Unisanta Science and Technology, 2025, 5, December
Published Online 2025 Vol.14 Nº2 http://periodicos.unisanta.br/index.php/sat)

UNISANTA
Science and Technology
ISSN 2317-1316

Aplicação da Mecânica de Fratura e Fadiga na Análise de Falha de um Eixo de Tambor de Transportador de Correia

Guilherme Cola Ramos Rossi [1], Julio Cesar da Silva Pereira [1], Willy Ank de Morais [1]

[1] **UNISANTA** – Universidade Santa Cecília – Faculdade de Engenharia – Pós-graduação em Engenharia da Confiabilidade
Rua Oswaldo Cruz, 266 - Boqueirão - SANTOS-SP, Brasil - CEP: 11045-100

E-mail: guilhermecrrossi@gmail.com
Received Set., 2025

Resumo: Este trabalho apresenta a análise da falha por fadiga do eixo do tambor de tensionamento de uma correia transportadora utilizada em uma planta de mineração. A investigação examinou a hipótese de carregamento excessivo por flexão resultante do tensionamento da correia, bem como a possível influência de intervenções prévias de reparo superficial envolvendo metalização. A análise foi conduzida com base em critérios de mecânica da fratura elastoplástica, caracterização das propriedades do material (aço SAE 4340) e estimativa das tensões atuantes na região da fratura. Os cálculos de tensão, momento fletor e resistência à fadiga indicaram que a carga de flexão imposta ao eixo, resultante do tensionamento aplicado pelas barras de tração, excedeu tanto os limites admissíveis estabelecidos na documentação técnica quanto o limite de resistência à fadiga estimado para o componente. Tensões efetivas de aproximadamente 270 MPa foram determinadas na região do entalhe, em comparação com valores de resistência à fadiga que variam de 223 a 274 MPa, dependendo do nível de confiabilidade adotado. Adicionalmente, a força aplicada às barras de tração foi aproximadamente 216% maior que o valor recomendado, caracterizando uma condição de sobrecarga crítica associada à falha.

Palavras-chave: Transportadores de Correia; Mecânica de Fratura Elasto-Plástica; Eixos Rotativos; Análise de Falhas.

Application of Fracture Mechanics and Fatigue to the Failure Analysis of a Belt Conveyor Drum Shaft

Abstract: This work presents the fatigue failure analysis of a tensioning drum shaft of a belt conveyor used in a mining plant. The investigation examined the hypothesis of excessive bending loading resulting from belt tensioning, as well as the possible influence of prior surface repair interventions involving metallization. The analysis was conducted based on elastoplastic fracture mechanics criteria, material property characterization (SAE 4340 steel), and estimation of the stresses acting in the fracture region. Stress, bending moment, and fatigue strength calculations indicated that the bending load imposed on the shaft, resulting from the tensioning applied by the tie rods, exceeded both the admissible limits established in the technical documentation and the estimated fatigue strength limit of the component. Effective stresses of approximately 270 MPa were determined in the notch region, compared with fatigue strength values ranging from 223 to 274 MPa, depending on the adopted reliability level. Additionally, the force applied to the tie rods was approximately 216% higher than the recommended value, characterizing a critical overload condition associated with the failure.

Keywords: Belt Conveyors; Elastic-Plastic Fracture Mechanics; Rotating Shafts; Failure Analysis.

1. INTRODUÇÃO

A falha por fadiga constitui uma das principais causas de fratura em componentes mecânicos submetidos a carregamentos cíclicos, especialmente em ambientes industriais severos. Esse mecanismo de falha caracteriza-se por um processo progressivo de dano, geralmente iniciado a partir de pequenas descontinuidades superficiais ou internas, com propagação sob a ação de tensões repetidas, mesmo quando estas se encontram abaixo do limite de resistência à tração do material [1, 2].

Em eixos e outros elementos rotativos, as tensões alternadas de flexão assumem particular relevância, uma vez que cada rotação do componente pode submeter regiões específicas a sucessivas inversões de tensões de tração e compressão, favorecendo a nucleação e o crescimento de trincas por fadiga [3]. A presença de

Copyright © 2025 ISESC.

entalhes geométricos, tratamentos superficiais inadequados ou processos de reparo mal executados — como soldagem ou metalização — tende a intensificar a concentração de tensões locais, resultando em uma redução significativa da vida em do componente [2, 4].

No contexto industrial, os transportadores de correia constituem uma classe de equipamentos na qual esse tipo de problemática é recorrente [5]. Esses sistemas são compostos por diversos tambores, cujos eixos estão frequentemente submetidos a esforços de flexão induzidos tanto pelo tensionamento da correia quanto pelas forças reativas impostas pela estrutura de suporte [6]. A Figura 1 ilustra, como exemplo, o perfil típico de um transportador de correia composto por 14 tambores, incluindo tambor de acionamento (1), tambor de cauda e esticamento (4) e tambores de desvio (2, 3, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13 e 14), todos com eixos sujeitos predominantemente a carregamentos de flexão [3].

Embora o mecanismo de fadiga em eixos rotativos seja amplamente discutido na literatura [1, 4], a ocorrência de falhas em serviço frequentemente envolve a combinação de múltiplos fatores, como histórico operacional, condições de carregamento reais, intervenções de manutenção e particularidades geométricas do componente [3]. Dessa forma, a análise de falhas baseada exclusivamente em critérios teóricos pode ser insuficiente, tornando necessária uma abordagem integrada que combine inspeção visual, análise fractográfica e avaliação das condições operacionais envolvidas [5].

Nesse contexto, o presente trabalho tem como objetivo analisar a fratura de um eixo de tambor de esticamento de um transportador de correia empregado no setor de mineração, buscando identificar os mecanismos responsáveis pela nucleação e propagação das trincas de fadiga, bem como avaliar a influência das condições de carregamento e de possíveis intervenções anteriores no comportamento estrutural do componente.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

2.1. Caso em estudo

O caso analisado refere-se à falha por fratura de um eixo pertencente a um tambor de esticamento de um transportador de correia utilizado em uma instalação industrial de mineração. Esse componente é apoiado em suas extremidades por mancais que se deslocam no sentido perpendicular ao eixo do tambor mediante a aplicação de uma carga externa, promovendo o tensionamento necessário da correia transportadora. Tal tensionamento é fundamental para garantir atrito adequado com os demais tambores do sistema, bem como a correta conformação da correia sobre os rolos, assegurando a eficiência do transporte do material.

Conforme ilustrado na Figura 2, o tambor de esticamento (1) é deslocado longitudinalmente por dois tirantes tensores fixados aos mancais, cujo ajuste é realizado por meio da aplicação de torque nas porcas (2), promovendo o tensionamento da correia transportadora. Cada porca é apoiada em um braço articulado sustentado pelo pistão de um cilindro hidráulico (3), de modo que, durante a operação, desenvolve-se uma carga de reação axial em cada cilindro, estimada a partir da pressão interna do fluido indicada no manômetro do sistema.

A Figura 3 apresenta o desenho de fabricação do eixo analisado, destacando o local aproximado onde ocorreu a ruptura. A geometria do componente, associada às condições de apoio e carregamento, fornece subsídios importantes para a compreensão dos esforços atuantes e para a posterior correlação com o mecanismo de falha identificado. Já a Figura 4 mostra uma das seções fraturadas do eixo após a falha em serviço. A observação macroscópica da superfície de fratura revela características típicas de falha por fadiga, as quais orientaram a definição da estratégia metodológica adotada na investigação.

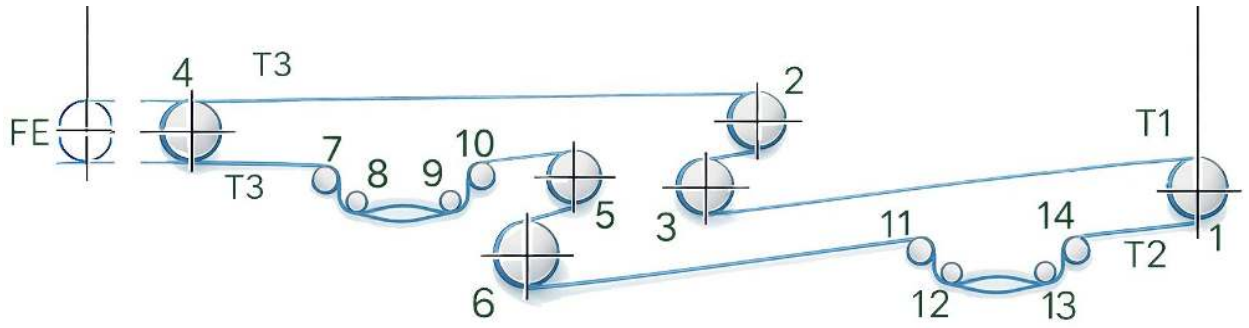


Figura 1. Exemplo de um perfil de transportador de correia com seus diferentes tipos de tambores.

Copyright © 2025 ISESC

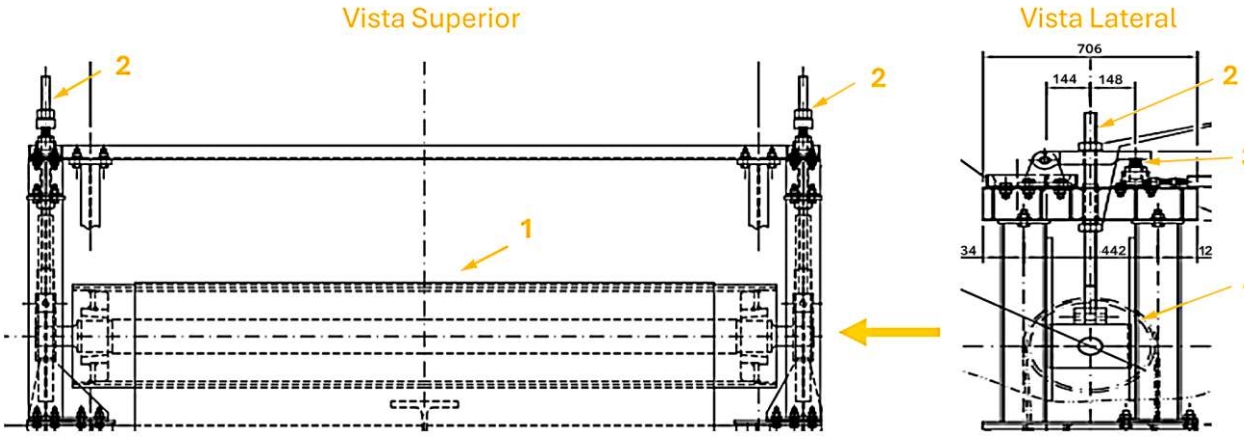


Figura 2. Sistema de esticamento do transportador de correia em estudo (vide explicação dos números no texto).

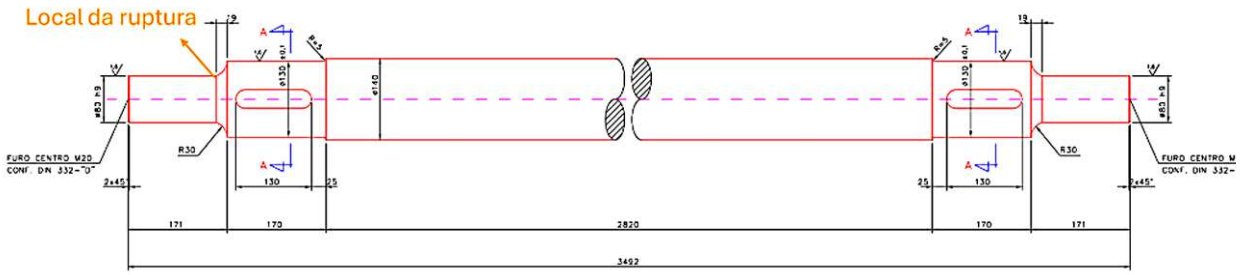


Figura 3. Desenho de fabricação do eixo fraturado.

Na superfície de fratura, observam-se linhas com orientação aproximadamente radial ao longo de toda a circunferência, bem como a presença de pequenos "degraus" entre elas. À luz da mecânica da fadiga e da fratura, tais feições são compatíveis com trincas de fadiga e marcas de catraca, estas formadas pela convergência de trincas nucleadas em planos ligeiramente distintos durante a propagação [4]. Assim, entre marcas de catraca adjacentes, infere-se a existência de sítios de nucleação independentes. Adicionalmente, nota-se que as trincas convergem, no lado oposto, para uma região de aspecto mais fibroso, correspondente à zona de fratura final.

Com base nessa avaliação inicial, a investigação foi direcionada à verificação de duas hipóteses principais para a origem do processo de fadiga: (i) a possível nucleação de trincas associada a um processo anterior de metalização aplicado ao eixo como forma de reparo superficial; e (ii) a hipótese de sobrecarga decorrente de um excesso de tensionamento aplicado pelos tirantes do sistema, resultando em tensões de flexão superiores ao limite de resistência à fadiga do material. Essas hipóteses nortearam a definição dos procedimentos de análise empregados, conforme descrito na seção de metodologia.

A primeira etapa da avaliação da falha consistiu no levantamento das propriedades do material. A partir do desenho de fabricação do tambor, obteve-se a informação de que o eixo foi fabricado em aço AISI 4340, com resistência mecânica especificada entre 80 e 100 kgf/mm², o que corresponde a aproximadamente 785 a 980 MPa, quando expressa no Sistema Internacional de Unidades.

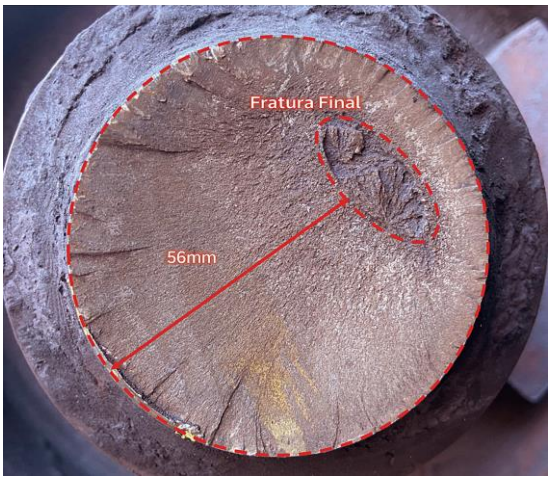


Figura 4. Superfície de fratura do eixo.

Copyright © 2025 ISESC

De acordo com a norma ABNT NBR 6837 [7], que estabelece os requisitos para aços ligados destinados à têmpera e revenimento, o aço AISI 4340 pertence à classe dos aços de alta resistência mecânica, apresentando composição química típica com cerca de 0,40% de carbono, 0,75% de manganês, 0,70% de cromo, 1,80% de níquel e 0,25% de molibdênio. A conformidade com essa norma assegura que o material atenda a critérios de desempenho exigidos em aplicações críticas, tais como, elevada resistência mecânica, boa tenacidade e adequada resistência à fadiga.

2.2. Análise por Resistência dos Materiais e Considerações de Fadiga

Como etapa preliminar à aplicação da mecânica da fratura, realizou-se uma análise baseada nos princípios da Resistência dos Materiais, com o objetivo de estimar os níveis de tensão atuantes no eixo do tambor e avaliar a possibilidade de ocorrência de falha por fadiga associada aos esforços cíclicos de flexão e aos efeitos de concentração de tensões.

Para uma barra de seção circular maciça submetida à flexão, o momento fletor, M (N·mm), pode ser determinado a partir da tensão normal máxima, σ (MPa), atuante na seção transversal de raio R (mm), conforme a equação:

$$M = \frac{\sigma \cdot \pi \cdot R^3}{4} \quad (1)$$

Considerando o carregamento de flexão aplicado ao eixo do tambor, o momento fletor (N·mm) em uma seção localizada a uma distância x (mm) dos apoios (mancais) como:

$$M(x) = \frac{q \cdot (L-2D)}{2} \cdot x \quad (2)$$

na qual: q representa a carga distribuída equivalente (N/mm), L o vão entre os mancais (mm) e D a distância entre o mancal e o ponto de aplicação do carregamento (mm). Esta equação é válida para a região compreendida entre os mancais e o início do carregamento distribuído, condição compatível com a posição observada da fratura:

A relação entre a força de tensionamento aplicada em cada tirante, F_T (N), e a força de reação exercida no êmbolo do cilindro, F_C (N), é dada por:

$$F_T = \frac{F_C \cdot h_2}{h_1} \quad (3)$$

Na qual: h_1 e h_2 correspondem às distâncias entre a articulação do braço e os respectivos pontos de aplicação das forças, conforme indicado na Figura 5.

Por sua vez, a força exercida no êmbolo do cilindro hidráulico, F_C (N), pode ser relacionada diretamente à pressão indicada no manômetro por:

$$F_C = P \cdot \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad (4)$$

Onde: P é a pressão do fluido hidráulico (MPa ou N/mm^2) e D é o diâmetro do êmbolo do cilindro (mm).

Com base nos valores de tensão estimados e considerando a natureza cíclica do carregamento de flexão imposto pela rotação contínua do eixo, avaliou-se a possibilidade de ocorrência de falha por fadiga utilizando o conceito de limite de resistência à fadiga corrigido. Para isso, adotou-se a metodologia apresentada por Budynas e Nisbett (2008), na qual o limite de resistência à fadiga corrigido do componente, $\sigma_{Fad\ Cor}$ (MPa), é determinado a partir de:

$$\sigma_{Fad\ Cor} = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot \sigma_{Fad} \quad (5)$$

Na qual: σ_{Fad} (MPa) é o limite de resistência à fadiga do material para corpos de prova polidos e K_a, K_b, K_c, K_d, K_e e K_f (adimensionais) são os fatores de correção associados, respectivamente, às condições de superfície, tamanho, tipo de carregamento, temperatura, confiabilidade e concentração de tensões.

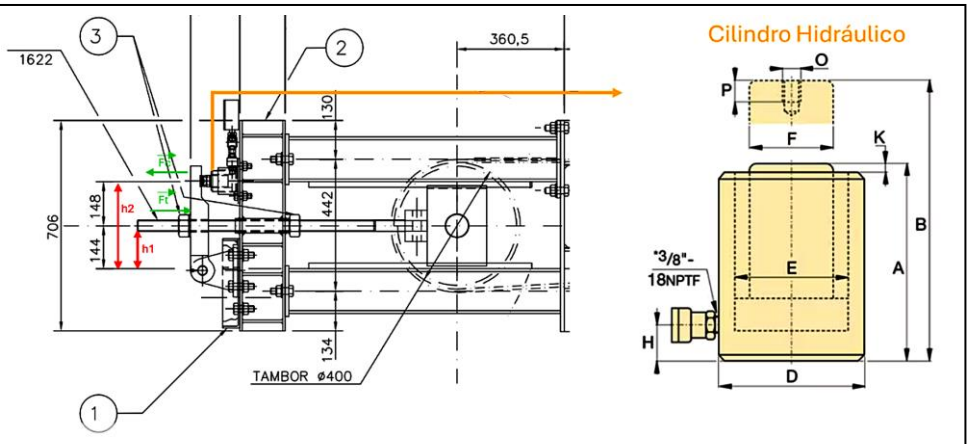


Figura 5. Mecanismo de indicação de tensão nos tirantes de acionamento.

Copyright © 2025 ISESC

Os fatores de correção pela condição superficial (K_a) e de tamanho (Kb) podem ser estimados como [6]:

$$K_a = A \cdot \sigma_{UTS}^{\ B} \quad (6)$$

$$K_b = C \cdot d^D \quad (7)$$

Onde: onde σ_{UTS} (MPa) é o limite de resistência à tração do material, A, B, C e D são constantes empíricas dependentes do acabamento superficial (A e B) e do tamanho (C e D).

2.3. Análise pela Mecânica de Fratura

Para a aplicação dos cálculos de mecânica da fratura, são necessários parâmetros específicos do material, como o limite de escoamento (σ_Y), a tenacidade à fratura (K_{Ic}) e o módulo de elasticidade. Como não foi possível realizar ensaios mecânicos no material fraturado, adotaram-se valores de referência disponíveis na literatura técnica. Os manuais da ASM [8, 9], apresentam as seguintes propriedades para um aço AISI 4340 normalizado a 870 °C: limite de escoamento σ_y = 860 MPa e tenacidade à fratura K_{Ic} = 125,36 MPa·√m. Esses valores foram adotados neste trabalho por apresentarem boa concordância com as propriedades mecânicas indicadas no desenho de fabricação do tambor.

Na sequência, tornou-se necessário avaliar se, no momento da propagação crítica da trinca, o material encontrava-se sob estado de tensão plana ou estado de deformação plana, a fim de definir a aplicabilidade das formulações da mecânica da fratura linear elástica ou elastoplástica. Para essa verificação, foi calculado o tamanho da zona plástica (R) formada na extremidade da trinca, conforme o procedimento indicado na norma ASTM E399 [10], através da equação [1, 10]:

$$R = 2{,}5 \times \left(\frac{K_{Ic}}{\sigma_y}\right)^2 \quad (8)$$

Considerando K_{Ic} = 125,36 MPa·√m e σ_y = 860 MPa para o material, obteve-se para o raio da zona plástica um valor aproximado de R = 0,053 m, correspondente a 53 mm. Esse resultado indica que a dimensão da zona plástica é superior à espessura remanescente da seção resistente do eixo após a propagação da trinca, estimada em 24 mm (diferença entre o diâmetro original de 80 mm e a profundidade média da trinca de 56 mm).

Dessa forma, pode-se inferir que, no caso em estudo, o material encontrava-se submetido a um estado de tensão plana (TP), uma vez que a condição necessária para a validade do regime de deformação plana (DP) não foi atendida. Em função desse resultado, a sequência da análise passa a considerar a aplicação de formulações associadas à mecânica da fratura elastoplástica, mais adequadas à condição de elevada plasticidade desenvolvida na região da ponta da trinca [1]:

$$J = \frac{K_{Ic}^{\ 2}}{\mathrm{E}} \quad (9)$$

$$CTOD(\delta) = \frac{\mathrm{J}}{(1-\nu^2)\cdot\sigma_y} \times 10^3 \quad (10)$$

Nas quais: E é o módulo de elasticidade de Young (MPa); ν é o coeficiente de Poisson (adimensional); J é a energia para propagação da trinca em J/m^2 e *CTOD* (δ) é a abertura na ponta da trinca em mm.

Aplicando-se as Equações (9) e (10) na condição crítica, assumindo-se $K_I = K_{IC}$, obteve-se um valor de CTOD de δ = 0,09 mm. O *CTOD* (*Crack Tip Opening Displacement*) ou δ é um dos parâmetros fundamentais da mecânica da fratura elastoplástica e representa a abertura na ponta da trinca sob carregamento, sendo um indicador direto do nível de deformação localizada e de plasticidade na vizinhança da ponta da trinca.

De forma simplificada, o *CTOD* pode ser relacionado à condição crítica de propagação/instabilidade da trinca por meio da Equação [1]:

$$CTOD(\delta) = \frac{8\cdot a\cdot\sigma^2}{E\cdot\sigma_y} \times 10^{-3} \quad (11)$$

Na qual: σ (MPa) representa a tensão remota equivalente associada ao carregamento no instante da ruptura, a (mm) corresponde ao maior comprimento de trinca (ou profundidade crítica) alcançado pelas trincas de fadiga até a região de fratura final, E (MPa) é o módulo de elasticidade do material e σ_y (MPa) é o limite de escoamento do material.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para determinar a tensão remota equivalente, σ, para a condição de ruptura do eixo foram empregadas as seguintes propriedades e características do material (AISI 4340) e da falha (vide Figura 4):

a = 56 mm (tamanho da trinca),
K_{Ic} = 125,36 MPa (tenacidade à fratura),
σ_y = 860 MPa (limite de escoamento à tração),
σ_{UTS} = 1000 MPa (limite de resistência à tração),
E = 200 GPa = 2×10^5 MPa (módulo de Young) e
ν = *0,29* (coeficiente de Poisson).

Copyright © 2025 ISESC

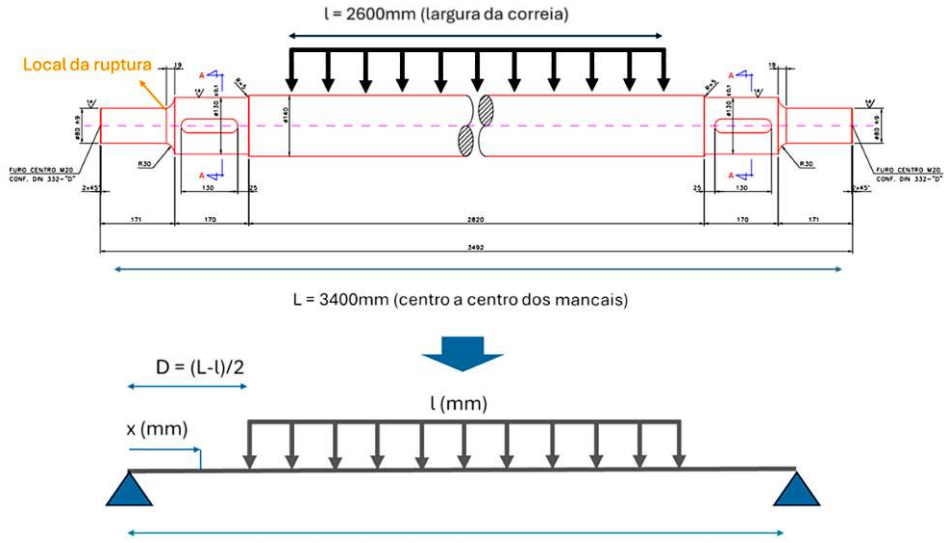


Figura 6. Representação do carregamento sobre o eixo do tambor.

A Equação (9) levou a um J = 0,0786 J/m^2; através da Equação (9) determinou-se CTOD = 0,100 mm. Finalmente isolando σ da Equação (10) obtêm-se um valor aproximado de 196 MPa para a tensão de ruptura do eixo.

Considerando que o tambor analisado não está submetido a torque de acionamento, apresenta resistência ao giro desprezível e possui certa liberdade para pequenos deslocamentos axiais, os esforços de tração e torção podem ser considerados nulos. Dessa forma, conclui-se que o mecanismo responsável pela ruptura do eixo foi predominantemente o carregamento de flexão, resultante da reação da correia ao tensionamento aplicado pelos tirantes, conforme ilustrado na Figura 6.

Com base nesse valor de tensão crítica, aplicou-se a Equação (1) para uma seção circular maciça de raio R = 40 mm (D = 80 mm), resultando em um momento fletor máximo de 9,84 × 10^6 N·mm, equivalente a 1,00 t·m. Considerando a posição da fratura localizada a uma distância x = 0,106 m dos mancais, esse momento foi utilizado na Equação (2) junto com a largura de apoio da correia transportadora (l = 2600 mm) e distância entre mancais (L = 3400 mm, vide Figura 6) para a determinação da carga distribuída equivalente, obtendo-se q = 7,28 tf/m. Considerando l = 2,6 m, a força total de flexão, F, associada à ruptura do eixo foi estimada como:

$$F = q \cdot l = 7{,}28 \times 2{,}6 = 18{,}93 \text{ tf},$$

o que implica uma força média de aproximadamente 9,46 tf aplicada em cada um dos mancais e tirantes tensores.

Na sequência, buscou-se verificar se esse nível de carregamento poderia ter sido atingido em função de um excesso de tensionamento dos tirantes, a partir da análise do sistema de medição de tensão baseado em braço articulado e cilindro hidráulico instrumentado com manômetro, conforme descrito anteriormente e ilustrado na Figura 5.

A relação entre a força de reação no êmbolo do cilindro e a pressão indicada no manômetro foi avaliada pela Equação (4), enquanto a relação entre essa força e a força efetiva de tensionamento aplicada ao tirante foi obtida por meio da Equação (3).

A partir da documentação técnica do transportador de correia, verificou-se que a pressão máxima recomendada para cada cilindro hidráulico é de P = 150 kgf/cm² (14,71 MPa). Dos desenhos de projeto, obtiveram-se os seguintes parâmetros geométricos: D = 42,9 mm, h_1 = 144 mm e h_2 = 292 mm. Aplicando esses valores nas Equações (3) e (4), determinou-se uma força de reação máxima no êmbolo de cada cilindro hidráulico, F_C, de 2,16 tf, e uma força de tensionamento por tirante de 4,37 tf. Considerando a existência de dois sistemas de tensionamento idênticos, a força total máxima para o tensionamento da correia é da ordem de 8,75 tf.

Comparando esse valor com a força estimada no momento da ruptura (18,93 tf), observa-se que o tensionamento aplicado foi aproximadamente 216% superior ao valor recomendado pela documentação técnica do equipamento, caracterizando uma condição clara de sobrecarga operacional.

Apesar dessa constatação, procedeu-se à avaliação sob a ótica da mecânica da fadiga, a fim de verificar se o nível de tensão atuante, associado ao carregamento cíclico de flexão, seria suficiente, por si só, para provocar falha por fadiga no material.

Considerando que a fratura ocorreu em uma região de mudança de seção, foi avaliado o fator de concentração de tensão geométrico. A partir do gráfico apresentado na Figura 7 [11] e adotando-se as razões geométricas D/d =

Copyright © 2025 ISESC

130 / 80 = 1,625 e r/d = 30 / 80 = 0,375, calculou-se um fator de concentração de tensão K_t = 1,38.

Aplicando esse fator à tensão nominal estimada para a condição de ruptura (196 MPa), obteve-se uma tensão efetiva na região do entalhe de aproximadamente 270 MPa, valor compatível com a região onde se observou a nucleação das trincas de fadiga.

Para a determinação do limite de resistência à fadiga corrigido do componente, utilizou-se a Equação (5), considerando um limite de resistência à tração do material σ_{UTS} = 1000 MPa. O fator de correção superficial foi estimado pela Equação (6), adotando-se A = 4,51 e B = −0,265, resultando em K_a = 0,723.

Para eixos com diâmetros entre 51 e 254 mm, na Equação (7) C = 1,51 e D = -0,157 [6]. Considerando um diâmetro d = 80 mm (vide Figura 6), obteve-se K_b = 0,759. Para carregamento de flexão, temperatura ambiente e ausência de efeitos adicionais, adotaram-se K_c = 1, K_d = 1 e K_f = 1, sendo este último justificado pelo fato de o efeito da concentração de tensão já ter sido incorporado diretamente à tensão atuante pelo K_t, que considerou não ser alterado pela fadiga devido à grande resistência mecânica do aço.

Foram analisados dois cenários de confiabilidade: um conservador, com K_e = 0,814 (99% de confiabilidade), e um arrojado, com K_e = 1 (50% de confiabilidade). Considerando o limite de resistência à fadiga do material como 50% de σ_{UTS}, isto é, 500 MPa, obtiveram-se valores de resistência à fadiga corrigida de aproximadamente 223 MPa para o cenário conservador e 274 MPa para o cenário arrojado.

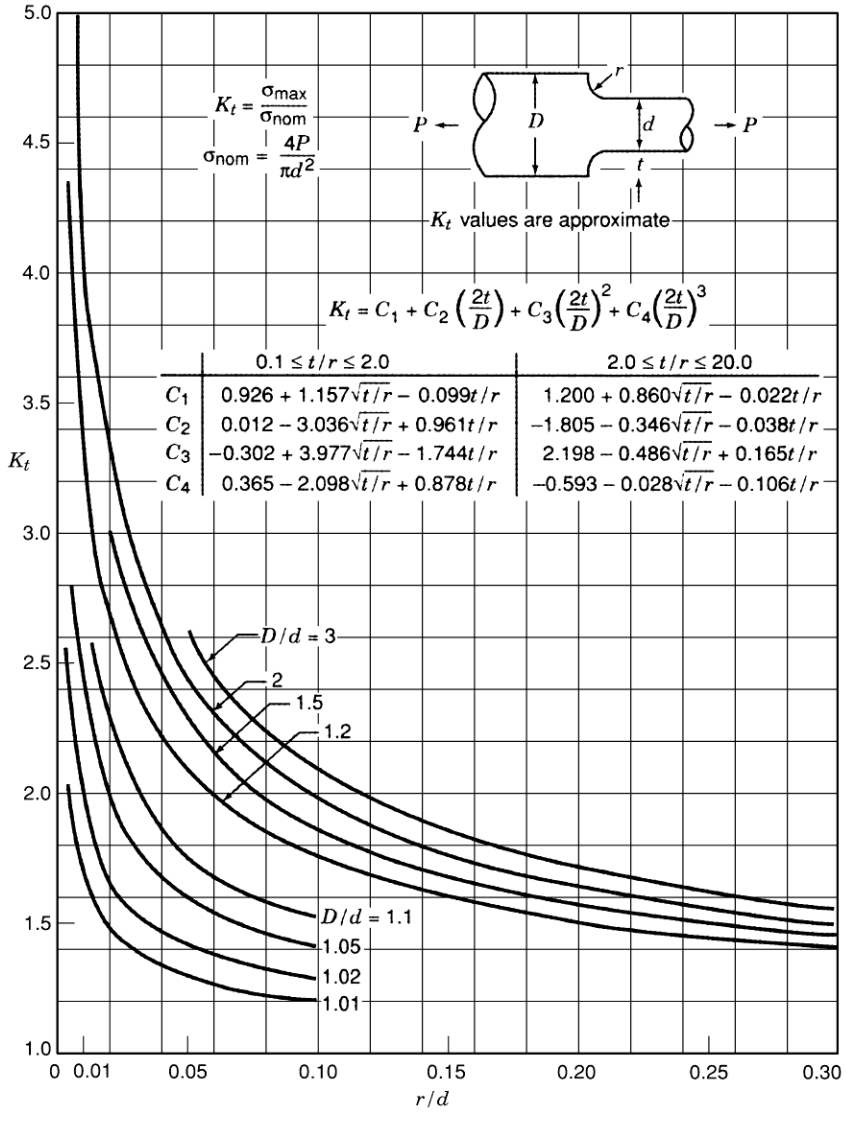


Figura 7. Ábaco e equações para determinar o fator de concentração de tensões, K_t, (PILKEY, 1997).

Comparando esses valores com a tensão efetiva atuante na região do entalhe (270 MPa), verifica-se que, mesmo no cenário mais otimista, a tensão de flexão imposta ao eixo foi suficiente para ultrapassar o limite de resistência à fadiga do componente. Esse resultado indica que o excesso de tensionamento da correia, por si só, foi capaz de conduzir o eixo à condição de falha por fadiga, independentemente da possível influência de outros fatores superficiais, como processos anteriores de metalização ou efeitos ambientais.

4. CONCLUSÕES

A análise integrada conduzida neste trabalho permite concluir que a falha do eixo do tambor de esticamento ocorreu por fadiga induzida por sobrecarga de flexão, associada a um tensionamento da correia significativamente superior aos limites estabelecidos em projeto.

Copyright © 2025 ISESC

A combinação entre o carregamento excessivo aplicado pelos tirantes e os efeitos de concentração de tensões decorrentes da mudança geométrica de seção resultou em níveis de tensão atuante capazes de exceder o limite de resistência à fadiga do material, mesmo quando considerados cenários otimistas de confiabilidade.

Os resultados obtidos a partir da mecânica da fratura elastoplástica indicaram tensões efetivas da ordem de 270 MPa na região de entalhe, valor comparável ou superior ao limite de resistência à fadiga corrigido do componente, estimado entre 223 MPa e 274 MPa, dependendo do nível de confiabilidade adotado. Adicionalmente, a análise do sistema de tensionamento revelou que a força aplicada aos tirantes no momento da ruptura foi aproximadamente 216% superior à recomendada pela documentação técnica do equipamento, caracterizando uma condição inequívoca de sobrecarga operacional.

Embora não se descarte completamente a eventual influência de fatores secundários, como descontinuidades superficiais associadas a processos anteriores de metalização, os resultados demonstram que o excesso de tensionamento, por si só, foi suficiente para conduzir o eixo à falha por fadiga, atuando como o principal fator determinante do dano observado.

Dessa forma, conclui-se que a falha poderia ter sido evitada por meio do controle rigoroso do tensionamento da correia, do respeito aos limites operacionais definidos em projeto e da adequada calibração dos sistemas de medição de pressão empregados no ajuste dos tirantes. O caso analisado reforça a importância de práticas de manutenção preventiva e de monitoramento operacional sistemático como medidas essenciais para a preservação da integridade estrutural e da confiabilidade de componentes críticos em transportadores de correia.

REFERÊNCIAS

[1] SURESH, S. *Fatigue of materials.* 2. ed. Cambridge: Cambridge University Press, 1998.

[2] STEPHENS, R. I.; FATEMI, A.; STEPHENS, R. R.; FUCHS, H. O. *Metal fatigue in engineering.* 2. ed. New York: John Wiley & Sons, 2000.

[3] MORAIS, W. A.; CRUZ, L. B. O. Avaliação macrográfica e analítica da fratura de um eixo de tambor esticador de correia transportadora de fertilizantes. *Unisanta Science & Technology*, v. 12, p. 32–43, 2023. DOI: https://doi.org/10.5281/zenodo.8018186.

[4] ANDERSON, T. L. *Fracture mechanics: fundamentals and applications.* 4. ed. Boca Raton: CRC Press, 2017.

[5] SARTE, M. A.; SACRAMENTO, B. F.; REZENDE, F. F.; RODRIGUES, W. G.; MORAIS, W. A. Transportadores de correia: uma visão geral dos mecanismos de degradação e da confiabilidade operacional. *Unisanta Science & Technology*, v. 14, p. 5–15, 2025. DOI: https://doi.org/10.5281/zenodo.18424860.

[6] BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. *Elementos de máquinas de Shigley.* 8. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.

[7] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *ABNT NBR 6837:2008 — Aços ligados para têmpera e revenimento.* Rio de Janeiro: ABNT, 2008.

[8] ASM INTERNATIONAL. *ASM handbook: heat treating.* Materials Park, OH: ASM International, 2001. v. 4.

[9] ASM INTERNATIONAL. *ASM handbook: properties and selection—irons, steels, and high-performance alloys.* Materials Park, OH: ASM International, 2001. v. 2.

[10] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM E399-20: Standard test method for linear-elastic plane-strain fracture toughness K_IC of metallic materials.* West Conshohocken, PA: ASTM International, 2020.

[11] PILKEY, W. D. *Peterson's stress concentration factors.* 2. ed. New York: John Wiley & Sons, 1997.

Copyright © 2025 ISESC