



**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ**

TIAGO FERRAZ CAVALCA

**AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DO FORMATO DA PORCA E DA
PRÉ-CARGA EM JUNTAS APARAFUSADAS EM TRAÇÃO**

Guaratinguetá
2015

TIAGO FERRAZ CAVALCA

AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DO FORMATO DA PORCA E DA
PRÉ-CARGA EM JUNTAS APARAFUSADAS EM TRAÇÃO

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Erick Siqueira Guidi

Guaratinguetá
2015

Cavalca, Tiago Ferraz

C376a Avaliação da influência do formato da porca e da pré-carga em juntas aparafusadas em tração / Tiago Ferraz Cavalca. - Guaratinguetá, 2015
39 f.: il.

Bibliografia: f. 39

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica –
Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de
Guaratinguetá, 2015

Orientador: Prof. Dr. Erick Siqueira Guidi

1. Ligações parafusadas 2. Torque 3. Fadiga I. Título

CDU 620.178.3

TIAGO FERRAZ CAVALCA


ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE "GRADUADO
EM ENGENHARIA MECÂNICA"

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA


Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. ERICK SIQUEIRA GUIDI
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
UNESP-FEG


Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
UNESP-FEG

Guaratinguetá
2015

DADOS CURRICULARES

TIAGO FERRAZ CAVALCA

NASCIMENTO	27.04.1989 – GUARATINGUETÁ / SP
FILIAÇÃO	LUIZ PAULO CAVALCA MARIA AUXILIADORA P. FERRAZ CAVALCA
2004/2006	Curso Técnico em Mecânica Industrial Colégio Técnico Industrial de Guaratinguetá - UNESP
2009/2014	Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

Dedicatória

aos meus pais, Luiz Paulo Cavalca e Maria Auxiliadora Pinheiro Ferraz Cavalca, aos meus irmãos, Diogo e Juninho. E para Bárbara Fernandes, pelo apoio e incentivo.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Luiz Paulo Cavalca e Maria Auxiliadora Pinheiro Ferraz Cavalca, meus irmãos, Diogo e Juninho, pelo apoio e incentivo. Obrigado Bárbara Fernandes que me deu força e me ajudou nos momentos difíceis.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Erick Siqueira Guidi, que me ajudou em todos os momentos que precisei, teve paciência e experiência para me instruir nesse trabalho, assim como ao técnico Manoel Francisco dos Santos Filho, pela ajuda nos ensaios mecânicos.

Às funcionárias da Biblioteca do Campus de Guaratinguetá pela dedicação e vontade de ajudar, principalmente à Jaquelina Inês César.

Um abraço e meu muito obrigado aos meus amigos do grupo Tchá, da República Só Na Manteiga e da República TomaLáDaKá que estiveram presente durante minha vida acadêmica e hoje são meus amigos.

CAVALCA, T. F. **Avaliação da influência do formato da porca e da Pré-Cargaem juntas aparafusadas em tração.** 2015. 39 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

RESUMO

Para diversas estruturas e equipamentos mecânicos é necessárioo uso de um elemento de união, o parafuso representa um dos elementos mais utilizados devido ao seu baixo custo, versatilidade e facilidade de se encontrar no mercado. A pré-carga resultante do torque de montagem associada à carga externa cíclica é um dos temas mais importantes, por isso deve ser estudada. Nesse estudo, foram analisados alguns desses fatores; como, por exemplo, o formato das porcas; e o material da arruela que quando incompatíveis com o material do parafuso, podem ocasionar uma redução na vida em fadiga da junta.

PALAVRAS-CHAVE: juntas aparafusadas, torque de montagem, pré-carga.

CAVALCA, T. F. **The influence of nut format and Preload in bolted joints in tension.** 2015. 39 f. Graduate Work (Graduation in Mechanical Engineering) - University of Guaratinguetá Campus Engineering, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

ABSTRACT

Many structures and mechanical equipment requires a union member, and the screw is one of the most used, the cost is low, it is versatile and easy to find on the market. The resulting pre-load assembly torque associated with the cyclical external load has great influence, so it will be studied carefully. This study analyzed some of these factors, as the format of nuts, and the washer material when they are incompatible with the bolt material can cause a reduction in life of the joint fatigue.

KEYWORDS: bolted joint, assembly torque associated, pre-load.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Representação de uma união aparafusada com uma mola	16
Figura 2 - Junta Aparafusada em tração	20
Figura 3 - Parafuso comprimindo um cilindro ao qual cargas externas são aplicadas.....	21
Figura 4 - Região de compressão do cone de pressão para um ângulo fixo.....	22
Figura 5 - Esquematização do cone de pressão.....	22
Figura 6 - Máquina de ensaios Instron, modelo 8801.....	26
Figura 7 - Torquímetro utilizado nos ensaios.....	27
Figura 8 - Cdp's preparados para ensaio.....	28
Figura 9 - Cdp na máquina de ensaios.....	29
Figura 10 - Gráfico de Torque x Força para os conjuntos: parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° e arruela lisa; parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° sem arruela; parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° com lubrificação.....	30
Figura 11 - Gráfico de Torque x Força para os conjuntos: parafuso sextavado e porca sextavada com arruela de aço carbono; parafuso sextavado com porca sextavada auto-travante (teflon); parafuso sextavado e porca sextavada com arruela de inox 304.....	31
Figura 12 - Comparação da Porca de Teflon deformada e uma porca não utilizada	32
Figura 13 - Comparação de deformação das arruelas de aço carbono e inox 304 no ensaio desse estudo.....	32
Figura 14 - Figura 14- Gráfico de Torque x Força para os conjuntos: parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° sem arruela; parafuso com cabeça cilíndrica sem arruela (grau 12.9) e porca sextavada; parafuso sextavado com rosca parcial e porca sextavada.....	33
Figura 15 - Gráfico de Torque x Força para os conjuntos: parafuso sextavado flangeado com rosca parcial e porca sextavada; parafuso sextavado com rosca parcial e porca sextavada	34
Figura 16 - Gráfico de Torque x Força para todos os conjuntos.....	35

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Coeficientes da equação de wileman	23
Tabela 2 - Conjuntos de parafusos para ensaios	27
Tabela 3 - Resultado geral dos ensaios dos conjuntos de parafusos	35
Tabela 4 - Comparação dos dados reais de maior e menor valor de pré-carga.....	36

SÚMARIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	Objetivo	11
1.2	Estrutura do trabalho	12
2	FUNDAMENTOS TEÓRICOS	13
2.1	Revisão Bibliográfica	13
2.2	Pré-carga nas juntas aparafusadas em tração	14
2.3	Torque de montagem	16
2.4	Determinação da rigidez dos componentes das juntas aparafusadas.....	19
2.5	Junta aparafusada carregada estaticamente com pré-carga.....	24
2.6	Carga externa estática em parafusos pré-carregados.....	24
3	MATERIAIS E MÉTODOS	26
3.1	Ensaio da pré-carga de uma junta.....	27
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	28
5	CONCLUSÕES / SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS ..	38
	REFERÊNCIAS	39

1.INTRODUÇÃO

Devido à grande utilização de uniões aparafusadas em estruturas e máquinas, torna-se necessária a elaboração de um projeto detalhado com boa margem de segurança.

A união de peças por parafusos é uma área que está em constante evolução, pois os requisitos estão cada vez mais severos como a performance e redução de custos. É necessário conhecer o desempenho para os diversos tipos de cargas a fim de se assegurar a integridade da união sem que ocorra a falha do parafuso. De uma forma geral, as juntas aparafusadas e, em particular, os parafusos, são elementos de máquinas de natureza bem variada. Podem assumir diversas formas geométricas, além de serem oriundos de uma ampla classe de materiais e métodos de fabricação, conforme a necessidade do projeto e a disponibilidade (Budynas, 2008; Shigley, 1996).

O fenômeno da fadiga em componentes mecânicos é um tema de suma importância na Engenharia Mecânica, pois a maioria das falhas estruturais que podem ocorrer nestes componentes é devido a esse fenômeno. A vida em fadiga pode ser definida como o número máximo de ciclos de carregamento que um componente pode suportar na aplicação, antes que ocorra o colapso estrutural (Norton, 2004).

Em um projeto mecânico como um todo, as estruturas aparafusadas, apesar de possuir ainda um baixo interesse científico, representam um dos aspectos mais fascinantes. O sucesso ou falha do projeto pode depender de sua seleção apropriada e uso de juntas aparafusadas. A falha de um único parafuso pode levar ao colapso de toda a estrutura ou máquina (Juvinal, 1991).

A vida em fadiga de uma junta aparafusada possui a influência de diversos fatores. Nesse estudo foram analisados alguns desses fatores: como o formato das porcas, a lubrificação e o material da arruela que, quando são incompatíveis com o material do parafuso ocasionam uma drástica redução na vida em fadiga da junta. A pré-carga resultante do torque de montagem associada à carga externa cíclica possui grande influência sobre a vida em fadiga das uniões.

1.1 Objetivo

O presente trabalho tem como objetivo estudar a influência do formato das porcas (sextavada padrão e flangeada) e da pré-carga no comportamento em fadiga de juntas aparafusadas.

- Avaliar a influência da lubrificação durante aplicação do torque na pré-carga;
- Avaliar a utilização de porca sextavada flangeada na vida em fadiga de juntas aparafusadas em tração;
- Estudar a utilização de porca sextavada em ângulo nas juntas aparafusadas em tração;
- Analisar a influência do valor da pré-carga durante aplicação do torque para diferentes conjuntos de porca-parafuso.

1.2 Estrutura do trabalho

O capítulo 1 apresenta a introdução ao trabalho.

No capítulo 2 é apresentado um resumo dos fundamentos teóricos de juntas aparafusadas e suas variáveis, assim como uma revisão bibliográfica dos principais fatores que influenciam uma união aparafusada e os objetivos.

O capítulo 3 apresenta os materiais utilizados nos ensaios e suas propriedades mecânicas e, os procedimentos para a realização dos ensaios estáticos.

No capítulo 4 são apresentados os resultados e discussões.

No capítulo 5 e 6 são apresentadas as conclusões, comentários finais e referências.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 Revisão bibliográfica

D. Croccolo, M. De Agostinis e N. Vincenzi (2010) estudaram o atrito nas juntas aparafusadas de alumínio. Com o objetivo de desenvolver uma ferramenta experimental para definir o coeficiente de atrito e também a força de pré-carga do parafuso em alguns componentes especiais utilizados em suspensões dianteiras de motos. Ensaio foram realizados através do método de *Design of Experiment (DOE)*, para obtenção de um modelo matemático para os coeficientes de atrito. Esses ensaios foram feitos em parafusos galvanizados M8x1.25 8.8. Os modelos matemáticos para atrito e torque têm sido obtidos em função das variáveis significativas destacadas pela análise de variância e *F-Test*. Os modelos apresentados são úteis para estimar precisamente a força de pré-carga real, derivando diretamente o torque de aperto. A relação de torque com a pré-carga para juntas aparafusadas utilizadas em suspensões dianteiras de moto podem ser efetivamente adotadas para qualquer tipo de operação de manutenção.

Jaglinski, Nimityongskul e Schimtz (2007) analisaram a perda de carga de juntas aparafusadas em alumínio através de ensaios de pré-carga no parafuso exposto à alta temperatura. Durante uma semana variando a temperatura de 260°C até a temperatura ambiente, todos os parafusos testados em uma temperatura acima de 220 °C mostraram perda de 100% de pré-carga, enquanto que os parafusos expostos a 220 °C mantiveram cerca de 20% da sua carga prévia inicial. Curvas de perda de carga do parafuso mostraram uma resposta mais complexa. Modelos baseados em deformação retiveram carga de até 30% para uma temperatura de 260 °C e apenas 10% para uma temperatura de 220 °C. Outro modelo reteve carga de 20% para 260°C e 9% para 220°C. Os desvios do modelo da experiência são atribuídos à falta de consideração do estado de tensão heterogêneo real e assim, não respondem corretamente para as condições de contorno real da junta.

Honarmandi, W. Zu e Behdinan (2005) analisaram as falhas à fadiga de juntas aparafusadas. Este trabalho apresenta um eficaz método para melhorar a vida elasto-plástica de um parafuso para falhas à fadiga. Uma junta aparafusada é modelada com a abordagem de elementos finitos para o cálculo de tensão. Entre muitos fatores que influenciam o comportamento de falha em fadiga de juntas, a geometria é um dos mais consideráveis. Uma nova configuração do parafuso é proposta e os resultados são em comparação com o parafuso

convencional. Este projeto é chamado FBI que significa método "*Fatigue-Bolt-Improvement*". Esta modificação no projeto reduz significativamente a concentração de tensão e aumenta a resistência à fadiga do parafuso, em comparação com o parafuso convencional.

A. Aragon, J.M. Alegre e F. Solana (2005) estudaram o efeito da porca sobre o comportamento à fadiga de juntas parafusadas à tração. Para controle contínuo da força de aperto, uma célula de carga foi colocada entre o parafuso e a junta. Através de análises em elemento finito 3D, foi simulado o crescimento de trincas por fadiga para a fratura inicial. Esta simulação é baseada em determinar experimentalmente o coeficiente de atrito para definir as forças de atrito existentes e a aplicação das forças de contato resultantes. Com coeficiente de atrito experimental de $\mu = 0,3$ e furo inicial semicircular de 400 μm de raio, simularam a vida em fadiga de uma junta aparafusada. A tensão de contato originada pelas forças de aperto e de tração pode ser substituída pela carga equivalente, pois fornece os mesmos níveis de tensão na zona do furo. No entanto, um efeito maior da força de aperto na vida de fadiga pode ser observado. Com o aumento dessa força, eleva-se o número de ciclos para falha em todos os níveis de tensão, assim como a resistência limite da junta aparafusada. As simulações de vida à fadiga foram comparadas com os resultados experimentais. A boa precisão obtida permite que a metodologia apresentada possa ser aplicada para simular juntas mais complexas.

Sun, Chang e Qing (2000) estudaram juntas aparafusadas com e sem forças de aperto. Os efeitos da força de aperto, a rigidez do parafuso e o tamanho da arruela foram as principais preocupações do estudo. Para um determinado estado de tensão em uma junta, a análise de falha prevê danos acumulados por um conjunto de critérios de falha e estimativas associadas à degradação do material com base em modos de falha previsíveis. O modelo proposto foi implementado em um código ABAQUS gerando gráficos e exibindo as tensões e deformações das juntas para simular a progressão de falhas nas mesmas durante o carregamento. Uma análise de tensão tridimensional foi desenvolvida para analisar as juntas aparafusadas submetidas a várias cargas.

2.2. Pré-carga nas juntas aparafusadas em tração

Uma das formas de aplicação dos elementos aparafusados e porcas é por meio da junção dos mesmos tais que, as cargas aplicadas colocam os parafusos em tração. É comum

pré-carregar a junta aparafusada apertando os parafusos com torque suficiente para criar cargas de tração.

Para juntas aparafusadas dinamicamente, uma pré-carga de 75% ou mais de resistência de prova é comumente utilizada (Norton, 2004).

Para carregamento estático o valor da pré-carga é de 75% da carga de prova, para conexões não permanentes e de 90% da carga de prova quando as conexões são permanentes, isso de acordo com Shigley et al (2005).

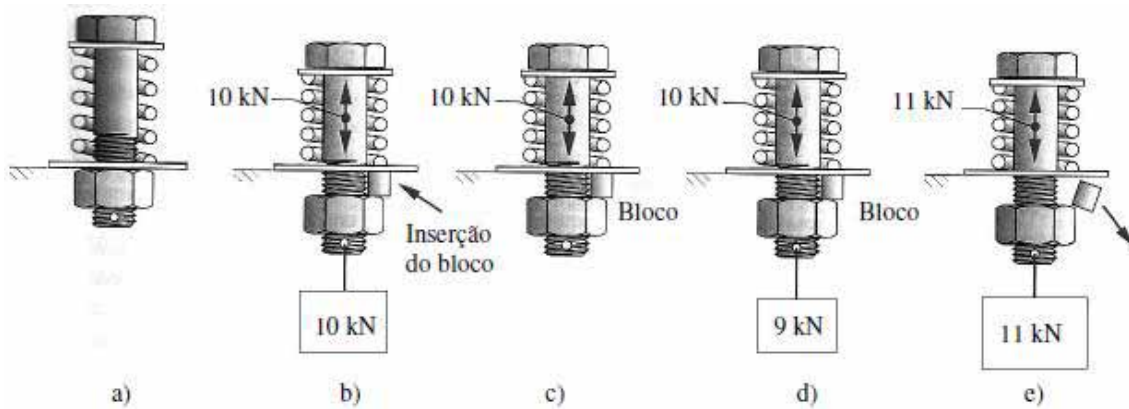
As juntas aparafusadas devem ser bem dimensionadas para resistir às cargas aplicadas, para isso é necessário um bom entendimento da elasticidade do parafuso e dos outros elementos.

A Figura 1 mostra um parafuso sujeitando uma mola que, independente do material, terá uma constante de mola e irá comprimir-se quando o parafuso for apertado. Na Figura 1a) é mostrada uma junta aparafusada contendo uma mola, a qual representa duas placas de mesmo material, a constante elástica da mola k corresponde a rigidez destas placas; além disso, deve-se assumir que a arruela possui restrição de movimento, ou seja não ocorre deslocamento em nenhuma direção. Na Figura 1b) o parafuso é submetido a uma carga externa de tração no valor de 10 kN, depois um bloco sólido é inserido entre a arruela e a porca, assim, uma compressão é fornecida no valor de 10 kN. (Norton, 2004).

Na Figura 1c) a carga externa é removida e a mola permanece com uma carga compressiva no valor de 10 kN, com isso, devido a ação da mola o parafuso continua com uma força de tração de 10 kN. Na Figura 1d) uma carga externa de tração no valor de 9 kN é aplicada sobre o parafuso, mas a força de tração resultante sobre ele não se altera, permanecendo de 10 kN, continuando desta forma até que a força externa supere a pré-carga de 10 kN. (Norton, 2004).

Na Figura 1e) a carga externa é elevada para 11 kN aumentando a compressão da mola, dessa forma o bloco perde o contato entre a arruela e a porca, assim o parafuso tem uma nova força de tração no valor de 11 kN; com a separação da junta, o parafuso suporta todo carregamento externo. A pré-carga é muito importante, e neste caso, foi mostrado quando as juntas são submetidas a carregamentos dinâmicos. (Norton, 2004).

Figura 1 – Representação de uma união aparafusada com uma mola representando as placas, a) sem carregamento; b) aplicação da carga externa e inserção do bloco; c) parafuso com pré-carga de 10 kN; d) aplicação de carga externa de 9 kN; e) aplicação de carga externa de 11 kN.



Fonte: (Norton, 2004).

2.3. Torque de montagem

Sabemos que uma pré-carga elevada é desejável em juntas aparafusadas, logo, devemos conseguir meios de assegurar que seja realmente desenvolvida quando as peças forem montadas.

O método do giro da porca requer que você compute o número fracionário de voltas necessário para desenvolver a pré-carga requerida a partir da condição de aperto confortável. Um dos meios para aplicar esta pré-carga é através do Torquímetro. Entretanto, esse método gera um erro em torno de 30%, que pode cair pela metade quando a rosca é lubrificada.

Durante a escolha da classe do material do parafuso deve-se considerar o material das placas da junta aparafusada.

O torque de montagem necessário para promover uma pré-carga no parafuso pode ser expresso na equação (1). Essa equação está em função do ângulo de avanço λ .

$$T_i = F_i \frac{d_p(\mu + \tan \lambda \cos \alpha)}{2(\cos \alpha - \mu \tan \lambda)} + F_i \frac{d_c}{2} \mu_c \quad (1)$$

Sendo:

T_i = Torque de montagem;

F_i = Força inicial (pré-carga);

d_p = Diâmetro primitivo;

d_c = Diâmetro médio do colar;

μ = Coeficiente de atrito entre os filetes das roscas;

μ_c = Coeficiente de atrito entre a cabeça do parafuso ou porca e a superfície das placas.

Podemos dizer que o diâmetro primitivo d_p é o diâmetro nominal d , e o diâmetro médio do colar d_c é um valor médio entre o diâmetro nominal do parafuso e da cabeça da porca $1,5d$. Temos então a equação (2).

$$T_i = F_i \frac{d(\mu + \text{TAN } \lambda \text{ COS } \alpha)}{2(\text{COS } \alpha - \mu \text{ TAN } \lambda)} + F_i \cdot 0,625 \cdot \mu_c \quad (2)$$

Simplificando a equação, temos a equação (3) básica do torque.

$$T_i = k_i F_i d \quad (3)$$

Sabemos que k_i é o coeficiente de torque, equação (4).

$$k_i = 0,5 \frac{(\mu + \text{TAN } \lambda \text{ COS } \alpha)}{(\text{COS } \alpha - \mu \text{ TAN } \lambda)} + 0,625 \cdot \mu_c \quad (4)$$

Se considerarmos μ_c e μ iguais a 0,15 e utilizando o diâmetro primitivo real, temos um valor aproximado para k_i , assim escrevemos a equação (5).

$$T_i = 0,21 F_i d \quad (5)$$

Entre os tipos de Torque, temos:

Torque Dinâmico: é o valor pico de torque medido em tempo real em apertadeira (elétrica-eletrônica) com controle de torque durante a operação de aperto. Os valores de torque obtidos são registrados eletronicamente na apertadeira. Desta forma, o torque dinâmico não poderá ser checado após sua aplicação (apenas monitorado). Quando empregado em apertadeira sem controle de torque, é conhecido como o ‘Torque de “*set-up*” da apertadeira (Garcia et al, 2008).

Torque estático : é o valor de torque medido em apertadeira sem controle de torque. O “*set-up*” da apertadeira corresponde ao valor do torque dinâmico, e na sua ausência,

geralmente, ao valor médio do torque estático. O torque estático também é aplicado como ‘Torque de Verificação’ quando da auditoria de torques. Neste caso corresponde ao torque de aperto requerido para iniciar a quebra de uma fixação já efetuada. Outra denominação para o torque estático é “torque residual”. (Garcia et al, 2008).

Torque Falso: é quando o equipamento aplica um torque especificado, sem gerar a respectiva força tensora. Isto normalmente acontece quando há um fator agravante, como por exemplo, rosca extremamente deformada, na qual pode ocorrer um pico de torque (nominal). Caso ocorra nos primórdios do aperto, quando não há um assentamento perfeito, esta condição pode ser perceptível visualmente. Caso ocorra na fase linear do aperto, sua detecção visual é impossível. Somente com os recursos da mecatrônica este fenômeno pode ser detectado e com possibilidade de rejeição e retrabalho do processo de aperto propriamente dito. (Garcia et al, 2008).

Sabemos que em elementos de fixação é necessário gerar força tensora suficiente para atender os requisitos de projeto, ou seja, o torque aplicado, que é a variável dependente, deve corresponder ao projetado. É notado também que existe um fator k que é tabelado em função do material e do revestimento dos componentes da junta, esse fator influencia diretamente no resultado. De acordo com a Norma DIN ISO 16047 a equação é:

$$M_A = F_V \cdot \left(0,159 \cdot p + 0,578 \cdot d_2 \cdot \mu_G + \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_K \right) \quad (6)$$

M_A = Momento de aperto (Nm)

F_V = Força tensora (kN)

P = Passo (mm)

d_2 = Diâmetro interno (mm)

μ_G = Coeficiente de atrito da rosca (adimensional)

D_{Km} = Diâmetro médio - superfície de contato (mm)

μ_K = Coeficiente de atrito da cabeça (adimensional)

A expressão geral é:

$$M_A = F_V \cdot d \cdot k \quad (7)$$

Assim, podemos dizer que o diâmetro nominal foi substituído pelo diâmetro interno e o fator k ficou mais explícito, detalhando-se os coeficientes de atrito de rosca e de cabeça, o passo e o diâmetro médio da superfície de contato.

2.4 Determinação da rigidez dos componentes das juntas aparafusadas

Uma conexão que possa ser desmontada facilmente e que seja resistente a cargas externas de tração, momento e cisalhamento, ou seja, as juntas aparafusadas, quando bem projetadas e montadas por um mecânico bem treinado podem garantir ótimos resultados.

Para calcular a rigidez dos parafusos, devemos expressar a constante de mola de uma barra em tração a partir da equação de deflexão:

$$\delta = \frac{Fl_i}{A_p E} \quad (8)$$

Isolando a constante elástica k temos a equação:

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{A_p E}{l_i} \quad (9)$$

Sendo: δ = Deflexão;

F = Força externa;

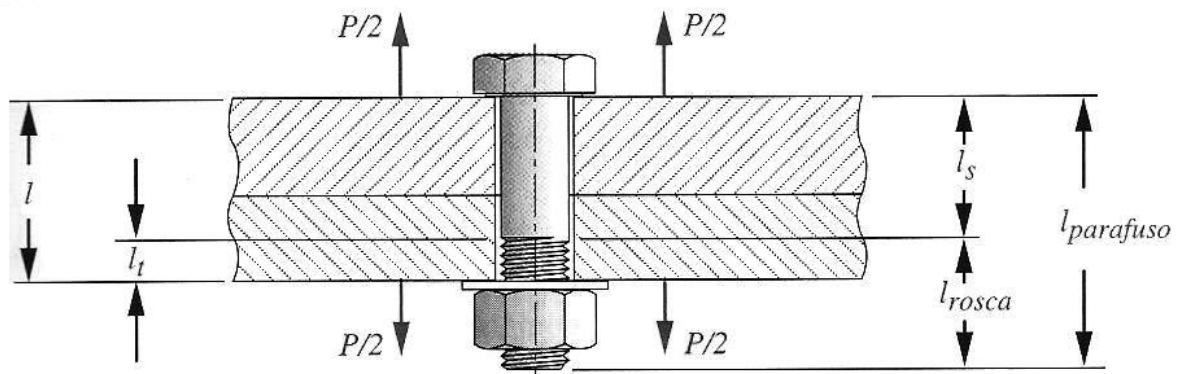
l_i = Comprimento sujeitado;

A_p = Área resistente do parafuso;

E = Módulo de elasticidade.

O objeto responsável por juntar componentes em situações tais que as cargas aplicadas colocam o(s) parafuso(s) em tração como mostrado na Figura 2 é chamado de junta aparafusada. Essa consiste em placas que podem ser de materiais diferentes, espessuras variadas e, conseqüentemente, área de secção transversal variada.

Figura 2 – Junta aparafusada em tração.



Fonte: (Norton 2004).

Logo, podemos calcular a rigidez total do parafuso fazendo uma associação em série, equação (10):

$$\frac{1}{k_b} = \frac{l_t}{A_t E_b} = \frac{l - l_t}{A_b E_b} \quad (10)$$

Sendo:

k_b = Rigidez do parafuso;

l_t = Comprimento da parte rosca do parafuso carregada axialmente dentro da zona sujeitada l ;

l = Espessura da junta (zona sujeitada);

A_t = Área da seção transversal sujeita a tensão de tração do parafuso;

A_b = Área da seção transversal lisa do parafuso;

E_b = Módulo de elasticidade do material do parafuso

Para materiais de geometria cilíndrica (Figura 3), a constante de mola do material é dada como equação (11):

$$\frac{1}{k_m} = \frac{l_1}{A_{m1} E_1} + \frac{l_2}{A_{m2} E_2} = \frac{4l_1}{\pi D_{ef1}^2 E_1} + \frac{4l_2}{\pi D_{ef2}^2 E_2} \quad (11)$$

Sendo:

k_m = Rigidez das placas da junta;

l_1 = Espessura da placa da junta do material 1;

l_2 = Espessura da placa da junta do material 2;

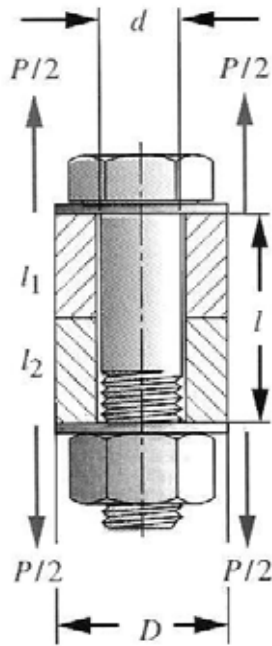
D_{ef1} = Diâmetro efetivo da área sujeitada do material 1;

D_{ef2} = Diâmetro efetivo da área sujeitada do material 2;

E_1 = Módulo de elasticidade do material 1;

E_2 = Módulo de elasticidade do material 2;

Figura 3 – Parafuso comprimindo um cilindro ao qual cargas externas são aplicadas.



Fonte: (Norton, 2004).

Se os materiais sujeitos forem idênticos temos a seguinte equação (12):

$$k_m = \frac{A_m E_m}{l} \quad (12)$$

Sendo:

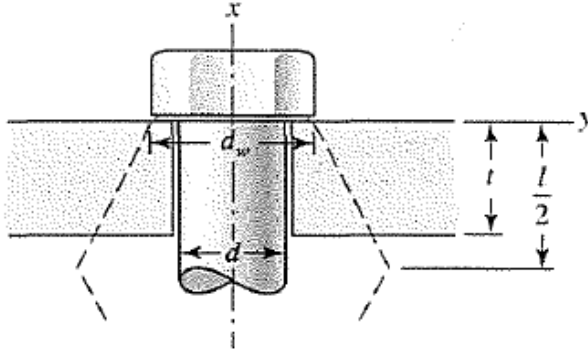
A_m = Área efetiva do material sujeitado da junta;

E_m = Módulo de elasticidade do material das placas da junta;

As Figuras 4 e 5 ilustram a geometria geral de cone de meio ápice α . De acordo com Shigley et al (2005), esse ângulo é sugerido de 30°, exceto nos casos em que o material for insuficiente para permitir a existência do frusto (tronco). Esse método utilizado para calcular a rigidez das placas da união é o método do cone de pressão. É empregado quando a largura da

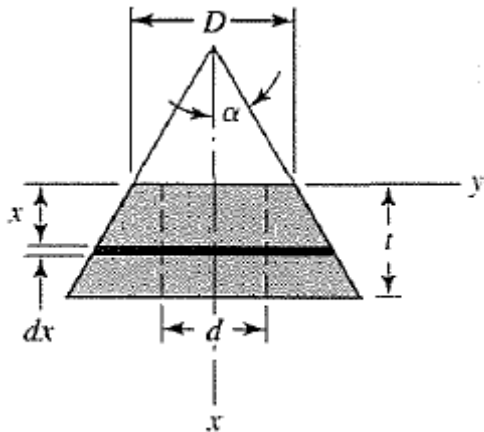
junta excede o diâmetro da cabeça do parafuso fazendo com que nem toda superfície das placas da junta esteja sob compressão.

Figura 4 - Região de compressão do cone de pressão para um ângulo fixo.



Fonte: (SHIGLEY, 2005)

Figura 5 - Esquemática do cone de pressão.



Fonte: (SHIGLEY, 2005)

A contração de um elemento de cone de espessura dx sujeito a uma força de compressão P é dada pela equação (13):

$$d\delta = \frac{Pdx}{EA} \quad (13)$$

Área do elemento, equação (14):

$$A = \pi(r_0^2 - r_i^2) = \pi \left[\left(x \tan \alpha + \frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right] = \pi \left(x \tan \alpha + \frac{D+d}{2} \right) \left(x \tan \alpha + \frac{D-d}{2} \right) \quad (14)$$

Substituindo a equação (14) na equação (13) e integrando, temos uma deformação total, equação (15):

$$\delta = \frac{P}{\pi E} \int_0^t \frac{dx}{\left[x \tan \alpha + \frac{(D+d)}{2} \right] \left[x \tan \alpha + \frac{(D-d)}{2} \right]} = \frac{P}{\pi E d \tan \alpha} \ln \left(\frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)} \right) \quad (15)$$

Logo, a rigidez da placa da junta aparafusada é dada na equação (16):

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{\pi E d \tan \alpha}{\ln \left(\frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)} \right)} \quad (16)$$

Considerando as duas placas da junta do mesmo material, ou seja, tendo o mesmo módulo de elasticidade E, e considerando $2t = 1$, e d_w o diâmetro da face da arruela, temos a rigidez das placas da junta aparafusada na equação (17):

$$k_m = \frac{\pi E d \tan \alpha}{2 \ln \left(\frac{(l \tan \alpha + d_w - d)(d_w + d)}{(l \tan \alpha + d_w + d)(d_w - d)} \right)} \quad (17)$$

Wileman et al (1991) conduziu um estudo de elementos finitos que define um valor aproximado de parâmetro de rigidez do material k_m , como uma função somente do diâmetro nominal do parafuso d, comprimento de sujeição l e módulo de elasticidade do material de sujeição E_m , equação (18):

$$k_m = d E_m A e^{b(d/l_m)} \quad (18)$$

Os coeficientes A e b variam de acordo com o coeficiente de Poisson do material ν , e seus valores são apresentados na Tabela 1 para os materiais mais comumente utilizados.

Tabela 1 – Coeficientes da equação de Wileman.

Material usado	Razão de Poisson	Módulo de Elasticidade GPa	A	b
Aço	0,291	207	0,78715	0,62873
Alumínio	0,334	71	0,7967	0,63816
Cobre	0,326	119	0,79568	0,63553
FoFo Cinza	0,211	100	0,77871	0,61616

Fonte: (Norton, 2004).

A correlação entre a rigidez do parafuso e a rigidez das placas da união pode ser expressa pelo fator de junta C , mostrado na equação (19):

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (19)$$

2.5. Junta aparafusada carregada estaticamente com pré-carga

Considerando uma junta aparafusada em tração com pré-carga F_i , a tensão de tração no parafuso pode ser encontrada, equação (20).

$$\sigma_b = \frac{C.P}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad (20)$$

O valor limitante de σ_b é a resistência à prova S_p , logo, com a introdução de um fator de carga n , temos a equação (21).

$$S_p = \frac{CnP}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad (21)$$

Usamos F_i de $0,75 F_p$ para conexões não permanentes, e F_i de $0,90F_p$ para conexões permanentes, onde F_p é a carga de prova, equação (22).

$$F_p = A_t S_p \quad (22)$$

2.6. Carga externa estática em parafusos pré-carregados

Considerando uma junta em tração com pré-carga F_i e com uma carga externa estática P como mostrado na Figura 1. Reescrevendo a equação (2) em função da deflexão δ temos a equação (18) (Norton, 2004).

$$\delta = \frac{P_b}{K_b} = \frac{P_m}{K_m} \quad (23)$$

Sendo: P_b = Parcela da força P atuante no parafuso;

P_m = Parcela da força P atuante nas placas da junta.

Sendo a força P a soma das parcelas P_b e P_m , como mostrado na equação (24).

$$P = P_b + P_m \quad (24)$$

Portanto pode-se calcular as forças resultantes da aplicação da pré-carga F_i e da carga externa estática P , atuantes no parafuso F_b e nas placas da junta F_m , como apresentado nas equações (25) e (26), respectivamente.

$$F_b = F_i + C.P \quad (25)$$

$$F_m = F_i - (1 - C)P \quad (26)$$

O fator de segurança à falha devido a separação da junta (N_{sep}) é descrito na equação (27).

$$N_{sep} = \frac{F_i}{(1-C)P} \quad (27)$$

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Foram utilizados em geral os parafusos de grau 8.8 (o “primeiro” oito representa a resistência à tração mínima de aproximadamente 800 MPa, o “segundo oito”, descrito como .8, significa que o limite de escoamento é 80% da resistência à tração, ou seja 640 MPa) com M6 x 1,00 mm, rosca total e roca parcial com 30 mm de comprimento. Também utilizou-se parafusos M6 x 1,00 mm de grau 12.9 e arruelas lisas de aço de baixo carbono e aço inox 304.

O material dos suportes de aplicação de carga e das placas da junta é de aço SAE 1045. Nos experimentos utilizando a junta aparafusada em tração foi usinado um dispositivo para aplicação de força baseado na norma NASM 1312-8. Na Figura 6 é mostrada a máquina de ensaios INSTRON, modelo 8801 do Departamento de Materiais e Tecnologia, FEG-UNESP. Esta máquina é acoplada a um microcomputador e possui uma célula de carga com capacidade máxima de 100 kN.

Figura 6 – Máquina de ensaios INSTRON, modelo 8801



Fonte: (Autor)

O torquímetro da Figura 7 é de estalo da marca Lee Tools com escala de 0,0 a 27,11 N.m e incremento de 0,113 N.m.

Figura 7 – Torquímetro Utilizado nos ensaios.



Fonte: (Autor)

O Lubrificante óleo desingripante foi usado devido ao controle de aplicação, baixa viscosidade comparada aos convencionais, assim as borrifadas fazem uma melhor penetração entre os filetes da porca e do parafuso.

3.1 Ensaio da pré-carga de uma junta aparafusada

Os ensaios da Pré-Carga foram realizados utilizando um dispositivo usinado em aço SAE1045 sendo projetado com base na norma NASM 1312-8.

O ensaios realizados nos parafusos tem como finalidade obter valores reais das pré-cargas para posterior cálculo analítico da vida em fadiga utilizando os critérios de falha, e também para construir as curvas que serão dados a serem analisados.

Os experimentos obedeceram a seguinte sequência de operações:

- Alinhamentos do conjunto superior e inferior do dispositivo;
- Posicionamento do parafuso ensaiado, de modo que o mesmo não apresente interferência com o dispositivo;
- Aplicação dos torques de montagem, baixo (30% - 4,52 N.m), médio (60% - 9,04 N.m) e alto (90% - 13,5 N.m) considerando a carga de prova;
- Leitura dos resultados na máquina Instron;
- Foi deixado uma pequena folga (3,0 mm) para medir diretamente a tração no parafuso (pré-carga) durante o torque de montagem.

Na Figura 8 é mostrado os cdp's preparados para o experimento e na Figura 8 o cdp na máquina de ensaio.

Figura 8 – Cdp's preparados para ensaio;



Fonte:(Autor)

Foram utilizados dois corpos de prova para cada conjunto, assim, pode-se obter um melhor resultado nos ensaios. Ao todo, 10 conjuntos de parafusos foram utilizados nos ensaios para comparação de dados:

Tabela 2 - Conjuntos de parafusos para ensaios.

Conjunto	Descrição
1	Parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° e arruela lisa;
2	Parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60°;
3	Parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° e arruela lisa com Lubrificação;
4	Parafuso sextavado e porca sextavada com lubrificação;
5	Parafuso sextavado flangeado com rosca parcial e porca sextavada;
6	Parafuso sextavado com rosca parcial e porca sextavada;
7	Parafuso com cabeça cilíndrica sem arruela (grau 12.9) e porca sextavada;
8	Parafuso sextavado e porca sextavada com arruela de aço carbono;
9	Parafuso sextavado com porca sextavada auto-travante(teflon);
10	Parafuso sextavado e porca sextavada com arruela de inox 304;

Fonte (Autor)

Figura 9 – Cdp na máquina de ensaios.



Fonte: (Autor)

Para posicionar o corpo de prova na máquina de ensaio deve-se colocar o parafuso no furo superior central e rosquear a porca na parte inferior do corpo do parafuso.

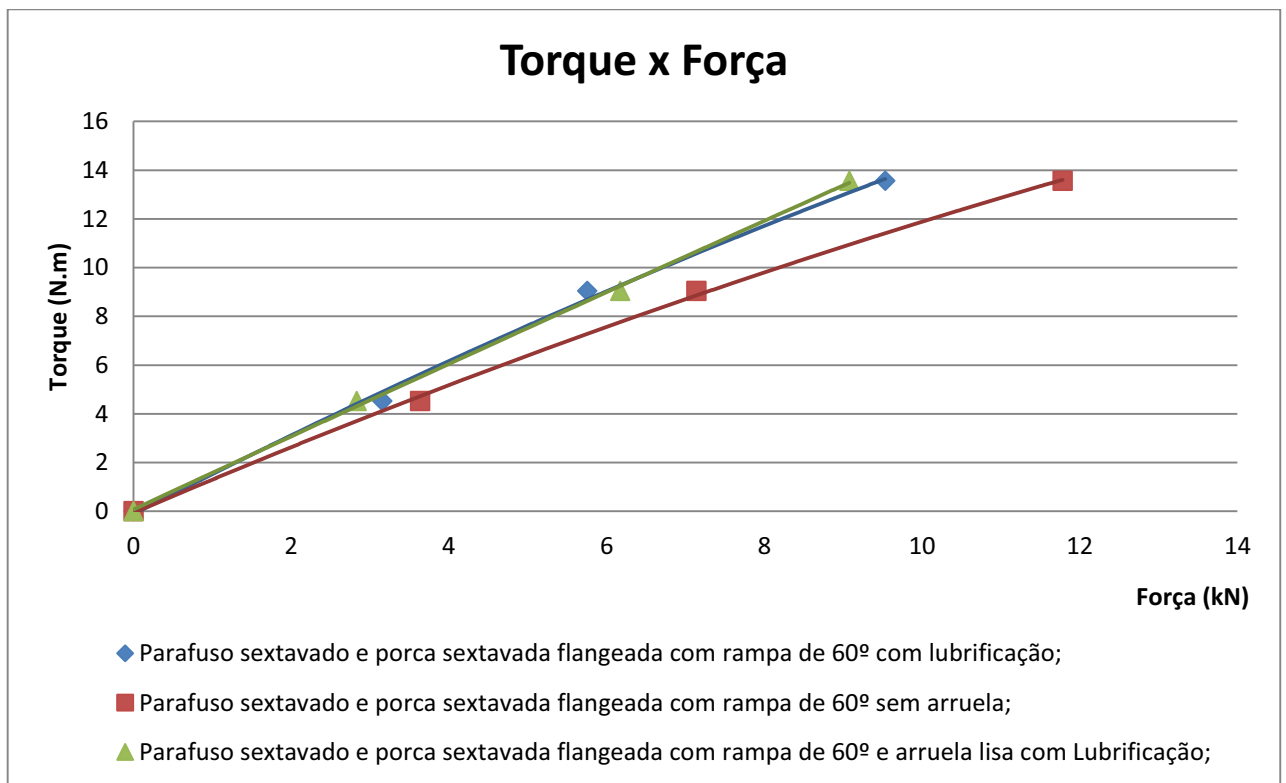
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos nos ensaios mecânicos. Através do procedimento descrito no item 3.1 podemos construir as curvas de Torque x Força dos parafusos utilizados nos ensaios, tais curvas são mostradas nas Figuras 10, 11, 14, 15 e 16.

Na Figura 10 são mostrados os resultados para os conjuntos: parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° com arruela lisa e lubrificado; parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° sem arruela; parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° e arruela lisa.

A diferença entre os resultados para os conjuntos com arruela foi mínima, mas no conjunto sem arruela, houve aumento de aproximadamente 1,9 kN na pré-carga, um motivo para esta diferença é que parte do torque de montagem aplicado foi perdido na deformação da arruela. Ainda observando a Figura 13 pode-se dizer que a utilização do óleo lubrificante teve pouca influência no valor da pré-carga.

Figura 10 - Gráfico de Torque x Força para os conjuntos: parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° e arruela lisa; parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° sem arruela; parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° com Lubrificação;

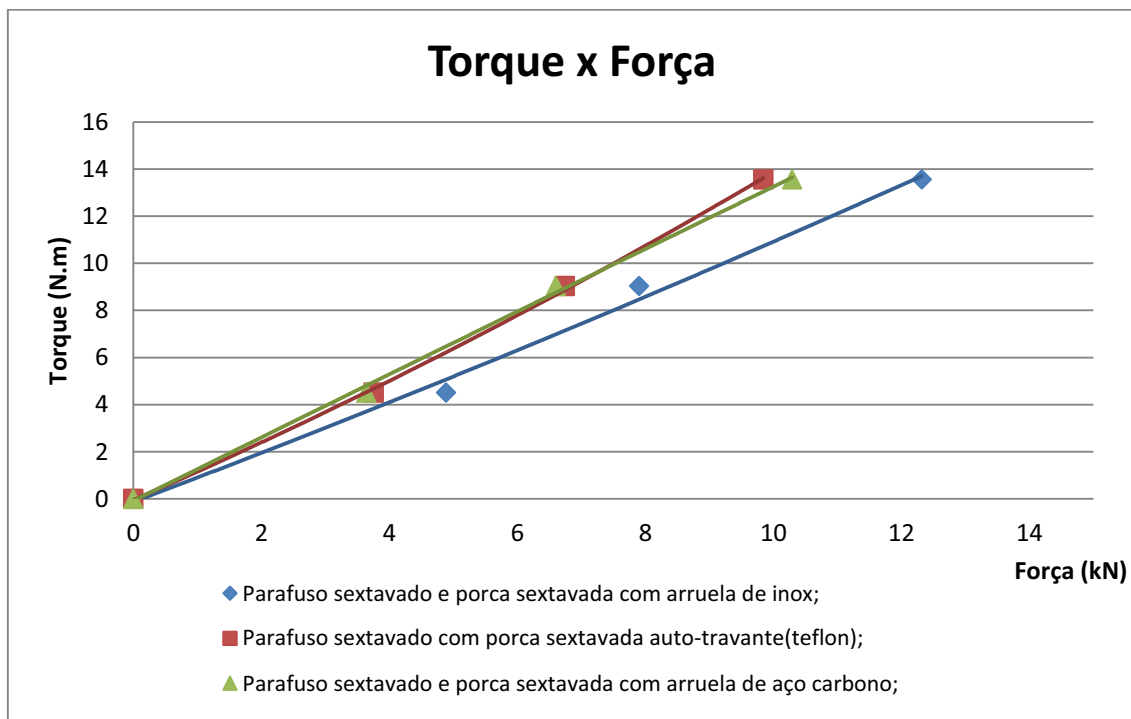


Fonte: (Autor)

Na Figura 11 são mostrados os resultados para os conjuntos: parafuso sextavado e porca sextavada com arruela de aço carbono; parafuso sextavado com porca sextavada auto-travante (teflon); parafuso sextavado e porca sextavada com arruela de inox 304.

O conjunto auto-travante (teflon) teve menor força na pré-carga, pois parte do torque de montagem foi perdido ao atrito entre o teflon e os filetes do parafuso. O conjunto com arruela de inox 304 teve uma pré-carga aproximadamente 1,8 kN maior que o conjunto com arruela de aço carbono, isso ocorre devido ao material, pois a arruela de aço carbono deformou mais do que a arruela de inox 304, logo, parte do torque de montagem foi perdido na deformação das arruelas.

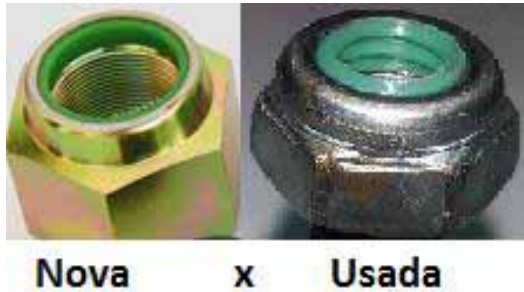
Figura 11 - Gráfico de Torque x Força para os conjuntos: parafuso sextavado e porca sextavada com arruela de aço carbono; parafuso sextavado com porca sextavada auto-travante (teflon); parafuso sextavado e porca sextavada com arruela de inox 304.



Fonte: (Autor)

A deformação ocorrida na porca de teflon pode ser vista na Figura 12, na qual para efeito de comparação também mostra uma porca que não foi utilizada.

Figura 12 - Comparação da Porca de Teflon deformada e uma porca não utilizada.



Fonte: (Autor)

A deformação resultante nas arruelas é mostrada na Figura 13, na qual pode ser observado que a arruela de aço carbono sofreu uma deformação maior que a arruela de inox 304.

Figura 13- Comparação de deformação das arruelas de aço carbono e inox 304 no ensaio desse estudo.



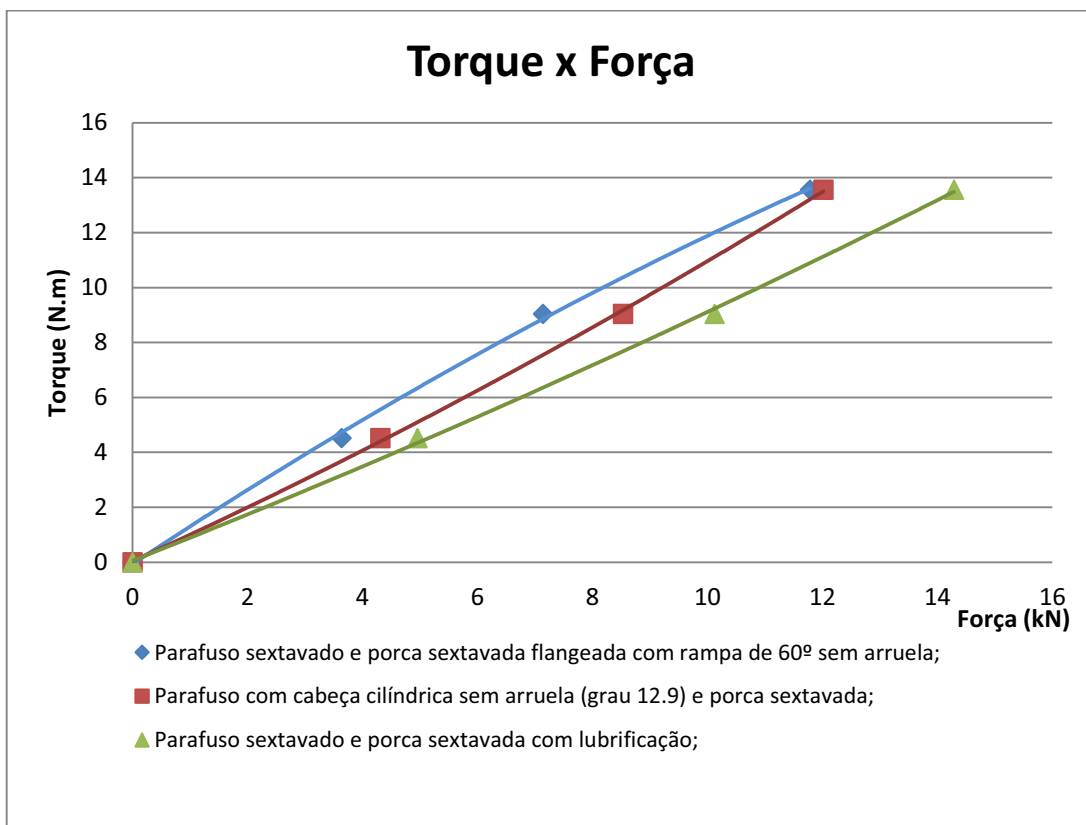
Fonte: (Autor)

São mostrados na Figura 14 os resultados dos ensaios no conjunto: parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° sem arruela; parafuso com cabeça cilíndrica sem arruela (grau 12.9) e porca sextavada; parafuso sextavado com rosca parcial e porca sextavada.

Pode-se observar que no torque de montagem mais alto (13,5 N.m) os valores de pré-carga são muito próximos para os conjuntos de rampa em 60° e para o parafuso com cabeça cilíndrica. O conjunto utilizando parafuso e porca sextavada com lubrificação resultou em

valores maiores de pré-carga (aproximadamente 2,1 kN). Um dos motivos desse valor estar mais alto é a área da cabeça do parafuso e da porca que aumentaram o Fator k mencionado na equação (7).

Figura 14 - Gráfico de Torque x Força para os conjuntos: parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° sem arruela; parafuso com cabeça cilíndrica sem arruela (grau 12.9) e porca sextavada; parafuso sextavado com rosca parcial e porca sextavada.

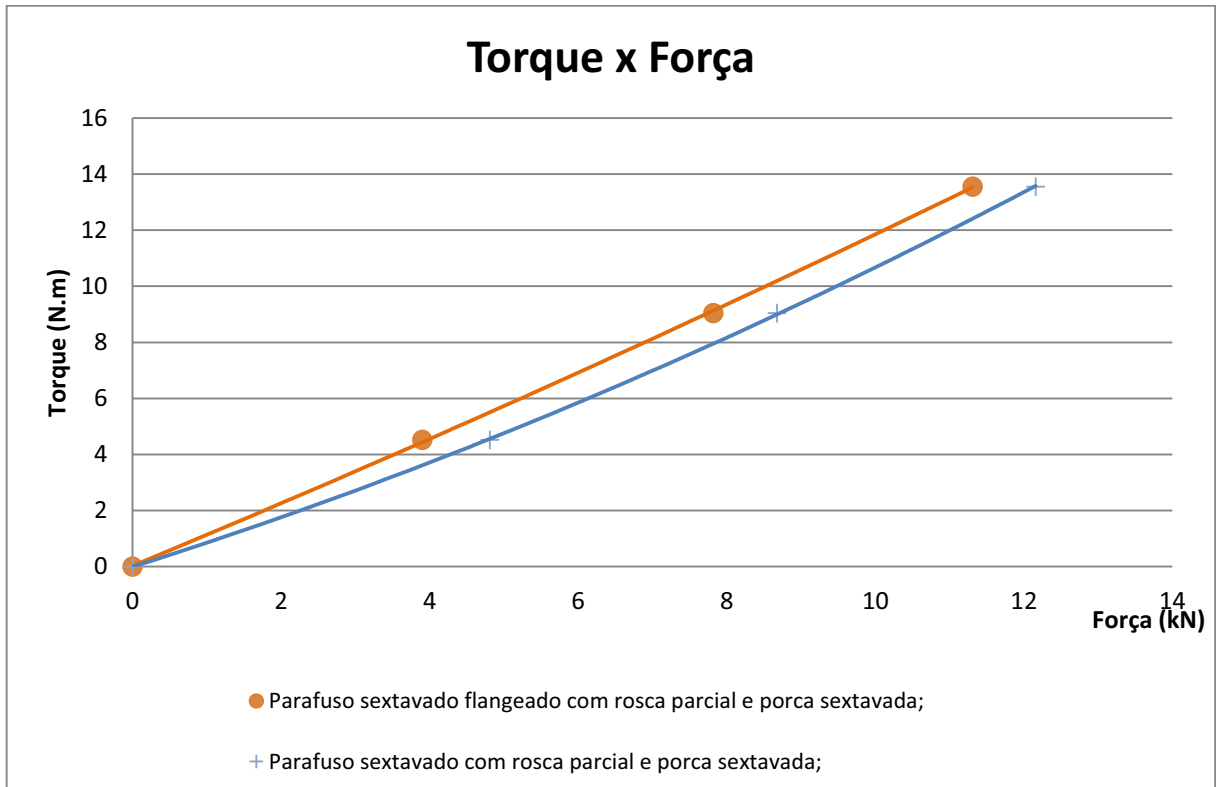


Fonte: (Autor)

Os próximos conjuntos analisados são mostrados na Figura 15 e são: parafuso sextavado flangeado com rosca parcial e porca sextavada; parafuso sextavado com rosca parcial e porca sextavada.

Os ensaios mostram que o parafuso sextavado flangeado e apenas sextavado variam aproximadamente 0,8 kN no que diz respeito a força na Pré-carga em relação aos torques de montagem. Um motivo provável para esta diferença é a área da cabeça do parafuso que quanto maior, maior será o atrito e conseqüentemente maior o torque de montagem perdido e menor o valor da pré-carga.

Figura 15 - Gráfico de Torque x Força para os conjuntos: parafuso sextavado flangeado com rosca parcial e porca sextavada; parafuso sextavado com rosca parcial e porca sextavada;



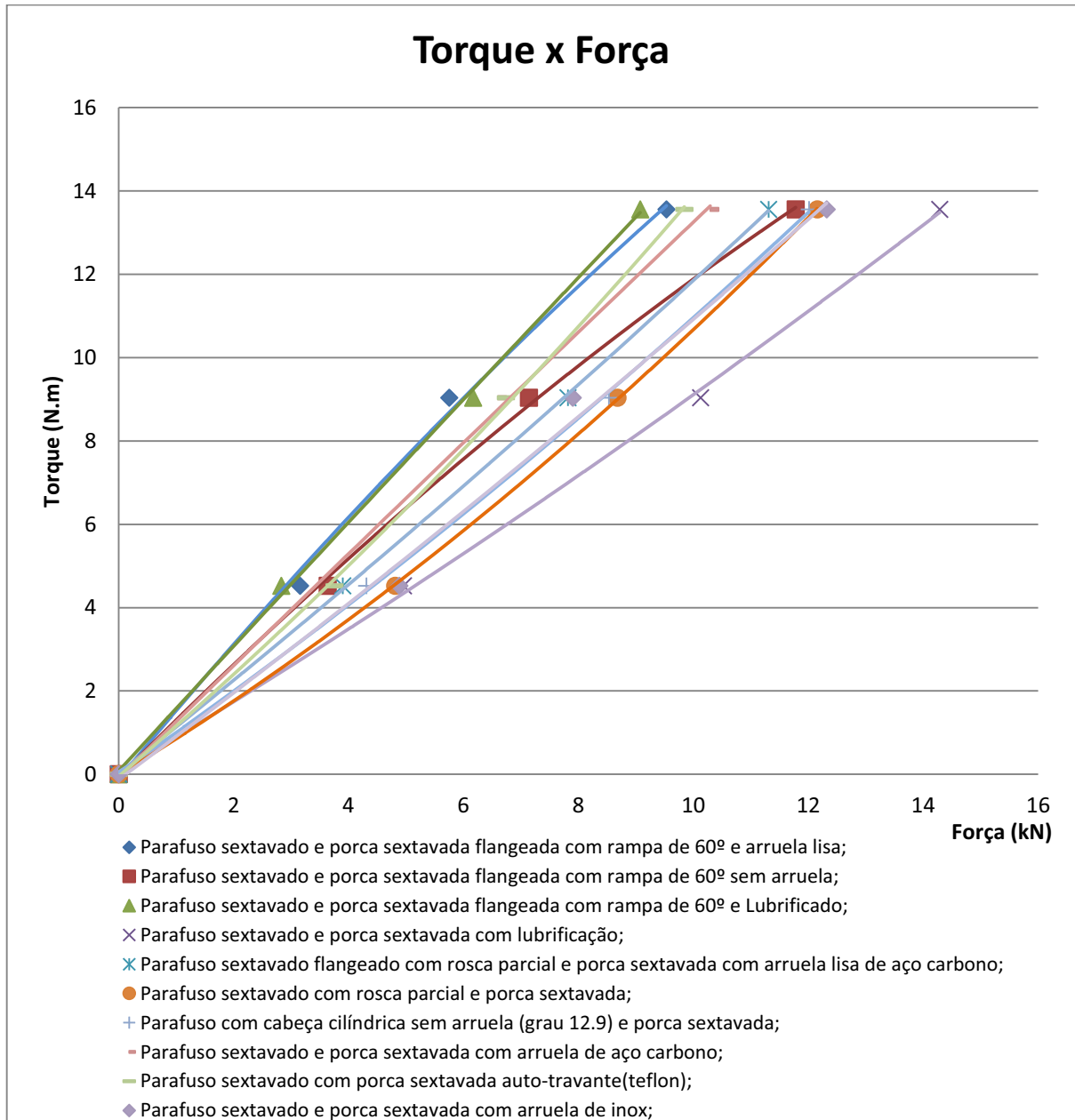
Fonte: (Autor)

Na Figura 16 são usados todos os conjuntos selecionados para esse estudo: parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° e arruela lisa; parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° sem arruela; parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° e arruela lisa com lubrificação; parafuso sextavado e porca sextavada com lubrificação; parafuso sextavado flangeado com rosca parcial e porca sextavada com arruela lisa de aço carbono; parafuso sextavado com rosca parcial e porca sextavada; parafuso com cabeça cilíndrica sem arruela (grau 12.9) e porca sextavada; parafuso sextavado e porca sextavada com arruela de aço carbono; parafuso sextavado com porca sextavada auto-travante (teflon); parafuso sextavado e porca sextavada com arruela de inox 304.

Analizamos que o conjunto do Parafuso sextavado e porca sextavada com lubrificação foi o que teve maior força na Pré-carga, em torno de 2,5 kN para o segundo maior (parafuso e porca sextavados com arruelas de inox 304), podemos dizer que o fato de não ter arruela e ter sido lubrificado foram os fatores mais influentes para esse resultado. O que teve menor força na pré-carga foi o parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° sem

arruela (aproximadamente 9,1 kN), para esta porca o fabricante sugere que seja utilizado um torque de montagem entre 10-20% maior do que o porca sextavada comum.

Figura 16 - Gráfico de Torquex Força para todos os conjuntos.



Fonte: (Autor)

A seguir pode-se observar a Tabela 3 que contém os dados reais de todos os conjuntos analisados nesse estudo.

Tabela 3 - Resultado geral dos ensaios dos conjuntos de parafusos

Resultado geral do ensaio dos conjuntos de parafusos			
Descrição	Torque 30%	Torque 60%	Torque 90%
	(4,52 N.m)	(9,04 N.m)	(13,5 N.m)
	Força (kN)		
Parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° e arruela lisa;	3,16	5,75	9,53
Parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° sem arruela;	3,63	7,14	11,78
Parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° e arruela lisa com lubrificação;	2,83	6,17	9,08
Parafuso sextavado e porca sextavada com lubrificação;	4,96	10,13	14,29
Parafuso sextavado flangeado com rosca parcial e porca sextavada;	3,90	7,82	11,31
Parafuso sextavado com rosca parcial e porca sextavada;	4,81	8,68	12,16
Parafuso com cabeça cilíndrica sem arruela (grau 12.9) e porca sextavada;	4,31	8,53	12,02
Parafuso sextavado e porca sextavada com arruela de aço carbono;	3,64	6,60	10,30
Parafuso sextavado com porca sextavada auto-travante(teflon);	3,76	6,74	9,84
Parafuso sextavado e porca sextavada com arruela de inox 304;	4,89	7,90	12,32

Fonte: (Autor)

Usando a equação 27, podemos calcular o índice de separação para o maior e menor valor de pré-carga utilizando torque de 90%:

$$N_{sep}(9,08 \text{ kN}) = \frac{9080}{(1 - 0,15)10000} = 1,068$$

$$N_{sep}(14,29 \text{ kN}) = \frac{14290}{(1 - 0,15)10000} = 1,68$$

Logo, podemos afirmar que temos 6,8% de fator de segurança usando o torque de 13,5 N.m para o conjunto parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° e arruela lisa com lubrificação. E temos 68% para o parafuso sextavado e porca sextavada com lubrificação.

Podemos ver na Tabela 4 a variação em porcentagem do maior e menor valor de pré-carga medidos, esses que são o parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° e arruela lisa com lubrificação e parafuso sextavado e porca sextavada com lubrificação.

Tabela 4 - Comparação dos dados reais de maior e menor valor de Pré-carga

Comparação dos dados reais de maior e menor valor de Pré-carga			
Descrição	Torque 30%	Torque 60%	Torque 90%
	(4,52 N.m)	(9,04 N.m)	(13,5 N.m)
	Força (kN)		
Parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° e arruela lisa com lubrificação;	2,83	6,17	9,08
Parafuso sextavado e porca sextavada com lubrificação;	4,96	10,13	14,29
Variação (%)	42,87	39,07	36,46

Fonte: (Autor)

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Nesse trabalho de graduação, os ensaios foram de extrema importância, pois através deles conseguimos valores reais para pré-carga em torques de montagem diferentes. Com esses resultados foram feitos gráficos de Torque x Força, na qual vários conjuntos foram comparados.

Ao todo foram feitos ensaios em 10 conjuntos diferentes de parafusos, foram eles: parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° e arruela lisa; parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° sem arruela; parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° e arruela lisa com lubrificação; parafuso sextavado e porca sextavada com lubrificação; parafuso sextavado flangeado com rosca parcial e porca sextavada com arruela lisa de aço carbono; parafuso sextavado com rosca parcial e porca sextavada; parafuso com cabeça cilíndrica sem arruela (grau 12.9) e porca sextavada; parafuso sextavado e porca sextavada com arruela de aço carbono; parafuso sextavado com porca sextavada auto-travante (teflon); parafuso sextavado e porca sextavada com arruela de inox 304.

Observou-se que a lubrificação fez pouca diferença nos resultados finais e que a área da cabeça do parafuso influencia diretamente nos valores, pois quanto maior, maior será o atrito e consequentemente maior o torque de montagem perdido e menor o valor da pré-carga.

Analisando as arruelas temos que, o conjunto com arruela de inox 304 teve uma pré-carga aproximadamente 1,8 kN maior que o conjunto com arruela de aço carbono, isso ocorre devido ao material, pois a arruela de aço carbono deformou mais do que a arruela de inox 304, logo, parte do torque de montagem foi perdido na deformação das arruelas.

Vimos também que o conjunto do parafuso sextavado e porca sextavada com lubrificação foi o que teve maior força na Pré-carga, em torno de 2,5 kN para o segundo maior (parafuso e porca sextavados com arruelas de inox 304), podemos dizer que o fato de não ter arruela foi o fator mais influente para esse resultado. O que teve menor força na pré-carga foi o parafuso sextavado e porca sextavada flangeada com rampa de 60° sem arruela (aproximadamente 9,1 kN), para esta porca o fabricante sugere que seja utilizado um torque de montagem entre 10-20% maior do que o parafuso sextavado comum.

Para trabalhos futuros podemos apicar todos esses valores encontrados e outros necessários nos cálculos da vida em fadiga dos parafusos. Usar também softwares de elementos finitos para análises mais aprofundadas.

REFERÊNCIAS

A. ARAGON; J.M. ALEGRE; F. GUTIERREZ-SOLANA. **Effect of clamping force on the fatigue behaviour of punched plates subjected to axial loading.** Engineering Failure Analysis, v.13, p. 271–281, 2006.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley:** Projeto de Engenharia Mecânica. 8ª. ed. Porto Alegre - RS: AMGH Editora Ltda, 2011. 1.084p.

CROCCOLO, D.; AGOSTINIS, M.; VINCENZI, N. **Failure analysis of bolted joints: Effect of friction coefficients in torque–preloading relationship.** Engineering Failure Analysis, v.18, p. 364 – 373, 2011.

GARCIA, R. **Conceitos gerais sobre Torque e Processos de Torque /** Parte 1: 7. ed, 2007.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada.** 2. ed. Porto Alegre - RS: Bookman, 2004. 919p.

P, HONARMANDI; J, W, ZU; K, BEHDINAN. **Elasto-Plastic Fatigue Life Improvement of Bolted Joints and Introducing FBI Method.** Mechanics. Based Design of Structures and Machines, v.33, p.311–330, 2005.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica.** 7ª.ed. Porto Alegre - RS: Bookman, 2004. 960p.

SUN; CHANG; QING. **The Response of Composite Joints with Bolt-Clamping Loads, Part I: Model Development:** Journal of Composite Materials, v. 36, p 47-64, 01/2002.

T. JAGLINSKI; A. NIMITYONGSKUL; R. SCHMITZ; R. S. LAKES. **Study of Bolt Load Loss in Bolted Aluminum Joints.** Journal of engineering materials, v.129, p.48-54, 2007.