

## **ANÁLISE DA FRATURA DE UM ROLO MOTRIZ DE CORREIA TRANSPORTADORA**

**Fábio Maurício Scherbaum, fms.rs.br@gmail.com<sup>1</sup>**  
**Gustavo Simões Teixeira, eng.gustavo@hotmail.com<sup>2</sup>**  
**Ignacio Iturrioz, ignacio@mecanica.ufrgs.br<sup>3</sup>**  
**José Antônio Esmerio Mazzaferro, mazza@ufrgs.br<sup>4</sup>**

<sup>1,2,3,4</sup>Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Rua Sarmento Leite, 425 – 3º andar, CEP 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil

***Resumo:** Este trabalho tem como finalidade demonstrar através de um estudo de caso da ruptura, em sentido radial, de um rolo motriz de um sistema de transporte por correia transportadora, que teve uma falha em sua junta soldada por trabalho em campo, conforme veremos a seguir. Para isso, foi feita uma revisão bibliográfica em que foram abordados os tópicos de soldagem, defeitos e descontinuidades em soldagem, modos de falha de um componente fabricado por soldagem, fadiga e fadiga em estruturas soldadas, inclusive tópicos importantes de mecânica da fratura que são pertinentes na investigação das causas da falha do componente.*

***Palavras-chave:** fadiga em juntas soldadas, defeitos em soldagem, mecânica da fratura, modos de falha*

### **1. INTRODUÇÃO**

Falhas em estruturas são ainda muito comuns nos dias de hoje, mesmo com o projeto elaborado e executado por engenheiros capacitados, munidos dos mais modernos programas de computador para auxílio em projetos e capazes de realizar inúmeras simulações. Ferramentas CAD, elementos finitos, bancos de dados com materiais e suas propriedades, e uma vasta gama de ferramentas de simulação, são recursos que facilitam o trabalho do engenheiro projetista. Nos últimos anos foram desenvolvidas várias normas internacionais para os mais diversos ramos da indústria, além de diretrizes que orientam para a seleção de materiais, metodologias de projeto, histórico de solicitações de cargas, bem como coeficientes de segurança. Em estruturas soldadas, trinca por fadiga pode ser considerada o mecanismo mais comum de falha, e o modo mais catastrófico é sem dúvida a fratura instável, com resultados catastróficos.

Atualmente, grande parte dos componentes fabricados são soldados, e uma junta soldada é uma área crítica no que diz respeito à falhas. Ao fazer uma revisão na literatura sobre os casos em que ocorreram falhas em estruturas nos últimos 50 anos, claramente é visto que estas ocorrem preferencialmente nos locais em que existem conexões, mais precisamente nas juntas soldadas. A colocação de solda em uma estrutura metálica proporciona alguns elementos prejudiciais, como o aumento da tensão aplicada no local, mudanças na microestrutura e propriedades mecânicas, introdução de tensões residuais e imperfeições devido à solda. Dependendo das condições do ambiente e das cargas aplicadas, esses fatores, combinados ou isoladamente, podem levar a falha por diferentes mecanismos.

### **2. OBJETIVO**

O objetivo deste artigo é explicar o comportamento de juntas soldadas submetidas à fadiga e, por meio de um estudo de caso, mostrar como isso acontece em uma situação rotineira de quem aplica processos de soldagem no seu trabalho. Para uma determinada geometria de junta soldada, o comportamento da estrutura dependerá do tipo de aplicação industrial, isto é, do tamanho e da qualidade da solda feita, e dos procedimentos aplicados após a soldagem.

### **3. SOLDAGEM**

Soldagem consiste na união de dois materiais através da fusão dos mesmos em íntimo contato, ou pela fusão de ambos e adição de outro material fundido, ou ainda pelo contato desses materiais nas fases sólida e semi-sólida. (Machado, 1996).

### 3.1. Defeitos e Descontinuidades em Juntas Soldadas

Todas as estruturas soldadas contêm inúmeros defeitos que podem causar sérios danos, e até provocar o colapso desta. Uma junta soldada por si mesma já é uma descontinuidade na estrutura. Defeitos de soldagem podem ser classificados como defeitos planares, volumétricos ou geométricos.

Defeitos planares são normalmente trincas pontiagudas, que reduzem drasticamente a vida à fadiga de uma junta soldada, ou podem provocar a nucleação de trincas por fadiga. Os exemplos mais comuns desses defeitos são trincas provocadas por hidrogênio, trincas interlamelares, trincas por falta de fusão, trincas de reaquecimento, trincas de solidificação, e intrusões nas margens da solda. Este último grupo de descontinuidades, as intrusões nas margens, correspondem a intrusões não-metálicas nas margens da solda e agem como nucleadores de trincas por fadiga. Elas estão presentes em nível microscópico, e têm uma profundidade média de 0.1mm, podendo chegar até 0.4mm. Esses dados explicam porque a fadiga em juntas soldadas se deve a propagação das trincas. Defeitos volumétricos são as porosidades e inclusões de escória. Devido ao fato de que normalmente esses defeitos têm forma esférica, o seu efeito de entalhe é reduzido, e normalmente eles produzem pouco ou nenhum efeito sobre a fadiga. Entretanto, eles reduzem a área da seção resistente, reduzindo conseqüentemente a máxima sollicitação admissível sobre a junta. Defeitos geométricos incluem o desalinhamento, reforço excessivo, descontinuidades causadas por paradas e retomadas do processo de soldagem, mordeduras e ondulações. Os defeitos geométricos causam um aumento na tensão local e na concentração de tensão global devido à geometria da junta. Existem modos de calcular o fator de intensidade de tensões devido ao desalinhamento, mas para o desalinhamento não-intencional, que ocorre durante a fabricação de um componente, este não pode ser estimado, e pode levar a falha precoce de um material. Também existem diretrizes para os níveis aceitáveis de mordeduras, superdeposição, bem como onde se pode interromper e recomençar o processo de soldagem na ASM Metals Handbook. No caso das ondulações, elas se tornam concentradores de tensão para fadiga apenas quando a junta soldada é submetida a esforços axiais.

### 3.2. Modos de Falha de um Componente Fabricado por Soldagem

As principais causas que levam a falha de um componente são as seguintes:

- Cargas aplicadas e número de ciclos de cargas desconhecidos;
- Ambiente de operação inadequado;
- Especificação incorreta da vida útil;
- Metodologia de projeto aplicada imprópria, não considerando os principais modos de causa de falhas;
- Uso das propriedades inadequadas de um material para o projeto;
- Seleção inadequada de materiais e procedimentos de soldagem;
- Falta de inspeção durante a fabricação;
- Operação do equipamento/componente fora das especificações de projeto.

De acordo com as causas citadas acima, é possível definir o modo pelo qual um componente pode falhar. Isso irá depender das condições do ambiente e da natureza das cargas aplicadas. Os principais modos que um componente fabricado por soldagem pode falhar estão listados a seguir:

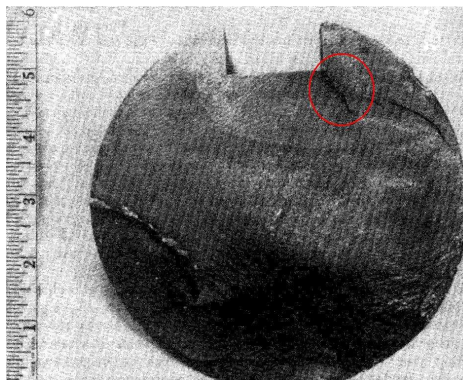
- Fratura instável (dúctil ou frágil);
- Fratura dúctil;
- Colapso plástico;
- Flambagem;
- Fadiga
- Fadiga por corrosão;
- Corrosão;
- Trinca por tensão-corrosão;
- Trinca induzida por hidrogênio.

Os quatro primeiros modos de falha ocorrem sob a ação de carga estática. Enquanto a fratura frágil pode ocorrer por tensões nominais abaixo do ponto de escoamento e com pouca deformação, a fratura dúctil, o colapso plástico e a flambagem frequentemente são precedidos por uma plasticidade significativa. Os outros cinco modos de falha ocorrem sob a ação de sollicitações flutuantes e pelas condições do ambiente. No que diz respeito à fadiga, ou vida a fadiga, que seria o tempo que um componente submetido a cargas cíclicas suporta sem comprometer a segurança de um equipamento ou estrutura.

## 4. FADIGA

Um material submetido a repetitivas tensões flutuantes irá romper a uma tensão mais baixa que a necessária para fratura devido a uma simples aplicação de carga. Falhas que ocorrem por aplicação de cargas dinâmicas, são chamadas de falhas por fadiga. Vale ressaltar que esse tipo de falha acontece após um determinado tempo de serviço. O progresso da tecnologia no desenvolvimento de novos equipamentos, como automóveis, aviões, compressores, bombas, turbinas, etc., submetidos a repetitivas cargas e vibração, contribui para o crescimento do número de falhas por fadiga, que podem corresponder a pelo menos 90% das falhas de origem mecânica (Dieter, 1988).

A falha por fadiga pode ser considerada traiçoeira, pois ocorre sem “aviso prévio”, que resulta numa fratura de aparência frágil, sem uma visível deformação grosseira. Em escala macroscópica, a superfície de fratura geralmente é normal à direção das principais tensões de tração aplicadas. Além disso, a superfície de fratura pode ser identificada por uma região polida, devido à ação de fricção da trinca se propagando através da seção, e de uma região áspera, onde o componente rompeu de maneira dúctil na seção transversal, que não conseguiu suportar a carga aplicada. O avanço da fratura é indicado por uma série de anéis, ou “marcas de praia”, direcionadas ao interior do componente, partindo do ponto inicial da falha. A Fig. (1) mostra um eixo de motor elétrico que rompeu por fadiga. Claramente, podem-se notar as regiões lisa e áspera, além das marcas de praia, salientadas.



**Figura 1. Superfície de fratura de falha por fadiga em eixo de motor elétrico. A trinca inicial está no canto do rasgo de chaveta, circulado em vermelho (Dieter, 1988).**

A Fig. (1) também serve para mostrar outra característica da fadiga, que normalmente inicia em pontos de concentração de tensão, como um canto vivo ou entalhe, ou numa concentração de tensão metalúrgica, como uma inclusão. Nesse caso, a trinca iniciou no canto do rasgo de chaveta. A união de três fatores é necessária para que ocorra falha por fadiga. O primeiro seria a aplicação de uma tensão de tração suficientemente alta, o segundo seria uma alta flutuação ou variação na tensão aplicada, e o terceiro uma alta variação nos ciclos de carga aplicada. Existem outros fatores que contribuem para a diminuição da vida a fadiga, como a concentração de tensões, corrosão, temperatura, sobrecarga, estrutura metalúrgica, tensões residuais, tensões combinadas, que alteram as condições de fadiga.

## 5. ESTUDO DE CASO

Os rolos motrizes de correias transportadoras são dimensionados tendo em conta as características de cada transportador e apresentam uma ampla variedade construtiva. Segundo a posição que ocupam num transportador de tela, os rolos devem resistir às solicitações impostas pelas tensões da tela e da carga. Para se ter o melhor rendimento possível quer no caso de substituição quer para uma nova instalação, no projeto desses componentes é necessário dispor dos seguintes dados que permitem determinar as características construtivas e dimensionais. Os dados principais para definir um rolo para correia transportadora são os seguintes:

- Largura da tela;
- Diâmetro do tambor em relação ao tipo e às características da tela;
- Diâmetro do veio e tipo de aço;
- Tipo de bloqueio do veio no cabeçote (anéis de encaixe, chaveta, solda);
- Posição do tambor (comando, retorno, contraste);
- Ângulo de envolvimento da tela no tambor  $\alpha$  ;
- Tensão da tela  $T_1, T_2, T_3$  ;
- Distância entre os suportes e flange do tambor  $\alpha_g$  ;
- Tipo de revestimento, se solicitado.

A Fig. (2) mostra um rolo e suas principais dimensões.

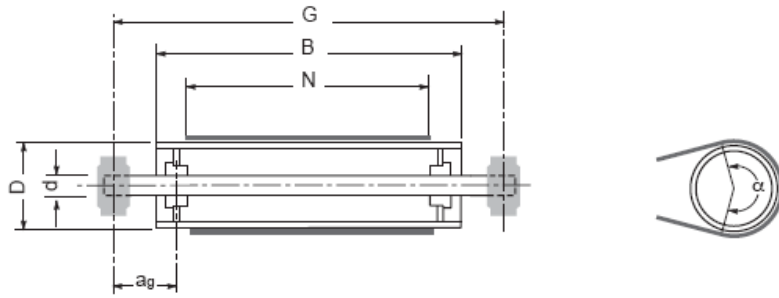


Figura 2. Principais dimensões de um rolo para correia transportadora (Rulmeca, 2008).

### 5.1. Limitação de Flecha e Rotação

Uma excessiva inflexão do veio nos rolos é, na maior parte dos casos, o motivo pelo qual a estrutura do componente irá ceder, como pode ser visto na Fig. (3).

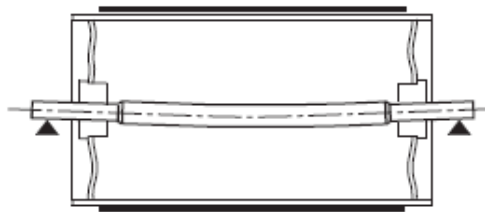


Figura 3. Pontos de apoio e flexão resultante (Rulmeca, 2008).

Portanto, é de suma importância o dimensionamento correto do veio, que deve ser considerado com elevados coeficientes de segurança. Depois de dimensionar o diâmetro do veio, é necessário verificar que a flecha e a inclinação do veio não superem determinados valores. Em particular, a flecha  $f_t$  e a inclinação  $\alpha$  deverão respeitar as relações:

$$f_{t_{\max}} \leq \frac{C}{3000} \quad (1)$$

$$\alpha \leq \frac{1}{1000} \quad (2)$$

$$f_t = \frac{\left(\frac{Cpr}{2}\right) \cdot a_g}{24 \cdot E \cdot J} \cdot \left[3 \cdot (b + 2a_g)^2 - 4a_g^2\right] \leq \frac{C}{3000} \quad (3)$$

$$\alpha = \frac{\left(\frac{Cpr}{2}\right)}{2 \cdot E \cdot J} \cdot a_g \cdot (C - a_g) \leq \frac{1}{1000} \quad (4)$$

Em que  $C$  corresponde a distância entre os centros dos apoios, conforme a Fig. (4). A dimensão  $a_g$  é dada em milímetros,  $E$  corresponde ao módulo de elasticidade do material,  $J$  é o momento de inércia da seção do eixo e  $Cpr$  a carga no eixo.

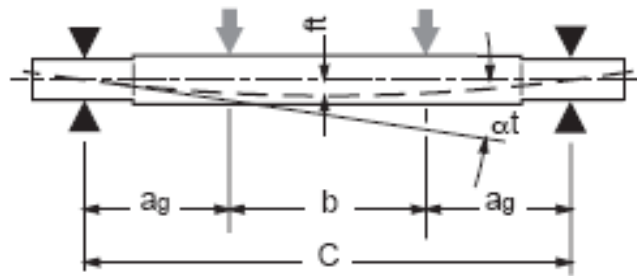


Figura 4. Principais dimensões de um eixo de rolo de correia transportadora (Rulmeca, 2008).

## 5.2. Falha em Rolo Motriz

O rolo motriz foi analisado conforme ilustra a Fig. (5).

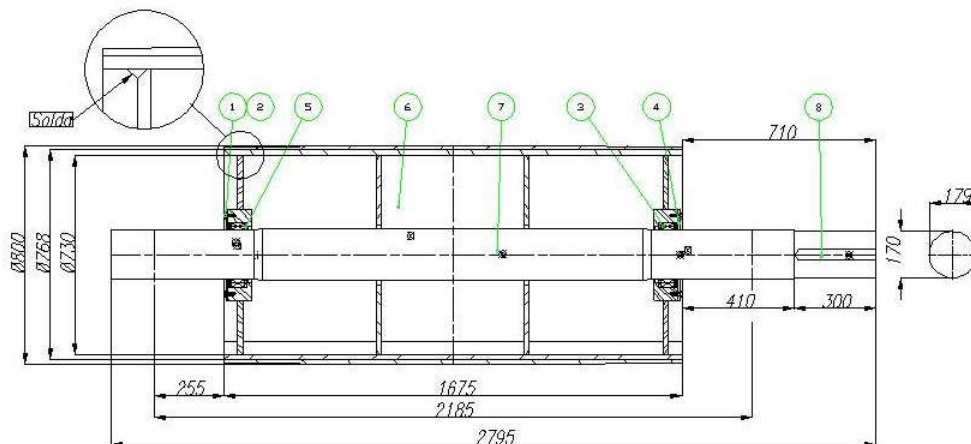


Figura 5. Rolo motriz e suas dimensões (2009).

O estudo proposto foi o de executar a análise das tensões geradas entre a junção dos discos com a carcaça, conforme representado na Fig. (5). O rolo foi colocado em funcionamento em campo, e após um ano de trabalho, este rompeu na região da solda indicada na Fig. (5). Utilizou-se o processo MIG/MAG para a confecção da solda. Abaixo, verifica-se a montagem original do sistema na Fig. (6), bem como o local em que ocorreu a falha, conforme a Fig. (7).

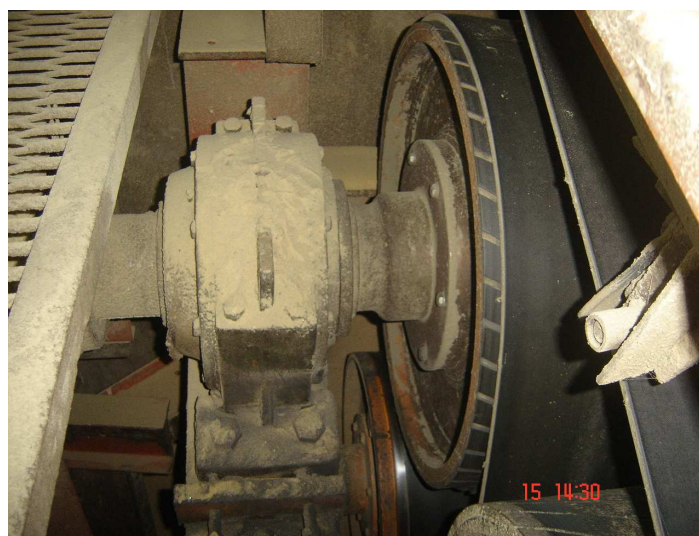


Figura 6. Detalhe da montagem do rolo motriz (2009).





Figura 7. Detalhe da região onde ocorreu a falha no rolo motriz (2009).

O material do rolo motriz é um aço estrutural ASTM A36, com módulo de elasticidade  $207GPa$ , tensão limite de escoamento de  $220MPa$  para chapas laminadas a quente, limite de resistência à tração de  $400MPa$  e limite de resistência à fadiga de  $190MPa$ . O eixo, construído em aço ao carbono SAE 1045, possui módulo de elasticidade  $207GPa$ , tensão limite de escoamento  $290MPa$ , para chapas laminadas a quente, limite de resistência à tração de  $520MPa$ , e limite de resistência à fadiga de  $184MPa$ .

### 5.3. Análise de Tensões por Elementos Finitos

Para a análise em elementos finitos do componente, foi utilizado o software Ansys Workbench™. Foi estipulado um tamanho de elemento de  $30mm$  para todos os componentes, e utilizaram-se elementos hexaédricos. Para a análise, considerou-se material sem imperfeições. As condições de contorno utilizadas foram: o momento torsor, força de tensão na correia, pressão no anel e ringfeeder (pressão necessária para transmitir o torque entre o eixo e os discos) e condições de fixações dos rolamentos. O carregamento pode ser visualizado na Fig. (8).

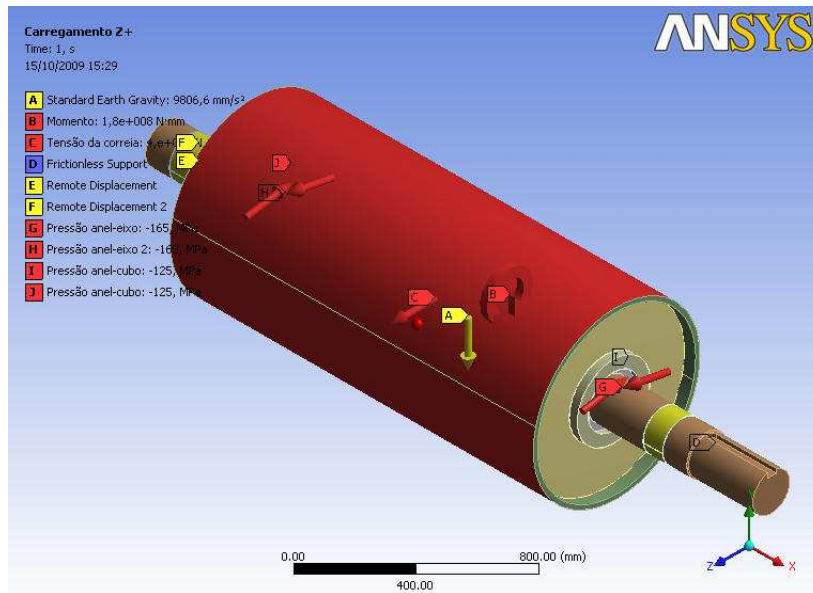


Figura 8. Condições de contorno do rolo motriz (2009).

Para análise de fadiga, consideraram-se dois carregamentos: o primeiro com condição da tensão da correia apontando no sentido do eixo  $Z+$ , e o segundo no sentido do eixo  $Z-$ . Posteriormente, considerou-se uma combinação das duas condições, para obter esforços de tração e compressão nos componentes para obtermos um efeito de fadiga.

#### 5.4. Resultados da Análise das Cargas Estáticas e Tensões Flutuantes

Na Fig. (9) e na Fig. (10), verificam-se as tensões máximas principais geradas na carcaça e disco, respectivamente. Pode-se observar que a tensão máxima ocorrida na carcaça foi de  $19.38MPa$  e no disco de  $16.22MPa$ , pontos de tensões máximas estes na mesma região onde rompeu o tambor, na região da solda.

Na Fig. (11), verificam-se as tensões flutuantes na carcaça do rolo motriz, na Fig. (12), as tensões flutuantes nos discos do rolo motriz, e na Fig. (13) as tensões flutuantes no conjunto completo do rolo motriz. Os maiores valores de tensões flutuantes, no caso dos discos e do conjunto completo, ocorrem próximos a região de contato dos discos com o eixo, longe da região onde ocorreu a fratura, no caso, no outro extremo de um dos discos mais externos, em contato direto com a carcaça.

De acordo com a norma AWS D1.1, o tipo de montagem do conjunto rolo motriz e eixo na estrutura da correia transportadora é da categoria de tensão C, para conexões não tubulares submetidas a cargas cíclicas, em que a junta soldada é de ângulo, com os esforços transversais em relação ao filete. O ponto mais suscetível à falha seria na margem do filete do metal de base, ou seja, na margem do rolo motriz com o filete do metal de solda depositado. Pela norma AWS D1.1, o limite de fadiga para vida infinita  $F_{th}$  em estrutura não tubular submetida a vida infinita, com categoria de tensão C, é de  $69MPa$ . Pelos resultados obtidos das tensões flutuantes, verifica-se que estes estão abaixo do valor limite que o componente deve ter para uma vida infinita.

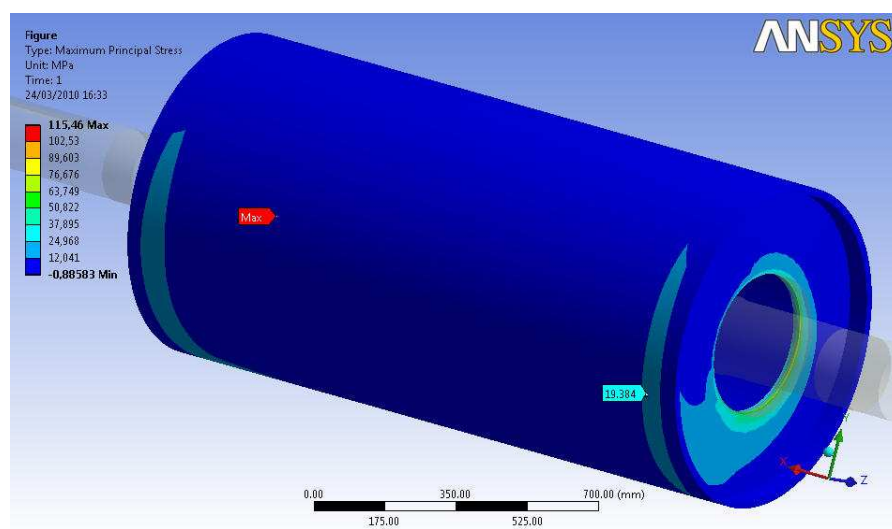


Figura 9. Tensões máximas principais na carcaça, mostrando o ponto de tensão máximo no local onde rompeu o rolo motriz, na região de solda (2009).

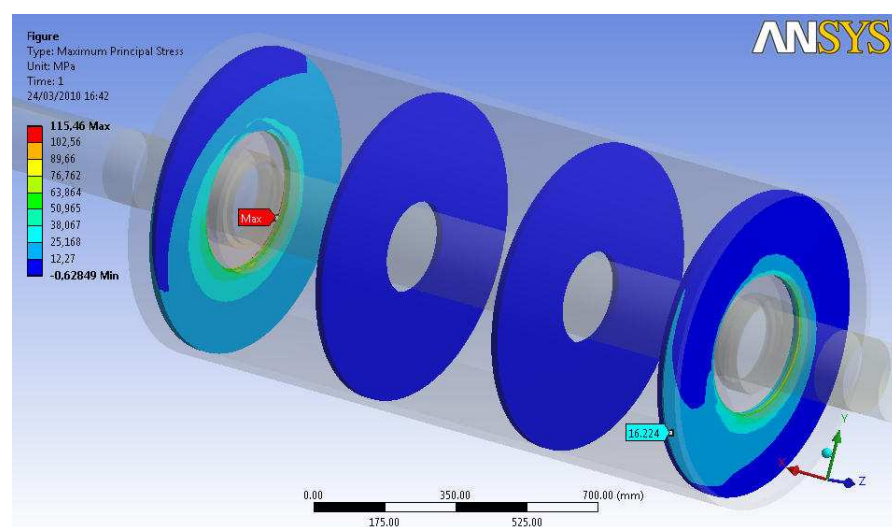


Figura 10. Tensões máximas principais no disco, mostrando o ponto de tensão máximo no local onde rompeu o tambor, na região de solda (2009).

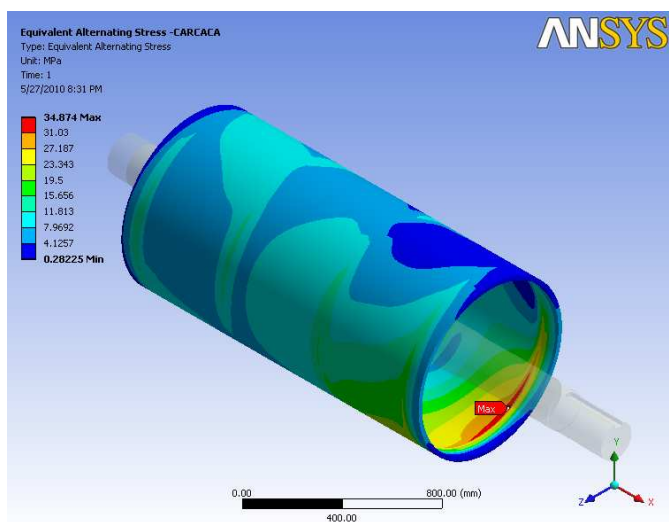


Figura 11. Máximas tensões flutuantes na carcaça do rolo motriz (2009).

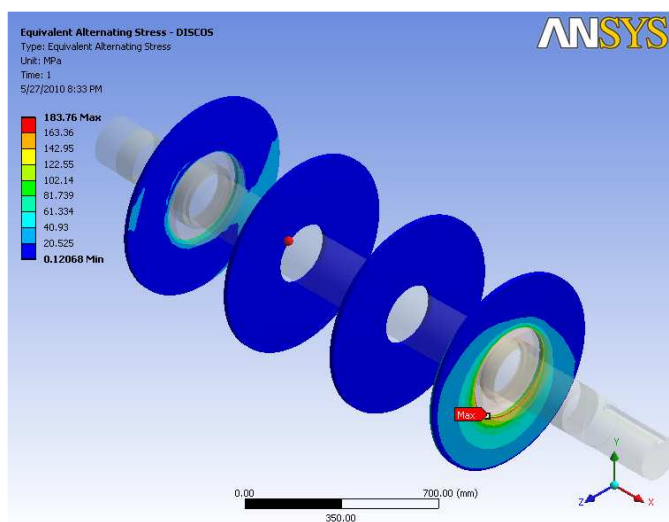


Figura 12. Máximas tensões flutuantes nos discos do rolo motriz (2009).

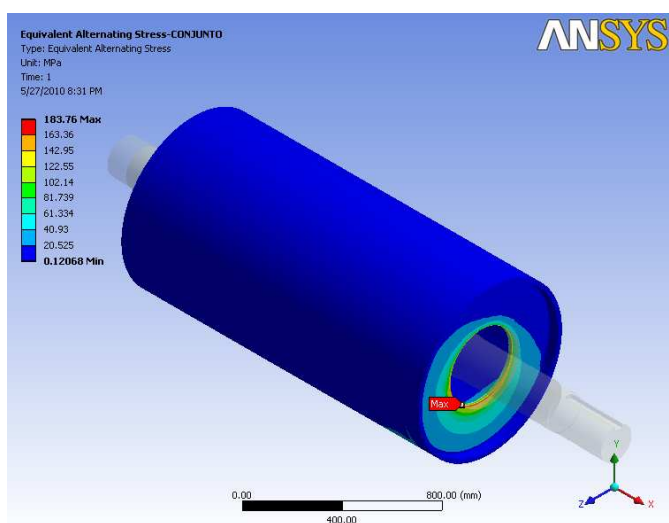


Figura 13. Máximas tensões flutuantes no conjunto completo, carcaça e discos, do rolo motriz (2009).



### 5.5. Determinação do Limite à Fadiga

Os valores para limite de resistência à fadiga obtida em ensaios com corpos de prova padrão devem ser corrigidos para considerar, em seus valores finais, as diferenças físicas entre os corpos de prova e peça real que está sendo projetada (Norton, 2004).

Diversos fatores como temperatura, tamanho, umidade, efeito de corrosão, condição superficial, estão incorporados dentro de um conjunto de fatores de redução da resistência que são multiplicados pela estimativa teórica para se obter a resistência à fadiga corrigida ou o limite de fadiga corrigido, citado abaixo:

$$Se = C_{\text{carregamento}} \cdot C_{\text{tamanho}} \cdot C_{\text{superfície}} \cdot C_{\text{temperatura}} \cdot C_{\text{confiabilidade}} \cdot Se' \quad (5)$$

$$Se' \cong 0.5 \cdot Sut \quad \text{para } Sut < 1380MPa \quad (6)$$

Tendo em vista que o limite de resistência a tração do aço estrutural ASTM A36 é menor que o do SAE 1045, este será o considerado para o dimensionamento do limite de fadiga não corrigido:

$$Se' \cong 0.5 \cdot 400 = 200MPa \quad (7)$$

Os fatores adotados foram os seguintes (Shigley e Mitchell, 1983):

**Tabela 1. Fatores de carregamento, tamanho, superfície, temperatura e confiabilidade adotados para o cálculo do limite de fadiga corrigido.**

Fator	Valor adotado
Carregamento	1.000
Tamanho	0.600
Superfície	0.780
Temperatura	1.000
Confiabilidade	0.753

Com isso, calcula-se o limite de fadiga corrigido:

$$Se = C_{\text{carregamento}} \cdot C_{\text{tamanho}} \cdot C_{\text{superfície}} \cdot C_{\text{temperatura}} \cdot C_{\text{confiabilidade}} \cdot Se'$$

$$Se = 1.0 \cdot 0.6 \cdot 0.78 \cdot 1.0 \cdot 0.753 \cdot 200.0 \quad (8)$$

$$Se = 70.6MPa$$

## 6. CONCLUSÕES

Como as tensões máximas principais obtidas foram  $19.38MPa$  e  $16.22MPa$ , as quais são menores que o limite de fadiga corrigido ( $70.6MPa$ ), e o limite de fadiga para vida infinita em estrutura não tubular submetida à vida infinita ( $69MPa$ ) foi maior que os valores das tensões flutuantes encontrados na região que o componente falhou, conclui-se que a falha não ocorreu por fadiga, talvez pela presença de algum tipo de descontinuidade, como um trinca nucleada pré-existente, resultante de possíveis problemas na fabricação ou manutenção do rolo motriz. Se este fosse o caso, um novo estudo deverá ser feito, utilizando para análise a mecânica elástica linear da fratura e analisar a taxa de crescimento da trinca.

## 7. REFERÊNCIAS

- American Welding Society (AWS) D1 Committee on Structural Welding, 2008, "Structural Welding Code – Steel", 21<sup>st</sup> Ed., American Welding Society, Miami, USA, 563 p.
- Dieter, G.E., 1988, "Mechanical Metallurgy – SI Metric Edition", McGraw-Hill Book Company, UK, 775 p.
- Norton, R.L., 2004, "Projeto de Máquinas", Bookman, 2<sup>a</sup> Edição, São Paulo, 931 p.
- Rulmeca Group, 2008, "Rollers and Components for Bulk Handling", Rulli Rulmeca Spa, 6<sup>th</sup> Ed., Almè, Italy, 313 p.
- Shigley, J.E., Mitchell, L.D., 1983, "Mechanical Engineering Design", McGraw-Hill Book Company, 4<sup>th</sup> Ed., New York, 293 p.

## 8. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.



**VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING**  
**18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil**  
*August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil*

## **FRACTURE ANALYSIS OF A BELT CONVEYOR DRIVING ROLLER**

**Fábio Maurício Scherbaum, fms.rs.br@gmail.com<sup>1</sup>**  
**Gustavo Simões Teixeira, eng.gustavo@hotmail.com<sup>2</sup>**  
**Ignacio Iturrioz, ignacio@mecanica.ufrgs.br<sup>3</sup>**  
**José Antônio Esmerio Mazzaferro, mazza@ufrgs.br<sup>4</sup>**

<sup>1,2,3,4</sup>Federal University of Rio Grande do Sul, Sarmento Leite Street, 425 – 3<sup>rd</sup> floor, zip code 90050-170, Porto Alegre, RS, Brazil

**Abstract.** *The purpose of this paper is to demonstrate, by a case study, the radial fracture of a belt conveyor driving roller, which had a flaw in his welded joint due to field work. For this, a literature review was made, which take up the topics of welding, defects and discontinuities in welding, failure modes of a component manufactured by welding, fatigue, and fatigue in welded structures, including important topics of fracture mechanics that are relevant in investigation of the component failure causes.*

**Keywords:** *fracture in welded joints, defects in welding, fracture mechanics, failure modes*

### **1. RESPONSIBILITY NOTICE**

The authors are the only responsible for the printed material included in this paper.