

# ANÁLISE DE CRITICALIDADE DE DEFEITOS EM MUNHÕES DE MOINHOS DE BOLAS USADOS EM PLANTAS DE MINERAÇÃO<sup>1</sup>

*Daniel Nagano da Silva*<sup>2</sup>

*Raquel de Moraes Lobo*<sup>3</sup>

*Arnaldo Homobono Paes de Andrade*<sup>4</sup>

## Resumo

Os moinhos de bolas são equipamentos presentes em plantas de mineração, sendo uma máquina importante no circuito de cominuição de minérios. Em função de inúmeros fatores como, por exemplo, projeto inadequado, fabricação, sobrecarga no equipamento, falta de manutenção e procedimentos de operação inadequados, são desenvolvidos defeitos nos componentes estruturais desse equipamento. Os componentes estruturais dos moinhos, basicamente, corpo, tampas e munhões, além do custo elevado, possuem prazos de fabricação que podem variar de dois a três anos dependendo da demanda do mercado. Com isso, faz-se cada vez mais necessário que os defeitos detectados nesses componentes sejam corretamente avaliados. O objetivo desse trabalho é analisar pela mecânica da fratura a criticalidade de defeitos constatados nos componentes estruturais de grandes equipamentos como, um moinho de bolas e comparar valores teóricos de taxa de propagação (crescimento) desses defeitos com valores reais obtidos através de inspeções periódicas feitas neste equipamento. Os defeitos a serem analisados são trincas que aparecem principalmente nos munhões.

**Palavras-chave:** Defeitos; Moinho de bolas; Mecânica da fratura.

## ANALYSIS OF THE CRITICALITY OF DEFECTS FOUND IN TRUNNIONS OF GRINDING BALL MILLS USED IN MINING PLANTS

### Abstract

The grinding ball mills are equipments present in mining plants, being important in the ore comminution circuits. Depending on numerous factors, such as, for example, inappropriate design, manufacturing, overloads, poor maintenance and inadequate operating procedures, defects are developed in the structural components of this equipment. The structural components of a mill, basically, shell, heads and trunnions, besides high costs, have lead times that might vary from two to three years, according to market demand. Thus, it becomes increasingly necessary that any defects in those components to be properly evaluated. The aim of this paper is to analyze the fracture mechanics of the criticality of cracks observed in the structural components of large equipment such as ball mill and compare to theoretical values of growth rate of these defects with actual values obtained through periodic inspections performed in this equipment. The defects to be analyzed are cracks presented in the trunnion.

**Keywords:** Defects; Ball mills; Fracture mechanics.

<sup>1</sup> *Contribuição técnica ao 68º Congresso Anual da ABM - Internacional, 30 de julho a 2 de agosto de 2013, Belo Horizonte, MG, Brasil.*

<sup>2</sup> *Chefe de Engenharia de Produto, Metso Minerals, Sorocaba, Brasil e aluno de mestrado, Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares – IPEN, São Paulo, Brasil*

<sup>3</sup> *Doutora em Tecnologia Nuclear, Pesquisadora do Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares – IPEN, São Paulo, Brasil*

<sup>4</sup> *Sócio da ABM, Doutor em Engenharia de Materiais, Pesquisador do Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares – IPEN, São Paulo, Brasil*

## 1 INTRODUÇÃO

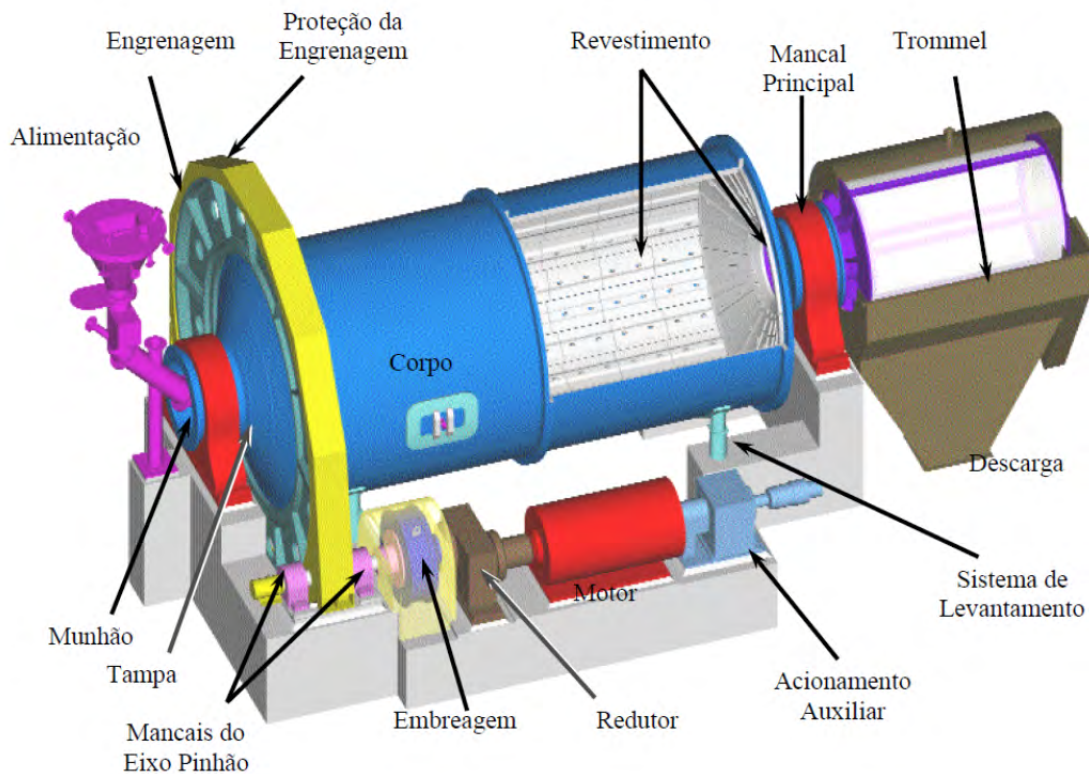
Segundo Beraldo,<sup>(1)</sup> a cominuição de sólidos é uma operação que pode destinar-se a vários objetivos. No beneficiamento de minérios, a cominuição é necessária para se obter uma granulometria adequada ao processo de concentração utilizado, assim como para a consecução de uma liberação adequada dos minerais a serem separados. Os métodos de cominuição são classificados de acordo com a granulometria do minério em britagem e moagem, variando bastante as características dos equipamentos nas duas categorias de processos.

Moinho de bolas é uma designação genérica dos moinhos rotativos que usam esferas de aço fundido ou forjado, ou ainda ferro fundido como corpos moedores. São chamados “moinhos de bolas” (Figuras 1 e 2), mais especificamente, aqueles que possuem uma só câmara de moagem sendo o comprimento útil dessa câmara menor que o dobro do seu diâmetro.<sup>(2)</sup>

Esses moinhos consistem basicamente de um corpo cilíndrico fabricado em chapas de aço calandradas, repleto de furos em toda a sua extensão, para a fixação dos revestimentos através de parafusos, onde também serão fixadas tampas em suas extremidades. Cada tampa possui um munhão que será sustentado por um mancal de deslizamento com lubrificação a alta pressão. O munhão é uma espécie de eixo que gira sobre os mancais de bucha, que são os elementos fixos. Apenas um filme de óleo pressurizado evita o contato metal-metal entre o munhão e a bucha e faz com que o mesmo tenha condições de girar sem um atrito excessivo. Estes mancais também são os componentes que sustentarão todo o moinho. O sistema de acionamento é composto por um motor elétrico principal, redutores e acoplamentos que transmitirão o torque a um eixo pinhão, que por sua vez, o transmitirá para uma engrenagem presente em uma das extremidades do corpo. O acionamento auxiliar é utilizado para fazer o giro lento do moinho para operações de manutenção. O sistema de levantamento é usado na instalação do moinho, e mais tarde, para manutenção. O minério entra no moinho pelo lado da alimentação e após ser moído é descarregado pelo lado da descarga passando por uma peneira trommel que tem a função de evitar que os corpos moedores que eventualmente saem do moinho caiam no tanque de bombeamento do produto que passou pelo moinho.

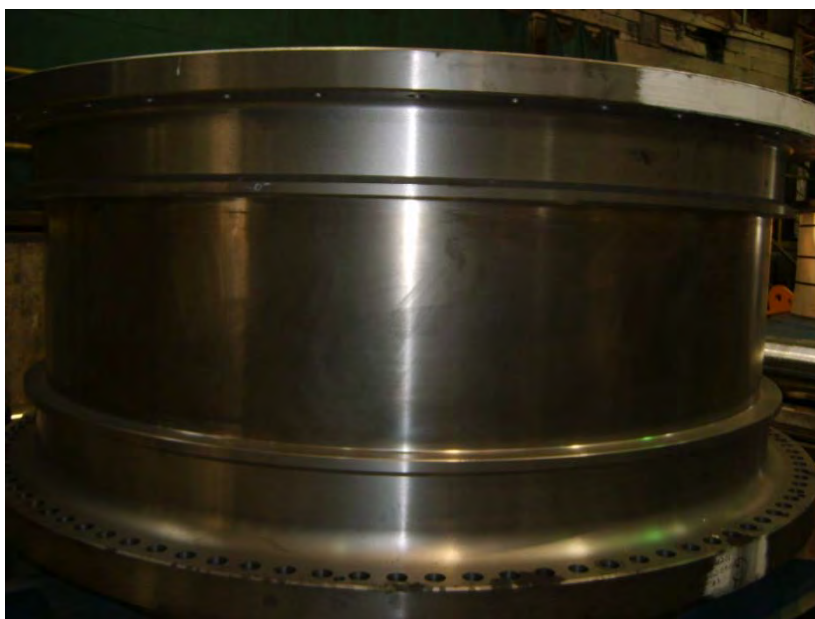


Figura 1 – Moinho de bolas.<sup>(2)</sup>



**Figura 2** – Representação esquemática de um moinho de bolas.

O objetivo desse trabalho é analisar pela mecânica da fratura a criticalidade de defeitos constatados nos componentes estruturais de grandes equipamentos como, um moinho de bolas e comparar valores teóricos de taxa de propagação (crescimento) desses defeitos com valores reais obtidos através de inspeções periódicas feitas neste equipamento. Os defeitos a serem analisados são trincas que aparecem principalmente nos munhões, Figura 3 abaixo, na região de contato axial e radial com os mancais do moinho, originadas por uma falta de lubrificação que permitiu o contato metal-metal entre o munhão e a bucha do mancal.



**Figura 3** – Munhão do moinho.

## 1.1 Tensões Típicas em um Moinho de Bolas

Com relação às cargas em moinhos, Meimaris e Lai<sup>(3)</sup> fizeram um estudo comparando tensões medidas através de extensômetros colocados em um moinho com os valores calculados por elementos finitos. Em uma primeira análise, as cargas consideradas foram os pesos dos componentes estruturais e revestimentos do moinho, a carga de minério, a carga de bolas e as cargas radiais impostas pelo pinhão na engrenagem do moinho. Os pesos dos revestimentos foram incluídos no modelo por meio de um aumento da densidade do corpo e tampas. A carga foi modelada com uma força hidrostática no corpo, isto é, o comportamento da carga foi assumido como um líquido estacionário e pressões hidrostáticas sendo aplicadas às superfícies internas do moinho para simular a carga. Esta hipótese é comum em projetos de moinhos.

Meimaris e Lai<sup>(3)</sup> concluíram que assumir a carga como uma força hidrostática, a aproximadamente 35% do enchimento do moinho, e ignorar o efeito da rigidez dos revestimentos, diminui a correlação entre os resultados teóricos com os obtidos pelas medições em campo.

Toda estrutura que é exposta a esforços que possam causar variações de tensões cíclicas em seus componentes estruturais é passível de apresentar fadiga (norma BS7608<sup>(4)</sup>). A curva  $\sigma \times N$  representa a relação quantitativa entre a resistência à fadiga " $\sigma$ " em relação ao número de ciclos " $N$ " experimentado pelo componente.

Segundo Callister e Rethwisch,<sup>(5)</sup> para alguns materiais, a curva  $\sigma \times N$  pode se tornar horizontal para valores de  $N$  mais elevados; ou seja, existe um nível de tensão limitante, chamado de limite de resistência à fadiga (algumas vezes também chamado de limite de durabilidade), abaixo do qual a falha por fadiga não irá ocorrer (Figura 4). Esse limite de resistência à fadiga representa o maior valor de tensão oscilante que não irá causar falha após essencialmente um número infinito de ciclos. Para muitos aços, os limites de resistência à fadiga variam entre 35 e 60% do limite de resistência à tração.

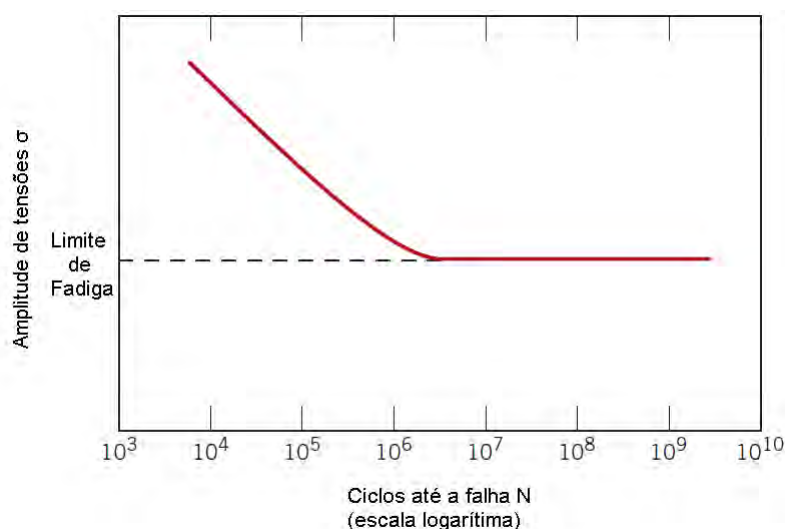


Figura 4 – Curva  $\sigma \times N$ .<sup>(5)</sup>

A Figura 5 mostra o gráfico para as curvas  $\sigma \times N$  para diferentes classes de projeto, que dependem basicamente da geometria e proporções do detalhe

analisado, da direção das tensões em relação ao detalhe analisado, da localização de uma possível trinca e os métodos de fabricação e inspeção. Estes valores são baseados em uma probabilidade de falha de 2,3%, considerando a curva média menos duas vezes o desvio padrão.

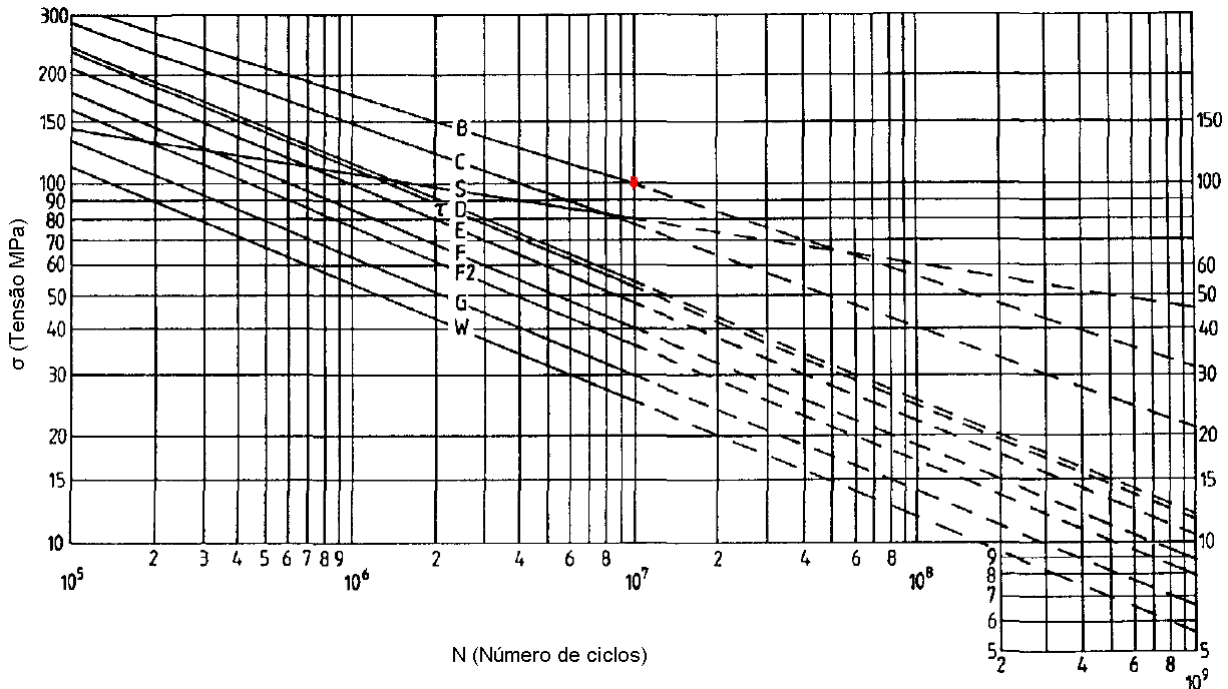


Figura 5 – Curva  $\sigma \times N$ .<sup>(4)</sup>

No caso específico de munhões de moinhos, a classe da norma BS7608 que mais se adequaria seria a classe A. No entanto a própria norma BS7608 não recomenda a utilização da classe A. Logo é considerada a classe B, utilizando a Figura 5 como referência na definição da tensão admissível. Analisando-se a Figura 5, para o limite de resistência a fadiga de  $10^7$  ciclos, e para a classe B, a tensão  $\sigma$  admissível seria na faixa de 100 MPa.

Porém de acordo com Svalbonas e Berney-Fiklin,<sup>(6)</sup> do ponto de vista de projeto, as tensões máximas admissíveis são da ordem de 69 MPa.

Meimaris e Lai<sup>(3)</sup> também concluíram que os moinhos não representam uma classe única de estrutura e que requer análises específicas da indústria e avaliação de diferentes normas.

## 1.2 Mecânica da fratura

Na Figura 6 é mostrado um elemento próximo à ponta de uma trinca em um material elástico, juntamente com o estado plano de tensões nesse elemento. Nota-se que cada componente de tensão é proporcional a uma constante  $K_I$ . Se essa constante é conhecida, toda a distribuição de tensões na ponta da trinca pode ser computada com as equações mostradas nessa figura. Essa constante que é chamada fator de intensidade de tensões, caracteriza completamente as condições na ponta da trinca de um material elástico linear. Se for assumido que um material falha localmente com uma combinação crítica de tensão e deformação, então a fratura deve ocorrer com uma intensidade de tensão crítica  $K_{IC}$ , que é propriedade do material, chamada de tenacidade à fratura.<sup>(7)</sup>

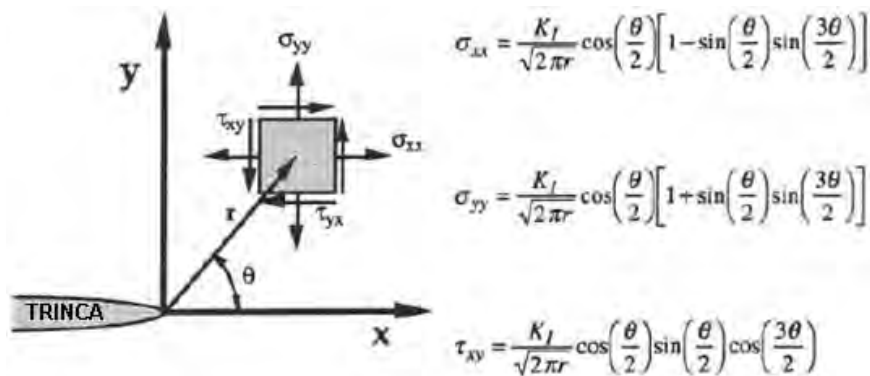


Figura 6 – Tensões na ponta da trinca de um material elástico.<sup>(7)</sup>

Para a chapa mostrada na Figura 7, o fator de intensidade de tensões é dado por:<sup>(7)</sup>

$$K_I = 1,12 * \sigma \sqrt{\pi a} \quad (1)$$

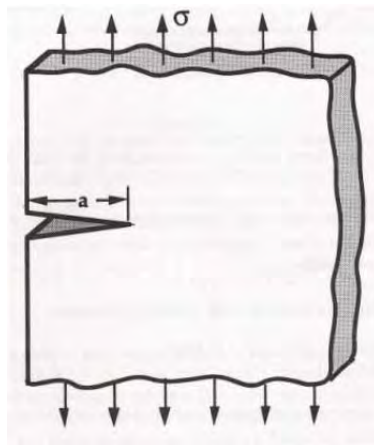


Figura 7 – Trinca de borda em uma chapa “infinita” sujeita a uma tensão de tração remota<sup>(7)</sup>

De acordo com a norma BS7910,<sup>(8)</sup> para trincas superficiais, o fator de intensidade de tensões é dado por:

$$K_I = M f_w M_m \sigma_{max} \sqrt{\pi a} \quad (2)$$

Onde

$\sigma_{max}$  é a máxima tensão de tração;

“a” é a profundidade da trinca;

M,  $f_w$  e  $M_m$  são fatores de correção geométricos.

E conforme a norma ASME Seção XI, Apêndice A,<sup>(9)</sup> para trincas superficiais, o fator de intensidade de tensões é dado por:

$$K_I = [(\sigma_m + A_p) M_m + \sigma_b M_b] \sqrt{\pi a / Q} \quad (3)$$

Onde

$\sigma_m$  e  $\sigma_b$  são as tensões de membrana e flexão, respectivamente;

“a” é a profundidade da trinca;

$A_p$ ,  $M_m$ ,  $M_b$  e Q são fatores de correção geométricos.

A mecânica da fratura é usada para avaliar a resistência de uma estrutura ou componente na presença de uma trinca ou uma descontinuidade. Sua aplicação em relação à fadiga envolve o processo de crescimento da trinca, cobrindo a faixa desde uma trinca ou uma descontinuidade detectável até a fratura final.<sup>(10)</sup>

A taxa de crescimento de uma trinca por fadiga pode ser correlacionada com parâmetros da mecânica da fratura, tais como fator de intensidade de tensões, sendo assim o tamanho crítico da trinca para a falha pode ser computado se a tenacidade à fratura é conhecida. Por exemplo, a taxa de crescimento de trinca por fadiga em metais pode usualmente ser descrita pela seguinte relação empírica.<sup>(7)</sup>

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (4)$$

A Figura 8 mostra uma representação esquemática dessa taxa de crescimento, em que acima de um determinado valor de  $\Delta K_{LIM}$ , que é a faixa de intensidade de tensões limiar, tem-se a região II que é a região de validade da equação acima.

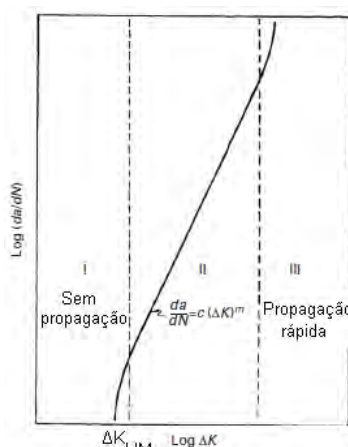


Figura 8 – Gráfico esquemático da  $da/dN \times \Delta K$ .<sup>(11)</sup>

2

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

#### 3.1 Materiais do munhão

O material do munhão do moinho em questão é o ferro fundido nodular conforme a norma DIN1693<sup>(12)</sup> grau GGG-50 ou EN-1563-GJS-500-7<sup>(9)</sup> (Tabela 1).

Tabela 1 – Propriedades do Ferro Fundido Nodular GGG-50<sup>(13)</sup>

Especificação do material	Ferro Fundido Nodular GGG-50
% Carbono	3,00% mín.
Tensão de escoamento	300 MPa
Resistência à tração	420 - 450 MPa
Alongamento	7% mín.
Dureza	180 HB mín.
Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	7,1

Considerando que as tensões admissíveis máximas de projeto são de 69 MPa<sup>(6)</sup>, se for considerada a tensão de escoamento do ferro fundido nodular GGG-

50, o fator de segurança é de aproximadamente 4,3. Se for considerada a resistência à tração, esse fator de segurança é de no mínimo 6.

Foram obtidos dados de tenacidade à fratura  $K_{IC}$  e range de intensidade de tensões limiar  $\Delta K_{LIM}$  conforme tabela 2 abaixo:

**Tabela 2** – Valores de tenacidade à fratura e range de intensidade de tensões limiar<sup>(12,14-17)</sup>

$K_{IC}$ (MPa $\sqrt{m}$ )	$\Delta K_{LIM}$ (MPa $\sqrt{m}$ )
-	10 <sup>(12)</sup>
22-25 <sup>(14)</sup>	-
85 <sup>(15)</sup>	5,1 <sup>(15)</sup>
20 <sup>(16)</sup>	-
-	5,7 <sup>(17)</sup>

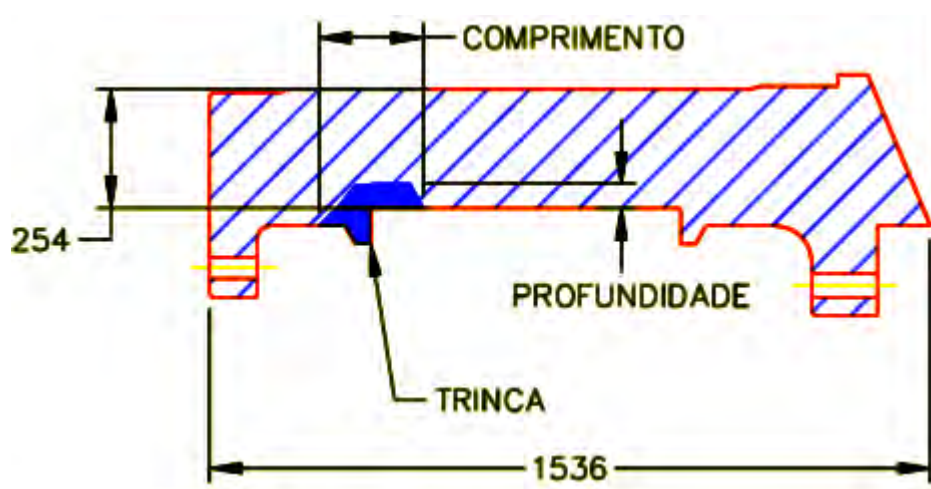
### 3.2 Métodos

O estudo foi baseado em um moinho de bolas com dimensões Ø7,315 m (24') x 12,192 m (40') utilizado em uma planta de mineração típica. A origem da nucleação das trincas está relacionada a um acidente causado por uma falha de lubrificação que causou um contato metal-metal entre o munhão e a bucha do mancal de deslizamento. Os fatores que ocasionaram essas trincas não serão abordados neste trabalho, bem como os detalhes do projeto e fabricação. O que é levado em consideração é que as trincas surgiram após aproximadamente cinco anos de operação, e foram localizadas em regiões de baixas tensões. Inúmeras trincas foram constatadas através de ensaios não destrutivos, porém para o presente trabalho, foi considerada apenas a trinca mais crítica, em função de seu comprimento e profundidade.

Foram calculados os fatores de intensidade de tensão  $K_I$  e também a faixa de intensidade de tensões  $\Delta K$  para essa trinca e esses valores foram comparados com valores teóricos de  $K_{IC}$  e  $\Delta K_{LIM}$  da Tabela 2. Por fim, foi comparada a taxa de propagação real com a teórica dos três defeitos analisados.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Figura 9 mostra a localização da trinca mais crítica.



**Figura 9** – Localização da trinca mais crítica.

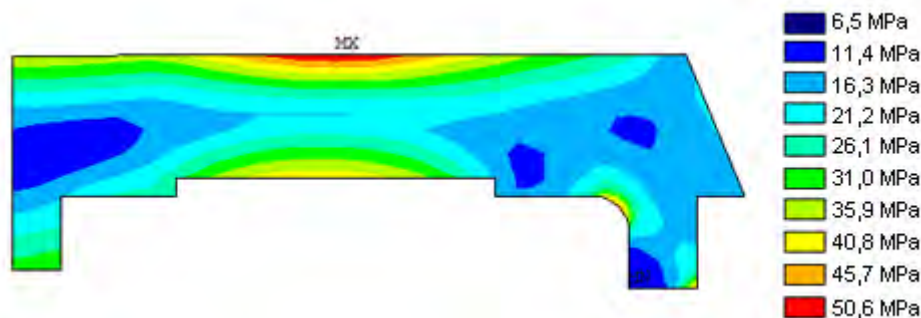


Na Figura 10 (a) é mostrada uma visão geral da trincas no munhão. Na Figura 10 (b), percebe-se o detalhe da trinca mais crítica.



**Figura 10. (a) – Visão Geral da trinca; (b) – Detalhe da trinca mais crítica.**

A Figura 11 mostra a análise de elementos finitos do munhão em questão:



**Figura 11 – Análise de tensões por elementos finitos do munhão.**

Analisando-se as Figuras 9, 10 e 11, nota-se que na região de localização da trinca crítica, o range máximo de tensões é de aproximadamente 40,8 MPa, próximo a ponta da trinca, na direção do centro do munhão.

Foram calculados os fatores de intensidade de tensão  $K_I$  e também a faixa de intensidade de tensões  $\Delta K$  para essa trinca utilizando-se as equações (2) e (3), adotando-se as premissas de razão de carga  $R$  igual a zero e a velocidade do moinho de 12,19 rpm. Com esta consideração sobre a razão de carga, assume-se que o valor de  $K_I$  é igual ao de  $\Delta K$ .

Após o cálculo de  $K_I$  e  $\Delta K$ , e, por meio da equação (4), foram calculadas as taxas  $da/dn$  e com estas taxas e os números de ciclos, chegou-se aos tamanhos de trinca teóricos. Para estes cálculos, foram utilizados os coeficientes da equação (4)  $C = 5,55 \cdot 10^{-14}$  e  $m = 3,83$ .<sup>(18)</sup>

Na Tabela 3 estão listados todos os resultados dos cálculos mencionados acima.

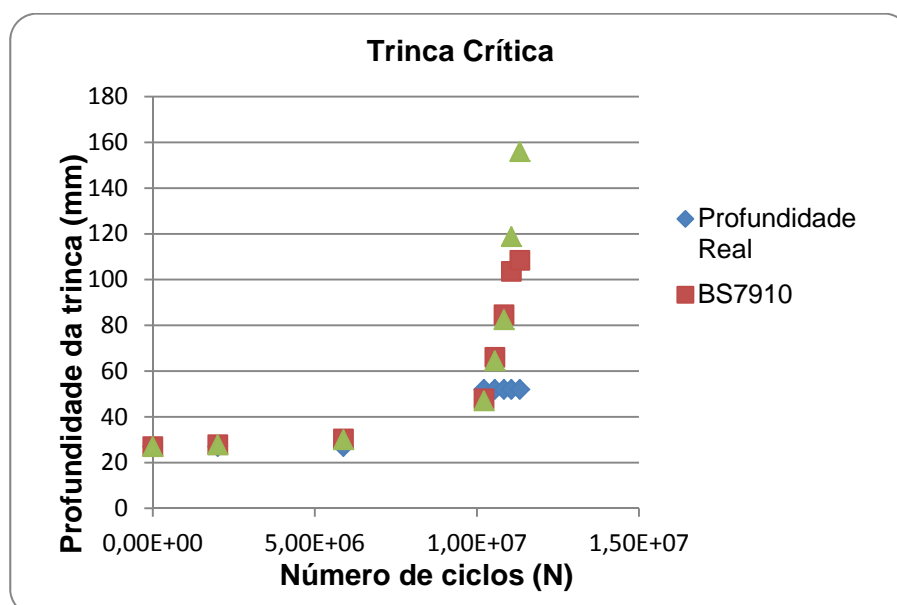
Se forem considerados os menores valores de  $K_{IC}$  e  $\Delta K_{LIM}$  da tabela 2, então tem-se que  $K_{IC} = 20 \text{ MPa}\sqrt{m}$ <sup>(16)</sup> e  $\Delta K_{LIM} = 5,1 \text{ MPa}\sqrt{m}$ <sup>(15)</sup>. Percebe-se que o valor de  $K_I$  realmente está abaixo de  $K_{IC}$ , o que comprova que ainda não havia ocorrido uma

falha catastrófica. Ao mesmo tempo, observa-se que os valores de  $\Delta K$  estão todos acima do valor do  $\Delta K_{LIM}$ , ou seja, pela Figura 8, comprova-se realmente que a trinca está propagando.

**Tabela 3** – Resultados dos cálculos de  $K_I$ ,  $\Delta K$ ,  $da/dn$  e profundidade teórica de trinca

Período		Dimensões		BS7910				ASME SEÇÃO XI - Apêndice A			
Dias	Ciclos	Comp. (mm)	Prof. Real (mm)	$K_I$ (Mpa $\sqrt{m}$ )	$\Delta K$ (Mpa $\sqrt{m}$ )	$da/dn$ (m/ciclos)	Prof. Teórica (mm)	$K_I$ (Mpa $\sqrt{m}$ )	$\Delta K$ (Mpa $\sqrt{m}$ )	$da/dn$ (m/ciclos)	Prof. Teórica (mm)
0	0	88	27	10,34	10,34	4,26E-10	27	10,06	10,06	3,84E-10	27
114	2001110	88	27	10,34	10,34	4,26E-10	27,85	10,06	10,06	3,84E-10	27,77
335	5880456	88	27	10,34	10,34	4,26E-10	30,36	10,06	10,06	3,84E-10	30,02
582	10216195	210	52	14,88	14,88	1,72E-09	47,91	14,75	14,75	1,66E-09	47,00
601	10549713	210	52	14,88	14,88	1,72E-09	66,03	14,75	14,75	1,66E-09	64,53
617	10830571	210	52	14,88	14,88	1,72E-09	84,64	14,75	14,75	1,66E-09	82,53
630	11058768	224	52	14,88	14,88	1,72E-09	103,66	17,61	17,61	3,28E-09	118,81
645	11322072	224	52	14,88	14,88	1,72E-09	108,49	17,61	17,61	3,28E-09	155,95

A Figura 12 mostra a correlação entre a profundidade de trinca medida e inspecionada no campo, com a profundidade teórica conforme as normas BS7910<sup>(8)</sup> e ASME Seção XI, Apêndice A.<sup>(9)</sup>



**Figura 12** – Correlação entre a profundidade real da trinca crítica com os valores obtidos pelo cálculos conforme BS7910<sup>(8)</sup> e ASME Seção XI.<sup>(9)</sup>

Por fim, verificando-se a Tabela 3 e a Figura 12, constata-se que a norma ASME Seção XI Apêndice A<sup>(9)</sup> é mais conservadora do que a norma BS7910,<sup>(8)</sup> que por sua vez também é mais conservadora do que os dados de propagação de trinca obtidos na prática através de inspeções no campo.

## 5 CONCLUSÃO

Apesar de o banco de dados coletado no campo não ser muito extenso, foi possível correlacionar a propagação de trinca ocorrida na prática com duas normas utilizadas para avaliação de defeitos. A referência ASME Seção XI Apêndice A<sup>(9)</sup>

mostrou-se mais conservadora do que a referência BS7910<sup>(8)</sup> que por sua vez mostrou-se mais conservadora do que os dados obtidos na prática.

## Agradecimentos

O autor agradece a empresa Metso e a empresa HGQ, em especial ao Geraldo Magela da Silva, pela disponibilização dos dados deste trabalho e ao professor Maurício David Martins das Neves.

## REFERÊNCIAS

- 1 BERALDO, J. L., **Moagem de Minérios em Moinhos Tubulares**. São Paulo: Pró-Minério/Edgard Blücher, 1987, p. 1-2.
- 2 METSO, **Manual de Britagem**, 2005.
- 3 MEIMARIS, C.; LAI, W. K. K., “**Fatigue design of mills**”, Minerals Engineering 30, 2012, p. 52-61.
- 4 BS7608. “**Code of Practice for Fatigue Design and Assessment of Steel Structures**”, British Standards Institution, 1993.
- 5 CALLISTER, W. D. J.; RETHWISCH, D. G., “**Material Science and Engineering, An Introduction – 8<sup>th</sup> Edition**”, John Wiley & Sons, 2010.
- 6 SVALBOLNAS, V.; BERNEY-FIKLIN, J. “**History of weld design for grinding mills**”, Proceedings International Autogenous and Semi-autogenous Grinding Technology 2006, vol. II, p. 38-57.
- 7 ANDERSON, T. L. “**Fracture mechanics: fundamentals and applications**”. 2<sup>nd</sup> Edition, CRC Press, 1995.
- 8 BS7910. “**Guide to Methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures**”, British Standards Institution, 2005.
- 9 ASME, BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE, SECTION XI, “**Rules for Inservice Inspection of Nuclear Power Plant Components**”, Appendix A, 2010.
- 10 STEPHENS, R., Fatemi, A., Stephens, R. and Fuchs, H. O., “**Metal Fatigue in Engineering – 2<sup>nd</sup> Edition**”, John Wiley & Sons, 2001.
- 11 DIN1693, “**Cast Iron with nodular graphite**”, 1973.
- 12 MEYERS, Marc; Chawla, Krishan, “**Mechanical Behavior of Materials – 2<sup>nd</sup> Edition**”, Cambridge University Press, 2009.
- 13 IACOVIELLO, F.; DI COCCO, V.; CAVALLINI, M., “**Ductile cast Irons: microstructure influence on fatigue crack propagation resistance**”, Frattura ed Integrità Strutturale, 13 2010.
- 14 OLSON, A., “**Fatigue Strength of Truck Components in Cast Iron**”, Master Thesis, Chalmers University of Technology, 2011.
- 15 SHATIL, G., “**Application of Subsurface Stress/Strain Fatigue Life Approach to Contact Components under Cyclic Bending Loads**”, Proceedings of Crack Paths (CP 2009).
- 16 M. Maj, “**New criterion of material resistance for brittle fracture**”, Foundry Engineering, vol. 10, p. 319-324, 2010.
- 17 RICHARD, H. A. et al. “**Fatigue crack growth in components and structures**”. 18<sup>th</sup> European Conference on Fracture, 2010.
- 18 BIELL, A. J., LAWRENCE, F.V., “**The effect of casting porosity on the fatigue life of lost foam cast iron and aluminium-silicon 319**”, Materials Engineering – Mechanical Behaviour, College of Engineering, University of Illinois, Report 150, 1989.