



Reconectando Pessoas,
Ciências, Artes e
Tecnologia

Anais do

XI Congresso de Engenharias da UFSJ

Part of ISSN 2237-0358

Conteúdo disponível em: doi.org/10.29327/1317088.11-1



ANÁLISE DE FALHA E OTIMIZAÇÃO DO EIXO DE SAÍDA DA REDUTORA DE ACIONAMENTO DO PINCH ROLL

Froes, R.B. ⁽¹⁾ (froes.engmec@gmail.com)

Silva, E.M. ⁽¹⁾ (eduardosilva@ufsj.edu.br)

Silva, A.S.C ⁽¹⁾ (achaves@ufsj.edu.br)

Avelar, A.H.F. ⁽¹⁾ (arturavelar@ufsj.edu.br)

⁽¹⁾ Universidade Federal de São João del-Rei- (UFSJ), DEMEP, Praça Frei Orlando, 170 - Centro, São João del-Rei - MG, 36307-406

RESUMO: A análise de falhas é um método que busca melhor entendimento de uma falha ocorrida em um equipamento, processo ou qualquer ativo que impacte diretamente em um produto final. O presente trabalho busca identificar e tratar a causa da falha de um eixo de redutora utilizada no bobinamento de tiras a quente de uma indústria siderúrgica. Nesse sentido nota-se que a peça em estudo, apresenta um histórico de falhas recorrentes que ocorrem sem aviso prévio. Assim a partir de uma investigação de suspeitas de falha por fadiga, posteriormente realizou-se um cálculo envolvendo 100 curvas de torque do eixo. Cujo objetivo é encontrar o tempo que este suporta as cargas a ele impostas até a falha. Os resultados mostraram que a peça apresenta uma baixa expectativa de vida por fadiga, a qual pode ser otimizada em até 260% através de otimizações geométrica e de fabricação. Por fim, concluiu-se que a peça falhou devido à fadiga e que as melhorias propostas têm grande potencial para reduzir os custos de manutenção.

PALAVRAS-CHAVE: Eixo; Análise de Falhas; Fadiga; Laminação a quente.



Os autores são os únicos detentores dos direitos autorais.

São João del-Rei, Minas Gerais, Brasil

25-29 de setembro de 2023

[B.L. Resende](#), [C.M. Vale](#) & [R.J. Silva](#) (Organização & Edição)

1. INTRODUÇÃO

No início dos anos 70, as empresas começaram a se atentar às paralisações de seus equipamentos, que diminuía a produção e aumentavam os custos afetando diretamente o lucro. Desde então, houve uma evolução da manutenção de equipamentos industriais, focando a energia dos mantenedores em aumentar o tempo de vida útil dos ativos.

Atualmente, existem diversas políticas de manutenção adotadas na indústria, tais como CBM, TBM, RCM, etc. Estas políticas tem como objetivo otimizar a vida do ativo, se atentando para a condição, tempo e confiabilidade do mesmo. Para tanto, são necessárias equipes capazes de compreender o funcionamento e os modos de falha dos equipamentos, realizando uma análise sistêmica com o objetivo de prever e atuar antes que a falha ocorra. A análise de falhas é uma importante aliada na constante busca pela identificação da causa de um ou mais problemas que são encontrados em equipamentos de manufatura (SOEIRO; OLIVIO, 2017).

Várias pesquisas recentes são encontradas na literatura sobre o estudo da análise de falhas por fadiga em eixos, utilizando formalização analítica ou simulações com o método dos elementos finitos. Assim podemos citar Silva et al (2016), o qual fez um estudo da análise de falha por fadiga em eixo de transmissão utilizando o método dos elementos finitos e concluiu que - “No caso analisado aqui, as conclusões foram as mesmas das verificadas na aproximação analítica e no cálculo utilizando o MEF. Quando se usam carregamentos mais complexos e diversificados, essa aproximação se torna pouco confiável”.

Fernandes et al (2017), fizeram um estudo sobre análise de falha de eixo de bomba, e verificaram através de inspeção visual, fractografia, metalografia que, a falha por fadiga que ocorreu no eixo foi associada à concentração de tensões no raio da chaveta e ranhuras de usinagem”.

Castro (2021), fez uma análise comparativa de fadiga entre dois eixos através do método de elementos finito, e concluiu que apesar do eixo maciço apresentar um fator de segurança maior que 1 isso torna o seu uso aceitável, mas não recomendado para manter a integridade do componente e do sistema mecânico, sendo necessária uma revisão no projeto do eixo. Em contra partida pelo fato do eixo vazado apresentar um fator de segurança inferior a 1 pode-se alterar o material ou a sua geometria como raio de adoçamento ou diâmetro do furo para se obter um resultado satisfatório.

Portanto no presente trabalho, será apresentado o passo a passo de uma análise de falhas de um eixo de saída da redutora que aciona o Pinch Roll, responsável por tracionar a chapa durante seu bobinamento, da Laminação de Tiras a Quente de uma grande empresa siderúrgica; O eixo supracitado sofreu uma falha catastrófica. Após uma falha operacional, este sofreu um impacto inesperado e rompeu em sua sessão transversal, na região de mudança de diâmetro. Apesar da falha operacional, havia uma suspeita de que o eixo estava em condições de operação muito severas, impondo ao mesmo um regime de solicitação superior ao previsto em projeto. Com o intuito de melhor entender a parte mecânica por trás da falha, foi proposto um estudo onde seriam analisadas as tensões impostas ao eixo, bem como sua resistência à fadiga.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

2.1. Mecanismos de falha por fadiga

Inicialmente, as cargas alternadas e as cargas estáticas recebiam a mesma tratativa no âmbito dos cálculos de engenharia. A partir de 1839, aparentemente, o conceito de fadiga foi introduzido em um livro publicado por Poncelet da França (JUVINALL; MARSHEK, 2008). Desde então, diversos acidentes chamaram a atenção de engenheiros para o fenômeno da fadiga. Um bom exemplo é o caso do avião comercial Comet, que se desintegrou em pleno voo em 1954. Anos depois, descobriu-se que suas janelas quadradas geravam concentradores de tensão, onde as trincas se propagavam. Após tal constatação, os aviões passaram a ter janelas com cantos arredondados (SILVA, 2022).

Atualmente, o estudo de fadiga é parte fundamental de um projeto de engenharia, visto que aproximadamente 90% das falhas de peças metálicas são devidas à este fenômeno (Callister, 2002). Em termos de custos, em 1982 o custo anual para a economia dos EUA devido à falha por fadiga dos materiais foi de aproximadamente 3% de seu PIB (NORTON, 2013).

Assim as falhas por fadiga ocorrem devido à propagação de trincas pré-existentes no material ou que surgiram devido à deformações cíclicas ao longo do tempo, preferencialmente em concentradores geométricos de tensão (NORTON, 2013). A fadiga é caracterizada por três estágios: início da trinca, propagação da trinca e ruptura repentina. Os três estágios podem ser identificados na figura a seguir (sendo o início da trinca representado pela letra A, propagação da trinca B e ruptura C) conforme Figura 1.

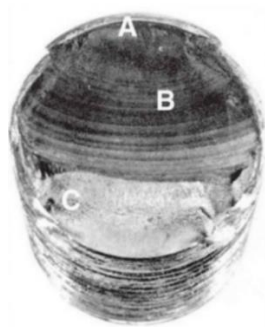


FIGURA 1. Falha por fadiga de um parafuso representando as três regiões da fadiga.

Fonte: Shigley.

No primeiro estágio, ocorre o surgimento de microtrincas devido à junção de descontinuidades microscópicas do material e um concentrador de tensão geométrico. Na presença de cargas oscilantes, pequenas deformações plásticas causam distorções no local de concentração de tensão, criando bandas de deslizamento nos contornos dos cristais, as quais se agrupam e formam trincas microscópicas. Este fenômeno também pode ocorrer em regiões onde não existe concentradores de tensão, desde que a tensão atuante seja maior que a tensão de escoamento do material (NORTON, 2013).

O segundo estágio corresponde à maior parte da vida da peça após o início da trinca. Inicialmente pontiaguda, esta gera uma concentração de tensão maior que a do entalhe e, a cada ciclo de tensão de tração, “aproveita” para se propagar (Norton, 2013). As trincas se propagam gerando superfícies de fratura onduladas com coloração clara e escura de forma intercalada, conhecidas como marcas de praia, tornando a identificação da falha por fadiga mais fácil visualmente (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

No terceiro e último estágio, a peça apresenta perda de boa parte de sua seção transversal e não consegue mais suportar as cargas a ela imposta, o que implica em uma fratura rápida e repentina (BUDYNAS; NISBETT, 2011). Uma sobrecarga ou carga de impacto pode acelerar o terceiro estágio, fazendo com que o mesmo ocorra na presença de uma área de seção transversal maior do que a prevista para a falha.

2.2. Métodos de falha por fadiga

Atualmente, existem três métodos principais para estimar a vida de uma peça sob fadiga, são eles os métodos tensão-vida, deformação-vida e o da mecânica de fratura linear elástica. Tais

métodos tentam mensurar a vida, em número de ciclos N até a falha, devido a um carregamento específico. Uma vida de $1 \leq N \leq 10^3$ é classificada como fadiga de baixo ciclo, ao passo que a fadiga de alto ciclo ocorre para $N \geq 10^3$ (BUDYNAS; NISBETT, 2011). O método tensão-vida relaciona uma tensão de resistência à fadiga a um número de ciclos N correspondente, o gráfico gerado por essas duas variáveis é conhecido como curva S-N. No caso dos aços, ocorre um joelho ao final da curva, após o qual não ocorre falha do material, independentemente do número de ciclos. A resistência associada a este joelho é conhecida como limite de endurance (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Devido a ser o método mais antigo entre os três, o método tensão-vida dispõem de muitos dados experimentais para diversos materiais, sendo o mais utilizado em aplicações com fadiga de alto-ciclo. Entretanto, este é o menos preciso entre os três, principalmente para situações de vida finita na fadiga de baixo-ciclo (NORTON,2013). No método deformação-vida, a variável utilizada para prever o número de ciclos até a falha é a deformação. Uma vez que a iniciação de uma trinca envolve escoamento, uma estimativa onde a tensão é levada em conta é incapaz de modelar adequadamente esse estágio da fadiga. Além de ser mais preciso ao modelar a nucleação da trinca, este método também pode esclarecer danos cumulativos devido às variações cíclicas ao longo da vida da peça, ao associar uma maior deformação a uma sobrecarga (NORTON,2013).

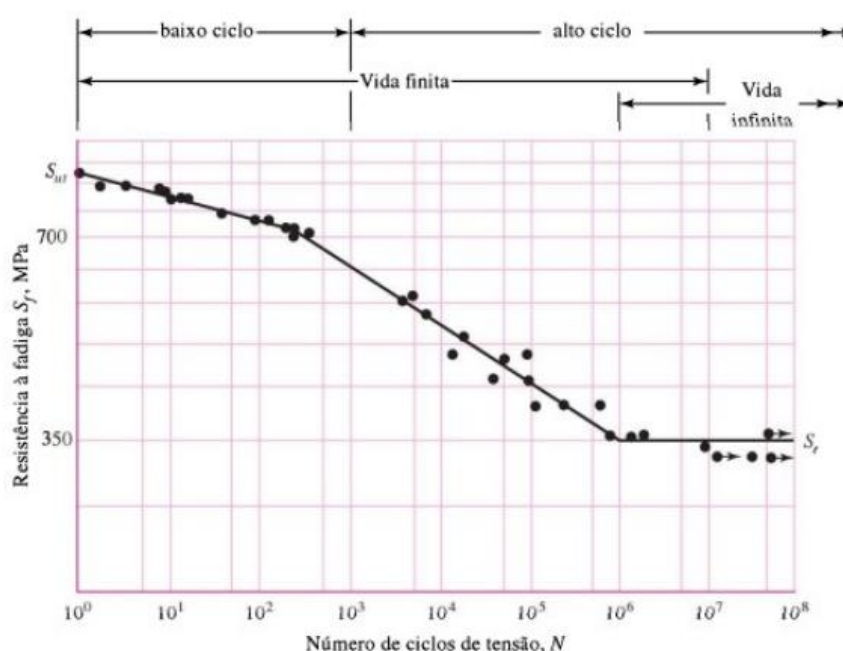


FIGURA 2. Curva S-N traçado com base nos resultados de ensaios de fadiga axial completamente reversa. **Fonte:** Shigheey.

O método deformação-vida é mais utilizado em casos de fadiga de baixo-ciclo ou vida finita, onde as tensões cíclicas alcançam patamares suficientes para gerar um escoamento local (Norton,2013). Todavia, determinar a deformação total no fundo de uma trinca é algo complexo e necessita de apoio computacional, limitando o uso deste método (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

O terceiro e último método é o da mecânica de fratura linear elástica. Considerado o melhor modelo para o estágio de propagação de trinca, este é capaz de estimar o tempo de vida remanescente de uma peça trincada, a partir de um cálculo que leva em conta um fator geométrico de intensidade de tensão e uma estimativa do tamanho inicial da trinca. Este método é comumente utilizado juntamente com ensaios não destrutivos (END) e planos de inspeção periódicos (NORTON, 2013).

2.3. Carga de fadiga

Toda carga flutuante tem o potencial de gerar uma falha por fadiga. Em máquinas rotativas, as cargas costumam tomar uma forma senoidal, apresentando amplitude e frequência constantes. Já em equipamentos de serviço, como veículos, as cargas tendem a variar, podendo assumir uma forma aleatória. As ondas tensão-tempo e a carga-tempo apresentam a mesma forma em geral, sendo fatores significativos apenas a amplitude, valor médio da onda tensão-tempo ou carga-tempo e o número total de ciclos a qual a peça é submetida. As funções de tensão-tempo para máquinas rotativas podem ser modeladas de três formas: tensão alternada, onde o valor médio é zero; tensão repetida, onde a forma da onda varia de zero a um valor máximo, sendo a componente alternada igual ao valor médio; e a tensão pulsante, onde todos os valores são diferentes de zero (NORTON,2013).

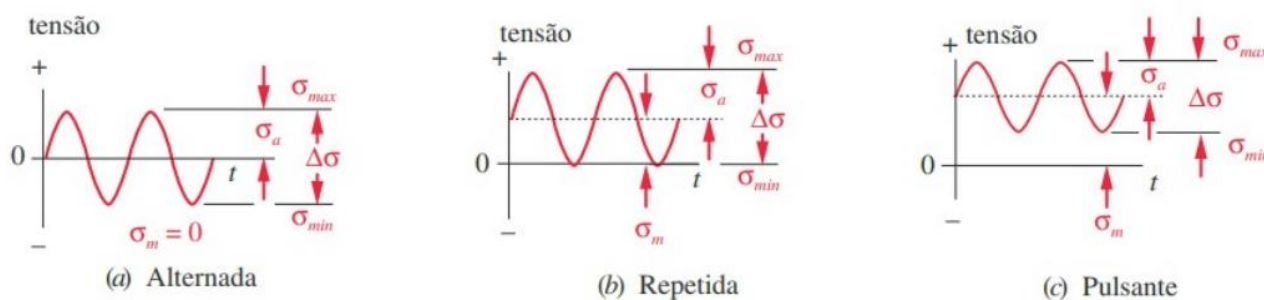


FIGURA 3. Representação das tensões alternada, repetida e pulsante.

Fonte:Norton,2013.

A tensão alternada e tensão média são representadas pelas seguintes fórmulas, (1) e (2)

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (1)$$

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

Para casos de combinação de cargas, as seguintes fórmulas são utilizadas: as equações (3) e (4)

$$\sigma'_a = \left\{ \left[(K_f)_{flexão} * (\sigma_a)_{flexão} + (K_f)_{axial} * \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0,85} \right]^2 + 3 * \left[(K_{fs})_{torção} * (\tau_a)_{torção} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[(K_f)_{flexão} * (\sigma_m)_{flexão} + (K_f)_{axial} * \frac{(\sigma_m)_{axial}}{0,85} \right]^2 + 3 * \left[(K_{fs})_{torção} * (\tau_m)_{torção} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

Existe ainda a tensão estável, que diferente da tensão média, pode assumir qualquer valor entre σ_{max} e σ_{min} . Esta tensão equivale a uma pré-carga ou carga constante aplicada na peça (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Não havendo entalhe, as tensões alternada e média são iguais às tensões nominais aplicadas pelas cargas alternada e média. Entretanto, na presença de um concentrador de tensão as tensões devem ser corrigidas através do fator de concentração de tensão de fadiga. Sendo a componente estável alta o suficiente para gerar um escoamento localizado no entalhe, o projeto perde em confiabilidade. O escoamento local gera uma deformação plástica no local de nucleação da trinca, alterando os limites de escoamento e resistência à tração (S_y e S_u) do material. Os novos valores das propriedades do material são difíceis de quantificar, tornando o cálculo mais trabalhoso e impreciso. Esta hipótese deve ser levada em conta durante o projeto (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

2.4. Entalhes e Concentração de Tensões

A concentração de tensão é um efeito extremamente localizado e pode, por exemplo, ser devida a um risco na superfície (Budynas; Nisbett, 2011). Fatores geométricos como, furos, entalhes e variações de diâmetros também são considerados concentradores de tensão.

Para fins de engenharia, um valor para o concentração de tensão para qualquer geometria particular é chamado de fator de concentração de tensão K_t , para tensões normais, e K_{ts} para tensões de cisalhamento (Norton,2013). Este valor pode ser obtido através de tabelas. E é utilizado para calcular a tensão estática de uma peça com concentrador de tensão, ou em caso de cargas cíclicas, para calcular o fator de concentração de tensão de fadiga K_f (NORTON,2013). Assim o fator de concentração de tensão de fadiga é utilizado em casos onde existe carga cíclica, e pode ser calculado a partir da seguinte equação:

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1) \text{ ou } K_{fs} = 1 + q_{cis} * (K_{ts} - 1) \quad (5)$$

onde q é a sensibilidade de entalhe, e é encontrada a através da tabela apropriadas

Para cálculos de fadiga com concentradores de tensão, a tensão nominal deve ser corrigida pelo fator de concentração de tensão de fadiga conforme as seguintes equações:

$$\sigma_{\max} = K_f * \sigma_0 \text{ ou } \tau_{\max} = K_{fs} * \tau_0 \quad (6)$$

2.5. Limite de Tensão a Fadiga e Seus Fatores Modificadores

O limite de endurance (S'_e), é encontrado através de ensaios de laboratório. Atualmente, existem diversos dados de ensaios de vigas rotativas e ensaios de tração simples na literatura. Estes dados sugerem que o limite de endurance varia entre 40% a 60% da resistência à tração para aços, quando estes apresentam até 1450 Mpa de resistência à tração. Para limites de resistência acima de 1450 Mpa, o limite de endurance tende a estabilizar em 724 Mpa (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

De forma simplificada, para aços, são utilizadas as seguinte relações:

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 * S_u & S_u \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & S_u > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (7)$$

Em um componente mecânico real, vários fatores interferem na endurance, tais como o material, manufatura, ambiente e projeto. Objetivando corrigir estes desvios, estudos estatísticos sugerem alguns fatores multiplicativos para o limite de endurance (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Tais fatores são conhecidos como fatores de Marin, e são utilizados quando não se tem dados de ensaio de fadiga para determinado material. Abaixo estão apresentados estes fatores,

bem como sua relação matemática para encontrar o limite de resistência à fadiga ou limite de endurance local crítico.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \quad (8)$$

onde 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 modificação de confiabilidade;

k_f = fator de modificação por efeitos variados;

S'_e = limite de endurance de espécime de teste da viga rotativa;

S_e = limite de endurance no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

O presente trabalho foi desenvolvido com base em relatórios de análise química pré-existentes da peça, desenhos técnicos do equipamento, informações coletadas no software de sensoriamento preditivo da empresa, análise em campo, e informações sobre a produção de bobinas de aço no ano de 2021.

Como ponto de partida para o estudo apresentado, na primeira etapa, foram analisadas as características da falha presentes no eixo, seguido da análise de desenhos técnicos do equipamento e relatório de análise química da peça, bem como uma troca de experiência com inspetores e especialistas da área sobre os aspectos gerais e específicos da falha.

Na segunda etapa, foi feita uma análise superficial das condições de contorno do eixo, objetivando definir quais referências teóricas seriam utilizadas para gerar a tabela de cálculos analíticos no software Excel.

Na terceira etapa, foi criado um arquivo no Excel, o qual contém quatro tabelas principais que realizam os cálculos simultaneamente e em conjunto. Estas foram programadas com as equações necessárias à solução do problema, sendo função do usuário alterar os dados de condição

de contorno da peça e operar o sistema através de quatro macros presentes em uma destas tabelas. Os cálculos deste arquivo seguem o seguinte raciocínio: Cálculo dos limites de resistência a fadiga; Cálculo da tensão Alternada; Verificação da falha (Langer escoamento); Cálculo dos números de ciclos; Cálculo do dano acumulativo por fadiga; Cálculo da média dos ciclos; Cálculo da duração do eixo.

Na quarta etapa, após a criação do arquivo em Excel, este foi validado através do método de comparação, onde todos os cálculos por ele realizados foram repetidos em uma folha de caderno e os resultados confrontados. Após este processo, todos os resultados apresentaram 100% de compatibilidade e a tabela foi considerada confiável.

Na quinta etapa, foi realizado um aprofundamento nas condições de contorno da peça, onde foram definidas as variáveis relacionadas ao material, operação e produção, bem como a realização da coleta de dimensões em campo. Ainda nesta etapa, foi feita a coleta de dados de torque do eixo, presentes no software de monitoramento preditivo da empresa, para a laminação de 100 bobinas diferentes, objetivando maior representatividade nos resultados (uma vez que o laminador processa bobinas de diferentes espessuras, classificadas em Extra Fina, Fina, Média, Grossa e Extra Grossa, utilizar uma maior quantidade de dados fez-se necessário. Foram coletados, de forma aleatória, 20 gráficos referentes ao ano de 2021, para cada classificação de bobina). Na sexta etapa, todos os dados foram tratados e utilizados para alimentar as tabelas do Excel, com atenção especial aos gráficos das 100 diferentes bobinas, os quais tiveram suas tensões mais relevantes destacadas e inseridas na tabela dos macros.

Após inseridos os dados tratados no arquivo, na sétima etapa, foram realizados os cálculos operando as quatro macros da tabela e o resultado foi analisado. Por fim, na oitava etapa, foram propostos pontos de melhoria ao eixo, os quais foram substituídos nos cálculos. O novo resultado com dados da otimização foi obtido através da repetição da sétima etapa.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1. Caracterização da Região de Falha do Eixo

A falha do eixo de saída da redutora ocorreu em uma região de variação de diâmetros do eixo (Figura 4). O local de concentração de tensão, não apresentava raio de adoçamento nem qualquer outro tipo de método de alívio de tensão. A seção transversal do eixo onde ocorreu a

falha, apresentava várias trincas radiais ao longo de sua circunferência, marcas de praia e uma região de escoamento final (Figura 5), características de uma falha por fadiga de torção.



FIGURA 4. Falha do eixo de saída da redutora. **Fonte:** Próprio Autor.

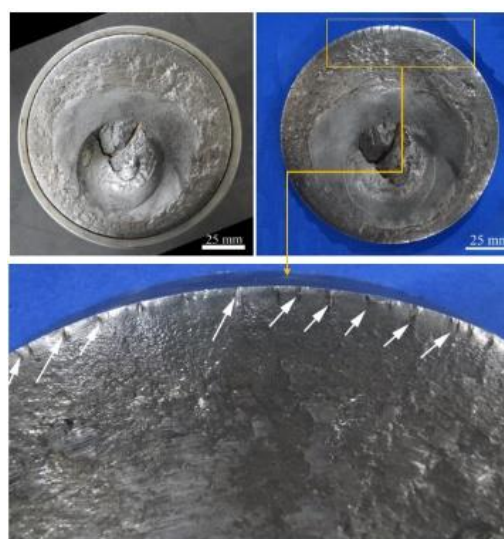


FIGURA 5. Registros da seção transversal do eixo em sua região de falha. **Fonte:** Próprio Autor.

4.2. Cálculo dos Limites de Resistência a Fadiga

Considerações:

- Aço SAE 4140 (Fonte: Análise Química da Peça);
- $S_u = 814 \text{ MPa}$ (Fonte: Site Matweb);
- $S_y = 485 \text{ MPa}$ (Fonte: Site Matweb);
- $d = 98 \text{ mm}$ (Fonte: Desenho Técnico da Peça);
- Eixo sujeito apenas a carga de torção;

- Peça Usinada;
- Temperatura ambiente de 50 °C;
- Confiabilidade de 99%.

As considerações acima foram feitas e aplicada às equações 7, 8, 9, 10 e 11, bem como às figuras 9, 10 e 11. O resultado foi uma tensão de resistência à fadiga $S_e = 127,11 \text{ MPa}$.

4.3. Cálculo das Tensões Alternadas

Considerações 1:

- Torque máximo no eixo de saída = 17914000 N*mm (Fonte: Desenho Técnico da Peça);
- Os dados de porcentagem de torque do eixo durante o bobinamento (figura 16) foram multiplicados pelo torque máximo, objetivando encontrar o torque em cada região do gráfico.
- Na figura 5, especificamente, foram consideradas 3 variações de torque importantes, as quais estão destacadas na figura.
- O cálculo de tensões alternadas foi realizado para todos os 100 gráficos coletados. Porém, neste tópico apenas o gráfico utilizado para verificação de falha será apresentado.

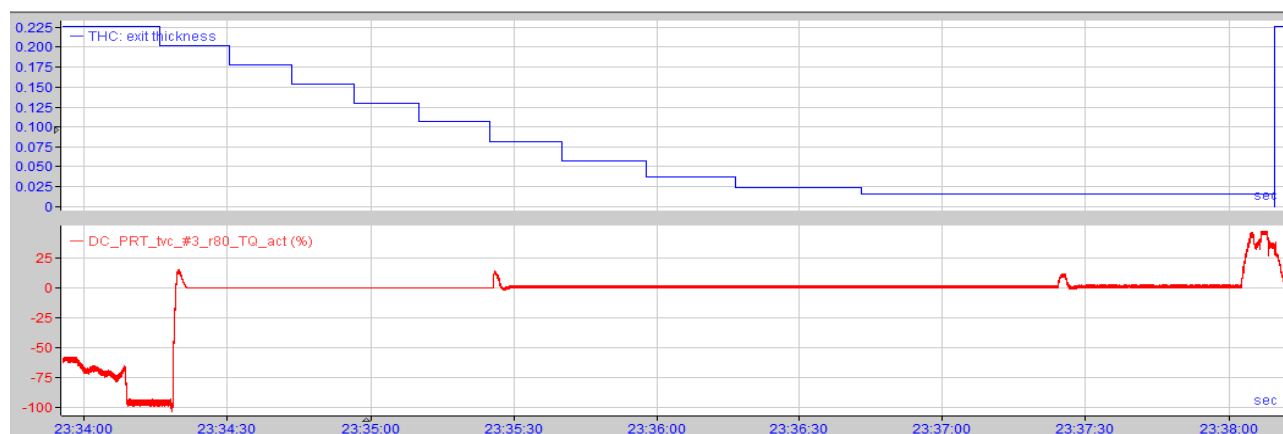


Figura 6- Variação de torque e espessura ao longo do tempo durante um bobinamento.

Conforme as considerações 1 e a figura 6, os seguintes valores de torque foram encontrados:

- $T_{\text{máx1}} = (0,146 \cdot 17914000) = 2.615.444 \text{ N*mm}$ (Torque máximo 1);
- $T_{\text{mín1}} = (-1,0269 \cdot 17914000) = -18.395.886,6 \text{ N*mm}$ (Torque mínimo 1);
- $T_{\text{máx2}} = (0,4693 \cdot 17914000) = 8.407.040,2 \text{ N*mm}$ (Torque máximo 2);

- $T_{\min 2} = (0 \cdot 17914000) = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$ (Torque mínimo 2);
- $T_{\max 3} = (0,4693 \cdot 17914000) = 8.407.040,2 \text{ N} \cdot \text{mm}$ (Torque máximo 3);
- $T_{\min 3} = (-0,1501 \cdot 17914000) = -2.688.891,4 \text{ N} \cdot \text{mm}$ (Torque mínimo 3).

Considerações 2:

- Dureza do aço é 23HRC, aproximadamente 243 Bhn (Fonte: Análise Química da Peça);
- $r = 0,1 \text{ mm}$ (consideração devido a não existência de adoçamento);
- $q = 0,56$ (calculado a partir da *figura 7* deste trabalho);
- $d = 98 \text{ mm}$ (Fonte: Desenho Técnico da Peça);
- $D = 110 \text{ mm}$ (Dados coletados em campo);
- $D/d = 1,12$;
- $r/d = 0,001$;
- $K_{ts} = 1,84$ (calculado a partir da *figura 6* deste trabalho);
- $K_{fs} = 1,47$ (calculado a partir da *equação 5* deste trabalho).

Os dados das *considerações 2* e os valores de torque calculados acima foram aplicados nas *equações 1, 3* e na equação presente na *figura 4*. Os seguintes valores de tensão alternada foram encontrados:

$$\sigma a'_1 = \left[3 \cdot \left(\frac{16 \cdot K_f \cdot T_a}{\pi \cdot d^3} \right)^2 \right]^{1/2} = 144,78 \text{ Mpa};$$

$$\sigma a'_2 = \left[3 \cdot \left(\frac{16 \cdot K_f \cdot T_a}{\pi \cdot d^3} \right)^2 \right]^{1/2} = 57,93 \text{ Mpa};$$

$$\sigma a'_3 = \left[3 \cdot \left(\frac{16 \cdot K_f \cdot T_a}{\pi \cdot d^3} \right)^2 \right]^{1/2} = 76,46 \text{ Mpa};$$

4.4. Verificação de Falha (Langer Escoamento)

Para verificação de falha por *Langer Escoamento* foi utilizada a maior tensão alternada do gráfico presente na *figura 4*. Utilizando os dados de *torques máximo e mínimo 1*, foi encontrado o *torque médio*. Este, utilizado em conjunto com K_{fs} e d na *equação 4*. A *tensão média* encontrada nesta operação foi utilizada, juntamente com tensão alternada 1 e S_{sy} (*equação 17*) na *equação 18*. Para casos de cisalhamento puro, um fator de correção deve ser aplicado ao limite de escoamento,

$$\text{Langer escoamento:} \quad \sigma_a + \sigma_m = \frac{S_y}{n} \quad (17)$$

$$S_{sy} = 0,58 * S_y \quad (18)$$

Como resultado deste processo, foi encontrando um fator de segurança **$n = 1,11$** . Uma vez que o fator de segurança é maior que 1, o eixo não apresentará falha de primeiro ciclo de acordo com o critério de *Langer Escoamento*.

4.5. Cálculo dos Números de Ciclos

Utilizando os dados dos tópicos anteriores, as equações anteriores e a *figura 5*, foram calculados os *números de ciclos suportados* referentes às *tensões alternadas 1, 2 e 3*:

- $N_1 = 5,83E + 05$ Ciclos
- $N_2 = 2,60E + 07$ Ciclos
- $N_3 = 8,22E + 06$ Ciclos

4.6. Cálculo da Média dos Ciclos

Analisando as tabelas do tópico anterior, é possível constatar que há variações consideráveis de *ciclos suportados* para um mesmo grupo de bobinas. Para contornar tal fato, uma *média de ciclos* foi feita para cada grupo de bobinas. Desta forma, um único valor de *ciclos suportados* passa a representar cada grupo de bobinas, conforme apresentado abaixo:

- EF= 2,27E+08
- F= 6,47E+07
- M= 1,42E+07
- G= 7,65E+05
- EG= 1,22E+06

4.7. Cálculo da Duração do Eixo

Uma vez encontrados os valores de *ciclos suportados* que representam cada classificação de bobina, um novo dano cumulativo é calculado. Porém, o valor n de repetições para cada valor N de ciclos é o número de bobinas laminadas no ano de 2021. Desta forma, cada bobina laminada em

2021 é considerada como uma repetição. Abaixo estão detalhados os cálculos realizados nesta etapa:

- n (número de vezes em que a tensão alternada se repetiu);
- N (número de ciclos suportados);
- N_f (número de ciclos acumulados suportados);
- $n_1 = 152007$ (número de chapas EF laminadas em 2021)
- $n_2 = 212810$ (número de chapas F laminadas em 2021)
- $n_3 = 212810$ (número de chapas M laminadas em 2021)
- $n_4 = 167208$ (número de chapas G laminadas em 2021)
- $n_5 = 15201$ (número de chapas EG laminadas em 2021)
- $N_1 = 2,27E + 08$
- $N_2 = 6,47E + 07$
- $N_3 = 1,42E + 07$
- $N_4 = 7,65E + 05$
- $N_5 = 1,22E + 06$
- $\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \frac{n_4}{N_4} + \frac{n_5}{N_5} = \frac{1}{N_f} \Rightarrow N_f = 4,0$ ciclos

Baseado nos cálculos acima apresentados, constata-se que, considerando a produção de 2021, o eixo de saída da redutora de acionamento do Pinch roll do LTQ suporta operar por 4 ciclos equivalentes à 2021 até falhar. Ou seja, se a produção dos próximos anos for igual à de 2021, estatisticamente, o eixo suporta operar por 4 anos.

4.8 Otimização do Eixo

Com o intuito de otimizar o tempo de vida do eixo, duas alterações foram propostas.

A primeira envolve o método de fabricação da peça, no qual a peça deve ser retificada após sua usinagem, processo que diminui as imperfeições superficiais, aumentando o limite de resistência à fadiga S_e . A segunda proposta foi o adoçamento do concentrador de tensão presente na peça. Ao realizar um raio de concordância de 4mm no ponto crítico da peça, a tensão no local diminuiu conforme figura 7.

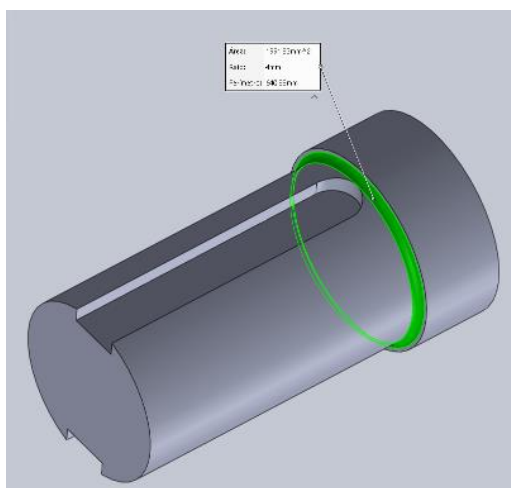


FIGURA 7. Eixo otimizado Ilustração, feita no *software SolidWorks*, do raio de adoçamento proposto para o eixo. **Fonte:** Próprio Autor.

Todos os cálculos realizados no *item 4* deste trabalho foram refeitos, alterando apenas as variáveis que envolvem as alterações propostas à geometria do eixo. O **eixo otimizado** apresentou um tempo de vida de **10 anos e 5 meses**, um ganho de **260%** em vida útil da peça. Vale ressaltar que o custo de produção da nova peça quase não será impactado, aumentando apenas o custo da retífica e algumas horas de usinagem. Por questões de confidencialidade, os dados de produção de 2021 foram ligeiramente alterados no presente trabalho. A magnitude e proporção dos valores de vida do eixo, antes e depois da otimização não foram afetadas.

5. CONCLUSÃO

Esse trabalho intitulado como análise de falha e otimização do eixo de saída da redutora de acionamento do pinch roll do LTQ nos permite concluir que:

- ✓ que o eixo falhou por fadiga devido ao fato que as características da falha presentes, bem como o baixo tempo de vida encontrado e o fato de a falha ter ocorrido em região de concentração de tensão.
- ✓ O tempo de vida de apenas 4 anos para um eixo, sugere que o equipamento não foi dimensionado para a atual produção a ele imposta, sendo necessário a troca ou otimização do conjunto.
- ✓ O fato de a região da falha não apresentar adoçamento foi um ponto chave para a otimização do eixo. Alteração simples, barata e eficaz, o adoçamento combinado à retífica da peça se

mostrou excelente solução para o problema de falhas recorrentes, aumentando em 260% a vida do eixo. O que implica na redução dos elevados custos com paradas para manutenção.

- ✓ Foi possível otimizar o planejamento de manutenção do LTQ. Uma vez que se tem uma boa referência de quando a peça irá falhar, é possível programar melhor as inspeções, bem como uma parada para realizar a troca do equipamento antes que este falhe catastróficamente, evitando riscos aos colaboradores, equipamentos adjacentes e à produção.
- ✓ A melhora no planejamento também impacta diretamente nos custos, reduzindo os gastos com paradas não planejadas.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a empresa pela colaboração na execução do estudo e a UFSJ.

7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo das informações contidas neste artigo.

8. REFERÊNCIAS

BUDYNAS, R.G.; NISBETT, J.K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 8ed. 2011.

CALLISTER JR., WILLIAM D., **Ciência e Engenharia dos Materiais: Uma Introdução**, 1a ed., Rio de Janeiro, LTC, 2002

CASTRO, Vinícius C.; **ANÁLISE COMPARATIVA DE FADIGA ENTRE DOIS EIXOS ATRAVÉS DO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS**, Contecc, 2021, Universidade Estadual do Maranhão.

FERNANDES, S.B.; CARNEIRO, L.O.D.; LIMA, N.T.; **ANALISE DE FALHA DE EIXO DE BOMBA**, CONFERENCE: 70° CONGRESSO ANUAL DA ABM, DOI: 10.5151/1516-392X-27028

JUVINALL, R.C.; MARSHEK, K.M. **Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas**. 4ed. 2008.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. 4ª ed. 2013.

SILVA, A.F.; CHAVES, A.C.; GUIDI, S.E., **Análise de falha por fadiga em eixo de transmissão utilizando o método dos elementos finitos**, Exacta, vol. 14, núm. 2, 2016, pp. 207-219 Universidade Nove de Julho São Paulo, Brasil

SOEIRO, Marcus V.A.; OLVIO, Amauri; LUCATO, André V.R.; **Gestão de Manutenção**, 1ª ed. 2017

FAILURE ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF THE LTQ PINCH ROLL DRIVE OUTPUT SHAFT

Froes, R.B. et al.

(froes.engmec@gmail.com)

Federal University of São João del-Rei

ABSTRACT: *The Failure analysis is a method that seeks a better understanding of a failure in an equipment, process or any asset that directly impacts a final product. The present work seeks to identify and treat the cause of the failure of a gearbox shaft used in the coiling of hot strips in a steel industry. In this sense, it is noted that the piece under study has a history of recurring failures that occur without prior notice. Thus, based on an investigation of suspected failures due to fatigue, a calculation involving 100 shaft torque curves was subsequently performed. The objective of which is to find the time that it supports the loads imposed on it until failure. The results showed that the part has a low fatigue life expectancy, which can be optimized by up to 260% through geometric and manufacturing optimizations. Finally, it was concluded that the part failed due to fatigue and that the proposed improvements have great potential to reduce maintenance costs.*

KEYWORDS: *Axle; Failure Analysis; Fatigue; hot rolling*