

# ESTUDO EXPERIMENTAL E TEÓRICO DE FADIGA EM JUNTAS PARAFUSADAS DEVIDO AO TORQUE E RIGIDEZ DOS MEMBROS<sup>1</sup>

Marcio Erick Gomes da Silva<sup>2</sup>  
Renan Celestino Silva Santos<sup>3</sup>  
Ikaro Arthur Dantas Santos<sup>3</sup>  
Silvando Vieira dos Santos<sup>4</sup>  
Sandro Griza<sup>5</sup>

## Resumo

Neste estudo foi analisado o comportamento em fadiga de uniões parafusadas utilizando o torque como método de aperto e aço e alumínio como material dos membros. O parafuso utilizado foi o M6 classe 8.8. O valor da pré-carga induzida ao parafuso pelo aperto foi calculada a partir das medidas de deformação média dos parafusos para cada torque aplicado. Maiores valores de torque determinam maior limite de fadiga da união até valores de torque no limite antes do colapso estático por torção, tanto para membros de aço como de alumínio. Membros de aço suportam maior torque antes do colapso. Também foi realizado um estudo analítico da relação entre a amplitude de tensão ( $\sigma_a$ ) e a tensão média suportada pelos parafusos ( $\sigma_m$ ) testados em fadiga, com base em modelos para cálculo de rigidez da união. Os resultados foram comparados com diagrama de amplitude de tensão pela tensão média de Burguete e Patterson. O modelo adaptado de Lehnhoff e Wistehuff, usados neste estudo, representaram a rigidez da junta com maior acurácia.

**Palavras-chave:** Fadiga; Fixação de parafusos; Rigidez da união parafusada.

## EXPERIMENTAL AND THEORETICAL STUDY OF FATIGUE IN BOLTED JOINTS DUE TO THE TORQUE AND THE MEMBER'S STIFFNESS

### Abstract

In this study the fatigue behavior of the bolted joints was analyzed by using the torque as the fastening method and steel and aluminum as members' material. The bolt used was the M6 class 8.8. The bolt preload induced by fastening was calculated from the mean elongation of the bolts for each applied torque. The fatigue limit increases with the torque increase, up to the limit of the torque fracture of the joint. This behavior was seen for both members' material. Steel member supports higher torque to fracture. Based on some available models for joint stiffness, an analytical study was also evaluated on the relationship between the cyclic stress amplitude ( $\sigma_a$ ) and the mean stress ( $\sigma_m$ ) experienced by the bolts tested in fatigue. The results were compared with the bolt fatigue diagram of the Burguete and Patterson. The adapted model from Lehnhoff and Wistehuff for M6 bolts, used in this study, is that more accurately represent the joint stiffness.

**Key words:** Fatigue; Fastening bolts; Bolted joint stiffness.

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

<sup>2</sup> Engenheiro Mecânico. Mestrando. Programa de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia dos Materiais, Universidade Federal de Sergipe; Engenheiro de Equipamentos, Petrobras, Aracaju, SE, Brasil.

<sup>3</sup> Graduando em Engenharia dos Materiais. Universidade Federal de Sergipe (UFS), Aracaju, SE, Brasil.

<sup>4</sup> Engenheiro de Materiais. Mestrando. Programa de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia dos Materiais, Universidade Federal de Sergipe (UFS), Aracaju, SE, Brasil.

<sup>5</sup> Engenheiro Mecânico. Dr. Professor adjunto, UFS, Aracaju, SE, Brasil.

## 1 INTRODUÇÃO

Apesar da ampla utilização ao longo de séculos das uniões parafusadas, o assunto referente ao aperto adequado para garantir o melhor desempenho da união ainda não é totalmente dominado. A pré-carga imposta ao parafuso e uma carga axial externa (P) aplicada posteriormente são distribuídas entre os componentes da união parafusada. O conhecimento das parcelas de carga distribuídas é fundamental para permitir maior confiabilidade do projeto da união. Uma vez que seja possível obter com exatidão a carga suportada pelo parafuso, é possível a redução dos custos devido à redução da quantidade ou seção resistente do parafuso. E esta abordagem é particularmente importante no caso de uniões parafusadas sujeitas à fadiga, uma vez que a falha por fadiga é um assunto preocupante em uniões parafusadas.<sup>(1)</sup>

O torque de aperto pode ser correlacionado à pré-carga axial ( $F_i$ ) resultante no parafuso através de relações tais como a da Equação 1 para parafusos de rosca métrica.<sup>(2)</sup> Esta relação considera algumas dimensões do parafuso e coeficientes de fricção da rosca do parafuso e sob a cabeça do parafuso.

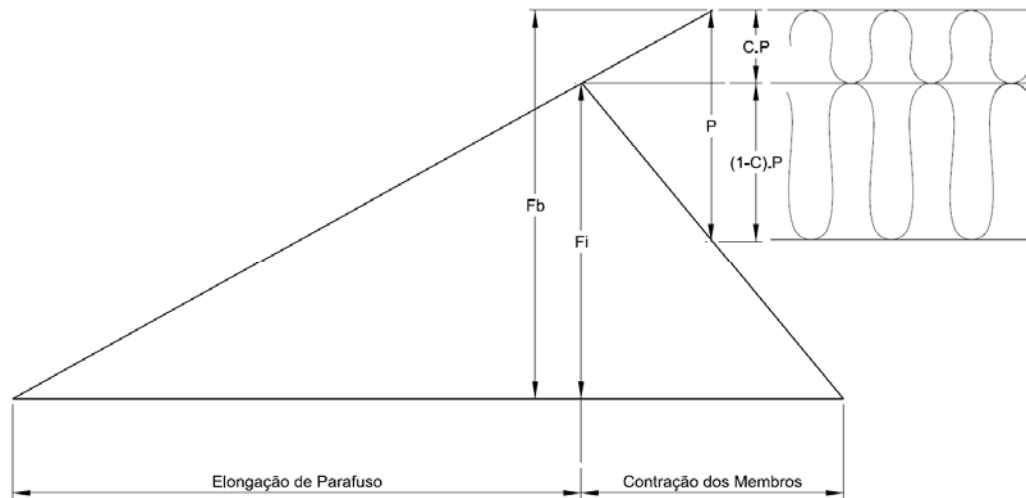
$$T = F_i(0.159p + 0.577\mu_r d_2 + 0.5\mu_u D_{m-u}) \quad (1)$$

Se uma união submetida a solicitações cíclicas axiais for montada sem torque, aumenta a chance de desmontagem da porca. Além disso, aumenta a possibilidade de haver fadiga de baixo ciclo, pois a solicitação externa será transferida quase que totalmente ao parafuso, que estará, portanto, sob a ação de uma carga do tipo repetida. Bickford<sup>(3)</sup> observou que quanto maior o torque, maior é a resistência em fadiga do parafuso, até próximo ao limite de escoamento. Croccolo, Agostinis e Vincenzi<sup>(4)</sup> recomendou que no intuito de explorar completamente a resistência do parafuso, a tensão equivalente ( $\sigma_{eq}$ ), que conforme sugerido pela norma VDI 2230<sup>(5)</sup> deve ser igual a 90% da tensão de escoamento, deve ser tão próxima quanto possível da tensão de pré-carga axial e esta condição é obtida quando condições para obter baixos valores de coeficiente de fricção são estabelecidas. Segundo Burguete e Patterson<sup>(6)</sup> uma tensão média aplicada ao parafuso acima do limite de escoamento produz substancial redução da amplitude de tensão no limite de fadiga. Estes autores concordam que o torque alto é benéfico, porém recomendam parcimônia, ou seja, as tensões decorrentes do aperto adicionadas às tensões oriundas do carregamento externo não poderiam ultrapassar a fronteira delimitada pelo escoamento.

Espera-se que quanto maior o aperto, maior a tensão média. Os métodos empíricos propostos por Goodman, Gerber e Sodeberg, citados por Burguete e Patterson<sup>(6)</sup> mostram que a amplitude reduz com o aumento da tensão média. Estes métodos, entretanto, foram formulados com base em experimentos usando corpos de prova lisos. Alguns estudos<sup>(7,8)</sup> que consideraram corpos de prova com entalhe mostraram, entretanto, a independência da amplitude em função da tensão média para certo intervalo de tensão média. Isto é explicado pela plastificação que ocorre no fundo do filete. Burguete e Patterson<sup>(6)</sup> desenvolveram um estudo para a obtenção do limite de fadiga do parafuso. Seus resultados concordam com os métodos que consideram a plastificação na raiz do filete e permitem obter a relação da amplitude de tensão pela tensão média para parafusos de classe 8.8.

A relação entre a amplitude de tensão e a tensão média aplicada ao parafuso depende da rigidez dos elementos, definida como a inclinação das retas (Figura 1). Torna-se, portanto, possível estimar as parcelas da carga externa aplicadas ao

parafuso e membros. A carga axial do parafuso ( $F_b$ ) é obtida da constante de rigidez da junta ( $C$ ), conforme Equações 2 e 3 respectivamente.



**Figura 1.** Diagrama carga versus elongação de uma união parafusada.

$$F_b = C.P + F_i \quad (2)$$

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad (3)$$

Os modelos que utilizam a teoria linear disponíveis na literatura são: (a) modelo do cone de pressão de Rotscher com ângulo de cone de  $30^\circ$ ;<sup>(9)</sup> (b) modelo de Wileman, Choudhury e Green,<sup>(10)</sup> e (c) modelo de Alkatan et al.<sup>(11)</sup>

Segundo a teoria linear, é possível obter a rigidez do parafuso ( $k_b$ ), conforme Equação 4.<sup>(9)</sup> O cálculo da rigidez dos membros ( $k_m$ ), utilizando o tradicional método do cone de pressão de Rotscher, resulta na Equação 5, quando os membros tem o mesmo módulo de elasticidade com troncos de cone simétricos lado a lado.

$$k_b = \frac{A_0 \times A_s \times E}{A_0 \times l_t + A_s \times L_0} \quad (4)$$

$$k_m = \frac{\pi.E \cdot d \cdot \tan \alpha}{2 \cdot \ln \left( \frac{(2t \cdot \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \cdot \tan \alpha + D + d)(D - d)} \right)} \quad (5)$$

Segundo Wileman, Choudhury e Green,<sup>(10)</sup> a rigidez de membros de mesmo material pode ser obtida em vários tipos de conexões (Equação 6), onde: A e B são parâmetros de rigidez que envolvem o coeficiente de Poisson.

$$k_m = EdAe^{B \left( \frac{d}{L} \right)} \quad (6)$$

Alkatan et al.<sup>(11)</sup> apresentou uma abordagem para o cálculo da rigidez axial dos elementos de uma união parafusada. Neste modelo, os fatores de correção utilizados são:  $\alpha_{\text{head}}$ ,  $\alpha_{\text{thread}}$  e  $\alpha_{\text{bolt-nut}}$ . Para os cálculos da rigidez da cabeça do parafuso ( $k_{\text{head}}$ ), rigidez da parte rosqueada do parafuso ( $k_{\text{thread}}$ ) e da rigidez da porca e da parte carregada do parafuso ( $k_{\text{bolt-nut}}$ ), utilizam-se as Equações 7, 8 e 9,

respectivamente. A rigidez total do parafuso ( $k_b$ ) é obtida conforme Equação 10. A rigidez dos membros ( $k_m$ ) é deduzida da Equação 11,<sup>(11)</sup> onde  $E_{part}$  é o módulo de elasticidade dos membros,  $A_p$  é a seção transversal equivalente dos membros e  $L_{pi}$  está definido na Tabela 1.

$$k_{head} = \frac{E_{bolt} A_0}{L_0 + (\alpha_{head} \cdot d)} \quad (7)$$

$$k_{thread} = \frac{E_{bolt} \cdot A_s}{l_t \cdot \alpha_{thread}} \quad (8)$$

$$k_{bolt-nut} = \frac{E_{bolt} \cdot A_s}{d \cdot \alpha_{bolt-nut}} \quad (9)$$

$$k_b = \frac{k_{head} \cdot k_{thread} \cdot k_{bolt-nut}}{k_{head} \cdot k_{thread} + k_{head} \cdot k_{bolt-nut} + k_{thread} \cdot k_{bolt-nut}} \quad (10)$$

$$k_m = \frac{E_{part} \cdot A_p}{2 \cdot L_{pi}} \quad (11)$$

Existem ainda, modelos que consideram a não-linearidade intrínseca decorrente da carga externa variável a que a junta é submetida. Destes, destaca-se os estudos de Lehnhoff e Wistehuff.<sup>(12)</sup>

O presente estudo tem os seguintes objetivos: (a) verificar a relação entre torque e limite de fadiga de uma união parafusada; (b) verificar se há influência do material dos membros nesse limite; e (c) verificar se a previsão analítica da relação entre amplitude de tensão suportada pelo parafuso e a tensão média, calculadas a partir das diversas teorias disponíveis, estão de acordo com os resultados de Burguete e Patterson.<sup>(6)</sup>

## 2 MATERIAIS E MÉTODOS

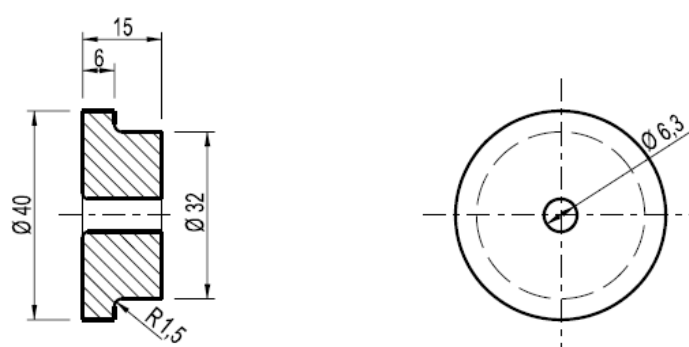
### 2.1 Parafusos e Dispositivo

O parafuso escolhido para realização dos testes foi o M6, classe 8.8, acabamento enegrecido de têmpera, haste de 40 mm, com cabeça sextavada, filetamento parcial de 18 mm, passo 1 mm e porca compatível de altura 5 mm. Duas arruelas com 1,3 mm de espessura foram utilizadas na montagem.

Foi fabricado um dispositivo que possibilitasse aplicar carregamento axial cíclico flutuante seguindo as normas ISO 898-1<sup>(13)</sup> e ISO 3800,<sup>(14)</sup> (Figura 2). Foram usinadas buchas de aço e alumínio, que serviram como membros apertados para efeitos de cálculo de rigidez (Figura 3).



**Figura 2.** Dispositivo produzido para os ensaios de fadiga dos parafusos M6.



**Figura 3.** Bucha que compõe o dispositivo.

## 2.2 Ensaios de Tração

Foram realizados ensaios de tração em cinco parafusos, a fim de confirmar sua adequação com a classe 8.8, e para determinar a tensão de escoamento. Cinco parafusos foram testados seguindo as determinações da norma ISO 898-1.<sup>(13)</sup> A tensão de escoamento foi obtida para 0,2% de deformação.

## 2.3 Ensaios de Ruptura por Torção

Os ensaios de torque foram aplicados para verificar o limite de ruptura por torção. Foi executado o aperto até a ruptura em 9 parafusos para cada material dos membros: aço e alumínio. Os torques médios que conduziram a ruptura da conexão foram utilizados como limite para a realização dos ensaios de fadiga. Para os membros de alumínio foi utilizado um torque inferior ao limite, para reduzir problemas de deformação dos membros. Foi utilizada uma chave de torque comercial com resolução de 1 N.m.

## 2.4 Ensaios de Fadiga

Os valores de torque utilizados para realização dos testes de fadiga foram: 10 N.m, 14.7 N.m, 19.6 N.m e 26.5 N.m para membros de aço e 10 N.m, 14.7 N.m, 19.6 N.m e 22.6 N.m para membros de alumínio.



Os ensaios de fadiga foram realizados no equipamento servohidráulico (MTS 810), com capacidade de 100 kN e controlador Flex Test 60. Cada parafuso foi usinado para produzir faces extremas paralelas, desengraxados e seu comprimento inicial medido com micrômetro centesimal. Foi fixado no dispositivo utilizando o torquímetro comercial na porca e uma chave hexagonal presa à cabeça do parafuso. Após a aplicação do torque foi feita a verificação do alongamento do parafuso. A carga externa foi senoidal, com frequência de 30 Hz e razão de carregamento  $R = 0,1$ . Para definição do limite de fadiga foi reduzida progressivamente a carga externa até obter uma condição em que não houvesse mais ruptura do parafuso. Os testes de fadiga foram conduzidos de acordo com a ISO 3800<sup>(14)</sup> e de acordo com o procedimento de Burguete e Patterson.<sup>(6)</sup> O limite de fadiga foi estabelecido para 2 milhões de ciclos. Foram utilizados 14 parafusos em média para cada curva, e em média, 4 não romperam.

## 2.5 Cálculo da Rigidez

Foram calculadas as tensões cíclicas e as tensões médias suportadas pelo parafuso, levando em conta as diversas teorias de rigidez disponíveis e apresentadas anteriormente na revisão da literatura.

Algumas adaptações foram necessárias para a comparação com o estudo de Lehnhoff e Wistehuff,<sup>(12)</sup> tendo em vista que eles não modelaram parafusos M6, nem juntas com o agarramento de 32,6 mm (espessura dos membros utilizada no presente estudo). Entretanto, visando à obtenção dos valores das rigidezes dos componentes da junta por este modelo, optou-se, neste estudo, por utilizar a razão de espessura de 20/20, tendo em vista a simetria existente em relação ao plano de contato interfacial das buchas quando montadas no dispositivo. Nesta abordagem, para a definição da equação polinomial que seria usada para o parafuso M6, foram utilizadas as Equações 12 e 13, referentes aos parafusos de 8 mm de diâmetro e folga entre parafuso e furo de 0,5 mm, que definem, respectivamente, as relações entre a razão da rigidez do parafuso pelo diâmetro e módulo de elasticidade (“rigidez adimensional do parafuso”) com a razão da carga externa por 90% da resistência à carga de prova e pela área da seção transversal do parafuso, chamado de carga externa adimensional, e entre a razão da rigidez dos membros pelo diâmetro e módulo de elasticidade, chamado de rigidez adimensional dos membros com a carga externa adimensional.

$$f(x)=1,02x^2 + 0,01x + 0,16 \quad (12)$$

$$f(x)=4,69x^2 - 2,28x + 0,63 \quad (13)$$

Para definição dos novos pontos de interceptação das Equações 12 e 13 com os eixos correspondentes à “rigidez adimensional do parafuso” e à “rigidez adimensional dos membros”, respectivamente, foi feita uma análise de tendência relacionando tais pontos para cada diâmetro de parafuso, visando à extrapolação deste ponto para parafusos M6 e membros em aço. Nesta abordagem foram mantidos os demais coeficientes das funções polinomiais.

Desta feita, foram definidas as Equações 14 e 15, as quais foram utilizadas para estimar as relações “rigidez adimensional do parafuso” versus “carga externa adimensional” e “rigidez adimensional dos membros” versus “carga externa adimensional” para o parafuso M6 e membros em aço. Em outras palavras, foi assumido que a curva para o parafuso M6 tinha a mesma concavidade da curva do

parafuso M8, porém com um novo ponto de interceptação no eixo das ordenadas, seguindo a tendência de todos os demais diâmetros dos parafusos utilizados.

$$f(x)=1,02x^2+0,01x+0,135 \quad (14)$$

$$f(x)=4,69x^2-2,28x+0,602 \quad (15)$$

Também foi realizada análise de tendência para definir as relações entre “rigidez adimensional do parafuso” e “carga externa adimensional” e entre “rigidez adimensional dos membros” e “carga externa adimensional”, para parafusos M6 com membros em alumínio. Neste caso foi considerada a redução percentual nos pontos que interceptam os eixos correspondentes à “rigidez adimensional do parafuso” e à “rigidez adimensional dos membros” para parafusos M24 e M20 ao se modificar o material dos membros de aço para alumínio.

Desta forma, foi considerado para o ponto que intercepta o eixo “rigidez adimensional do parafuso” e para o ponto que intercepta o eixo “rigidez adimensional dos membros”, respectivamente, 64% e 30,4% de percentual de redução, quando parafusos M6 comprimem membros de alumínio ao invés de membros de aço. As Equações 16 e 17 foram, então, definidas para estimar as relações entre “rigidez adimensional do parafuso” e “carga externa adimensional” e entre “rigidez adimensional dos membros” e “carga externa adimensional”, respectivamente.

$$f(x)=1,02x^2+0,01x+0,0864 \quad (16)$$

$$f(x)=4,69x^2-2,28x+0,183 \quad (17)$$

## 2.6 Proposta do Coeficiente de Correção

Foi proposto um coeficiente de correção (Equação 18), onde os valores de  $\sigma_a$  (estimada) foram obtidos pela interpolação dos dados do diagrama de Burguete e Patterson,<sup>(6)</sup> (Figura 8). A amplitude de tensão calculada,  $\sigma_a$  (calculada), refere-se às amplitudes de tensão suportadas pelo parafuso, obtidas diretamente dos quatro modelos examinados.

$$C.C. = \frac{\sigma_{a(estimada)}(MPa)}{\sigma_{a(calculada)}(MPa)} \quad (18)$$

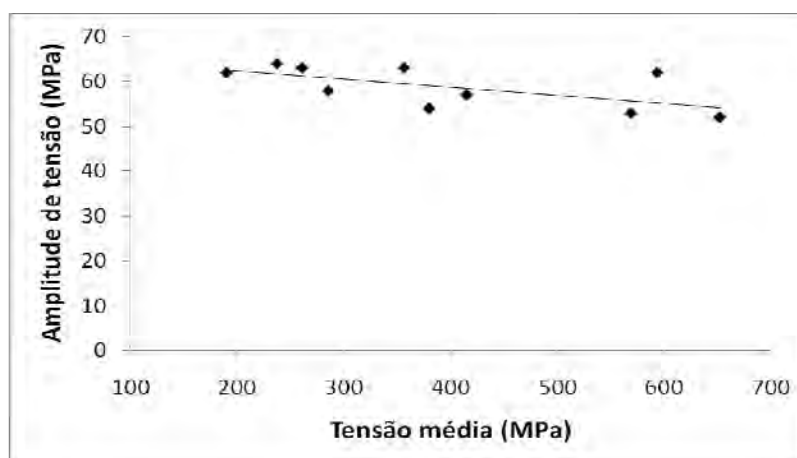


Figura 8. Diagrama de fadiga para parafusos classe 8.8.<sup>(6)</sup>

### 3 RESULTADOS

A Tabela 1 mostra os dados de entrada utilizados nos diversos cálculos efetuados neste estudo.

**Tabela 1.** Dimensões e propriedades utilizadas para o presente estudo

$A_0$ (mm <sup>2</sup> ): Área do maior diâmetro do parafuso	28,27
$A_s$ (mm <sup>2</sup> ): Área de tensão de tração	20,1
D(mm): Diâmetro da face da arruela	13
d(mm): Diâmetro nominal do parafuso	6
$d_2$ (mm): Diâmetro médio ou diâmetro básico do passo	5,35
$D_a$ (mm): Diâmetro sob a cabeça do parafuso	10
$D_{m-u}$ (mm): Diâmetro médio do colar	9,5
$D_p$ (mm): Diâmetro dos membros	32
E(GPa): Módulo de elasticidade do alumínio	69
E(GPa): Módulo de elasticidade do aço	210
$L/2=t$ (mm): Metade do agarramento	16,3
$L_0$ (mm): Comprimento da parte não-rosqueada no agarramento	22
$L_p$ (mm): Espessura de cada membro no agarramento	15
$l_t$ (mm): Comprimento da parte rosqueada no agarramento	10,6
p(mm): Passo	1,0
$S_y$ (MPa): Tensão de escoamento	820
$\alpha$ : Metade do ângulo do cone	30°

#### 3.1 Ensaios de Tração

Os ensaios de tração apresentaram tensão de escoamento média de 820 MPa com desvio padrão de 8,16 MPa, limite de resistência médio de 922 MPa com desvio padrão de 10,01 MPa e alongação média depois da fratura ( $A_f$ ) de 0,41 com desvio padrão de 0,01, calculadas conforme ISO 898-1.<sup>(13)</sup>

#### 3.2 Ensaios de Ruptura em Torção

O torque médio para a fratura foi 26,54 com 3,46 N.m de desvio padrão para membros em aço e 23,43 N.m com 2,22 N.m de desvio padrão para membros em alumínio. Os parafusos com membros em aço resistiram a um maior torque antes da fratura.

#### 3.3 Ensaios de Fadiga

A carga externa máxima que define o limite de fadiga dos parafusos para cada torque aplicado e material dos membros cresce com a magnitude do torque aplicado. Obtiveram-se as seguintes correspondências entre torque e carga externa máxima: torque de 10 N.m para cargas externas máximas de 6,8 kN (membros em aço) e 7,1 kN (membros em alumínio); torque de 14,7 N.m para cargas externas máximas de 8,4 kN (membros em aço) e 7,84 kN (membros em alumínio); torque de 19,6 N.m para cargas externas máximas de 10,3 kN (membros em aço) e 10,17 kN (membros em alumínio). Para um torque de 26,5 N.m em membros de aço



obteve-se carga externa máxima de 10,9 kN e para um torque de 22,6 N.m em membros de alumínio obteve-se carga externa máxima de 10,95 kN.

### 3.4 Cálculo da Rigidez

Foram calculadas as rigidezes dos parafusos e dos membros através dos modelos teóricos, conforme as Equações 5, 6, 10, 11, 14-17 (Tabelas 2 e 3). Os resultados foram utilizados para a obtenção das tensões vistas nas Tabelas 4 e 5 concernentes aos respectivos modelos. A rigidez do parafuso  $k_b = 160,8$  kN/mm foi obtida pela Equação 4 e este valor foi utilizado nas Tabelas 4 e 5 para os modelos de Rotscher<sup>(9)</sup> e Wileman, Choudhury and Greeni.<sup>(10)</sup>

**Tabela 2.** Rigidezes dos parafusos e membros calculadas por diversas teorias

Membros	Modelo	$k_b$ (kN/mm)	$k_m$ (kN/mm)
Aço	Cone de (30°)		1.852,4
	Wileman		991,8
	Alkatan	73,8	650,9
Alumínio	Cone de (30°)		608,6
	Wileman		329,8
	Alkatan	73,6	213,8

A espessura total de 32.6 mm foi utilizada na definição da metade do agarramento utilizado na equação 5 (Tabela 1). Os parâmetros  $A = 0,78715$  e  $B = 0,62873$  foram usados na equação 6 para obtenção da rigidez dos membros em aço e os parâmetros  $A = 0,79670$  e  $B = 0,63816$  para obtenção da rigidez dos membros em alumínio. Ao utilizar a equação 7, um acréscimo de 6% no  $\alpha_{head}$  foi assumido, para corrigir a premissa que o coeficiente de fricção radial era nulo.

No modelo adaptado de Lehnhoff e Wistehuff,<sup>(12)</sup> foi utilizada uma  $S_p$  (resistência à carga de prova) de 580 MPa para os parafusos M6, classe 8.8, conforme ISO 898-1.<sup>(13)</sup> Nas Tabelas 4 e 5 se encontram indicados os cálculos concernentes apenas aos torques que resultaram em tensões máximas axiais ( $\sigma_{max}$ ) inferiores à tensão de escoamento do parafuso, calculados pelas equações da teoria linear. Para os torques máximos de ambos materiais obteve-se tensões máximas axiais superiores ao limite de escoamento. Os valores de pré-carga induzida ao parafuso foram obtidos a partir das medidas de deformação média (Tabela 6), para cada torque selecionado.

**Tabela 3.** Rigidezes dos parafusos e membros calculadas de acordo com Lehnhoff e Wistehuff<sup>(12)</sup>

Membros	Pmax(kN)	$k_b$ (kN/mm)	$k_m$ (kN/mm)
Aço	10.9	1570,2	4151,8
	10.3	1421,0	3633,2
	8.4	1003,9	2246,2
	6.8	718,1	1378,8
Alumínio	10.95	1521,8	3668,4
	10.17	1328,5	2997,7
	7.84	835,8	1383,0
	7.1	705,9	992,2

**Tabela 4.** Valores calculados a partir da teoria linear para placas de aço

Autor	Torque (Nm)	P <sub>max</sub> (kN)	F <sub>i</sub> (kN)	F <sub>bmax.</sub> (kN)	F <sub>bmin.</sub> (kN)	σ <sub>max.</sub> (MPa)	σ <sub>m</sub> (MPa)	σ <sub>a</sub> (MPa)
Rotscher	19,6	10,3	5,74	6,56	5,82	327	308	18
	14,7	8,4	5,11	5,78	5,17	287	272	15
	10	6,8	3,71	4,26	3,77	212	200	12
Wileman	19,6	10,3	5,74	7,18	5,88	357	325	32
	14,7	8,4	5,11	6,28	5,22	312	286	26
	10	6,8	3,71	4,66	3,81	232	211	21
Alkatan	19,6	10,3	5,74	6,79	5,85	338	314	23
	14,7	8,4	5,11	5,96	5,19	297	277	19
	10	6,8	3,71	4,41	3,78	219	204	16
Lehnhoff	19,6	10,3	5,74	8,64	6,03	430	365	65
	14,7	8,4	5,11	7,70	5,37	383	325	58
	10	6,8	3,71	6,04	3,95	301	248	52

**Tabela 5.** Valores calculados a partir da teoria linear para placas de alumínio

Autor	Torque (Nm)	P <sub>max</sub> (kN)	F <sub>i</sub> (kN)	F <sub>bmax.</sub> (kN)	F <sub>bmin.</sub> (kN)	σ <sub>max.</sub> (MPa)	σ <sub>m</sub> (MPa)	σ <sub>a</sub> (MPa)
Rotscher	19,6	10,17	10,51	12,64	10,72	629	581	48
	14,7	7,84	4,90	6,54	5,06	325	288	37
	10	7,1	3,59	5,07	3,74	252	219	33
Wileman	19,6	10,17	10,51	13,84	10,84	689	614	75
	14,7	7,84	4,90	7,47	5,15	371	314	58
	10	7,1	3,59	5,92	3,82	294	242	52
Alkatan	19,6	10,17	10,51	13,12	10,77	652	594	58
	14,7	7,84	4,90	6,90	5,10	343	299	45
	10	7,1	3,59	5,41	3,77	269	228	41
Lehnhoff	19,6	10,17	10,51	13,63	10,82	678	608	70
	14,7	7,84	4,90	7,85	5,19	391	324	66
	10	7,1	3,59	6,54	3,88	325	259	66

**Tabela 6.** Deformação média para membros em aço e alumínio

Material	Torques (N.m)				
	10	14,7	19,6	22,6	26,5
	Deformações médias (. 10 <sup>-3</sup> )				
Aço	0,88	1,21	1,36	-	3,96
Alumínio	0,85	1,16	2,49	3,49	-

### 3.5 Coeficiente de Correção

Na Tabela 9 estão os coeficientes obtidos para cada modelo examinado e material utilizado para os membros, calculados de acordo com a Equação 18. A aproximação do coeficiente do valor unitário remete a uma melhor concordância entre o respectivo modelo e o diagrama de fadiga de Burguete e Patterson.<sup>(6)</sup>

**Tabela 9.** Coeficientes de correção

Membros	Modelo utilizado:	$\sigma_m$ (MPa)	$\sigma_a$ calculada(MPa)	$\sigma_a$ estimada(MPa) de Burguete e Patterson	Coeficiente de correção proposto	
					para $\sigma_a$	
Aço	Cone (30º)	308	18	60	3,333	
		272	15	61	4,067	
		200	12	62	5,167	
	Wileman	325	32	61	1,906	
		286	26	58	2,231	
		211	21	63	3,000	
	Alkatan	314	23	60	2,609	
		277	19	60	3,158	
		204	16	63	3,938	
	Lehnhoff e Wistehuff	365	65	60	0,923	
		325	58	61	1,052	
		248	52	64	1,231	
	Alumínio	Cone (30º)	581	48	58	1,208
			288	37	58	1,568
			219	33	63	1,909
Wileman		608	75	58	0,773	
		314	58	60	1,034	
		242	52	64	1,231	
Alkatan		594	58	62	1,069	
		299	45	59	1,311	
		228	41	64	1,561	
Lehnhoff e Wistehuff		608	70	59	0,843	
		324	66	61	0,924	
		259	66	63	0,955	

#### 4 DISCUSSÃO

As equações clássicas que correlacionam o torque e a carga axial ao parafuso levam em conta o atrito e as dimensões da união, mas não o módulo de elasticidade. Os parafusos apertados em membros de aço resistiram a um torque de ruptura maior que os de alumínio. Este resultado poderia estar associado ao atrito, que deve ser diferente entre a arruela de aço e os membros de aço e entre a arruela de aço e os membros de alumínio. Pode-se conjecturar ainda que este fato esteja associado à rigidez dos membros. A ruptura por torque ocorre por um esforço combinado de cisalhamento e tração. Membros de alumínio, menos rígidos, devem permitir atingir a ruptura com menor parcela de cisalhamento. Daí a importância de se considerar a natureza dos membros que estão sendo apertados para a previsão da distribuição de carregamento ao parafuso.

Os resultados experimentais indicaram que o limite de fadiga das conexões aumenta com o torque. Este resultado é consensual de acordo com diversos estudos. Porém, mesmo ultrapassando o escoamento e abordando o limite de ruptura por torque, aumenta o limite de fadiga. Mesmo que o torque seja aumentado, de modo que a tensão de pré-carga resultante seja da magnitude do escoamento, ainda há capacidade disponível para que o parafuso seja carregado axialmente com acréscimo de tensão até o limite de resistência.

O modelo adaptado de Lehnhoff e Wistehuff<sup>(12)</sup> apresentou a melhor relação com os resultados de Burguete e Patterson,<sup>(6)</sup> para ambos os materiais dos membros, apresentando uma diferença máxima de 23%. Um resultado interessante é que para o caso de membros de aço, afora o modelo adaptado de Lehnhoff e Wistehuff<sup>(12)</sup> para parafusos M6, todos os demais apresentaram relações muito diferentes, com no mínimo 1.9 vezes de diferença. Os resultados obtidos do modelo adaptado de Lehnhoff e Wistehuff<sup>(12)</sup> devem ser considerados cuidadosamente, uma vez que o modelo original não prevê resultados de rigidez para parafusos M6 e, portanto, adaptações foram necessárias. Não obstante, apesar do erro inerente às adaptações realizadas ser desconhecido, presume-se que a abordagem utilizada confira uma boa concordância com a tendência esperada.

Novos estudos podem ser realizados utilizando-se a mesma abordagem para diferentes classes e diâmetros de parafusos e diferentes tamanhos de membros.

## 5 CONCLUSÃO

Limite de ruptura em torção, ou torque de ruptura é maior para membros de aço que para membros de alumínio.

Os ensaios de fadiga mostraram que maiores valores de torque, inclusive àqueles que resultem em tensões máximas acima do escoamento, resultaram em maior limite de fadiga. Com efeito, no caso de parafusos onde a remontagem seja imprevista, o aperto ao escoamento é recomendado.

As amplitudes de tensão calculadas para membros em alumínio foram superiores àquelas calculadas para membros em aço, considerando-se um determinado torque dentro do limite elástico.

O modelo adaptado de Lehnhoff e Wistehuff<sup>(12)</sup> para parafusos M6 mostrou-se o mais adequado para avaliar a relação  $\sigma_a$  versus  $\sigma_m$ .

## Agradecimentos

Os autores agradecem o suporte financeiro das agências Capes, CNPq e FINEP e também à Petrobrás.

## REFERÊNCIAS

- 1 GRIZA, S. et al. Fatigue in engine connecting rod bolt due to forming laps, *Engineering Failure Analysis* 16, p. 1542–1548, 2009.
- 2 CROCCOLO, D.; AGOSTINIS, M.; VINCENZI, N. A contribution to the selection and calculation of screws in high duty bolted joints, *International Journal of Pressure Vessel and Piping* 96-97, p. 38-48, 2012.
- 3 BICKFORD, J. H. *Handbook of Bolted Joints*, Marcel Dekker, New York, 1998.
- 4 CROCCOLO, D.; AGOSTINIS, M.; VINCENZI, N. Influence of fastening procedures and lubrication conditions on titanium screw joints for lightweight applications, *Tribology International* 55, p. 68-76, 2012.
- 5 VDI2230. Systematic calculation of high duty bolted joints - Joints with one cylindrical bolt, Part 1, 2003.
- 6 BURGUETE, R. L.; PATTERSON, E. A. The Effect of Mean Stress on the Fatigue Limit of High Tensile Bolts, *Journal of Mechanical Engineering Science, Part C, Vol. 209*, pp. 257-262, 1995.
- 7 COOK, N. H. *Mechanics and materials for design*, McGraw- Hill, New York, 1985.
- 8 GUNN, K. Effect of yielding on the fatigue properties of test pieces containing stress concentrations. *Aeronaut. Q.*, 6, p. 277-294, 1955.

- 9 SHIGLEY, J E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R.G. Projeto de Engenharia Mecânica. 7 ed. Porto Alegre, Bookman, 2005.
- 10 WILEMAN, J.; CHOUDHURY, M.; GREEN I. Computation of Member Stiffness in Bolted Connections, Journal of Mechanical Design, vol. 113, 1991.
- 11 ALKATAN, F.et al. Equivalent axial stiffness of various components in bolted joints subjected to axial loading, Finite Elements in Analysis and Design 43, p. 589 – 598, 2007.
- 12 LEHNHOFF, T. F.; WISTEHUFF, W. E. Nonlinear Effects on the Stiffness of Bolted Joints, Journal of Pressure Vessel Technology, v. 118, 1996.
- 13 ISO 898-1. Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel - Part 1: Bolts, screws and studs with specified property classes — Coarse thread and fine pitch thread, 2009.
- 14 ISO 3800. Threaded fasteners - Axial load fatigue testing - Test methods and evaluation of results, 1993.