

PROJETO DE MÁQUINA DE ENSAIO DE FADIGA POR FLEXÃO ROTATIVA

PATRIK AMÉRICO POLLIZELLO LOPES¹, ALAOR THIAGO MORI², WALTER JUNIOR CORREIA EGEA³, MARLON MENDES MARCONDES⁴, MARCELO XIMENEZ PEREIRA⁵

¹Docente do curso de Engenharia Mecânica, UNIPAR, Umuarama-PR, patrik@prof.unipar.br;

²Discente PIC do curso de Engenharia Mecânica, UNIPAR, Umuarama-PR, alaor.mori@edu.unipar.br;

³Discente PIC do curso de Engenharia Mecânica, UNIPAR, Umuarama-PR, walter.egea@edu.unipar.br;

⁴Discente PIC do curso de Engenharia Mecânica, UNIPAR, Umuarama-PR, marlon.m@edu.unipar.br;

⁵Discente do curso de Engenharia Mecânica, UNIPAR, Umuarama-PR, marcelo.pereira@edu.unipar.br;

Apresentado no

Congresso Técnico Científico da Engenharia e da Agronomia – CONTECC

Palmas/TO – Brasil

17 a 19 de setembro de 2019

RESUMO: A fadiga é um tipo de falha que ocorre em elementos mecânicos sujeitos a esforços cíclicos, provocando a quebra repentina e inesperada, sendo indispensável seu entendimento na elaboração de projetos mecânicos. Por esse motivo, as máquinas de ensaio de fadiga estudam os materiais sob diversas condições de carregamento a fim de prever as falhas em peças sob condições de utilização. Dessa forma, este trabalho buscou elaborar o projeto de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa. O projeto foi realizado com a idealização do modelo da máquina, levando em conta a proposta feita por Wöhler. Com isso, mandris foram apontados como forma de aprisionamento do corpo de prova e o dimensionamento de alguns componentes foram realizados, como eixos da própria máquina e o motor elétrico. Alguns cálculos foram realizados visando definir os limites de operação da máquina. Apesar do seu modelo mecânico ter sido projetado, é necessário um complemento da parte elétrica de partida e parada, de contabilização dos ciclos e análise de segurança, conforme norma. Entretanto este projeto pode servir de base para a construção da parte mecânica e posteriormente adequada com o projeto elétrico.

PALAVRAS-CHAVE: Ensaios mecânico; desenho 3D; dimensionamento.

PROJECT OF A ROTATING BENDING FATIGUE MACHINE TEST

ABSTRACT: Fatigue is a failure process that occur in mechanical elements with cyclical loads, causing instantaneous and unexpected broken, that made its knowledge essential for mechanical projects. For this reason, the fatigue machine testes studies the materials on several conditions of load to prevent failure in machine components under conditions of use. In this way, this work sought design a project of a rotating bending fatigue machine test. This project was carried out with the idealization of a machine model, considering the Wöhler proposal. With that, chucks were select as a form of imprisonment of the body of proof and the de sizing of some components was realize, as the machines shafts and the electrical motor. Some calculus was realize aiming at define the limits of machine operation. Despite your mechanical model have been design, it is necessary a complement with the electrical starting and stopping design, the accounting for cycles and the safety analysis by standardization. However, this project can be use as base by the construction of the mechanical part and later complete with the other components.

KEYWORDS: Mechanical tests; 3D design; sizing.

INTRODUÇÃO

Fadiga é a ruptura completa de materiais ou componentes sob ação de cargas cíclicas, mesmo essas tendo menor intensidade do que se comparado a carga máxima que o material suporta em condições estáticas. Esse tipo de falha se inicia em regiões microscópicas, sendo mais comum na superfície de um elemento, provocando trincas que por sua vez geram o aumento de tensão em suas extremidades. Com o passar dos ciclos de tensão, ocorre a redução da área da seção transversal, até o

elemento não suportar mais a carga e vir a falhar por ruptura repentina, mesmo sendo um material dúctil (Budynas & Nisbett, 2016).

A fadiga é presenciada nos mais diversos tipos de metais dúcteis, promovendo a ocorrência de ruptura frágil. Elementos estruturais são projetados para resistir à fadiga assegurando que sua tensão não ultrapasse seu limite de resistência a fadiga. Esse limite pode ser determinado em um diagrama de Tensão por Número de Ciclos ($S \times N$) que relaciona quantos ciclos o material ou elemento suporta sob ação de uma determinada tensão (Norton, 2013).

Ensaio de fadiga em materiais são constantemente realizados a fim de obter valor específicos para obtenção da curva $S \times N$, e também visando conhecer melhor suas propriedades sob condições de cargas cíclicas de fadiga. Com uma máquina de ensaio adequada é possível submeter vários corpos de prova a diferentes tensões cíclicas até romperem, os resultados dos testes são inseridos em um gráfico $S-N$ onde a tensão S é a ordenada e N a abscissa. O gráfico gerado é denominado diagrama $S-N$ ou diagrama tensão-ciclo, ou ainda Curva de Wöhler (Teles, 2015).

Sendo assim, esse trabalho tem por finalidade elaborar um projeto de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa, levando em consideração aspectos estruturais e de funcionamento adequado do ensaio pelo equipamento, assim como suas limitações.

METODOLOGIA DA SEQUÊNCIA DO PROJETO

O projeto preliminar é uma etapa fundamental na elaboração de um equipamento, em especial quando se trata de uma máquina com componentes mecânicos submetidos a esforços de várias magnitudes e modos. Esta etapa visa à aplicação dos conceitos fundamentais de engenharia para adequar a operacionalidade do equipamento com suas reais necessidades.

A proposta iniciou com a elaboração de um projeto preliminar visando obter uma formação que atenda as características de proporcionar um momento constante no corpo de prova, sem que outros esforços pudessem interferir.

O modelo inicial foi aperfeiçoado para um desenho mecânico em três dimensões com maior detalhamento, realizado em software CAD 3D. Segundo os autores Souza (2011) e Lages (2017), as dimensões do corpo de prova são padronizadas por normas internacionais (exemplo normas JIN ou ASTM), onde os autores comentam que são elencadas essas dimensões para diferentes condições de ensaio de acordo com o material utilizado. Baseado nas informações dos autores, as dimensões da máquina e o ponto de aprisionamento do corpo de prova foram definidos para diâmetros de 5 a 12 mm, atendendo a uma grande gama de ensaios.

Em seguida a distância entre os pontos de apoio e de aplicação da carga foi definida. Essa distância tem influência direta na intensidade do momento fletor, além de ser um fator importante da parte construtiva da máquina. Em razão disso, o valor dessa distância foi definido em 200 mm.

Em seguida foram definidos os limites de carga a serem aplicadas no corpo de prova. Esses limites podem promover uma gama de tensões a serem aplicadas para cada ensaio, não somente pensando na variabilidade do momento fletor, mas também do diâmetro do corpo de prova. Essa variabilidade de tensões é importante, pois existem materiais com propriedades mecânicas distintas, e que reagem a intensidades de tensões de forma diferente.

O eixo de ligação entre o ponto de fixação do corpo de prova com o motor elétrico que irá promover o movimento rotativo foi denominado de eixo da máquina. Este, por sua vez deve ser dimensionado levando em consideração os esforços cíclicos provocados pela flexão rotativa. Para isso, o autor Norton (2013) indica que o critério de Goodman modificado para vida infinita em fadiga implica que as tensões alternadas são proporcionais ao limite de resistência a fadiga para vida infinita e a um coeficiente de segurança. O material proposto para o eixo da máquina foi o aço AISI 1045 laminado, por ser um material de fácil acesso e de baixo custo, além de proporcionar as condições de resistência necessária. Segundo Brandão (2013) esse material apresenta um limite de resistência a fadiga para vida infinita de 126 MPa. Com isso, foi possível obter o diâmetro mínimo desse eixo para condição de vida infinita.

Outro aspecto tratado no projeto foi à estabilidade mecânica da parte estrutural, onde foram consideradas condições de vibração devido à rotação do eixo da máquina, do corpo de prova e também dos acessórios móveis como as anilhas para aplicação da carga. Esses aspectos, juntamente com as condições de estabilidade estática da estrutura, foram avaliados para que não interfiram no andamento do ensaio ou nos resultados.

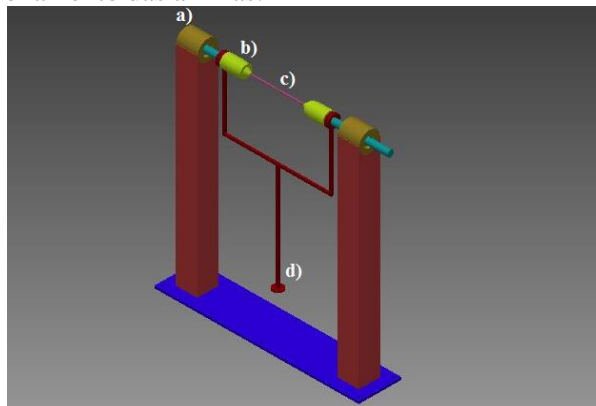
Por último, o projeto propôs utilizar um motor elétrico de 1,5 hp de potência, com capacidade de trabalhar em um limite de rotação de 3.455 rpm. Com base nessas informações os cálculos relacionados ao torque e tempo de ensaio foram elaborados, a fim de avaliar a capacidade desse motor em atender aos requisitos do ensaio.

Para este projeto em específico não foram definidos os sistemas elétricos de partida, parada e leitura de ciclos, e nem foram consideradas as condições de segurança da máquina, porém esses fatores são importantes e devem ser projetados visando sua construção.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Visando atender a ideia inicial do modelo, para que a máquina exerça momento constante no corpo de prova, um pré-projeto foi elaborado e esboçado, conforme visto na figura 1.

Figura 1 – Modelo de projeto: a) suportes de apoio; b) mandril e ponto de aplicação da carga; c) corpo de prova; d) posicionamento das anilhas.

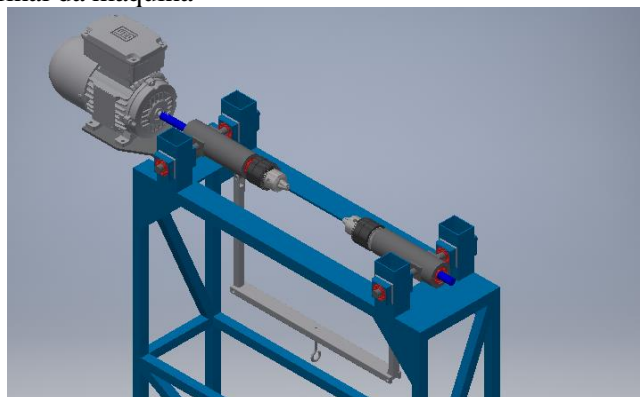


Este modelo, mesmo sendo bastante primitivo, foi utilizado como base para desenvolver um projeto mais completo. A principal característica desse modelo foi manter constante o momento agindo no corpo de prova. Para isso, a maior preocupação se deu no sentido de manter a distância entre a aplicação da carga e o ponto de apoio igual a 200 mm para os dois lados da máquina.

Outra questão observada nesse modelo foi propor uma forma mais simplificada de aprisionar o corpo de prova, sendo então sugerido que um mandril fosse posicionado em cada lado da máquina.

Após essas considerações, um desenho com maior número de detalhes foi realizado. A forma de aplicação das cargas concentradas foi aperfeiçoada, juntamente com o formado de apoio simples dos suportes do conjunto, criando outros elementos. O motor elétrico proposto foi adicionado ao desenho principal, obtendo então uma configuração final, conforme a figura 2

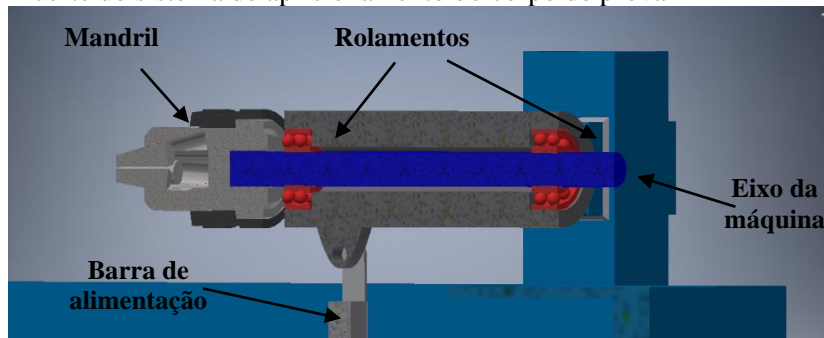
Figura 2 – Configuração final da máquina



Após realização do desenho detalhado foram realizados os cálculos dos esforços no corpo de prova, juntamente com o dimensionamento de alguns componentes.

No ponto de aprisionamento do corpo de prova optou-se por dois mandris com regulagem de 1,5 a 13 mm de abertura, atendendo as especificações de ensaio. Cada mandril precisa ser fixado por um eixo de 12,7 mm de diâmetro roscado e com 200 mm de comprimento, conforme previsto. Dessa forma, a solicitação de momento fletor no corpo de prova permanece constante ao longo de todo seu comprimento. Nos mandris foram afixados rolamentos de esfera do tipo auto compensador, apoiando um suporte para alimentação das cargas, conforme mostrado e apontado na figura 3.

Figura 3 – Vista em corte do sistema de aprisionamento do corpo de prova



Os cálculos de tensões foram realizados, onde a equação de tensão de flexão máxima proposta por Hibbeler (2010), para um diâmetro de corpo de prova variando entre 5 a 12 mm e cargas variando de 500 g a 12 kg, obteve os resultados apresentados pelas equações 1 a 4:

$$\sigma_1 = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot \left[\left(\frac{0,5 \cdot 9,82}{2} \right) \cdot 200 \right]}{\pi \cdot 5^3} = 40,0 \text{ MPa} \quad (1)$$

$$\sigma_2 = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot \left[\left(\frac{12,9 \cdot 82}{2} \right) \cdot 200 \right]}{\pi \cdot 5^3} = 959,3 \text{ MPa} \quad (2)$$

$$\sigma_3 = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot \left[\left(\frac{0,5 \cdot 9,82}{2} \right) \cdot 200 \right]}{\pi \cdot 12^3} = 2,9 \text{ MPa} \quad (3)$$

$$\sigma_4 = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot \left[\left(\frac{12,9 \cdot 82}{2} \right) \cdot 200 \right]}{\pi \cdot 12^3} = 69,4 \text{ MPa} \quad (4)$$

Os resultados indicam uma possibilidade de variação de tensão aplicada ao corpo de prova de 40,0 a 959,3 MPa, para diâmetros de corpo de prova de 5 mm, e de 2,9 MPa a 69,4 MPa para corpos de prova com 12 mm. Essa margem de tensão é bastante considerável, pois alguns aços moles suportam 250 MPa de tensão de escoamento, chegando a 450 MPa de tensão máxima, e alguns aços liga podem resistir a tensões acima de 1200 MPa. É importante observar que as tensões que provocam falhas por fadiga são menores que aquelas que provocam falha estática.

Baseado nos limites de carga estabelecidos às anilhas selecionadas foram: 01 com 0,5 kg, 02 de 1,0 kg, 01 de 2,0 kg e 02 de 5,0 kg. Com isso, é possível fazer até 24 combinações a cada 0,5 kg, dentro dos limites de carga estipulados.

Os pesos podem ser posicionados por meio de um suporte de alimentação, o qual foi projetado por duas barras de fixação de 22 mm de diâmetro e uma base de posicionamento das anilhas com seção quadrada e 22 mm de lado. Ao centro da barra quadrada foi adicionado um gancho para que as anilhas possam ser escoradas pelo furo. Essas dimensões das barras são mais que suficiente para assegurar o posicionamento das anilhas de forma que elas executem sua função de aplicação de carga.

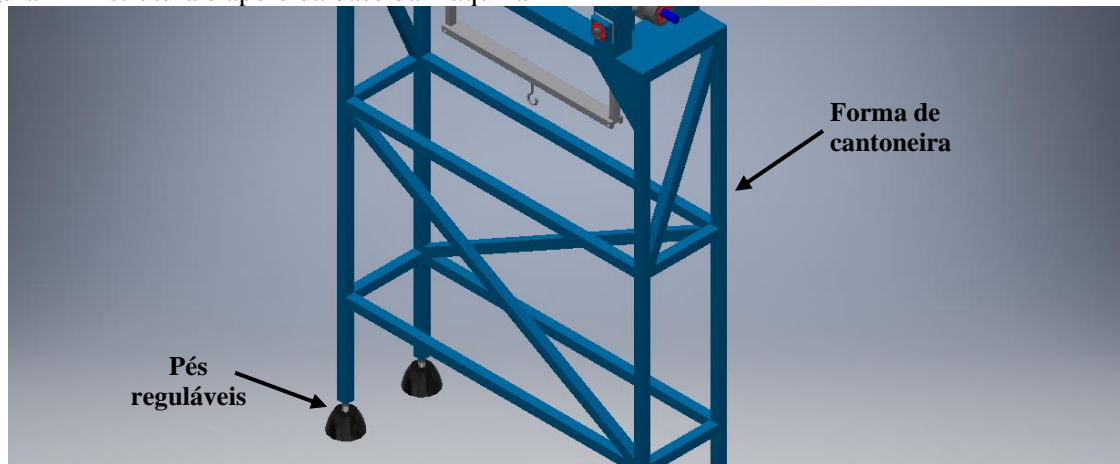
Definidos esses elementos, a continuação do projeto se deu pelo dimensionamento do eixo da máquina, que tem função de transferir o movimento rotativo do motor ao corpo de prova. Nas condições de carregamento máximo, o diâmetro do eixo da máquina encontrado foi de no mínimo 12,4 mm, considerando um coeficiente de segurança de 2 e o material de aço AISI 1045, com confiabilidade de 90%. Esse valor foi estimado para condição de vida infinita em fadiga.

Em contrapartida, o mandril selecionado no projeto deve ser aprisionado em sua extremidade por um eixo com diâmetro máximo de 12,7 mm, não podendo ultrapassar esse valor. Para as condições

previstas nos cálculos de fadiga, essa dimensão é suficiente para que o eixo tenha um bom rendimento em se tratando de fadiga. Sendo assim, esse é o diâmetro ideal para o eixo da máquina.

Para a base da estrutura foram utilizadas barras de aço SAE 1045 em forma de cantoneira. No contato com o solo foram colocados pés reguláveis de borracha para diminuir a vibração e possibilitar seu nivelamento. A figura 4 aponta os itens de sustentação e o modelo da estrutura.

Figura 4 – Estrutura e apoio da base da máquina



Por último, o projeto também fez previsão de seleção de um motor elétrico por meio de uma busca dos modelos disponíveis no mercado, levando em considerações aspectos como intensidade de utilização, rotação nominal, potência e custo. Dessa forma, optou-se por um motor da marca WEG, modelo W22 WELL IR2, o qual possui maior vida útil e baixas emissões de vibrações e ruído. Em virtude da necessidade de uma maior rotação, optou-se pelo modelo com características de potência de 1,5 hp com rotação nominal de 3.455 rpm. A rotação do motor permite realizar um ensaio para 1.000.000 de ciclos em cerca de 5 horas. Nas condições máximas de trabalho o motor elétrico alcança um torque de 3,0 N.m, o que é suficiente para execução do ensaio.

CONCLUSÃO

Foi possível elaborar uma proposta de projeto para uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa, descrevendo o método de ensaio, as limitações de parâmetros de uso da máquina e sua forma construtiva.

Outros aspectos, como o de segurança e as características elétricas de partida e parada, devem ser avaliados. Além disso, é necessária a validação estatística do equipamento depois de construído, visando avaliar a confiabilidade dos resultados obtidos.

REFERÊNCIAS

- Brandão, R. P. Projeto mecânico de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa. Rio de Janeiro: UFRJ, 2013. 76f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica).
- Budynas, R. G.; Nisbett, J. K. Elementos de máquinas de Shigley. 10. ed. Porto Alegre: AMGH, 2016. 1096p.
- Hibbeler, R. C. Resistência dos Materiais. 7 ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010. 660p.
- Lages, M. S. Desenvolvimento de uma máquina para ensaio de fadiga por flexão. Belo Horizonte: UFMG, 2017. 142f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica, Processos de Fabricação)
- Norton, R. L. Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada. 4. ed. Porto Alegre: Bookman Editora Ltda, 2013. 1030 p.
- Souza, E. D. Análise do efeito da tensão média sobre a resistência à fadiga do aço ASTM A743 CA6NM. Brasília: UnB, 2011. 53f. Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica).
- Teles, J. C. de S. Projeto e construção de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa. Brasília: UnB, 2015. 125f. Monografia (Graduação em Engenharia Automotiva).