eixo, ao variar o ângulo da outra seção em relação a esta, obtém-se a flecha desejada para o ensaio.

Esta flecha deve ser transmitida para a árvore em num movimento axial, para isso foi instalado um elemento com um rolamento em seu interior que evita sua rotação junto ao eixo, neste por sua vez foi acoplado duas placas paralelas passantes por um pino, onde será ligada a árvore com o corpo de prova e a célula de carga. A montagem e funcionamento do sistema é demonstrado na Figura 16.

Figura 16 – Montagem dos componentes responsáveis pelo movimento oscilante



Fonte: Próprio autor.

4.3 Processo de instrumentação

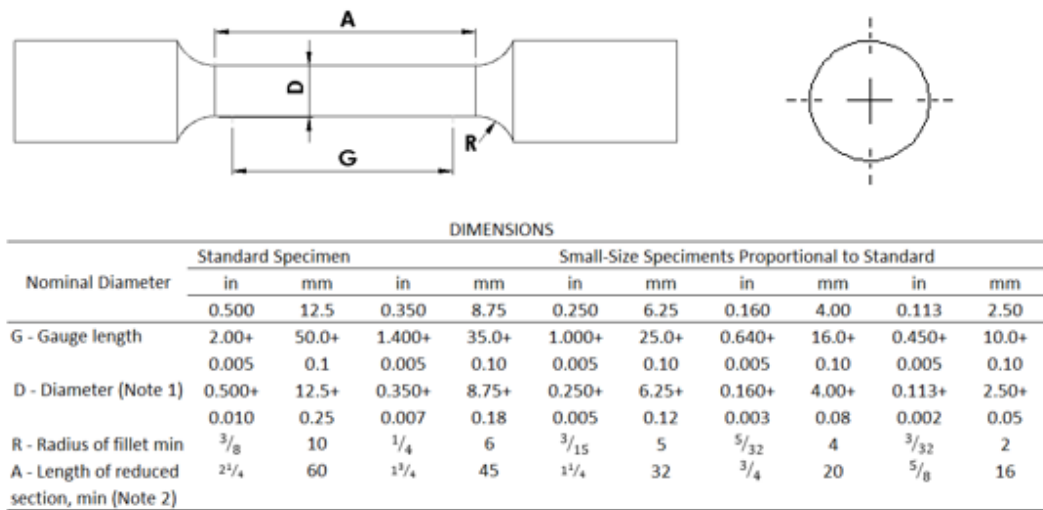
O processo de instrumentação necessitou inicialmente da fabricação e dimensionamento dos corpos de prova.

Com a máquina totalmente concretizada e os corpos de prova posicionados e fixados é possível realizar o planejamento para coleta de resultados utilizando uma célula de carga.

4.3.1 Processo de dimensionamento do corpo de prova

Antes da fabricação do corpo de prova, foi definido que seu dimensionamento seguirá a norma ASTM A 370 – 08a, que define as medidas de corpos de prova *small-size*. A Figura 17 demonstra as dimensões para os corpos de prova segundo essa norma.

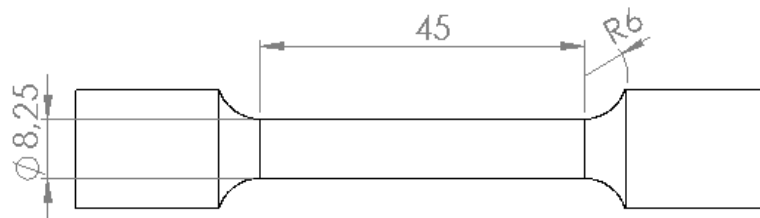
Figura 17 – Dimensões segundo a norma ASTM A370



Fonte: Adaptado de BRINGAS (2016).

Define-se corpos de provas de duas diferentes dimensões, o primeiro segue a norma para o corpo de prova de 8,25 mm de diâmetro segundo a norma ASTM A370, demonstrado na Figura 18.

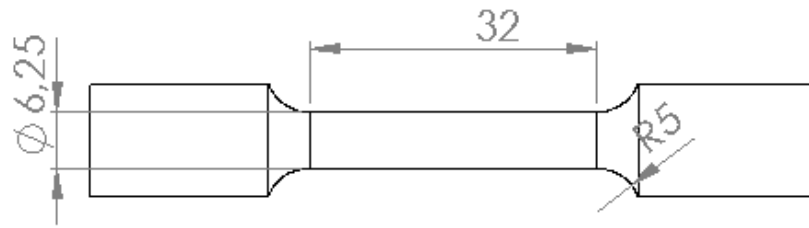
Figura 18 – Dimensões para o corpo de prova de 8,25 mm de diâmetro



Fonte: Próprio autor.

O segundo corpo de prova segue a dimensão de 6,25 mm de diâmetro segundo a norma ASTM A370, demonstrado na Figura 19.

Figura 19 – Dimensões para o corpo de prova de 6,25 mm de diâmetro



Fonte: Próprio autor.

O corpo de prova foi fabricado para ser fixado por meio de rosca externa nas extremidades de maior diâmetro.

4.4 Simulação dos componentes em software computacional

A partir da definição do material do corpo de prova que serve de parâmetro para determinar os limites de funcionamento da máquina, foram realizadas simulações para verificar as tensões que cada componente deverá suportar e seus respectivos coeficientes de segurança. Os componentes estruturais e mancais por serem elementos estruturais que possuem elevado dimensionamento e sofrem apenas compressão não foram inseridos nesse estudo.

Foi calculado o limite de fadiga teórico do inconel 718, o qual possui uma elevada resistência mecânica, para descobrir a carga a qual a máquina deveria ser submetida para ensaiar este material, para isso utilizou-se a equação 2, levando em consideração que S_e' para carga puramente axial e para vida de 10^3 ciclos é equivalente a $0,75 S_{ut}$ do material, considerando os coeficientes k em condições ideais, encontrou-se a seguinte equação:

$$S_e = 0,6375 S_{ut} \quad (21)$$

Ou seja, considerando que a tensão máxima mecânica que o material suporta é de 1400 Mpa, os componentes deverão suportar uma carga de aproximadamente 11,2 KN para o corpo de prova de 4 mm de diâmetro, 27,4 KN para o corpo de prova de 6,25 mm de diâmetro, 47,7 KN para o corpo de prova de 8,25 mm.

4.5 Sistema de transmissão e motor

A máquina necessita de torque e baixa rotação para seu funcionamento, para isso foi utilizada uma relação de redução entre um conjunto correia dentada e polia, a polia dentada acoplada ao motor possui 14 dentes e a polia dentada de entrada de força da máquina possui 60 dentes, resultando em uma relação de redução de 4,3:1.

Optou-se por polias dentadas para evitar o deslizamento, o qual ocasionaria a inviabilidade dos resultados por não possui precisão quanto ao número de ciclos de esforços ao qual o corpo de prova foi submetido. A polia de maior diâmetro foi fabricada, enquanto a de menor foi adquirida de terceiros.

Nos primeiros testes quanto ao funcionamento foi utilizado um motor de portão residencial com 0,25 CV de potência acoplado a uma redução de 10:1, com a relação de polias 4:1, não utilizando a polia correta, com isso constatou-se uma rotação de 17 rpm na saída, muito inferior a idealizada de 60 rpm.

Esse problema foi solucionado substituindo o motor de portão residencial bifásico por um trifásico de 2 cv e 1400 rpm, o qual estava disponível no campus, retirado da sucata de uma bomba instalada em um equipamento médico-hospitalar. O qual funcionando em conjunto com um inversor de frequência para controlar sua rotação, e substituindo a polia menor pela ideal de 14 dentes, obteve-se a rotação de aproximadamente 60 rpm, ou seja, de 1 Hz.

4.6 Sistema de proteção

Como a máquina terá componentes móveis, segundo a NR-12, isso ocasiona perigo aos operadores e a quem estiver próximo, para solucionar o problema foi necessário o desenvolvimento de um sistema de proteção para estas partes móveis.

O sistema foi fabricado com uma fita metálica de aproximadamente 50 mm de largura, sendo primeiramente mensurado o perímetro que esta deveria possuir para envolver ambas as polias sem interferir em suas funções. Posteriormente ao dimensionamento do perímetro, este foi encoberto por uma tela, a qual evita o contato externo.

4.7 Acabamento

Para receber a pintura os componentes foram preparados previamente sendo lixados e limpos, posteriormente foi aplicada a pintura em primer vermelho, servindo de base e eliminando as imperfeições, e posteriormente a pintura em verde martelado, a qual não necessita de acabamento e é comumente usada em equipamentos industriais.

4.8 Teste para verificação do funcionamento

Com a finalidade de verificar o funcionamento da máquina foi realizado um teste, no qual o equipamento foi ajustado para a menor flecha possível com o auxílio de um relógio comparador e aplicando uma baixa carga.

Para a realização do teste foi utilizado um painel contendo um inversor de frequência, o qual tinha como função ligar o motor e controlar sua rotação e potência. O painel é demonstrado na Figura 20.

Figura 20 – Painel contendo o inversor de frequência



Fonte: Próprio autor.

A coleta de dados foi realizada utilizando uma célula de carga para até 500 kg ligada a um Data-logger Spider 8 fabricado pela HMB e este ligado ao computador, onde os dados foram trabalhados com o auxílio do software catmanEasy.

No primeiro momento foi realizada a calibração da célula de carga, utilizando dois pesos de 10 kg cada e ajustando a leitura do software. O processo de calibração é demonstrado na Figura 21.

Figura 21 – Calibração célula de carga.



Fonte: Próprio autor.

Após os equipamentos devidamente instalados e calibrados, a carga mínima foi ajustada para 50 kg e realizada a ciclagem da carga de forma controlada, para verificar a leitura de carga a cada ângulo.

4.9 Concepção da máquina de ensaios de fadiga para cargas axiais

Como descrito na seção 4.1, o processo de concepção da máquina de ensaios começou pela obtenção de seus componentes, nessa seção serão demonstrados os resultados desse processo em ordem cronológica.

A obtenção começou pela fabricação dos principais componentes, a qual foi descrita com mais detalhes na seção 4.1.3. Entre esses componentes estão: a polia de maior diâmetro, o elemento não girante, o excêntrico e o eixo. A Figura 22 demonstra alguns deles já concebidos.

Figura 22 – Polia e elemento não girante

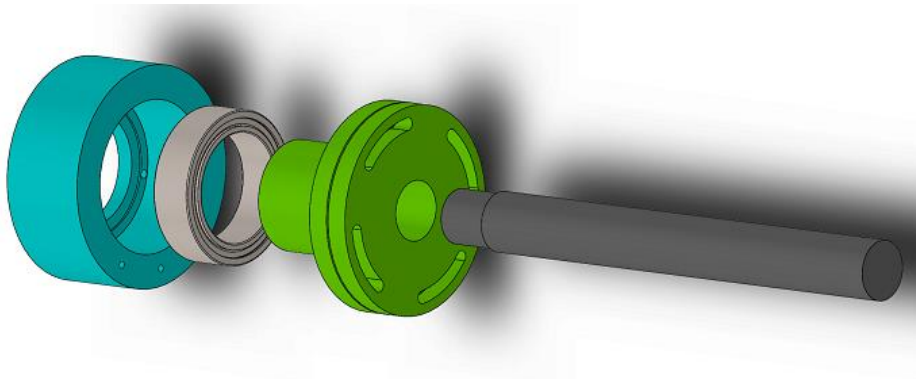


Fonte: Próprio autor.

Posteriormente a fabricação destes componentes, foi realizada a aquisição por meio financeiro de componentes que compõe o sistema do eixo, como o mancal e o rolamento.

A montagem do eixo foi realizada da maneira demonstrada na vista explodida contida na Figura 23.

Figura 23 – Vista explodida da montagem do eixo



Fonte: Próprio autor.

Componentes estruturais também necessitaram ser fabricados, como é o caso das barras laterais, o processo é demonstrado em detalhes nas figuras 24 e 25. A Figura 24 demonstra o processo de corte da barra.

Figura 24 – Corte da barra retangular



Fonte: Próprio autor.

Figura 25 demonstra o processo de furação, realizado na furadeira de bancada, os furos são para fixação do componente à estrutura principal.

Figura 25 – Processo de furação da barra lateral



Fonte: Próprio autor.

O componente finalizado é demonstrado na Figura 26.

Figura 26 – Barra lateral finalizada



Fonte: Próprio autor.

Para fixação de alguns componentes houve a necessidade de adequar parafusos, ou fabricá-los. Para a fabricação de alguns parafusos foram soldadas porcas em tarugos com rosca, o resultado é demonstrado na Figura 27.

Figura 27 – Parafusos fabricados



Fonte: Próprio autor.

Para a montagem dos componentes houve a necessidade da adequação da estrutura, como já descrito na seção 4.1.1, a qual se deu por meio da furação da estrutura nos locais adequados para a instalação dos demais elementos que compõe a máquina. O processo de furação é demonstrado nas Figuras 28 e 29.

Figura 28 – Furação com furadeira manual



Fonte: Próprio autor.

Figura 29 – Furação com furadeira de bancada



Fonte: Próprio autor.

Com a furação executada foi possível realizar a instalação dos mancais, demonstrado na Figura 30.

Figura 30 – Mancais Instalados



Fonte: Próprio autor.

Após fixados na estrutura os mancais de rolamento foram montados com seus componentes internos, fixando o conjunto do eixo e devidamente lubrificado com graxa para máquinas. O conjunto montado é demonstrado na Figura 31.

Figura 31 – Conjunto de eixo e mancais instalados na estrutura



Fonte: Próprio autor.

Posteriormente foram parafusadas com parafusos de M16 as barras laterais, como demonstrado na Figura 32.

Figura 32 – Instalação das barras laterais



Fonte: Próprio autor.

Com a parte estrutural completada, foi realizada a adequação e fabricação dos componentes da árvore, onde estão fixados o corpo de prova e a célula de carga.

Foi, primeiramente, fabricado o elemento de fixação do corpo de prova na extremidade superior e o pino, ambos descritos na seção 4.1.3, que realizam a conexão da árvore com o sistema do eixo e o pino. A Figura 33 demonstra os componentes fabricados e montados na estrutura.

Figura 33 – Pino e elemento de fixação do corpo de prova instalados



Fonte: Próprio autor.

Para garantir que a tensão flutuante seria totalmente aplicada na célula de carga evitando a flambagem das barras responsáveis por manter a carga, as barras foram reforçadas, soldando uma à outra, como demonstrado na Figura 34.

Figura 34 – Soldagem das barras



Fonte: Próprio autor.

Para um melhor acabamento superficial da solta, esta foi esmerilhada. O componente maciço resultante é mostrado na Figura 35.

Figura 35 – Barra reforçada acabada



Fonte: Próprio autor.

Visando avaliar o funcionamento do conjunto de forma prévia, foi realizado a averiguação da flecha causada pelo excêntrico utilizando um relógio comparador, como demonstrado na Figura 36.

Figura 36 – Averiguação da flecha com relógio comparador



Fonte: Próprio autor.

Foi constatado que o equipamento estava para a configuração máxima de 0,4 mm de flecha. Este teste foi realizado com motor bifásico e redução de portão residencial, que ao transmitir a potência pelo sistema de polias até o eixo, resultou em uma rotação de 17 rpm. Com isso constatou-se que seria necessário um outro motor e um sistema para obter a rotação desejada.

Um motor trifásico foi obtido de uma sucata de um equipamento adquirido pela UNIPAMPA. Para a instalação do motor utilizou-se uma barra de aço com um furo passante, fixada por meio de um parafuso à estrutura da máquina. O motor, por não possuir base, necessitou de um componente onde parafusa-lo e este, por sua vez, foi soldado à barra de aço. A instalação do motor ficou como demonstrado na Figura 37.

Figura 37 – Instalação do motor à estrutura da máquina



Fonte: Próprio autor.

Pelo motor possuir uma rotação de saída nominal de 1400 rpm e a redução de 4,3:1, e tendo como rotação ideal para o ensaio a rotação de 60 rpm, foi necessário ligar o motor a um inversor de frequência, o qual controla sua rotação.

Para se obter a rotação exata de 60 rpm, ou seja, 1 Hz, é necessário regular a rotação de saída do motor no inversor de frequência para 258 rpm.

A partir do momento que as questões operacionais da máquina estavam resolvidas, foi dado início a fabricação da base, a qual proporciona uma melhor ergonomia para o operador. A base foi fabricada cortando e soldando cantoneiras e tubos de aço.

Para conservação da máquina e seus componentes, estes receberam um acabamento, o qual, como descrito na seção 3.8, se iniciou como a limpeza e lixamento das superfícies, posteriormente foi aplicado o fundo convertedor de ferrugem e o deixou agindo por 24 horas.

Passadas essas horas foi iniciada a pintura da base de primer vermelho, os resultados parciais do processo são demonstrados na Figura 38.

Figura 38 – Componentes recebendo a base de primer vermelho



Fonte: Próprio autor.

Após aguardar o período de secagem da base, foi iniciado a pintura de acabamento em verde martelado, na Figura 39 é possível visualizar os componentes após a primeira demão da tinta.

Figura 39 – Estrutura e base após a primeira demão de tinta de acabamento



Fonte: Próprio autor.

Depois da secagem da primeira demão, foi realizada a segunda demão em verde martelado e a pintura dos demais componentes, alguns com a mesma tinta da estrutura e outros que receberam apenas a base visando sua proteção contra a oxidação. Enquanto acontecia a secagem da tinta, foi dado início ao processo de fabricação, fixação e acabamento da proteção para as partes móveis segundo a NR-12. A Figura 40 demonstra o início desse processo.

Figura 40 – Segunda demão e pintura dos demais componentes

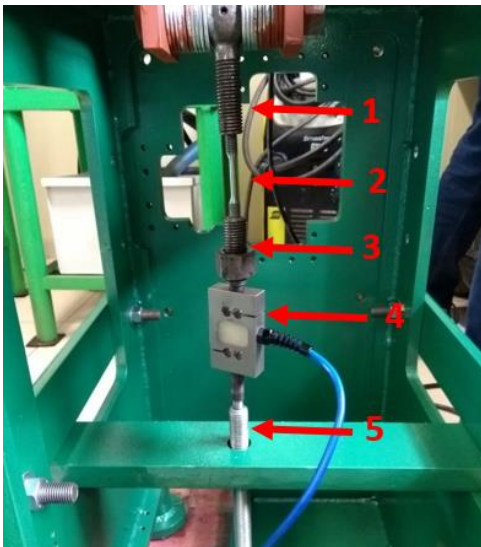


Fonte: Próprio autor.

Posteriormente a definição do método de fixação à estrutura e adequação da proteção, esta recebeu a pintura em amarelo, seguindo a norma NR-12.

Logo após a conclusão do processo de acabamento e adequação quanto a norma NR-12 foi realizada a montagem final da máquina, o qual se iniciou pela montagem da proteção de segurança seguido da instalação da árvore com seus componentes. A árvore é demonstrada na Figura 41.

Figura 41 – Montagem da árvore



Fonte: Próprio autor.

Onde:

- 1) Elemento superior de fixação do corpo de prova com pino passante.
- 2) Corpo de prova.
- 3) Elemento de fixação do corpo de prova e da célula de carga.
- 4) Célula de carga de 500 kg.
- 5) Elemento de fixação da célula de carga e responsável pela regulagem da carga através da utilização de porca e chapa

O produto final da montagem é demonstrado na Figura 42.

Figura 42 – Montagem final da máquina



Fonte: Próprio autor.

5 RESULTADOS

Nessa seção serão apresentados os resultados obtidos.

5.1 Testes realizados

Com o objetivo de constatar o bom funcionamento da máquina foi realizado um ensaio controlado, onde utilizou-se uma célula de carga de 500 kg para a leitura das cargas no ensaio, mostrada na Figura 43.

Figura 43 – Célula carga utilizada no teste



Fonte: Próprio autor.

Vale salientar que caso a célula de carga a célula fosse substituída por um de alta resistência mecânica, sendo indicada para usos de até acima de 3000 kg, esta resistiria com tranquilidade a tensão flutuante do ensaio, não sendo necessário seu isolamento como demonstrado na Figura 15.

Porém por se tratar de um teste apenas para averiguar a funcionalidade do equipamento em que a célula de carga não entraria em fadiga devido ao curto período de aplicação de carga e a baixa carga, não foi realizado o isolamento mesmo utilizando uma célula de carga para até 500 kg.

Para a coleta de resultados foi instalado à célula de carga um Data-Logger Spider 8 que informa a carga a qual o corpo de prova está sendo submetido e com intuito de controlar a rotação e potência do motor foi utilizado um painel com inversor de frequência. A Figura 44 demonstra a máquina com os componentes de controle e coleta de dados instalados.

Figura 44 – Máquina com controlador e Data-logger instalados



Fonte: Próprio autor.

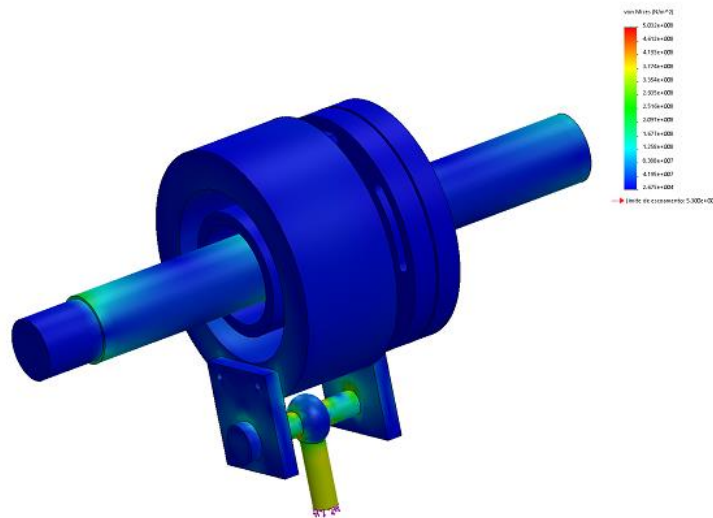
Com isso, foi constatado que para a devida utilização da máquina é necessário regular a tensão de aplicação no pico da flecha do movimento oscilatório, de modo que essa seja a máxima tensão de ensaio, como a máquina é dimensionada apenas para tração, não haverá tensões negativas, ou seja, que resultem em compressão, portanto, a tensão média sempre será positiva nos ensaios.

5.2 Resultados das simulações em SolidWorks

A utilização das tensões máximas as quais a máquina seria submetida em serviço gerou resultados que analisam a integridade da máquina.

No primeiro momento foi realizado a simulação com os elementos de maior solicitação, utilizando a carga de ensaio corrigida para um corpo de prova 8,25 mm de diâmetro, confeccionado de inconel 718, no montante de 47709.62503 N, a simulação é demonstrada na Figura 44.

Figura 45 – Simulação de esforços estáticos nos componentes do eixo



Fonte: próprio autor.

Nessa simulação inicial ao verificar os coeficientes de segurança, os quais estão listados na Tabela 1, foi possível definir os componentes que apresentam menor resistência mecânica.

Tabela 1 – Coeficientes de segurança dos componentes de maior solicitação utilizando carga de ensaio para corpo de prova de 8,25 mm de diâmetro

Componente	Coefficiente de segurança
Eixo	2,2
Excêntrico	2,8
Elemento não girante	4,7
Placas fixas no elemento não girante	1,1
Pino	1,1
Elemento de fixação do corpo de prova	1

Fonte: Próprio autor.

Como a simulação foi estática, um coeficiente de segurança próximo a 1, indica que o material pode estar sofrendo mais com fadiga que o corpo de prova. O que pode acarretar em danos aos componentes da máquina e interferir nos resultados.

Procurando viabilizar o estudo deste material, foram utilizadas cargas de ensaio para corpos de prova de 6,25 mm e 4 mm de diâmetro, especificados pela norma ASTM A 370 – 08a.

Para o corpo de prova de 6,25 mm de diâmetro foi utilizada a carga de 27381,56 N, os resultados para os coeficientes de segurança dos componentes nesta simulação estão listados na Tabela 2.

Tabela 2 – Coeficientes de segurança dos componentes de maior solicitação utilizando carga de ensaio para corpo de prova de 6,25 mm de diâmetro

Componente	Coeficiente de segurança
Eixo	3,9
Excêntrico	4,9
Elemento não girante	8,2
Placas fixas no elemento não girante	2
Pino	1,8
Elemento de fixação do corpo de prova	1,7

Fonte: Próprio autor.

Ao verificar os resultados da simulação com o corpo de prova de 6,25 mm de diâmetro, levando em consideração o limite de fadiga do material calculado na Equação 21, pode-se realizar a seguinte análise:

Sabendo que na simulação estática a Equação 15 se torna:

$$n = \frac{\textit{tensão aplicada}}{S_{ut}} \quad (22)$$

Lembrando que o material ao longo do ensaio também será solicitado em fadiga junto ao corpo de prova, pode-se considerar que:

$$n = \frac{\textit{tensão aplicada}}{S_e} \quad (23)$$

Com isso obtém-se a seguinte equação:

$$n = \frac{\textit{tensão aplicada}}{0,6375 S_{ut}} \quad (24)$$

Portanto:

$$0,6375 \cdot n = \frac{\textit{tensão aplicada}}{S_{ut}} \quad (25)$$

Nesse caso, os coeficientes de segurança devem ser considerados com 63,75% de seu valor, tornando assim alguns valores constados na Tabela 7 equivalentes a 1, como descrito a seguir:

Utilizando-se do coeficiente de segurança do “elemento de fixação do corpo de prova”, obtém-se um coeficiente de segurança em fadiga de 1,08375, o que indica que o material pode estar sofrendo com fadiga tanto quanto o corpo de prova, comprometendo a integridade do componente.

Para o corpo de prova de 4 mm de diâmetro foi utilizada a carga de 11215,49 N, os resultados para os coeficientes de segurança dos componentes nesta simulação estão listado na Tabela 3.

Tabela 3 – Coeficientes de segurança dos componentes de maior solicitação utilizando carga de ensaio para corpo de prova de 4 mm de diâmetro

Componente	Coeficiente de segurança
Eixo	9,6
Excêntrico	12
Elemento não girante	20
Placas fixas no elemento não girante	4,8
Pino	4,5
Elemento de fixação do corpo de prova	4,3

Fonte: Próprio autor.

Ao analisar os coeficientes de segurança obtidos na Tabela 8 quanto às cargas alternadas e a exposição à fadiga, estes ainda mantém-se acima de 2,5, com isso é possível constatar a viabilidade do ensaio de um corpo de prova de 4 mm de diâmetro de inconel 718, um material com elevada resistência a tração. Os coeficientes elevados proporcionam a certeza de robustez dos componentes nesse tipo de solicitação.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Diante do resultado final obtido na montagem e instrumentação da máquina, pode-se considerar o objetivo de montagem e instrumentação da máquina concluído, pois o resultado foi uma máquina totalmente funcional e robusta, preparada para ser submetidas a ensaios de fadiga para materiais de alta e baixa resistência mecânica seguindo a normativa de corpos de prova small-size regida pela norma ASTM A 370 – 08a.

Devido aos resultados nas simulações, onde a tensão última do material inconel 718 foi utilizada como parâmetro, verificou-se uma maior segurança quanto a integridade da máquina utilizando o corpo de prova de 4 mm de diâmetro, no qual se obteve um coeficiente de segurança mínimo de 4,3. Pode-se concluir com isso que ao utilizar o corpo de prova de 4 mm de diâmetro para ensaios de materiais de até 1400 MPa de resistência mecânica, a máquina de ensaio de fadiga para cargas axiais não sofrerá deformidades ou danos a seus componentes.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões para trabalhos futuros:

- a) Melhorias mecânicas na máquina, por se tratar de uma máquina idealizada principalmente com materiais disponíveis e com poucos recursos alguns componentes podem interferir em bons resultados a longo prazo, como é o caso do motor, que por ser de 4 pólos lhe falta potência para trabalhar a rotações mais baixas;
- b) Estudos sobre ensaio de fadiga de cargas axiais em diversos materiais;
- c) Desenvolvimento de uma cuba, utilizada para realizar ensaios em meios corrosivos ou salinos;
- d) Desenvolvimento de um software de apoio em conjunto com um painel de controle.

REFERÊNCIAS

ÂNGELO, H.; CARROLO, J.; BEIRA, R. **Introdução ao SolidWorks**. Instituto superior técnico, 2002.

BAGNOLI, D. I. et al. **ASM Handbook, Fractography, Metals Park, 9ªed.** Ohio: ASM International, vol. 12, 1987.

BARBOSA, A. et al. **Confiabilidade e validade de um dispositivo de célula de carga para avaliação da força de preensão palmar**, Reliability and validity of a load cell device for hand grip strength assessment, 2017.

BEER, F. P.; JHONSTON JR, E. R. **Resistência dos materiais, 3ª Ed.** São Paulo: McGraw-Hill do Brasil Ltda, 2007.

BRINGAS, J. E. **Standart test Methods and definitions for Mechanical testing of steel Products**, Handbook of Comparative World Steel Standards: 5th Edition, ASTM INTERNATIONAL DS67D, 2016, Designation: A 370- 08a

BUDINAS, R. G.; NISBETT, T. K. **Elementos de máquinas de shigley: Projeto de engenharia mecânica.** Porto Alegre: AMGH Editora LTDA, 2011.

CIMM. **Furadeiras.** 200-?. Disponível em: https://www.cimm.com.br/portal/material_didatico/5312-furadeiras#.WhNSkkqnHIU. Acesso em 10 de novembro de 2017.

DINIZ, A. E.; MARCONDES, F. C.; COPPINI, N. L. **Tecnologia da usinagem de materiais.** 7ª ed. São Paulo: Artliber Editora, 2010.

EPI-TUIUTI. **Para que serve uma esmerilhadeira.** 2014. Disponível em: <http://www.epi-tuiuti.com.br/blog/para-que-serve-uma-esmerilhadeira/>. Acesso em 15 de novembro de 2017.

FREIRE, J.M. **Torno Mecânico - Fundamentos e Tecnologia mecânica.** Rio de Janeiro, Brasil: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1984.

GUIMARÃES, V. A.; HEIN, L.R.O.; ZANGRANDI FILHO, J. **Sistema de Baixo Custo para Nucleação de Pré-Trincas por Fadiga em Corpos de Prova de Tenacidade à**

Fratura. Guaratinguetá, São Paulo: Departamento de Materiais e Tecnologia, FEG, UNESP, 2001.

JORGE, F. L.; ANDOLPHO, G. S.; DIAS, R. R. H.; ROSA, V. P.; ANDRADE, D. C. **Motores elétricos: Como funcionam e sugestões de possíveis modificações para melhora de rendimento.** Curitiba: Escola Politécnica, PUC-PR, 2012.

JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M. **Projeto de componentes de máquinas, 4ª Ed.** Rio de Janeiro: LTC, 2008.

MACHADO, A. R.; ABRÃO, A. M.; COELHO, R. T.; SILVA, M. B. **Teoria da usinagem dos materiais.** São Paulo: Editora Blucher, 2009.

MUNDO DA ELETRÔNICA. <https://www.mundodaeletrica.com.br/como-funciona-o-inversor-de-frequencia/>, acessado em: 18 de novembro de 2017 as 00:45.

NIEMANN, Gustav. **Elementos de Máquinas, vol. 1.** São Paulo; EDITORA EDGARD BLUCHER LTDA, 2009.

NIEMANN, Gustav. **Elementos de Máquinas, vol. 2.** São Paulo; EDITORA EDGARD BLUCHER LTDA, 2009.

NIEMANN, Gustav. **Elementos de Máquinas, vol. 3.** São Paulo; EDITORA EDGARD BLUCHER LTDA, 2009.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada. 4ª Ed.** Porto Alegre; BOOKMAN EDITORA LTDA, 2013.

RUCKERT, C.O.F.T. **Ensaio mecânicos dos materiais – Tração,** Universidade de São Paulo - Escola de Engenharia de São Carlos Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística, 2017.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS R. G. **Projeto de engenharia mecânica, 7ª Ed.** Porto Alegre: ARTMED EDITORA S. A., 2008.

SILVA, Edson Luiz; **Dinâmica de rotores: Modelo matemático de mancais hidrodinâmicos.** Curitiba, 2004.

SILVA, Ivo Ferreira; **Apostila: Introdução ao SolidWorks.** Bahia: Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Bahia, IFBA, 2009.

APÊNDICE A

Fatores que alteram o limite de endurance

- Fator de superfície k_a

O fator de superfície depende da qualidade do acabamento superficial da peça e da resistência à tração do material que compõe a peça (BUDINAS; NISBETT, 2011).

As expressões quantitativas para acabamentos comuns de peças componentes de máquinas são encontradas por meio das coordenadas dos pontos de dados que foram recapturadas de um gráfico de limite de endurance versus resistência última à tração, dados coletados por Lipson e Noll e reproduzidos por Hoger ²(BUDINAS; NISBETT, 2011).

Os dados podem ser representados pela seguinte expressão:

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Onde S_{ut} é a resistência a tração mínima e a e b são encontrados na Tabela 1 .

Tabela 1 - Extraído de C.J. Noll; C. Lipson. "Allowable Working Stresses", in Society for Experimental Stress Analysis, vol. 3, n. 2, 1946, p. 29. Reproduzido por O. J. Horger, (ed). Metals Engineering Design ASME Handbook. Nova York: McGraw-Hill. Copyright © 1953 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Reimpresso com autorização.

Acabamento superficial	Fator a S_{ut} MPa	Expoente b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Fonte: Budinas; Nisbett (2011, p. 306).

² C.J. Noll; C. Lipson. "Allowable Working Stresses", in *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3, n. 2, 1946, p. 29. Reproduzido por O. J. Horger, (ed). *Metals Engineering Design ASME Handbook*. Nova York: McGraw-Hill, 1953, p. 102.

- Fator de tamanho k_b

Segundo estudos realizados por Mischke³, onde o fator de tamanho foi avaliado usando 133 conjuntos de pontos de dados. Os resultados para flexão e torção podem ser expressos da seguinte forma:

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} = 1,24d^{-0,107}$$

Para carregamento axial, por sua vez, não há efeito do tamanho, assim k_b se mantém igual a 1.

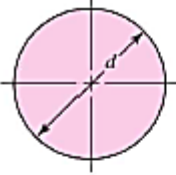
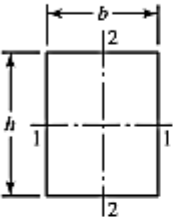
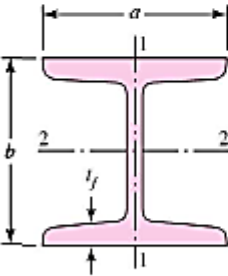
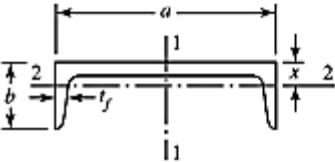
Um dos problemas encontrados nessa equação é quando a seção redonda em flexão não está rodando, ou quando é utilizada uma seção transversal não circular. Nesses casos é utilizado uma dimensão efetiva (d_e), a qual é obtida igualando-se o volume do material tensionado a, estando acima de 95% da tensão máxima ao mesmo volume no espécime de viga rotativa (Kuguel⁴, 1961).

A tabela 2 apresenta os valores para formas estruturais comuns, sob flexão não rotativa.

³ Charles R. Mischke. "Prediction of Stochastic Endurance Strength", in Trans. of ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, vol 109, n. 1, jan. 1987, Tabela 3.

⁴ Ver R. Kuguel. "A Relation between Theoretical Stress Concentration Factor and Fatigue Notch Factor Deduced from the Concept Of Highly Stressed Volume", Proc. ASTM, vol. 61, 1961, p. 732-748.

Tabela 2 - Áreas de formas não rotativas comuns

	$A_{0,95\sigma} = 0,01046d^2$ $d_e = 0,370d$
	$A_{0,95\sigma} = 0,05hb$ $d_e = 0,808 \sqrt{hb}$
	$A_{0,95\sigma} = \begin{cases} 0,10at_f & \text{eixo 1-1} \\ 0,05ba & t_f > 0,025a \quad \text{eixo 2-2} \end{cases}$
	$A_{0,95\sigma} = \begin{cases} 0,05ab & \text{eixo 1-1} \\ 0,052x\alpha + 0,1t_f(b-x) & \text{eixo 2-2} \end{cases}$

Fonte: Budinas; Nisbett (2011, p. 308).

- Fator de carregamento k_c

Ensaio de fadiga realizados com flexão rotativa, carregamento axial (Push Pull) e carregamento torcional, seus limites de endurance diferem com relação a S_{ut} (BUDINAS; NISBETT, 2011).

Os valores médios do fator de carregamento, segundo Budinas e Nisbett (2011), são especificados da seguinte forma:

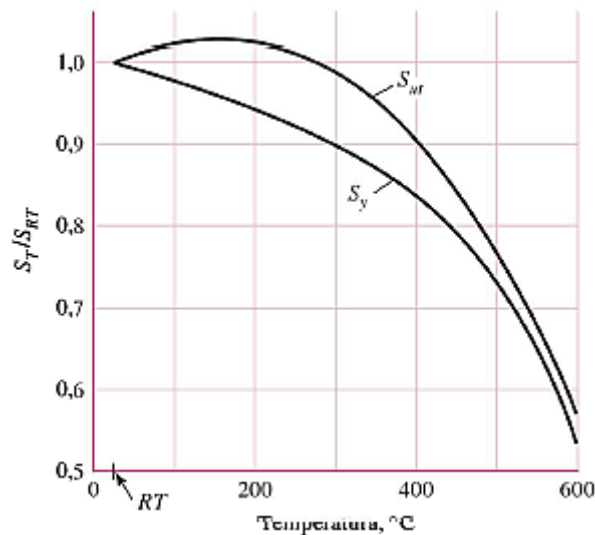
$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases}$$

No caso da torção é importante acrescentarmos que esse valor de 0,59 só é valido para torção pura, se a torção estiver combinada com outras tensões, tais como flexão, se utiliza $k_c = 1$ (BUDINAS; NISBETT, 2011).

- Fator de temperatura k_d

As temperaturas operacionais influenciam na vida em serviço do componente, no caso de temperaturas abaixo da temperatura ambiente, possui a possibilidade de ocorrer fratura frágil a qual, primeiramente, deve ser investigada. Quando ocorre temperaturas operacionais mais altas que a temperatura ambiente, pode ocorrer o escoamento, o qual deve ser investigado, pois a resistência ao escoamento cai rapidamente com o aumento da temperatura (BUDINAS; NISBETT, 2011), como pode ser observado na Figura 2.

Figura 1 - Gráfico demonstrando resultados de 145 testes em 21 aços carbonos e aços-liga, mostrando o efeito da temperatura de operação sobre a resistência ao escoamento S_y e resistência última S_u . Retirada de E. A. Brandes [ed.] Smithells Metal Reference Book, 6ª ed., Butterworth, Londres, 1983, p. 22-128 a 22-131.



Fonte: Budinas; Nisbett (2011, p. 65).

Quando um material opera em altas temperaturas, qualquer tensão induzirá fluência sobre ele, portanto, esse fator também deve ser considerado (BUDINAS; NISBETT, 2011).

Para determinação de k_d deve ser levada em consideração a tabela 3, com dados retirados da Figura 1.

Tabela 3 - Efeito da temperatura de operação na resistência à tração do aço (S_T).

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,943
400	0,900
450	0,843
500	0,768
550	0,672
600	0,549

Fonte: Budinas; Nisbett (2011, p. 309).

Para fins de cálculo usa-se:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$

- Fator de confiabilidade k_e

Sendo a maior parte dos dados de resistência a fadiga relacionado como valores médios. Dados apresentados por Haugen e Wirching mostram desvios padrão de resistência a fadiga de menos de 8%. Assim, o fator de confiabilidade levando em conta esse fator, pode ser escrito como (BUDINAS; NISBETT, 2011):

$$k_e = 1 - 0,08z_a$$

Os valores de fatores de confiabilidade para algumas confiabilidades-padrão especificadas estão apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 - Fatores de confiabilidade (k_e) correspondentes a 8% do desvio padrão do limite de endurance.

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_a	Fator de confiabilidade k_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Fonte: Budinas; Nisbett (2011, p. 311).

- Fator de efeitos diversos k_f

O fator de efeitos diversos é proposto principalmente como um lembrete de que outros tantos efeitos devem ser levados em conta, como por exemplo: tensões residuais, corrosão, pulverização de metal, frequência cíclica, chapeamento eletrolítico, corrosão de piezo-cliclofricção, etc.

Os valores para k_f não estão sempre disponíveis.

ANEXO A

Tabela – Resistência das ligas de níquel.

LIGAS DE NÍQUEL																			
ESPECIFICAÇÃO			COMPOSIÇÃO QUÍMICA NOMINAL %							PROPRIEDADES				DESEMPENHO			APLICAÇÕES TÍPICAS		
LIGA	SIMILAR	UNS	Ni	Cr	Fe	Mo	Ti	Cu	Densidade (g/cm ³)	LRT (MPa)	LRE (MPa)	Along. (%/min)	Dureza Rockwell	A	M	C		T	
200	Níquel 200	N02200	99	-	0,35	-	-	0,4	Mn 0,35 Co 0,15	8,9	462	148	45	65B	o	X	XX	o	Componentes para indústria química e alimentícia, componentes eletro-eletrônicos.
400	Monel® 400	N04400	65	-	2,5 máx.	-	0,2 máx.	31	Mn 2,0 máx.	8,8	530	240	48	75B	o	X	XX	o	Válvulas, bombas, equipamentos de refino e produção de petróleo, tanques de decapagem.
K500	Monel® K500	N05500	63	-	2 máx.	-	0,6	30	Mn 1,25 máx Al 2,5	8,4	620 1138	790	25	82B 32C*	X	XX	XX	o	Idem Monel® 400, apresentando resistência mecânica e dureza mais elevadas, eixos de bombas e hélices, guarnições.
800HT	Incoloy® 800HT	N08811	32	21	43	-	0,4	-	Al + Ti = 1,0	7,9	600	250	45	77B	o	X	XX	XX	Processos na indústria química, tubulação em poços de petróleo e gás, carros tanques para produtos químicos.
825	Incoloy® 825	N08825	41	21	33	3	1	2	Al 0,2	8,1	655	310	45	81B	X	X	XX	XX	Equipamentos para exploração e produção de petróleo ácido (poços de superfície).
925	Incoloy® 925	N09925	44	21	28	3	2	2	Nb + Ta = 0,5	8	1210	810	24	36C	X	XX	XX	XX	Idem 825, porém com maior dureza e resistência mecânica.
600	Inconel® 600	N06600	72	15	8	-	0,3 máx.	0,5 máx.	Al 0,3 máx.	8,5	621	310	45	75B	o	X	X	XX	Muflas, equipamentos em indústrias de processos químicos e alimentícias, tubos para termopares.
601	Inconel® 601	N06601	61	23	14	-	0,2	1 máx.	Al 1,4	8,1	680	450	42	70B	o	X	X	XX	Trocadores de calor, tubos radiantes, tubos para termopares e fornos contínuos.
625	Inconel® 625	N06625	58	22	5*	9	0,4 máx.	-	Nb 3,5	8,4	931	460	50	92B	X	XX	X	XX	Equipamentos Marítimos e Aeronáuticos; facas para corte a quente em indústria de tecidos, papéis e alimentos.
718	Inconel® 718	N07718	52 Ni + Co	19	18	3	0,9	0,3 máx.	Nb + Ta = 5	8,2	900 1480	1100	25	90B 42C*	X	XX	X	XX	Turbinas aeronáuticas, matrizes de extrusão e forja a quente.
750	Inconel® 750	N07750	70 Ni + Co	15	7	-	2,5	-	Nb + Ta = 1 Al 0,7	8,3	1137 1350	850	30	25C 42C	X	XX	X	XX	Molas e parafusos para alta temperatura, linhas de vapor, matrizes para tratamento térmico, extrusão e conformação a quente.
B2	Hastelloy® B2	N10665	68	1 máx.	2 máx.	28	-	-	-	9,2	900	396	55	95B	X	X	XX	X	Equipamentos em contato com ácido clorídrico, sulfúrico, acético e fosfórico e que requerem baixo coeficiente de expansão térmica.
C22	Hastelloy® C22	N06022	54	21	4	13	-	-	V 0,35 máx W3	8,7	700	359	70	95B	X	X	XX	X	Indústria de papel e celulose, processos químicos. Equipamentos para controle de poluição.
C276	Hastelloy® C276	N10276	57	16	6	16	-	-	V 0,2 W3	8,9	750	356	61	90B 42C*	X	X	XX	X	Resistência nos meios corrosivos, processamento de resíduos industriais e tubulação para evaporadores.

(*) Estado envelhecido

MULTIALLY
METALS E LIGAS ESPECIAIS