

Artigo

DIMENSIONAMENTO DE PARAFUSO PARA FIXAÇÃO DE PLACAS DE REVESTIMENTO UTILIZADAS NOS MOINHOS DE BOLAS DA INDÚSTRIA CIMENTEIRA

Francisco Ferreira da Silva Júnior ^[1], Fabrício José Nobrega Cavalcante ^[2]

^[1] Universidade Federal Rural do Semi-Árido, Engenharia Mecânica; Francisco Ferreira da Silva Júnior; ffsilvajunior@hotmail.com

^[2] Universidade Federal Rural do Semi-Árido, Engenharia Mecânica; Fabrício José Noriega Cavalcante; fabriciocavalcante@ufersa.edu.br

Data da defesa: 07/02/2020;

Resumo: Nas plantas industriais que utilizam moinhos de bolas algumas vezes se deparam com a ocorrência de quebra dos parafusos de fixação dos revestimentos, principalmente nos moinhos que utilizam revestimentos metálicos. Para solucionar esse tipo de falha foi adotado a união de uma solução analítica e numérica, visando uma proteção contra possíveis sobre cargas na junta, utilizando uma pré-carga ótima no parafuso. Neste trabalho é abordado o dimensionamento de um parafuso utilizado para fixação de placas no interior do moinho de bolas utilizado na indústria cimenteira. Com escolha de materiais para junta parafusada e também para o parafuso. Determinação de solicitações e variações de carga no parafuso e ainda variações de pré-carga no fixador pelo método analítico, com uso de equações tradicionais, e com o método numérico utilizando uma análise por elementos finitos (FEA). Esse trabalho obteve êxito para o dimensionamento do parafuso com uma solução para os principais parâmetros (diâmetro nominal, passo de rosca, pré-carregamento, etc) de um parafuso. Os resultados analíticos são normalmente aceitos, mas devem serem confirmados por meio de análise por elementos finitos quando possível esse tipo de modelagem do projeto.

Palavras-chave: dimensionamento; parafuso; pré-carga; junta; moinho; cimento.

1. INTRODUÇÃO

O cimento é um dos produtos mais utilizados ao redor do mundo. Ele está presente em quase todo tipo de construção, desde a mais simples casa até a mais complexa obra de engenharia. O mercado do cimento no Brasil é atualmente composto por 24 grupos cimenteiros, nacionais e estrangeiros, com 100 plantas produzindo, espalhadas por todas as regiões brasileiras. A capacidade instalada calculada do país já ultrapassa os 100 milhões de toneladas por ano [1]. Nas indústrias cimenteiras umas das principais etapas na fabricação do cimento é a etapa de moagem de cimento. Nessa etapa, um dos equipamentos mais utilizados na moagem convencional do cimento é o moinho tubular ou cilíndrico, Figura 1. Esses moinhos são revestidos internamente com placas de aço ou borracha, contendo em seu interior corpos moedores, que se movem livremente promovendo a cominuição do material processado.

As placas de revestimento, Figura 2, utilizadas no interior do moinho têm a finalidade de proteger o cilindro contra o desgaste e minimizar o deslizamento dos corpos moedores [2]. Esses revestimentos são normalmente fixados no moinho por meio de parafusos.

Em plantas que utilizam moinho industriais as vezes se deparam com a ocorrência de quebra desses parafusos prejudicando assim o processo de moagem e até mesmo o funcionamento da empresa. Esses parafusos devem ser dimensionados adequadamente e apertados com um pré-carregamento de forma a proteger a junta contra possíveis sobre cargas.

Para o estudo em questão a preocupação se restringe ao dimensionamento de um parafuso adequado para fixação de placas de revestimento de aço, utilizadas em moinhos de bolas nas plantas de indústrias cimenteiras. Neste artigo, o dimensionamento do fixador se restringe apenas a aplicação específica, mas não se pode descartar o fato de que as etapas de projeto podem ser utilizadas em juntas para outras aplicações.

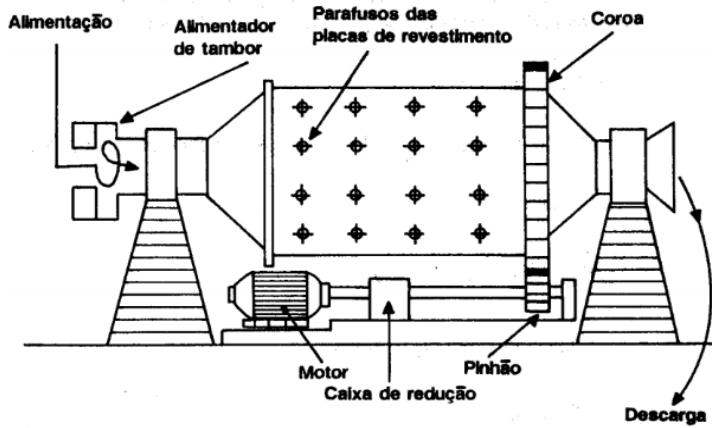


Figura 1: Moinho cilíndrico [2].



Figura 2: Placas de revestimento de moinho cilíndrico. Modelo de revestimento onda simples [3].

2. MATERIAIS E MÉTODOS

Atualmente, os elementos de fixação fazem parte de montagens complexas como, por exemplo, em maquinários industriais, automóveis, navios, aviões e veículos espaciais. O sucesso ou falha de um projeto pode depender da seleção apropriada e uso de fixadores [4].

Duas ou mais partes unidas por intermédio de parafusos é denominada de junta aparafusada. O objetivo de manter a junção unida está encarregado dos parafusos e suas forças tensoras atendendo as funções da junção, suportando as forças de trabalho que se apresentam [5].

Existem dois tipos de juntas aparafusadas segundo Bickford [6], a junta de tração e a junta de cisalhamento. Essa distinção depende da direção das cargas ou forças externas que atuam na junta. A distinção entre juntas de tração e cisalhamento é importante, porque os dois tipos diferem na maneira como respondem às cargas, nas formas em que falham, nas formas em que são montadas etc.

O projeto de um elemento de fixação ou junta parafusada, como o de qualquer outra coisa, envolve uma consideração detalhada de função, formas, materiais, dimensões, cargas de trabalho, ambiente de serviço, etc. Em todos os setores possuem necessidade e configurações de fixador ou juntas características. Para o dimensionamento do parafuso em questão, nesse artigo, serão adotadas três etapas; a análise de situação em serviço, aplicação de equações (Método analítico) e por último uma análise por elementos finitos (Método numérico).

Aplicação do fixador, para o artigo em questão, é dada em placas de revestimentos para um moinho cilíndrico de bolas. A análise dessa aplicação será feita em um moinho de bolas de uma indústria cimenteira onde os dados para uso neste trabalho estão na Tabela 1, a seguir.

Tabela 1: Dados de um moinho de bolas na indústria cimenteira. Adaptado de [7].

Diâmetro nominal	Comprimento nominal	Temperatura da casca do moinho
2,2 m	12 m	40 °C ¹

¹ Dados médios de resultados de operações práticas na fábrica de cimento [7].

A primeira etapa para dimensionar um parafuso é realizar uma análise de serviço do elemento. Para o fixador em questão, a situação em serviço é de uma aplicação dinâmica para o parafuso, considerando que o moinho de bolas em serviço aplica movimento giratório ao revestimento parafusado. Devido a esse movimento cargas de tensão, compressão, cisalhante e esmagamento surgem no parafuso de forma cíclicas com carregamentos que variam desde de uma força máxima (pontos A e B) até zero (ponto C), Figura 3. Além de efeitos de vibrações, força centrífuga, ciclos térmicos e choques devido aos impactos das bolas no interior do moinho. Esses efeitos serão desconsiderados no projeto desse parafuso.

Um diagrama do corpo livre da junta parafusada é demonstrado na Figura 4, onde é considerado apenas as cargas de tração, cisalhamento e esmagamento. A força centrífuga será desconsiderada pelo fato de um moinho desse porte possui baixa velocidade em funcionamento (entre 19 e 21 rpm).

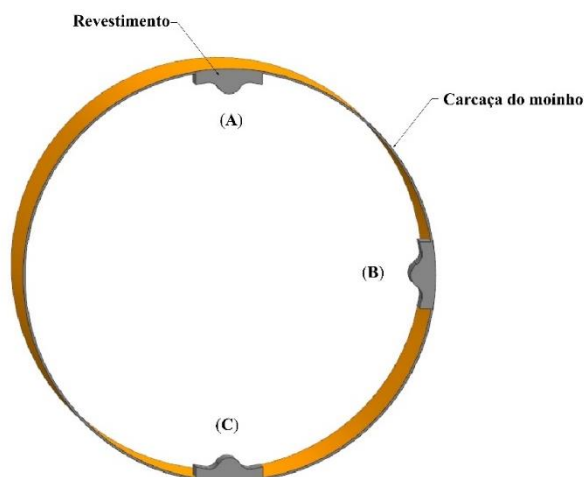


Figura 3: Modelagem da carcaça do moinho com revestimento em três posições distintas (Autoria própria).

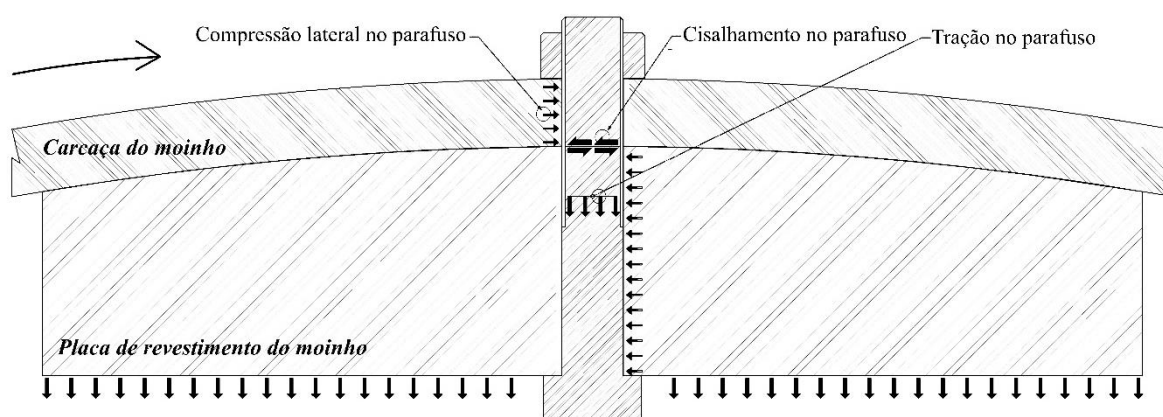


Figura 4: Diagrama da junta aparafusada. Observe as cargas de compressão lateral, cisalhamento e tração que atuam no parafuso. (Autoria própria).

Para essa análise de serviço do parafuso é necessário estimar o tipo de junta aparafusada. Essa junta pode ser estimada através das seguintes informações e tomadas de decisões:

- A espessura da chapa da carcaça do moinho de bolas segundo Duda [7], deve ter de 1/75 a 1/100 do diâmetro do moinho. Essa carcaça é fabricada de aço estrutural de grão fino ou placas de aço de caldeiras.
- Beraldo [8] recomenda para moinhos de bolas com esferas de grande diâmetro (> 60 mm), revestimentos de ondas simples. Os mesmo com espessura de 50 a 60 mm e ondas com altura de 60 a 70 mm e fabricados com aços-ligas especiais (Cr, Ni, Mo) resistentes ao desgaste e à abrasão.

Logo, assumindo 1/100 do diâmetro do moinho para espessura da carcaça e material utilizado sendo chapa de aço carbono ASTM A515, classe 60 e também assumindo para o revestimento uma espessura de 60 mm, altura da onda do revestimento de 70 mm, dimensões de base 360 x 500 mm e material utilizado sendo o ferro fundido branco martensíticos ASTM A532-75a. De acordo com [8], algumas propriedades físicas e mecânicas dos materiais utilizados estão na Tabela 2.

Para determinar as cargas de tração, cisalhamento e esmagamento lateral no parafuso é admitido que apenas a força peso atua e para isso é necessário estimar a massa de uma placa de revestimento que será fixado pelo parafuso. Essa estimativa será feita com o software NX™. Assumindo que o revestimento será de onda simples de dimensões e propriedades de material, já estabelecido anteriormente, é possível modelar um revestimento Figura 5. O revestimento modelado possui uma massa de 115,1366 kg.

Tabela 2: Propriedades dos materiais usados na carcaça e revestimento do moinho [9].

Propriedades	Carcaça	Revestimento
Densidade	7,80 g/cc	7,70 g/cc
Coeficiente Poisson	0.29	
Módulo de elasticidade	200 Gpa	165 Gpa
Módulo de cisalhamento	80 Gpa	
Resistência à tração	415 Mpa	345 Mpa
Resistência ao escoamento	220 Mpa	

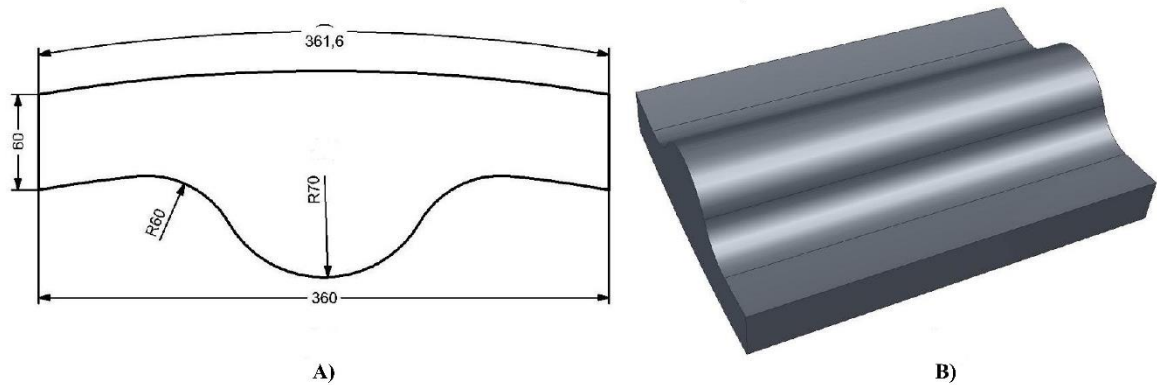


Figura 5: Revestimento do moinho. A) as dimensões frontais do revestimento; B) revestimento modelado (Autoria própria).

A segunda etapa para o dimensionamento do parafuso é preciso escolher valores iniciais para alguns parâmetros e utilizar iterações para encontrar uma solução adequada. Essas escolhas e iterações são as seguintes:

- O material do parafuso; esse será o aço AISI 1038 que segundo Speck [10], é usado para parafusos de cabeça sextavada, bem como para muitos fixadores com rosca de maior resistência. Algumas propriedades desse aço estão na Tabela 3, a seguir.

Tabela 3: Propriedades do aço AISI 1038 [9].

Propriedades	AISI 1038 ¹
Densidade	7,845 g/cc
Coeficiente de Poisson	0.29
Módulo de elasticidade	200 Gpa
Módulo de cisalhamento	80,0 Gpa
Resistência à tração	515 Mpa
Resistência ao escoamento	285 Mpa

¹ 1 redondo laminado a quente, 19-32 mm de diâmetro.

- O diâmetro d do parafuso; esse é um dos valores principais do fixado, dado pela Equação 1.

$$\sigma = \frac{F}{A} \rightarrow d = \left(\frac{4F}{\pi\sigma} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

Onde σ é tomado como 100% da resistência de prova (S_p) do parafuso. Essa resistência pode ser tomada como 85% da resistência de escoamento (S_y) do parafuso [11]. Assim, S_p é igual a 242,25 Mpa. F é assumido como a força peso que atua no parafuso dada pela Equação 2.

$$F = mg \quad (2)$$

Onde (g) é a aceleração da gravidade local igual a $9,807 \text{ m/s}^2$ e m é a massa de uma placa de revestimento. Substituindo os valores de m e g essa força assume o valor de $F = 1129,086 \text{ N}$. Logo, o diâmetro mínimo do fixador é igual a $2,4360 \text{ mm}$.

- Coeficiente de segurança para o parafuso; o coeficiente de segurança (FS), devido a carga aplicada no parafuso, será estimado de acordo com [12], dado pela equação 3.

$$FS = FS_{\text{material}} \cdot FS_{\text{tensão}} \cdot FS_{\text{geometria}} \cdot FS_{\text{análise_de_falha}} \cdot FS_{\text{confiabilidade}} \quad (3)$$

Onde os fatores FS do material, tensão, geometria, análise de falha e confiabilidade foram 1,4, 1,7, 1,1, 1,4 e 1,6 [12]. Assim, o valor assumido para o coeficiente de segurança para o parafuso é igual a 5,86. Esse fator de segurança será aplicado ao diâmetro d e assim obtemos um diâmetro nominal (d_{nom}) para o parafuso. Logo, o d_{nom} é $14,3 \text{ mm}$.

- Comprimento nominal do parafuso e roscas; o comprimento sujeitado da junta (l) é a soma da espessura da carcaça mais a espessura do revestimento do moinho.

Esse comprimento sujeitado é de 82 mm e assumindo uma adição de $0,5 \text{ in}$ (ou $12,7 \text{ mm}$) a esse comprimento, de modo a prover um tamanho de protuberância suficiente para inserção da porca. Obtemos um comprimento de parafuso (l_{parafuso}) de $94,70 \text{ mm}$. O comprimento da porção rosqueada é padronizado como duas vezes o diâmetro nominal do fixador mais $1/4 \text{ in}$ ($6,35 \text{ mm}$) para parafusos de até 6 in de comprimento [4]. Logo, o comprimento da porção rosqueada (l_{rosca}) é igual a $28,4148 \text{ mm}$. O comprimento da porção sem rosca é igual a $66,2851 \text{ mm}$ e a porção de rosca na zona sujeitada é $15,7148 \text{ mm}$ que são respectivamente dados pelas Equações 4 e 5.

$$l_s = l_{\text{parafuso}} - l_{\text{rosca}} \quad (4)$$

$$l_t = l - l_s \quad (5)$$

- Áreas da seção transversal do parafuso; são duas áreas de seção transversal do fixador. A área da porção rosqueada sob tração (A_t) e a área total (A_b), calculadas a partir das Equações 6 e 7 respectivamente.

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad (6)$$

$$A_b = \frac{\pi}{4} d_{nom}^2 \quad (7)$$

Onde, d_p é dado pela Equação 8 e d_r é dado pela Equação 9, são os diâmetros primitivo e de raiz respectivamente.

$$d_p = d_{nom} - 0,649519 \cdot p \quad (8)$$

$$d_r = d_{nom} - 1,226869 \cdot p \quad (9)$$

Assumindo um padrão de rosca ISO com um passo de rosca (p) igual a 1 mm . Substituindo as equações 8 e 9 na equação 6, obtém-se A_t igual a $139,925 \text{ mm}^2$. Já A_b é igual a $160,287 \text{ mm}^2$.

- O fator de rigidez da junta; esse fator de rigidez da junta (C) é composto pela rigidez dos membros da junta (K_m) e a rigidez do parafuso (K_b). O fator é dado pela equação 10.

$$C = \frac{K_b}{K_m + K_b} \quad (10)$$

Onde a K_m é constituído pela chapa da carcaça e o revestimento do moinho. Essa rigidez pode ser estimada [11] pela Equação 11, a seguir.

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{K_{x_1}} + \frac{1}{K_{x_2}} \quad (11)$$

Onde K_x deve ser resolvido para cada material que constitui os membros da junta, ou seja, para a carcaça do moinho e para a placa de revestimento do moinho. K_x é dado pela equação 12.

$$K_x = \frac{0,5774\pi E d_{nom}}{\ln \frac{(1,155t + D - d_{nom})(D + d_{nom})}{(1,155t + D + d_{nom})(D - d_{nom})}} \quad (12)$$

Onde t é a espessura do membro da junta, E é o módulo de elasticidade, d_{nom} é o diâmetro nominal do parafuso e D representa o diâmetro da face da arruela ou diâmetro da cabeça do parafuso [11] dado pela Equação 13.

$$D = 1,5 \cdot d_{nom} \quad (13)$$

Substituindo os valores e resolvendo as equações 13 e 12 obtém-se K_m igual a 2,04E+06 N/mm.

Já a K_b é calculada pela Equação 14, a seguir.

$$K_b = \frac{A_t A_b}{A_b l_t + A_t l_s} \times E_{parafuso} \quad (14)$$

Onde substituindo os valores e resolvendo a equação 14 é obtido K_b igual a 3,76E+05 N/mm. Logo, substituindo os valores e resolvendo a equação 10 obtém-se C igual a 0,1559.

- As solicitações no parafuso; a tensão de tração (σ_t) e os modos de falha por cisalhamento simples (τ_{cs}) e esmagamento (τ_{esm}) são calculados respectivamente pelas Equações de 15 a 17.

$$\sigma_t = \frac{F}{A_t} \quad (15)$$

$$\tau_{cs} = \frac{F}{A_{cis}} \quad (16)$$

$$\tau_{esm} = \frac{F}{A_{esm}} \quad (17)$$

Onde F é a força que atua no fixados, A_{cis} é a área da seção transversal do parafuso, Equação 18, e A_{esm} é a área de esmagamento lateral do fixados dada pela Equação 19.

$$A_{cis} = \frac{\pi}{4} d_r \quad (18)$$

$$A_{esm} = \frac{\pi}{4} l_b d_{nom} \quad (19)$$

Onde em A_{esm} o comprimento de esmagamento lateral (l_b) é a espessura da carcaça do moinho. Já A_{cis} em seu cálculo será utilizado a o d_r . Ambas por serem situações críticas. Assim temos para A_{esm} um valor de 246,8408 mm² e A_{cis} igual a 133,9382 mm². Logo, as solicitações de σ_t , τ_{cs} e τ_{esm} no parafuso são 8,0692, 8,4298 e 4,5741 Mpa respectivamente. Sendo a tensão de cisalhamento a de maior intensidade, a junta é classificada como junta de cisalhamento. Mas o dimensionamento será feito admitindo as tensões de tração e cisalhamento devido ao efeito dinâmico da aplicação. A situação de esmagamento será desconsiderada.

- Admitindo o efeito dinâmico da carga de tração no parafuso; a carga tração no parafuso é uma carga variada aplicada a junta. Assumindo que essa carga aplicada (F) varia entre $F=0$ e $F=1129,086$ N. Para encontrar uma solução adequada para esse problema de dimensionamento será calculada a pré-carga no

intervalo desde de zero a 100% da resistência de prova do parafuso e os coeficientes de segurança contra a falha por fadiga, escoamento e separação de junta.

A pré-carga (F_i) é dado pela Equação 20, a seguir.

$$F_i = \% \cdot S_p A_t \quad (20)$$

As porções do valor de pico da carga variada F sentidas pelo parafuso e material sujeito são dadas respectivamente pelas Equações 21 e 22.

$$P_b = C \times F \quad (21)$$

$$P_m = (1 - C) \times F \quad (22)$$

As forças agentes no parafuso (F_b) e material sujeitoado (F_m) (carcaça e revestimento) após aplicação da força F são dadas respectivamente pelas Equações 23 e 24.

$$F_b = F_i + P_b \quad (23)$$

$$F_m = F_i - P_m \quad (24)$$

As componentes média e alternada da força sentida pelo parafuso são dadas respectivamente pelas Equações 25 e 26.

$$F_{média} = \frac{F_b + F_i}{2} \quad (25)$$

$$F_{alt} = \frac{F_b - F_i}{2} \quad (26)$$

As tensões média e alternada no parafuso são calculadas respectivamente pelas Equações 27 e 28.

$$\sigma_{m_{nom}} = \frac{F_{média}}{A_t} \quad (27)$$

$$\sigma_{a_{nom}} = \frac{F_{alt}}{A_t} \quad (28)$$

O fator de concentração de tensão à fadiga (K_f) para o parafuso e o fator de concentração para as componentes médias de tensão em fadiga (K_{fm}) também para o parafuso podem ser estimados pelas Equações 29 e 30, a seguir.

$$K_f = 5,7 + 0,02682 \times d_{nom} \quad (29)$$

Existem três possibilidades para K_{fm} baseadas na relação entre a tensão máxima (σ_{max}) e o limite de escoamento do material S_y :

$$\text{Se } k_f \left| \sigma_{\max_{nom}} \right| < S_y \quad \text{então: } K_{fm} = K_f$$

$$\text{Se } k_f \left| \sigma_{\max_{nom}} \right| > S_y \quad \text{então: } K_{fm} = \frac{S_y - K_f \sigma_{a_{nom}}}{\left| \sigma_{m_{nom}} \right|} \quad (30)$$

$$\text{Se } K_f \left| \sigma_{\max_{nom}} - \sigma_{\min_{nom}} \right| > 2S_y \quad \text{então: } K_{fm} = 0$$

Onde σ_{max} e $\sigma_{\min_{nom}}$ podem ser estimadas respectivamente pelas Equações 31 e 32.

$$\sigma_{\max_{nom}} = \sigma_{a_{nom}} + \sigma_{m_{nom}} \quad (31)$$

$$\sigma_{\min} = 2 \cdot \sigma_m - \sigma_{\max} \quad (32)$$

As tensões médias e alternadas no parafuso podem ser calculadas respectivamente, portanto, pelas Equações 33 e 34.

$$\sigma_m = K_{fm} \times \sigma_{m_{nom}} \quad (33)$$

$$\sigma_a = K_f \times \sigma_{a_{nom}} \quad (34)$$

A tensão correspondente a pré-carga inicial pode ser calculada pela Equação 35.

$$\sigma_i = K_{fm} \times \frac{F_i}{A_t} \quad (35)$$

Um limite de resistência a fadiga pode ser estimado para o material do parafuso pela Equação 36.

$$S_e = C_{carreg} \times C_{tamanho} \times C_{superf} \times C_{temp} \times C_{confiab} \times S_{e'} \quad (36)$$

Onde para os fatores de redução de resistência é admitido as seguintes considerações; para o efeito de carregamento foi considerado força normal no parafuso ($C_{carreg} = 0,70$); no efeito do tamanho (Equação 37) foi devido o diâmetro usado; no efeito de superfície (Equação 38) foi considerado acabamento superficial laminado a quente ($A=57,7$ e $b=-0,718$); no efeito de temperatura ($C_{temp} = 1$) foi considerado a temperatura média da carcaça do moinho; no efeito da confiabilidade foi admitido uma confiabilidade de 99,9% ($C_{confiab} = 0,753$) e para o limite de fadiga estimado ($S_{e'}$), Equação 39, usar o aço do parafuso com limite de resistência a tração (S_{ut}) [4].

$$C_{tamanho} = 1,189d_{nom}^{-0,097} \quad (37)$$

$$C_{superf} \cong A(S_{ut})^b \quad (38)$$

$$S_{e'} \cong 0,5S_{ut} \quad (39)$$

O coeficiente de segurança à falha por fadiga pode ser calculado sem desenhar o diagrama de Goodman, simplesmente utilizando a Equação 40, a seguir [4]. Observe que a resistência à fadiga corrigida e a resistência à tração são usadas.

$$N_f = \frac{S_e (S_{ut} - \sigma_i)}{S_e (\sigma_m - \sigma_i) + S_{ut} \sigma_a} \quad (40)$$

A tensão estática no parafuso após o escoamento local inicial e o coeficiente de segurança conta o escoamento são calculados respectivamente pelas Equações 40 e 41.

$$\sigma_{sb} = \frac{F_b}{A_t} \quad (41)$$

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_{sb}} \quad (42)$$

O coeficiente de segurança contra a separação de junta é calculado pela Equação 43.

$$N_{separação} = \frac{F_i}{F(1-C)} \quad (43)$$

- Junta carregada por cisalhamento; a solicitação de cisalhamento no parafuso também é acompanhada de efeito dinâmico. E uma pré-carga será aplicada nos mesmos moldes da situação de tração no parafuso. Mas o intuito é impedir o deslizamento pela restrição de atrito entre os membros da junta. Será calculada a resistência ao escorregamento dos membros da junta, resistência geral ao cisalhamento do fixador e coeficiente de segurança ao cisalhamento do parafuso [6]. E também serão adequadas as equações de tensão estática no parafuso após escoamento inicial e do coeficiente de segurança contra o escoamento em tensão de tração para a tensão de cisalhamento no parafuso.

A resistência ao escorregamento da junta é dada pela Equação 44.

$$R_s = \mu_s F_i N_{bolt} M_{se} \quad (44)$$

Onde o coeficiente de atrito (μ_s) tem o valor de 0,74 [13], entre a carcaça e o revestimento; F_i é a pré-carga; N_{bolt} é o número de parafusos na junta e M_{se} corresponde ao número de planos de cisalhamento (igual a 1).

A resistência geral ao cisalhamento da junta e o coeficiente de segurança do fixador da junta ao cisalhamento são respectivamente pelas Equações 45 e 46.

$$R_b = A_{cis} N_{bolt} \sigma_s \quad (45)$$

$$F_{s_{cis}} = \frac{R_b}{F_{bolt}} \quad (46)$$

Com a resistência ao cisalhamento do parafuso (σ_s) tomada como 75% da resistência a tração do parafuso (S_{ut}) [14].

A tensão de cisalhamento estática no parafuso após o escoamento local inicial e o coeficiente de segurança conta o escoamento são respectivamente dados pelas Equações 47 e 48.

$$\tau_{sb} = \frac{R_s}{A_{cis}} \quad (47)$$

$$N_{escoam} = \frac{S_y}{\tau_{sb}} \quad (48)$$

A terceira etapa do dimensionamento do parafuso consiste em utilizar um método numérico. O método empregado será a análise por elementos finitos (FEA) com o software Femap da Siemens PLM. A análise empregada é uma análise linear estática na junta parafusada, aplicada em uma malha de elementos finitos 3D (malha hexaédrica). Essa análise será aplicada a cinco casos de sollicitações distintas no parafuso, pré-carga, carga de tração, carga lateral de compressão, pré-carga mais carga de tração e pré-carga mais carga lateral de compressão. O modelo utilizado na FEA está representado nas Figuras 6 e 7.

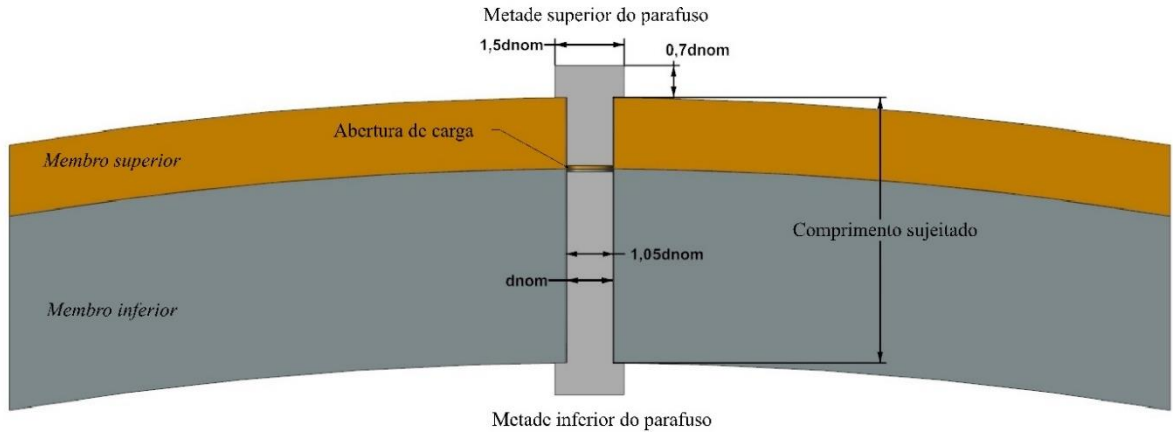


Figura 6: Modelo de conexão aparafusada. A carcaça e a placa de revestimento do moinho são representadas respectivamente pelos membros superior e inferior (Autoria própria).

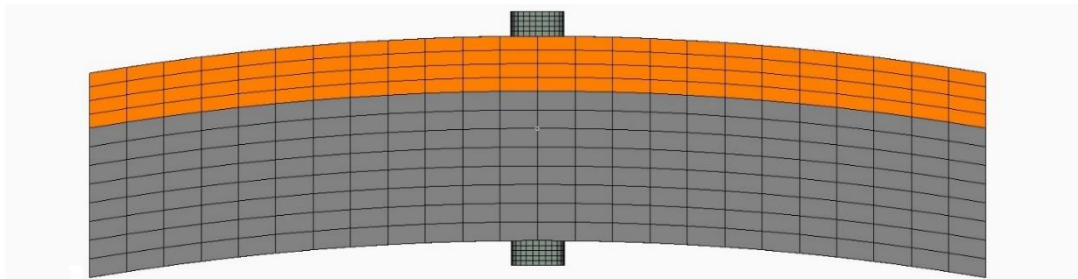


Figura 7: Modelo de elementos finitos de conexão aparafusada (Autoria própria).

3. RESULTADOS

No método analítico foi obtido uma força de corte do fixador (ou resistência geral ao cisalhamento) na junta em cisalhamento de 51733,54 N e consequentemente um coeficiente de segurança com margem de sobre carga de $F_{s_{cis}} = 45,8$. Ambos os coeficientes de segurança foram plotados contra a porcentagem de pré-carga, Figura 8.

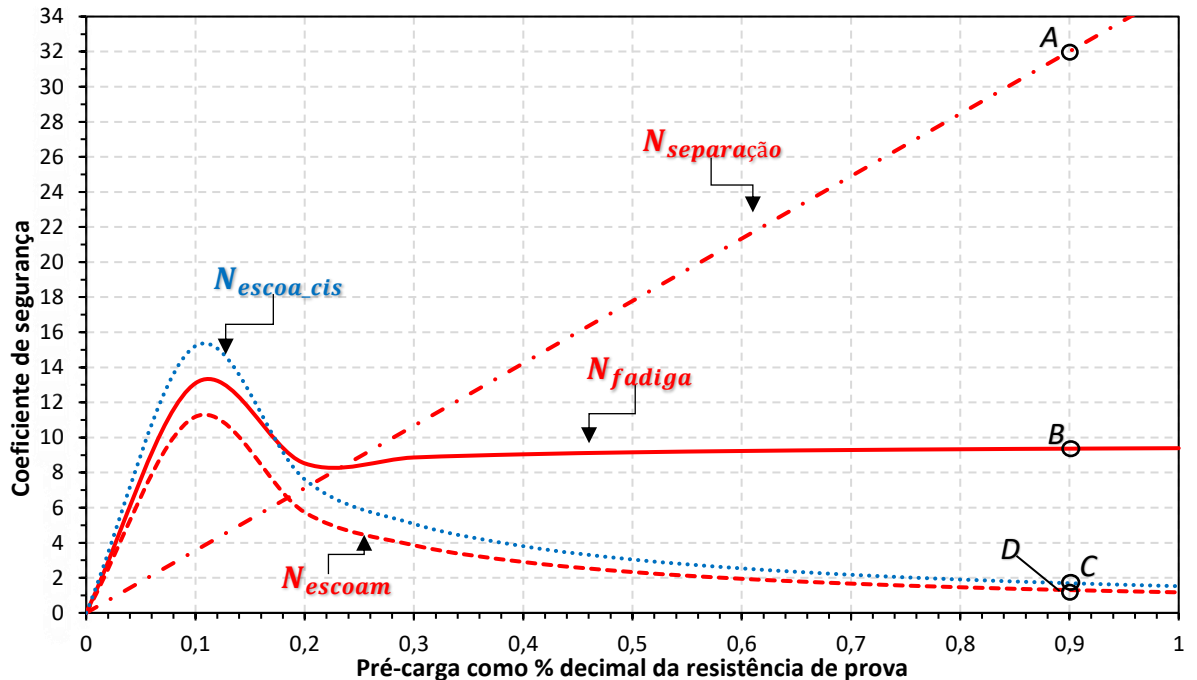


Figura 8: Coeficiente de segurança versus pré-carga para parafuso carregado dinamicamente (Autoria própria).

Analisando-se a Figura 8, percebe-se que o coeficiente de segurança para abertura de junta ($N_{separação}$) é maior que 1 a menos de 10% de pré-carga, ponto na qual a pré-carga se torna efetiva em manter a junta fechada e percebe-se que ele continua crescendo linearmente com o aumento da pré-carga. O coeficiente de segurança à fadiga (N_{fadiga}) permanece essencialmente constante quando a pré-carga é aumentada acima dos 80%. Já os coeficientes de segurança contra escoamento tanto de tração (N_{escoam}) quanto de cisalhamento ($N_{escoa_{cis}}$) decrescem com o aumento de pré-carga no parafuso.

Analisando-se a Figura 6, percebe-se que um pré-carregamento de 90% de carga de prova do parafuso produz uma margem de $N_{separação} = 32,01$ em A, com as reservas de 29,9% ($N_{escoam} = 1,299$ em D) e 69% ($N_{escoa_{cis}} = 1,69$ em C) contra o escoamento durante a pré-carga, juntamente com um coeficiente de segurança contra falha por fadiga $N_{fadiga} = 9,36$ em B. De uma forma geral, a partir de 10% da resistência de prova do parafuso foi obtido margens de segurança adequadas para o parafuso. Mas para proteger a junta parafusada contra possíveis sobrecargas, é desejável que se utilize a máxima pré-carga não causadora de escoamento no parafuso, quando este é apertado.

Os resultados dos pré-carregamentos e solicitações no parafuso, na análise por elementos finitos, são demonstrados a seguir. A Figura 9 representa o resultado das solicitações e carregamento no parafuso. A análise de tensão realizada no comprimento sujeitado do parafuso está nas Tabelas de 4 a 8. Essas tabelas possuem os resultados de pré-carregamentos e solicitações no corpo do parafuso para as tensões de Von Mises.

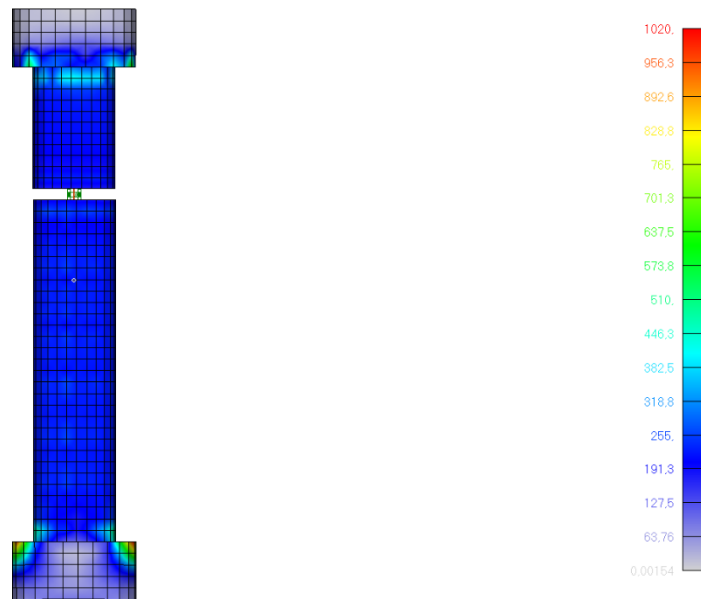


Figura 9: Modelo de elementos finitos pós-processo de análise para as tensões de Von Mises (Autoria própria).

Tabela 4: Tensões de Von Mises: Situação de pré-carregamento e compressão lateral do parafuso (Autoria própria).

<i>Tensão de Von Mises (Mpa)</i>										
<i>Pré-carga em %Sp</i>	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
<i>Tensão máxima</i>	92,6171	126,9286	168,7288	210,4341	253,4503	291,8823	328,4735	364,0069	397,5142	430,5232
<i>Tensão mínima</i>	18,5849	30,2160	42,3312	53,57315	65,46404	76,31772	87,21019	97,41215	107,2888	116,2048
<i>Tensão média</i>	45,2181	61,6551	79,4804	97,74828	116,6794	135,2136	154,1059	173,338	192,3472	211,6425

Tabela 5: Tensões de Von Mises: Situação de pré-carregamento e tração no parafuso (Autoria própria).

<i>Tensão de Von Mises (Mpa)</i>										
<i>Pré-carga em %Sp</i>	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
<i>Tensão máxima</i>	124,9931	147,4349	191,4796	231,0426	268,7537	304,7863	339,3552	373,0984	405,2415	436,9426
<i>Tensão mínima</i>	14,8960	28,4317	42,03785	55,23903	66,3502	77,55022	88,17436	99,3042	109,9372	120,8146
<i>Tensão média</i>	50,0757	66,9686	84,53889	102,4515	120,6662	139,0471	157,6419	176,3281	195,1054	213,9266

Tabela 6: Tensões de Von Mises: Situação de pré-carregamento no parafuso (Autoria própria).

<i>Tensão de Von Mises (Mpa)</i>										
<i>Pré-carga em %Sp</i>	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
<i>Tensão máxima</i>	124,0607	146,9405	191,1344	231,0172	268,8242	305,507	340,4984	374,7849	406,7535	438,2951
<i>Tensão mínima</i>	15,36149	28,7880	42,35161	54,909	66,19901	77,94162	88,6367	100,1192	110,1873	120,6276
<i>Tensão média</i>	49,1937	66,53567	84,30431	102,3226	120,5756	139,029	157,6536	176,3926	195,1376	214

Tabela 7: Tensões de Von Mises: Situação de compressão lateral no parafuso (Autoria própria).

<i>Tensão de Von Mises (Mpa)</i>	
<i>Tensão máxima</i>	172,0468
<i>Tensão mínima</i>	35,33968
<i>Tensão média</i>	76,76186

Tabela 8: Tensões de Von Mises: Situação de tração no parafuso (Autoria própria).

<i>Tensão de Von Mises (Mpa)</i>	
<i>Tensão máxima</i>	172,9043
<i>Tensão mínima</i>	35,73159
<i>Tensão média</i>	76,52202

Observa-se nas Tabelas de 4 a 6, para situação de pré-carregamento de 10 a 100% de Sp, a partir de 60% de pré-carga no parafuso a tensão máxima superou a tensão de escoamento do parafuso ($S_y=285\text{Mpa}$). Situação que diverge com os resultados analíticos da Figura 8. Já para situações de compressão lateral e tração no parafuso

sem o estado de tensão inicial (pré-carga), nas Tabelas 7 e 8 respectivamente, a tensão de escoamento do fixador não foi atingida. Nessas situações nota-se a influência da pré-carga devido a mesma se somar com as solicitações do fixador.

4. CONCLUSÃO

Este artigo demonstrou as etapas de dimensionamento de um fixador, tipo parafuso, utilizado para fixação de placas de revestimento em moinhos de bolas industriais. Demonstrou-se ainda o uso do método numérico em simulações em casos de carregamento na junta parafusada. Das diversas combinações testadas a fim de encontrar uma melhor situação de pré-carga no parafuso, e consequentemente, um fixador adequado para a aplicação foi possível dimensionar um parafuso.

O projeto recomendado é, então, de um parafuso de aço AISI 1038 com diâmetro de 14,3 mm, de comprimento total 94,70 mm, passo de rosca 1 mm, comprimento da porção rosqueada 28,4148 mm, diâmetro primitivo 13,65 mm, de diâmetro menor 13,07 mm, carregado a 50% da resistência de prova com uma força de 16948,44 N. Essa situação de pré-carregamento se demonstrou adequada tanto na análise numérica, não atingindo escoamento do material, quanto pelo método analítico com coeficientes de segurança consideráveis.

Na etapa de análise por elementos finitos os pré-carregamentos a partir de 60% da resistência de prova demonstraram não serem adequados para o fixador fabricado com o tipo de material e dimensões adotadas.

5. AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Prof. Alex Sandro de Araújo Silva pela participação na orientação com a simulação na análise por elementos finitos neste trabalho.

6. REFERÊNCIAS

- [1] Cimento.org. Disponível em: <<https://cimento.org/cimento-no-brasil/>> Acesso em 11/01/2020.
- [2] Luz, Adão Benvindo da; SAMPAIO, João Alves; FRANÇA, Silva Cristina Alves. Tratamento de Minérios, 5.ed.; Cetem/mct: Rio de Janeiro, Brasil, 2010; 963 p.
- [3] Ball Mill Liner Design. Disponível em: <<https://www.911metallurgist.com/blog/ball-mill-liner-design/>>. Acesso em: 27/11/2019.
- [4] NORTON, Robert L.. Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada, 4. ed.; Bookman: Porto Alegre, Brasil, 2013; 1055 p.
- [5] NACIMENTO, Hermano Júnior. Estudo da Relação Torque x Força Tensora e do Coeficiente de Atrito em Parafusos Revestidos Isentos de Cromo Hexavalente. Mestrado, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2003.
- [6] BICKFORD, John H.. Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints. 4. ed.; Crc Press Taylor & Francis GmbH: New York, EUA, 2008. 564 p.
- [7] DUDA, Walter H.. Cement Data Book: International Process Engineering in the Cement Industry. 3. ed.; Bauverlag GmbH: Berlin, Germany, 1985. 653 p.
- [8] BERALDO, José Luiz. Moagem de Minérios em Moinhos Tubulares. 1. ed.; Editora Edgard Blucher Ltda: São Paulo, Brasil, 1987. 153 p.
- [9] MATWEB. Disponível em: <<http://www.matweb.com/index.aspx>> Acesso em 13/01/2020.
- [10] SPECK, James A. Mechanical Fastening, Joining, and Assembly. 2. ed.; Crc Press: Boca Raton, EUA, 2015. 372 p.
- [11] BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica. 10. ed.; McGraw-hill Companies: New York, EUA, 2016. 1096 p.
- [12] ULLMAN, David G.. The Mechanical Design Process. 4. ed.; Mc Graw Hill: New York, EUA, 2010. 448 p.
- [13] Haynes, W. M.; Lide, David R.; Thomas J., Bruno. CRC Handbook of Chemistry and Physics, 97 ed.; CRC Press: Boca Raton, EUA, 2017. p. 15-48.
- [14] L. Kulak, Geoffrey; W. Fisher, John; A. Struik, John H.. Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints, 2. Ed.; AISC: Chicago, EUA, 2001. 352 p.