

**LUIZ FERNANDO CESTARO**

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO TORQUE DE MONTAGEM NA  
RESISTÊNCIA DE PARAFUSOS DE FIXAÇÃO**

Guaratinguetá

2012

LUIZ FERNANDO CESTARO

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO TORQUE DE MONTAGEM NA RESISTÊNCIA DE  
PARAFUSOS DE FIXAÇÃO

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. Fernando de Azevedo Silva

Guaratinguetá

2012

C422a	<p>Cestaro, Luiz Fernando</p> <p>Análise da influência do torque de montagem na resistência de parafusos de fixação / Luiz Fernando Cestaro – Guaratinguetá : [s.n], 2012.</p> <p>53 f : il.</p> <p>Bibliografia: f. 52-53</p> <p>Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2012.</p> <p>Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva</p> <p>1. Peças de máquinas 2. Torque I. Título</p> <p>CDU 621.81</p>
-------	---

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO TORQUE DE MONTAGEM NA  
RESISTÊNCIA DE PARAFUSOS DE FIXAÇÃO**

**LUIZ FERNANDO CESTARO**

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. ANTONIO WAGNER FORTI  
Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**



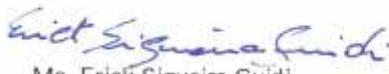
Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA

Orientador/UNESP-FEG



Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins

UNESP-FEG



Me. Erick Siqueira Guidi

UNESP-FEG

Dezembro de 2012

**DADOS CURRICULARES**  
**LUIZ FERNANDO CESTARO**

NASCIMENTO	19.01.1988 – PINDAMONHANGABA / SP
FILIAÇÃO	João Luiz Cestaro Gleisa Melo Macedo Cestaro
2003/2005	Curso Técnico Informática Colégio Idesa “Instituto de Ensino Santo Antônio”
2007/2012	Curso de Graduação Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá – Universidade Estadual Paulista “Julio Mesquita Filho”

## **Dedicatória**

em especial a minha família, João, Gleisa, Márcia e também minha namorada Lubiane que sempre me apoiaram em todos os momentos.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço aos meus pais, João Luiz e Gleisa, por me criar, apoiar, incentivar e dar condições de estudar, em todos os momentos, mesmo com todas as dificuldades enfrentadas.

a Srta. Lubiane Guimarães dos Santos, por sempre estar ao meu lado em todos esses anos de estudos na Universidade.

a Srta. Márcia Cestaro, pois assim como os citados acima sempre me apoiou e incentivou por todos esses anos.

aos meus amigos que sempre estiveram presentes em minha vida, nos momentos bons e nos difíceis, sempre me apoiando e fazendo com que eu não desistisse nunca.

ao Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva pela sua disponibilidade e por contribuir com dicas essenciais como meu orientador.

de modo especial a equipe da Engenharia de Projetos da Confab Equipamentos em Pindamonhangaba, por terem me proporcionado oportunidade de desenvolvimento profissional durante esses 2 últimos anos.

de um modo geral a toda empresa Confab Equipamentos, por me proporcionar a oportunidade de estudar o referente assunto deste trabalho de graduação.

Por fim, de grande importância, agradeço a Deus, por ter colocado todas essas pessoas na minha vida, me dando forças pra continuar mesmo nos momentos mais difíceis, me dando sabedoria, saúde, e vida.

## Epígrafe

“O insucesso é apenas uma oportunidade  
para recomeçar de novo com mais  
inteligência”

Henry Ford

CESTARO, Luiz Fernando. **Análise da influência do torque de montagem na resistência de parafusos de fixação**. 2012. 53 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

## RESUMO

Considerando que o cálculo do torque de montagem tem grande importância na eficiência e na vida de um parafuso de fixação, o objetivo do trabalho foi analisar as tensões combinadas durante a montagem, o coeficiente de atrito, comparar os resultados de torque de ruptura com os torques indicados por normas e apresentar um método de aplicação de torque sem a combinação de tensões de cisalhamento a torção e tensões normais. Para este estudo foram realizados 18 ensaios com parafusos de diferentes diâmetros e materiais submetidos à pelo menos cinco faixas de torque até o rompimento. Com os valores de torque de ruptura experimentais de cada ensaio e com o certificado de qualidade dos parafusos foi possível calcular o coeficiente de atrito para cada parafuso comparando assim com o teórico. Outra comparação realizada foi do torque de ruptura experimental com torques de montagem indicados pelas normas NBR-8800 e ASME-PCC. As principais conclusões estão relacionadas às tensões combinadas, pois devido a esse fator parafusos podem falhar no momento da montagem, sendo assim para alguns casos deve se utilizar o método de tensionamento, pois neste não estarão presentes tensões de torção.

**PALAVRAS-CHAVE:** Parafuso; Torque de Montagem; Tensões Combinadas; Coeficiente de Atrito

CESTARO, Luiz Fernando. **Analysis the assembly torque influence in resistance of fixing bolt**. 2012. 53 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

### **ABSTRACT**

Whereas the assembly torque calculation has great importance on efficiency and life of bolts, the objective of this study was to analyze the combined stresses during assembly, the friction coefficient, compare the rupture torque results with the indicated torques by standards and to present a new torque method without the stress combination (shear stress and normal stresses). For this study were carried eighteen tests with different diameters and materials, this bolts were undergoing five ranges torque until the breaking torque. With the experimental rupture torque values for each test and with the bolt quality certificate was possible to calculate the friction coefficient so compared with the theory. Another comparison was the experimental rupture torque with assembly torque indicated by NBR-8800 and ASME-PCC. The main conclusion are related to combined stress, because for this factor can fail at the assembly time, so for in some cases must use the tensioning method, because in this method won't be present torsional stresses.

**KEYWORDS:** Bolt; Assembly torque; Combined Stress; Friction Coefficient

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – União por parafusos (Adaptado: Shigley, 1981).....	20
Figura 2 – Representação parafuso e porca (Oliveira, 1980). ....	21
Figura 3 – Sistema de coordenadas cilíndricas (Oliveira, 1980). ....	22
Figura 4 – Representação ângulo $\alpha$ (Oliveira, 1980).....	22
Figura 5 – Representação ângulo $\alpha$ no filete (Oliveira, 1980). ....	23
Figura 6 – Representação do vetor $PA$ (Oliveira, 1980). ....	23
Figura 7 – Tensões no plano (Beer, 1989). ....	28
Figura 8 – Decomposição das tensões no plano (Adaptado: Beer, 1989). ....	28
Figura 9 – Porca e chapa preparada para medição do ângulo de rotação da porca. ....	30
Figura 10 – Representação esquemática tensionadores (SKF, 2012). ....	31
Figura 11 – Representação esforços no parafuso submetido ao torque (SKF, 2012). ....	32
Figura 12 – Certificado de garantia da qualidade ensaio 1.....	35
Figura 13 – Torquímetros utilizados.....	36
Figura 14 – Relógio do torquímetro. ....	36
Figura 15 – Bancada para ensaio.....	37
Figura 16 – Parafuso na condição do ensaio. ....	37
Figura 17 – Parafuso ensaio 16.....	48
Figura 18 – Parafuso ensaio 15.....	49
Figura 19 – Superfície parafuso ensaio 15. ....	49

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Diâmetros nominais parafusos.....	33
Tabela 2 – Materiais e suas tensões segundo norma ASME.....	34
Tabela 3 – Ensaios realizados.....	34
Tabela 4 – Resultados alongamento x faixa de torque para ensaio 7 parafuso 1. ....	38
Tabela 5 – Resultados alongamento x faixa de torque para ensaio 7 parafuso 1. ....	38
Tabela 6 – Resultados alongamento x faixa de torque para ensaio 7 parafuso 1. ....	38
Tabela 7 – Resultados alongamento x faixa de torque para ensaio 7 parafuso 2. ....	39
Tabela 8 – Torque de ruptura experimental A-193-B7. ....	41
Tabela 9 – Torque de ruptura experimental A-325. ....	41
Tabela 10 – Torque de ruptura experimental A-307-B. ....	41
Tabela 11 – Comparação NBR-8800.....	42
Tabela 12 – Comparação ASME PCC.....	43
Tabela 13 – Valores das variáveis dependentes do diâmetro nominal.....	45
Tabela 14 – Coeficientes de atrito experimentais A-193-B7.....	46
Tabela 15 – Coeficientes de atrito experimentais A-325.....	47
Tabela 16 – Coeficientes de atrito experimentais A-307-B.....	47

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- Q – Força axial;
- $\theta$  – Ângulo entre filetes;
- $\beta$  – Metade do ângulo entre filetes;
- r – Raio do parafuso;
- $\alpha$  – Ângulo de subida;
- d – Diâmetro do parafuso;
- dA – Área elementar;
- dN – Força normal elementar;
- dFa – Força de atrito elementar;
- dR – Raio elementar;
- $e_x$  – Plano x;
- $e_y$  – Plano y;
- $e_z$  – Plano z;
- $\mu$  – Coeficiente de atrito;
- M – Momento;
- $\varphi$  – Ângulo de atrito;
- $\sigma_{\text{méd}}$  – Tensão normal média;
- $\sigma_{\text{máx}}$  – Tensão normal máxima;
- $\sigma_{\text{min}}$  – Tensão normal mínima;
- $\tau_{\text{máx}}$  – Tensão de cisalhamento máxima;
- Rc – Raio círculo de Mohr;
- $\theta_p$  – Ângulo círculo de Mohr;
- $\sigma_1$  – Tensão principal critério da máxima energia de distorção;
- $\sigma_2$  – Tensão principal critério da máxima energia de distorção;
- $\sigma_3$  – Tensão principal critério da máxima energia de distorção;
- $\sigma_{\text{von Mises}}$  – Tensão de von Mises;
- $\Delta L_M$  – Alongamento do parafuso (método do micrometro);
- $L_F$  – Comprimento após aplicação do torque;
- $L_0$  – Comprimento inicial;

$F_M$  – Força longitudinal (método do micrômetro);

$A$  – Área média (ASME);

$\sigma_M$  – Tensão de tração (métodos do micrômetro e rotação da porca)

$E$  – Módulo de elasticidade do material do parafuso;

$\Delta L_{MP}$  – Alongamento do parafuso (método da rotação da porca);

$p$  – passo da rosca do parafuso;

$T$  – Torque aplicado;

$D^*$  - Diâmetro primitivo do parafuso;

$D'$  – Diâmetro médio de contato;

$N$  – Número de fios por polegada;

$C$  – Coeficiente de torque;

$C_1$  – Coeficiente de torque filetes;

$C_2$  – Coeficiente de torque contato;

$D^*$  - Diâmetro primitivo do parafuso;

$\text{tg } \alpha$  – Tangente do ângulo de inclinação da rosca;

## SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	16
1.1	Considerações gerais .....	16
1.2	Objetivos do trabalho .....	16
1.3	Justificativa do trabalho.....	17
1.4	Método.....	17
1.5	Estrutura do trabalho .....	17
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	19
2.1	História dos parafusos .....	19
2.2	Torque de montagem .....	19
2.3	Cálculo torque de montagem.....	21
2.4	Círculo de Mohr .....	27
2.5	Critério da máxima energia de distorção .....	29
2.6	Método do micrômetro .....	29
2.7	Método da rotação da porca.....	30
2.8	Tensionamento e tensionadores .....	31
3.	Materiais e procedimentos.....	33
3.1	Materiais (amostras) .....	33
3.2	Certificado de garantia da qualidade .....	35
3.3	Torquímetro .....	36
3.4	Procedimento .....	36
4.	Resultados e comentários .....	39
4.1	Método do micrômetro e método da rotação da porca .....	39
4.2	Torque de ruptura.....	40
4.3	Comparação dos resultados com a NBR-8800 .....	42

4.4	Comparação dos resultados com a ASME-PCC.....	43
4.5	Coeficiente de atrito.....	43
4.6	Área média.....	47
4.7	Fotos dos parafusos ensaiados.....	48
5.	Conclusões.....	50
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....		52

## **1. INTRODUÇÃO**

### **1.1 Considerações gerais**

O trabalho com torques de montagem em parafusos visa ensaiar e analisar o comportamento de parafusos de diferentes materiais e diâmetros quando submetidos ao torque de montagem através de um torquímetro manual. Para esta análise foram executados ensaios com objetivo de obter o torque máximo que um determinado parafuso suportaria.

Com os resultados destes ensaios foi possível comparar os torques de ruptura com protensões e torques indicados pelas normas NBR-8800 e ASME-PCC, normas essas muito utilizadas em projetos de estruturas metálicas e flanges, respectivamente.

Outra importante análise é o cálculo do coeficiente de atrito. Este foi possível obter, pois através dos ensaios ficaram conhecidos os valores dos torques de ruptura experimentais, sendo assim com os torques de ruptura e as tensões de ruptura do certificado de garantia da qualidade encontraram-se todos os parâmetros necessários para calcular o coeficiente de atrito através da equação do torque.

Visto que as tensões combinadas geravam a falha de parafusos quando submetidos a uma protensão elevada, um método diferente do torqueamento manual foi apresentado, este método é conhecido como tensionamento, e tem como princípio utilizar somente força de tração para montagem de parafusos.

### **1.2 Objetivos do trabalho**

O trabalho teve como objetivo encontrar os torques experimentais de ruptura de um parafuso de determinado material e diâmetro, comparando assim este torque de ruptura com protensões e torques indicados pelas normas NBR-8800 e ASME-PCC respectivamente. Através deste torque de ruptura experimental encontrado, calcular para cada ensaio os coeficientes de atrito experimentais. Apresentar um método eficaz de aplicação de torque sem a presença de tensões de cisalhamento a torção, método esse conhecido como tensionamento.

### **1.3 Justificativa do trabalho**

A análise da influência do torque de montagem na resistência de parafusos de fixação foi motivada pelas dificuldades relacionadas ao cálculo do torque a serem aplicados em estruturas, flanges, entre outras aplicações de parafusos, dificuldades estas relacionadas às tensões geradas pela torção no momento da montagem.

Para que a análise pudesse ter maior embasamento experimental foi necessário avaliar os coeficientes de atrito durante o torque de montagem. O atrito gera as tensões de cisalhamento a torção, influenciando nos resultados dos cálculos de torque.

### **1.4 Método**

O trabalho foi realizado baseando-se nos resultados de ensaios feitos em ambiente fabril. Os parafusos foram comprados para o ensaio com certificado de garantia da qualidade, possibilitando a obtenção de informações com respeito ao material, como tensões de escoamento e ruptura. Os torques foram aplicados pela porca com torquímetro de relógio visando aplicar estes de maneira fiel aos procedimentos realizados em fábrica ou em campo de montagem.

Foram realizados 18 ensaios, sendo que para cada ensaio foi usado uma combinação de material e diâmetro diferentes entre si. Estas combinações serão descritas no Capítulo 3 – Materiais e Métodos.

### **1.5 Estrutura do trabalho**

A estrutura deste trabalho está dividida em cinco capítulos. O Capítulo 1 apresentará a introdução do trabalho, explicitando as idéias principais de maneira resumida. No Capítulo 2, encontram-se as fundamentações teóricas em que foi baseado o trabalho. Já no Capítulo 3 são descritos os materiais e métodos utilizados na realização dos ensaios experimentais. O Capítulo 4 apresenta os resultados obtidos, que são os cálculos e os comentários a respeito dos

valores experimentais comparando-os com normas pertinentes. Por fim, o Capítulo 5, onde são descritas as conclusões obtidas do trabalho.

## **2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

### **2.1 História dos parafusos**

Alguns autores consideram que os parafusos foram inventados em torno do ano 400 a.C. por Archytas de Tarentum. De acordo com pesquisas, uma de suas primeiras aplicações foi em prensas, para a extração de óleo de azeitonas e produção de vinho. Em seguida, Arquimedes (por volta de 250 a.C.) desenvolveu o princípio da rosca e utilizou-o para a construção de dispositivos para a elevação de água na irrigação. Os romanos aplicaram o princípio de Arquimedes para conduzir materiais em minas. Também existem evidências de que componentes parafusados foram aplicados em instrumentos cirúrgicos em 79 a.C. O primeiro documento impresso sobre parafusos consta de em um livro do começo do século XV. Os parafusos de metal só apareceram na Europa a partir do ano de 1400 e Johann Gutenberg incluiu estes componentes entre os fixadores de sua impressora. As máquinas para fabricar parafusos aparecem em vários desenhos nos cadernos de Leonardo Da Vinci, do fim do século XV e começo do século XVI, mas o primeiro equipamento concreto para este propósito foi inventado em 1568 por Jacques Besson, um matemático francês. No final do século XVII, os parafusos já eram componentes comuns nas armas de fogo. O britânico Henry Maudslay patenteou o parafuso de fenda em 1797. Um dispositivo similar foi patenteado por David Wilkinson nos Estados Unidos no ano seguinte. E hoje, os parafusos estão presentes em praticamente tudo no nosso dia-dia (Revista do Parafuso, 2006).

Sem dúvida, o parafuso é o elemento de união mais utilizado nos dias de hoje, breves exemplos podem exemplificar a importância deste elemento: em projetos mecânicos como carros, aviões, máquinas industriais em geral, em estruturas metálicas na construção civil, ou até mesmo em processos cirúrgicos como fraturas de membros. Sendo assim o parafuso é hoje um elemento discreto, mas muito importante na sociedade.

### **2.2 Torque de montagem**

O torque de montagem é o torque aplicado para gerar o pré-carregamento dos parafusos, este por sua vez tem grande importância, pois o efeito do pré-carregamento gera o atrito entre as partes fixadas e este atrito ameniza o efeito do cisalhamento.

Outro efeito importante é de dar as partes fixadas melhor resistência a carga de tração. A Figura 1 é uma ilustração de uma união por parafusos.

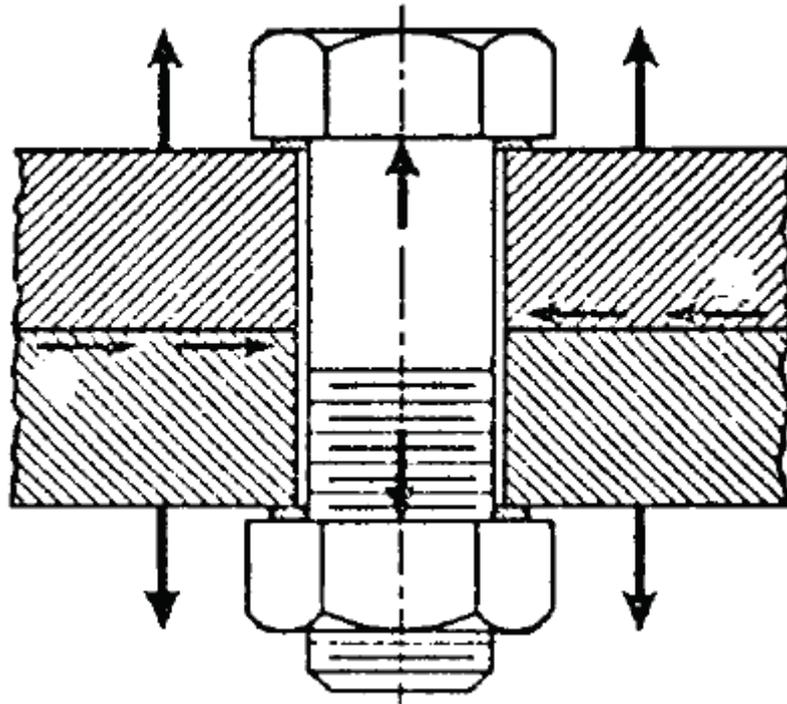


Figura 1 – União por parafusos (Adaptado: Shigley, 1981).

O torque de montagem aplicado à porca tem três finalidades: cerca de 50 por cento dele são usados para vencer o atrito entra as faces da porca e da peça. Cerca de 40 por cento do torque aplicado são usados para vencer o atrito nos filetes da rosca e os 10 por cento restantes são para produzir o pré-carregamento (Shigley, 1981).

Contudo, parte do torque de montagem gera torção no parafuso. Esta torção ocorre devido ao atrito dos filetes da porca, que deve ser avaliada e combinada com a tração, evitando que o parafuso venha a falhar devido ao torque de motagem.

As equações para o cálculo do torque de montagem serão desenvolvidas no item 2.3 e utilizadas no item 3.8.

## 2.3 Cálculo torque de montagem

O presente item foi desenvolvido baseando-se na teoria de Oliveira, 1980.

### 2.3.1 - Equilíbrio da porca ou parafuso

Considera-se o parafuso e a porca da Figura 2. A porca transmite ao parafuso uma força axial  $Q$ . Verifica-se quais são as condições de equilíbrio do sistema.

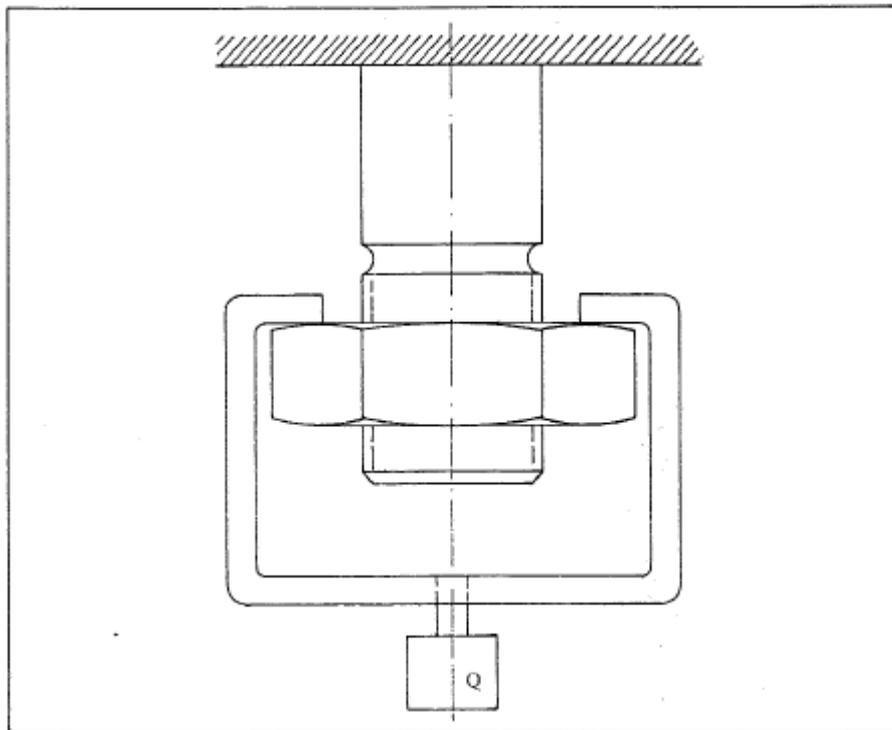


Figura 2 – Representação parafuso e porca (Oliveira, 1980).

Adota-se um sistema de coordenadas cilíndricas, como indica na figura 3 e 4 que definem a posição de um ponto  $P$  qualquer do flanco do filete. A origem  $O$  é um ponto qualquer de  $Z$ , da rosca.

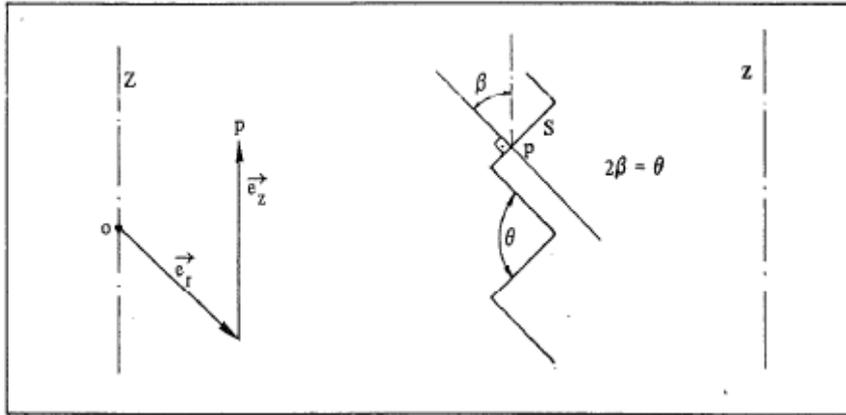


Figura 3 – Sistema de coordenadas cilíndricas (Oliveira, 1980).

Determina-se a direção do plano tangente ao flanco do dente no ponto P. Será definido por duas retas que contém P e tangenciam o flanco.

Cortando a rosca por meio de um plano que passa por Z, obtemos como intersecção do flanco de um perfil com plano cortante, um segmento S. A normal a S forma Z um ângulo  $\beta$  que é metade do ângulo entre filetes,  $\theta$ , segue a ilustração na Figura 3.

Cortando a rosca com uma superfície cilíndrica de raio r qualquer, um flanco de um filete será cortado segundo uma hélice. A inclinação dessa hélice pode ser obtida retificandose a superfície cilíndrica. À subida da hélice corresponde ao avanço do parafuso.

Portanto, tem-se:

$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{a}{\pi \cdot d} \quad (1)$$

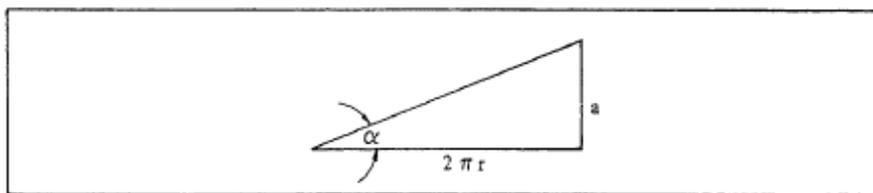


Figura 4 – Representação ângulo  $\alpha$  (Oliveira, 1980).

Como  $a$  é constante, variando  $d$ , varia  $\alpha$ .

Traçando por P a tangente  $t$ , à hélice, ela apresentará com relação a um plano perpendicular ao eixo da rosca uma inclinação  $\alpha$ . A normal à tangente, no plano  $e_y, e_z$  fará com Z, o ângulo  $\alpha$  Figura 5.

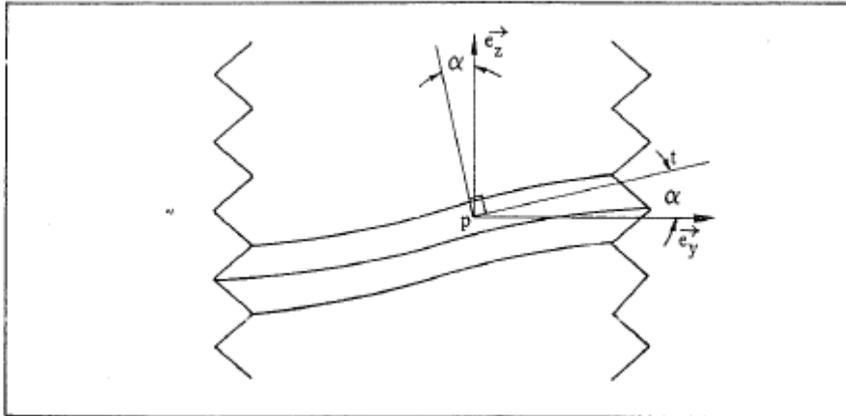


Figura 5 – Representação ângulo  $\alpha$  no filete (Oliveira, 1980).

O plano tangente ao flanco, no ponto genérico P fica definido pelas retas S e t.

Pode-se fazer a construção da Figura 6. Nela o segmento PA indica a normal ao plano tangente ao flanco, em P.

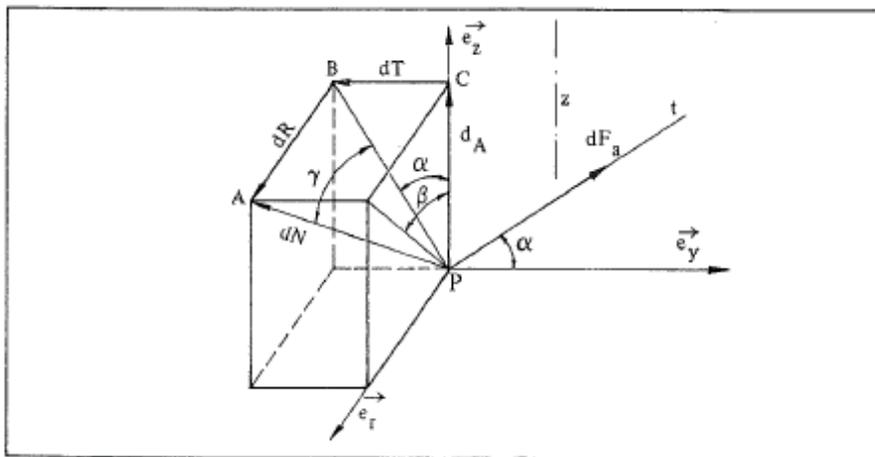


Figura 6 – Representação do vetor PA (Oliveira, 1980).

Havendo atrito, na área elementar  $dA$ , em torno de P, atuarão entre porca e parafuso pressões normais e tangenciais, cujas resultantes serão, na área considerada, as forças elementares  $dN$  e  $dF_a$ .

Então  $dN$  está orientado de P para A. A força de atrito tem a direção do vetor velocidade no ponto, ou seja, a direção de t. O sentido da força de atrito que sempre se opõe ao movimento foi adotado como se vê na Figura 7, opondo-se a descida da porca.

Decompondo a força  $\overrightarrow{dN}$  podemos escrever:

$$\vec{dN} = \vec{dA} + \vec{dT} + \vec{dR} \quad (2)$$

A resultante de  $\vec{dN}$  será a integral em toda a área de contato entre a porca e parafuso, das forças elementares  $\vec{dN}$ .

Pode-se ver que todo ponto P corresponde um ponto P' simétrico do primeiro, em relação ao eixo Z da rosca e onde se tem  $\vec{dT}' = -\vec{dT}$  e  $\vec{dR}' = -\vec{dR}$ . Portanto, as resultantes dT e dR são nulas.

Então:

$$\int_A \vec{dN} = \int_A \vec{dA} \quad (3)$$

A condição necessária para o equilíbrio da porca é que a resultante das forças externas sobre a porca seja nula, ou seja:

$$Q = \int_A \vec{dN} + \int_A \vec{dFa} = \int_A \vec{dA} + \int_A \vec{dFa} \cdot \text{sen} \alpha \cdot \vec{e}_z$$

$$Q \cdot \vec{e}_z = \left[ \int_A dA + \int_A \text{sen} \alpha \cdot dFa \right] \cdot \vec{e}_z \quad (4)$$

Mas

$$dA = dN \cdot \cos \gamma \cdot \cos \alpha \quad (5)$$

E

$$dFa = \mu \cdot dN \quad (6)$$

Portanto

$$Q = \int_A \cos \gamma \cdot \cos \alpha \cdot dN + \mu \int_A \operatorname{sen} \alpha \cdot dN \quad (7)$$

Para retirar as funções trigonométricas  $\alpha$  e  $\gamma$  do interior das integrais adota-se uma hipótese simplificadora. Considerando que na prática a diferença entre os diâmetros externo e interno da rosca é pequena, desprezando a variação de  $d$  que será adotado como o valor do diâmetro primitivo. Em outras palavras, foi suposto que todas as hélices dos flancos das roscas tenham a mesma superfície cilíndrica de raio igual ao primitivo. Essa hipótese simplificadora se justifica devido a dificuldade de determinação do coeficiente de atrito que atua nos casos reais e que é, portanto uma fonte de erros de maior intensidade.

Então, admitindo  $\alpha$  constante, dado pelo valor:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{\pi \cdot d_p} \quad (8)$$

Voltando a equação (7), obtem-se:

$$Q = \cos \gamma \cdot \cos \alpha \int_A dN + \mu \cdot \operatorname{sen} \alpha \int_A dN \quad (9)$$

Outra condição necessária para o equilíbrio da porca ser nulo é o momento das forças externas aplicadas:

$$\int_A r \cdot dT = \int_A r \cdot Fa \cdot \cos \alpha \quad (10)$$

Mas, da figura 6 se vê que  $dT = dN \cdot \cos \gamma \cdot \operatorname{sen} \alpha$  (11) e, como  $dFa = \mu \cdot dN$ ,

$$r \cdot \cos \gamma \cdot \operatorname{sen} \alpha \cdot \int_A dN \leq r \cdot \mu \cdot \cos \alpha \int_A dN$$

Ou

$$\mu \geq \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (12)$$

Condição que deve ser satisfeita para impedir que a porca desça sob ação da carga  $Q$ .

Da Figura 5, se tem:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\overline{AB}}{\overline{PB}} = \frac{\overline{PC} \cdot \operatorname{tg} \beta}{\frac{\overline{PC}}{\cos \alpha}} = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha \quad (13)$$

### 2.3.2 - Equilíbrio de descida da porca

Determina-se agora qual o momento  $M$  que se deve aplicar à porca, para forçá-la a descer.

A equação de equilíbrio de momentos será, agora, em lugar de (10), a seguinte:

$$M + \int_A r \cdot dT = \int_A r \cdot Fa \cdot \cos \alpha \quad (14)$$

Ou

$$\cos \gamma \cdot \cos \alpha M = r \int_A dN [\mu \cos \alpha - \cos \gamma \cdot \operatorname{sen} \alpha]$$

De (9), tem-se:

$$Q = \int_A dN [\cos \gamma \cdot \cos \alpha + \mu \cdot \operatorname{sen} \alpha]$$

Dividindo membro a membro, obtém-se:

$$M = Q \cdot r \frac{\mu \cdot \cos \alpha - \cos \gamma \cdot \operatorname{sen} \alpha}{\cos \gamma \cdot \operatorname{sen} \alpha + \mu \cdot \operatorname{sen} \alpha} \quad (15)$$

### 2.3.3 - Equilíbrio de subida da porca

Para saber qual o momento necessário para levantar a carga  $Q$  (com velocidade constante) devemos nas equações 9 e 4 inverter o sinal do momento  $M$  e da força de atrito (que sempre se opõe ao movimento).

A equação 15 ficaria

$$-M = Q \cdot r \frac{-\mu \cdot \cos \alpha - \cos \gamma \cdot \operatorname{sen} \alpha}{\cos \gamma \cdot \operatorname{sen} \alpha + \mu \cdot \operatorname{sen} \alpha}$$

Lembrando que  $\mu = \operatorname{tg} \varphi$ ,  $\varphi =$  ângulo de atrito, dividindo ambos os termos da equação por  $\cos \alpha$  e ambos os membros da equação por  $-1$  obtém-se:

$$M = Q \cdot r \frac{\operatorname{tg} \varphi + \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma - \operatorname{tg} \varphi \cdot \operatorname{tg} \alpha} \quad (16)$$

A equação 16 é a mais utilizada na prática.

## 2.4 Círculo de Mohr

Um dos problemas de maior desafio em projeto é relacionar a resistência de um elemento mecânico às tensões internas que são produzidas pelas cargas externas. Em geral, tem-se somente um único valor para resistência, tal como a resistência ao escoamento, mas diversos componentes de tensões (Shigley, 1981).

A utilização do Círculo de Mohr foi apresentada a primeira vez pelo engenheiro alemão Otto Mohr (1835-1918), através deste método passou a ser possível a combinação de diferentes tensões externas resultando em tensões principais que pudessem ser comparadas com tensões de escoamento ou tensões admissíveis de diversos materiais aplicados em projetos de equipamentos, estruturas metálicas, entre outras aplicações.

Nas Figuras 7 e 8 estão representadas as tensões desenvolvidas no plano de um cilindro, que é um caso similar ao que acontece no momento da montagem de um parafuso quando o torque esta sendo aplicado, teremos tensão de tração e tensão de cisalhamento.

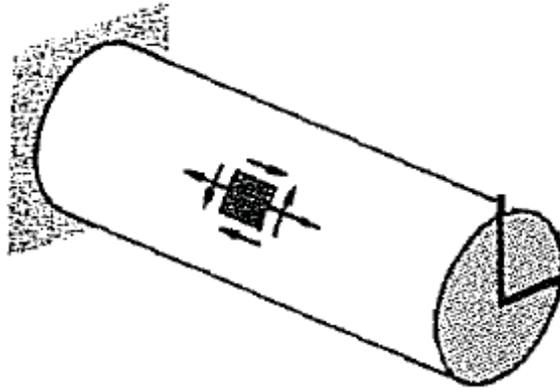


Figura 7 – Tensões no plano (Beer, 1989).

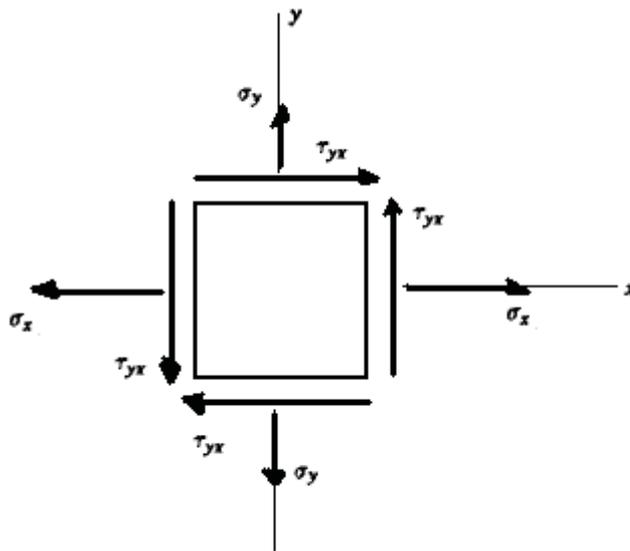


Figura 8 – Decomposição das tensões no plano (Adaptado: Beer, 1989).

Para o estado plano de tensões, as tensões normais principais são dadas pela equação 17:

$$\sigma_{máx,min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (17)$$

Já a tensão de cisalhamento máxima é calculada pela equação 18:

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (18)$$

## 2.5 Critério da máxima energia de distorção

É um critério muito utilizado em projetos para a análise das tensões, também é chamado de critério de von Mises, devido ao estudo realizado pelo matemático Richard von Mises (1883-1953).

Este fundamento considera a energia de distorção do material utilizado no projeto, e esta está relacionada às mudanças de forma do material.

Por este critério, um componente estrutural estará em condições de segurança enquanto o maior valor de energia em distorção por unidade de volume de o material permanecer abaixo da energia de distorção por unidade de volume necessária para provocar o escoamento no corpo de prova de mesmo material submetido a ensaio de tração (Beer, 1981).

A equação 19 é utilizada para o cálculo da tensão de von Mises:

$$\sigma_{vonMises} = \left\{ \frac{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]}{2} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (19)$$

As tensões principais utilizadas no cálculo da tensão de von Mises são as tensões principais calculadas pelo círculo de Mohr.

## 2.6 Método do micrômetro

O método do micrômetro é um método utilizado para se verificar a força de pré-tensão em parafusos. Para a utilização deste método devemos medir o comprimento inicial do parafuso  $L_0$  e o comprimento final do parafuso  $L_F$  (comprimento após aplicação do torque), a diferença entre esses dois valores será o alongamento ( $\Delta L$ ).

$$\Delta L_M = L_F - L_0 \quad (20)$$

Com o  $\Delta L$  conhecido, pode-se então calcular o valor da força longitudinal no parafuso, conseqüentemente calcula-se também a tensão longitudinal, esses cálculos são feitos através das seguintes formulas:

$$F_M = \frac{\Delta L.A.E}{L_0} \quad (21)$$

$$\sigma_M = \frac{F}{A} \quad (22)$$

## 2.7 Método da rotação da porca

Esse método pode ser utilizado como uma verificação dos valores de alongamento ( $\Delta L$ ) obtidos pelo micrômetro citado no método anterior ou até mesmo para se medir o alongamento do parafuso nos casos em que o método do micrômetro não pode ser utilizado.

Primeiramente, deve-se apertar a porca até a condição de montagem sem folga, após esse aperto inicial marca-se com um sinal a porca e a base onde será feito o aperto, com isso pode-se aplicar o torque no parafuso e medir o ângulo de rotação da porca, estas marcações descritas estão representadas na figura 9.

Com o ângulo conhecido e utilizando a equação 23, calcula-se o alongamento.

$$\Delta L_{MP} = \frac{\hat{A}ngulo.p}{360^\circ} \quad (23)$$



Figura 9 – Porca e chapa preparada para medição do ângulo de rotação da porca.

## 2.8 Tensionamento e tensionadores

O tensionamento é um método que vem sendo muito utilizado nas indústrias nos dias de hoje. Ele consiste em aplicar uma carga longitudinal (normal) ao parafuso, esta carga de tração normal é aplicada através de um sistema chamado tensionador.

No mercado, existem diversos tipos de tensionadores, mas a maioria deles utiliza um sistema hidráulico como representado na Figura 10. A tração no parafuso ocorre quando o sistema hidráulico exerce uma força esticando o parafuso através de uma porca especial, depois de esticado na força pretendida, a outra porca que está livre é posicionada em uma condição de montagem para que esta mantenha a tensão aplicada.

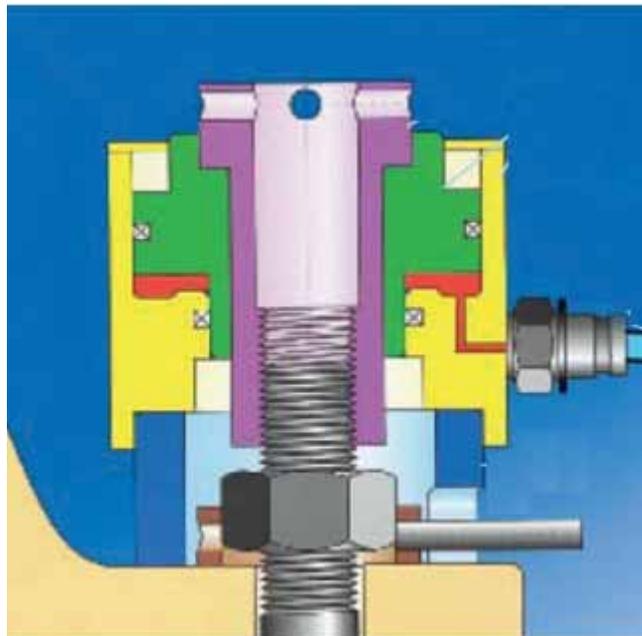


Figura 10 – Representação esquemática tensionadores (SKF, 2012).

Os motivos pelos quais os tensionadores estão sendo mais utilizados são:

- Aplicação da tensão direta, ou seja, sem os atritos de um torqueamento comum;
- Tensão aplicada com alta precisão, pois a tensão é diretamente proporcional a tensão aplicada no tensionador;
- Sem a ação dos atritos, não se tem tensões de cisalhamento por torção, evitando falhas no torque de montagem.

Como qualquer procedimento dentro da indústria, o tensionamento tem suas desvantagens, que são: maior custo do equipamento comparando com torquímetro convencional, e maior tempo de trabalho para aplicação do torque devido à necessidade de posicionamento da porca especial que aplica a tração nos parafusos.

Na figura 11, pode-se observar o efeito de torção que é evitado pelo uso de tensionadores.

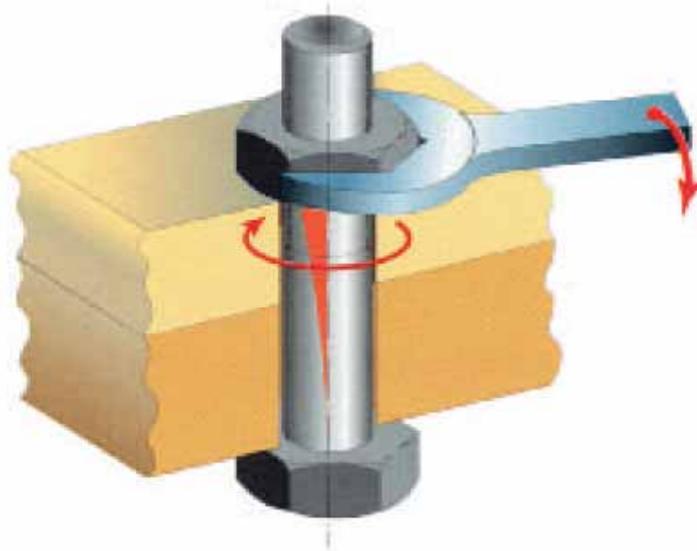


Figura 11 – Representação esforços no parafuso submetido ao torque (SKF, 2012).

### 3. MATERIAIS E PROCEDIMENTOS

#### 3.1 Materiais (amostras)

As amostras utilizadas foram escolhidas de acordo com a maior utilização destes nos projetos realizados, sendo assim os diâmetros foram determinados de 0,5 até 1 polegada para abranger uma faixa boa de dimensões. Os materiais foram escolhidos de acordo com a utilização dos mesmos, o A-193-B7 é um material muito utilizado em projetos de flanges para vasos de pressão, o A-325 é um material utilizado em projetos de estruturas metálicas e o A-307-B foi escolhido por ser um material bastante utilizado e de pior qualidade, possuindo então menores tensões de escoamento e ruptura. Outra diferenciação relativa aos materiais foi à escolha de parafusos galvanizados para alguns ensaios, neste caso para o material A-193-B7, foram realizados ensaios com parafusos com tratamento superficial de galvanização somente para os diâmetros 5/8 e 3/4 polegadas, para o material A-325 ocorreram ensaios com parafusos galvanizados para todos os diâmetros e o material A-307-B não teve nenhum ensaio com amostras de parafusos galvanizados. A seguir se encontram as tabelas correspondentes aos diâmetros utilizados, aos materiais e as descrições de cada ensaio.

Todos os materiais possuem certificados de garantia da qualidade, este certificado será comentado no item 3.4.

Tabela 1 – Diâmetros nominais parafusos.

<b>Diâmetro dos Parafusos (in)</b>
1/2
5/8
3/4
1

Tabela 2 – Materiais e suas tensões segundo norma ASME.

	<b>Tensão de Escoamento (MPa)</b>	<b>Tensão de Ruptura (MPa)</b>
<b>A-193-B7</b>	725	860
<b>A-325</b>	635	825
<b>A-307-B</b>	248	415

Tabela 3 – Ensaio realizados.

<b>Ensaio Realizados</b>			
<b>Ensaio</b>	<b>Material</b>	<b>Tratamento Superficial</b>	<b>Diâmetro (in)</b>
1	A-193-B7	Fosfatizado	1/2
2	A-193-B7	Fosfatizado	5/8
4	A-193-B7	Fosfatizado	3/4
6	A-193-B7	Fosfatizado	1
3	A-193-B7	Galvanizado	5/8
5	A-193-B7	Galvanizado	3/4
7	A-325	Fosfatizado	1/2
9	A-325	Fosfatizado	5/8
11	A-325	Fosfatizado	3/4
13	A-325	Fosfatizado	1
8	A-325	Galvanizado	1/2
10	A-325	Galvanizado	5/8
12	A-325	Galvanizado	3/4
14	A-325	Galvanizado	1
15	A-307-B	Fosfatizado	1/2
16	A-307-B	Fosfatizado	5/8
17	A-307-B	Fosfatizado	3/4
18	A-307-B	Fosfatizado	1

### 3.2 Certificado de garantia da qualidade

O certificado da garantia da qualidade é um documento enviado pelo fornecedor de parafusos constando informações com respeito ao lote comprado. Essas informações são: composição química, tensão de tração, tensão de escoamento, alongamento, estrição, dureza, entre outras propriedades que foram testadas para um determinado lote de parafusos, o fornecedor através deste documento esta garantindo essas propriedades. Na Figura 12 é apresentado o certificado de garantia da qualidade para os parafusos do ensaio 1, pode-se notar que a tensão de escoamento é 855 MPa (124ksi) um pouco maior que a mínima indicada pelo ASME que é de 725 MPa.

Certificado de Qualidade nº 49.211/11												
Notas fiscais nº		Data de emissão		Cliente						Ordem de compra		
003678		02/07/2011								3700918191		
Item NF	Quantidade Certificada (peças)	Descrição e referências normativas										
02	02	Parafusos cabeças sextavadas pesadas dimensões conforme ANSI B18.2.1-96 e material conforme ASTM A193/09-B7 e rosca conforme ASME B1.1/89 - 1/2" 13UNC - 2A x 1.1.2"										
Composição Química (%)												
Item NF	Material SAE/AISI	Corrida	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	Al	Outros
02	4140	16478	0.410	0.300	0.820	0.014	0.006	0.870	0.020	0.180	0.015	Cu=0.130
Propriedades Mecânicas												
Item NF	Lim. Tração Ksi	Lim. Escoamento Ksi	Alongamento %	Estrição %	Dureza	Outros						
02	137	124	18.00	58.00	23-24 HRC							
<ul style="list-style-type: none"> <li>Os itens acima especificados estão de acordo com as especificações solicitadas e normas aplicáveis</li> <li>Para os itens onde especificados ASTM A193/09-B7, os mesmos foram temperados e revenidos, sendo que a temperatura de tempera foi de 870°C +/-15 e revenimento foi de 610°C.</li> <li>As peças acima referenciadas foram identificadas conforme norma, ou seja, para os parafusos nas cabeças foram gravados "CF-B7", onde CF tratam-se da marca do fabricante e B7 o grau de resistência do material.</li> <li>Os materiais acima foram fabricados, inspecionados, identificados, testados, liberados e aprovados conforme normas ASTM A193/09.</li> <li>A matéria prima empregada na confecção dos itens acima certificados foi submetida a exame macrográfico conforme ASTM E381, sendo a mesma aprovada.</li> <li>Certificamos e atestamos os itens especificados neste certificado.</li> </ul>												

Figura 12 – Certificado de garantia da qualidade ensaio 1.

### 3.3 Torquímetro

É um instrumento utilizado para aplicar torque em um determinado parafuso. O torquímetro também é conhecido por chave dinamométrica e geralmente é composto por um braço de alavanca, um porta soquetes, e um relógio onde o operador pode acompanhar o torque que esta aplicando.

Como todo instrumento, o torquímetro deve ser sempre calibrado, pois o dispositivo dinamométrico precisa medir corretamente o torque aplicado. Existem diversos tipos de torquímetros, são eles: torquímetro eletrônico, tipo relógio, de estalo, tipo vareta, entre outros.

Nas Figuras 13 e 14 estão às fotos de torquímetros utilizados no experimento, todos eles são do tipo relógio:



Figura 13 – Torquímetros utilizados.



Figura 14 – Relógio do torquímetro.

### 3.4 Procedimento

A bancada foi preparada de maneira a possibilitar a aplicação do torque e por sua vez coletar as medidas necessárias (micrômetro). Pode-se observar nas Figuras 15 e 16 que o torque foi aplicado através da porca, pois é este o procedimento utilizado pelos operadores do torquímetro devido às condições de montagem dos equipamentos.



Figura 15 – Bancada para ensaio.



Figura 16 – Parafuso na condição do ensaio.

A cabeça dos parafusos foi impedida de girar, pois a intenção era de medir o ângulo de rotação da porca. Esta decisão foi tomada, pois na realização de ensaios prévios observou-se que conforme o torque era aplicado pela porca o parafuso como um todo girava em falso, contaminando assim o ângulo medido, pois parte desse ângulo não estava efetivamente gerando tensão no parafuso.

Para impedir a cabeça do parafuso de girar no momento da aplicação do torque de montagem foram soldadas duas chapas posicionadas com uma folga mínima, pode-se observar essa condição na Figura 16.

Em cada ensaio foram seguidas etapas bem definidas para que nenhuma informação fosse perdida. Para exemplificar considera-se o ensaio 7 onde se tem duas amostras de parafusos de diâmetro de 1/2" material A-325 fosfatizado.

No primeiro momento mediu-se três vezes o comprimento efetivo do primeiro parafuso (espessura da chapa) sob a ação de tensões e foram anotadas as medidas na tabela 4, para facilitar o entendimento sobre comprimento efetivo observe a Figura 16. Este procedimento foi repetido para o parafuso 2 e também para o comprimento efetivo. Com estas medidas anotadas posicionou o parafuso 1 na condição de montagem sem folga e ajustou o torquímetro para realização do primeiro torque, aplicou-se este torque e foi retirado o torquímetro para que fosse medido o alongamento do parafuso após este torque, este valor foi anotado na tabela 5.

Tabela 4 – Resultados alongamento x faixa de torque para ensaio 7 parafuso 1.

<b>Medidas</b>	<b>L<sub>0</sub> 1 (mm)</b>	<b>L<sub>0</sub> 2 (mm)</b>	<b>L<sub>efetivo</sub> (mm)</b>
1	63,731	63,913	40,530
2	63,734	63,914	40,510
3	63,733	63,915	40,520
<b>L<sub>0</sub> =</b>	<b>63,733</b>	<b>63,914</b>	<b>40,520</b>

Tabela 5 – Resultados alongamento x faixa de torque para ensaio 7 parafuso 1.

<b>T (N.m)</b>	<b>Medidas</b>	<b>L<sub>f</sub> 1 (mm)</b>
<b>47</b>	1	63,773
	2	63,771
	3	63,770
	<b>L<sub>f</sub> =</b>	<b>63,771</b>

O procedimento descrito anteriormente foi realizado para torques mais elevados sempre com a intenção de aplicar pelo menos cinco torques antes da ruptura do parafuso.

Podem-se observar na tabela 6 os valores dos torques e seus respectivos alongamentos para o parafuso 1 e na tabela 7 os mesmos valores para o parafuso 2.

Tabela 6 – Resultados alongamento x faixa de torque para ensaio 7 parafuso 1.

<b>Parafuso</b>	<b>T (N.m)</b>	<b>L<sub>0</sub> (mm)</b>	<b>L<sub>efetivo</sub> (mm)</b>	<b>L<sub>F</sub> (mm)</b>	<b>ΔL (mm)</b>
<b>1</b>	47	63,733	40,520	63,771	0,038
	71			63,787	0,054
	95			63,807	0,074
	118			63,848	0,115
	165			63,974	0,242

Tabela 7 – Resultados alongamento x faixa de torque para ensaio 7 parafuso 2.

<b>Parafuso</b>	<b>T(N.m)</b>	<b>L<sub>0</sub> (mm)</b>	<b>L<sub>efetivo</sub> (mm)</b>	<b>L<sub>F</sub> (mm)</b>	<b>ΔL (mm)</b>
<b>2</b>	47	63,914	40,52	63,954	0,040
	71			63,982	0,070
	95			64,004	0,093
	118			64,027	0,113
	165			64,388	0,474

O procedimento descrito foi repetido para todos os parafusos ensaiados.

Neste item não foi discutido os valores encontrados de alongamento. Estas informações serão abordadas no item 4.1.

## **4. RESULTADOS E COMENTÁRIOS**

### **4.1 Método do micrômetro e método da rotação da porca**

Para ambos os métodos os resultados obtidos não foram considerados confiáveis devido à presença de fatores determinantes para presença de erros experimentais que contaminassem as medidas.

Considerando o método do micrômetro, devido aos parafusos não terem comprimentos muito elevados, o alongamento para cada torque era muito pequeno e um instrumento milesimal não foi capaz de obter as medidas sem a presença de erros. Outro fator a se considerar é que as superfícies do parafuso que estavam em contato com o micrômetro não eram superfícies perfeitas podendo embutir mais erros na medição.

Observando os resultados apresentados na tabela 6 e na tabela 7, comparando os alongamentos por faixa de torque podemos notar que para a primeira faixa os resultados foram aproximados (0,038 e 0,040), já para segunda faixa de torque os resultados começam a divergir, demonstrando assim que os erros embutidos no experimento contaminaram as medições.

O exemplo citado foi do ensaio 7, mas estes acontecimentos ocorreram de forma muito similar nos outros ensaios.

Já no método de rotação da porca, outras dificuldades foram encontradas. Como por exemplo, a condição de montagem sem folga citada em algumas normas e literaturas, esta condição é difícil de ser observada no momento da montagem, pois o operador não consegue ter certeza quando esta condição foi atingida, geralmente esta condição é ultrapassada e um torque inicial é aplicado, os ângulos de rotação da porca não foram medidos no teste.

## **4.2 Torque de ruptura**

Nas tabelas a seguir estão os resultados dos torques de ruptura experimentais divididos por material, estes torques foram obtidos através dos ensaios, sendo assim para cada amostra foram observados os torques de rompimento através do relógio do torquímetro e com isso foi calculada uma média dos resultados das amostras por ensaio. Por exemplo, para o ensaio 1 duas amostras foram testadas e os valores dos torques de ruptura foram de 206 N.m portanto para este caso a média entre as duas amostras é de 206 N.m, portanto este torque foi considerado como torque de ruptura do material.

Nas tabelas, estão também às tensões de ruptura encontradas nos certificados de garantia da qualidade, pode-se observar que os valores variam de acordo com o lote do material usado no ensaio e nota-se também que os valores são sempre acima dos encontrados em norma. Tais tensões são consideradas como as tensões de ruptura experimentais para os ensaios.

Tabela 8 – Torque de ruptura experimental A-193-B7.

<b>Ensaio</b>	<b>Diâmetro (in)</b>	<b>Material</b>	<b>Tratamento superficial</b>	<b>Tensão de ruptura certificado (MPa)</b>	<b>Torque de ruptura experimental (N. m)</b>
1	1/2	A-193-B7	Fosfatizado	944	206
2	5/8	A-193-B7	Fosfatizado	938	540
4	3/4	A-193-B7	Fosfatizado	931	687
6	1	A-193-B7	Fosfatizado	1041	1964
3	5/8	A-193-B7	Galvanizado	938	540
5	3/4	A-193-B7	Galvanizado	952	982

Tabela 9 – Torque de ruptura experimental A-325.

<b>Ensaio</b>	<b>Diâmetro (in)</b>	<b>Material</b>	<b>Tratamento superficial</b>	<b>Tensão de ruptura certificado (MPa)</b>	<b>Torque de ruptura experimental (N. m)</b>
7	1/2	A-325	Fosfatizado	903	206
9	5/8	A-325	Fosfatizado	924	432
11	3/4	A-325	Fosfatizado	894	784
13	1	A-325	Fosfatizado	831	1571
8	1/2	A-325	Galvanizado	888	226
10	5/8	A-325	Galvanizado	812	462
12	3/4	A-325	Galvanizado	1046	884
14	1	A-325	Galvanizado	1046	2013

Tabela 10 – Torque de ruptura experimental A-307-B.

<b>Ensaio</b>	<b>Diâmetro (in)</b>	<b>Material</b>	<b>Tratamento superficial</b>	<b>Tensão de ruptura certificado (MPa)</b>	<b>Torque de ruptura experimental (N. m)</b>
15	1/2	A-307-B	Fosfatizado	680	137
16	5/8	A-307-B	Fosfatizado	679	324
17	3/4	A-307-B	Fosfatizado	646	540

18	1	A-307-B	Fosfatizado	---	----
----	---	---------	-------------	-----	------

Pode-se observar que os torques de ruptura experimentais se comportaram de maneira similar entre os materiais. Comparando os ensaios de mesma bitola para os materiais A-193-B7 e A-325 que tem aproximadamente a mesma tensão de ruptura, pode-se notar que as faixas de torque são muito próximas, caracterizando assim que os resultados estão corretos.

Para os ensaios com material galvanizado, é notório que o torque foi no mínimo um pouco maior que para o caso de mesma bitola fosfatizado, como exemplo podemos observar o ensaio 9 e o ensaio 10, com resultados de torque de ruptura 432 N.m e 462 N.m.

Os ensaios 15, 16, e 17 tiveram resultados dentro do esperado que seria menor para os materiais com propriedades mecânicas melhores e que já haviam sido testados.

O ensaio 18 não possui valores tabelados, pois ocorreu um problema de montagem destes parafusos. Este ensaio foi realizado sem respeitar a regra de montagem que diz respeito aos filetes, pelo menos três filetes devem ultrapassar a porca, portanto o ensaio foi feito com apenas alguns filetes da porca trabalhando, sendo assim os filetes do parafuso e da porca não suportaram e falharam.

### 4.3 Comparação dos resultados com a NBR-8800

A NBR-8800 é uma norma brasileira de projetos de estruturas de aço, nela estão explicitados valores de protensão indicados para o aperto de parafusos para o material A-325. Uma comparação entre estes valores e os valores obtidos no ensaio foi feita e está na tabela 11.

Tabela 11 – Comparação NBR-8800.

Ensaio	Torque de Ruptura (N. m)	Tração no parafuso no torque máximo (N)	Tração no parafuso NBR 8800 (N)	Porcentagem da tração indicada NBR 8800
7	206	57938	53000	0,91
9	432	92848	85000	0,92
11	784	126745	125000	0,99
13	1571	238626	227000	0,95

As protensões indicadas pela NBR 8800 são muito elevadas, para que o parafuso seja torquizado até atingir essa força de tração, este estaria muito próximo de falhar, portanto utilizando o torquímetro seria impossível chegar a essa protensão mínima indicada.

Uma opção para utilização da tração mínima indicadas pela NBR-8800 são os tensionadores, através deles seria possível aplicar somente tensão normal sem combinar com as tensões de cisalhamento devido ao torque e, portanto conseguiria atingir essas forças de tração indicadas pela norma.

#### 4.4 Comparação dos resultados com a ASME-PCC

O ASME-PCC é uma norma relacionada ao projeto de flanges, nela estão contidos valores indicados para o torque de parafusos A-193-B7. A tabela 12 compara os valores da norma com os valores obtidos nos ensaios.

Tabela 12 – Comparação ASME PCC.

<b>Ensaio</b>	<b>Torque de Ruptura (N. m)</b>	<b>Torque ASME PCC (N.m)</b>	<b>Porcentagem do torque indicado ASME PCC</b>
1	206	82	0,40
2	540	163	0,30
4	687	285	0,41
6	1964	678	0,35

Os torques indicados pelo ASME-PCC são torques menores que 50% do torque de ruptura obtido no ensaio, sendo assim são torques seguros para a montagem, não correndo risco de falhar.

#### 4.5 Coeficiente de atrito

Foi possível realizar o cálculo dos coeficientes de atritos experimentais, pois através dos ensaios foi obtido o torque de ruptura e através dos certificados de garantia da qualidade foi

obtida a tensão de ruptura do material, sendo assim com as formulações desenvolvidas no item 2.3 temos as seguintes expressões:

$$T = A \cdot \sigma \cdot C \cdot 2,54 \quad (24)$$

$$C = \frac{D^*}{2} \cdot \frac{\mu + \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma - \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha} + \frac{\mu D}{2} \quad (25)$$

Observando as equações 24 e 25, nota-se que a única variável desconhecida é o coeficiente de atrito, pois o torque de ruptura foi obtido dos ensaios, a tensão é a tensão de ruptura do certificado, e os outros parâmetros utilizados para o cálculo do C são todos relacionados ao parafuso ensaiado.

Para o ensaio 9, tem-se os seguintes cálculos para o coeficiente de atrito experimental:

Como para o ensaio 9 os parafusos tem diâmetro nominal D igual a 5/8" e número de fios por polegada N igual a 11, calcula-se o diâmetro primitivo D\*:

$$D^* = D - \left( \frac{3 \cdot (3^{0,5})}{N} \right) = 0,625 - \left( \frac{3 \cdot (3^{0,5})}{11} \right) = 0,566 \text{ in} = 0,0146494 \text{ m} \quad (26)$$

Para o cálculo do diâmetro médio de contato, tem-se a seguinte expressão:

$$D' = \frac{(3 \cdot D + 0,125)}{2} = \frac{(3 \cdot 0,625 + 0,125)}{2} = 1,0 \text{ in} = 0,0259 \text{ m} \quad (27)$$

As outras variáveis que são dependentes do diâmetro nominal do parafuso possuem valores como segue na tabela 13, as equações utilizadas para esses cálculos são a 8 e a 13.

Tabela 13 – Valores das variáveis dependentes do diâmetro nominal.

Variável	Valor
$\beta =$	$30^\circ$
$\text{tg } \alpha =$	0,0511
$\text{tg } \gamma =$	0,5766
$\cos \gamma =$	0,8663
$A_{\text{média}} =$	$0,00014581\text{m}^2$

Separando a equação 25 em dois termos tem-se:

$$C_1 = \frac{D^*}{2} \cdot \frac{\mu + \cos \gamma \cdot \text{tg } \alpha}{\cos \gamma - \mu \cdot \text{tg } \alpha} \quad (25.1)$$

$$C_2 = \frac{\mu D^*}{2} \quad (25.2)$$

Onde  $C_1$  é a parcela do coeficiente de torque relacionada com o atrito entre os filetes do parafuso e da porca, é esta parcela que contribui para gerar a tensão de cisalhamento por torção no parafuso.

No entanto,  $C_2$  é a parcela do coeficiente de torque que não gera torção, ela somente compõe a formulação, pois no momento da montagem o torque aplicado tem que vencer o atrito entre a peça a ser fixada e a base da porca ou arruela quando esta for utilizada.

Para este ensaio em questão, os valores dos coeficientes de torque são:

$$C = 0,1831\text{in} = 0,00474\text{m}$$

$$C_1 = 0,0817\text{in} = 0,00211\text{m}$$

$$C_2 = 0,1014\text{in} = 0,00263\text{m}$$

Utilizando a ferramenta de atingir meta no Excel, os seguintes valores foram encontrados para coeficiente de atrito e força de tração no parafuso:

$$\mu = 0,203$$

$$F = 92848 \text{ N}$$

Considerando essa força de tração, a tensão de tração foi:

$$\sigma_t = \frac{F}{A} = \frac{92848}{0,00014581} = 637 \text{ MPa}$$

A tensão de cisalhamento foi:

$$\sigma_t = \frac{A \cdot \sigma_t \cdot C_1 \cdot 2,54 \cdot r}{0,5 \cdot \pi \cdot r^4} = \frac{1,4581 \cdot 6484,64 \cdot 0,0817 \cdot 2,54 \cdot 0,681}{0,5 \cdot \pi \cdot 0,681} = 6484,64 \text{ Kgf / cm}^2$$

$$\sigma_t = 636 \text{ MPa}$$

Utilizando as tensões de tração e de cisalhamento verificou-se através do círculo de Mohr as tensões principais e a tensão de von Mises, esta por sua vez tinha que ser igual a tensão de ruptura do certificado de qualidade.

$\sigma_{vonMises} = 924 \text{ MPa}$  Para todos os ensaios foram realizados estes cálculos e os resultados estão nas tabelas seguintes.

Tabela 14 – Coeficientes de atrito experimentais A-193-B7.

Teste	Material	Tratamento Superficial	Diâmetro (in)	Torque (N.m)	Tensão V.Mises (MPa)	Tração no Parafuso (N)	Coef. de atrito ( $\mu$ )
1	A-193-B7	Fosfatizado	1/2	206	944	62730	0,175
2	A-193-B7	Fosfatizado	5/8	540	938	70704	0,341
4	A-193-B7	Fosfatizado	3/4	687	931	152210	0,163
6	A-193-B7	Fosfatizado	1	1964	1041	299510	0,181
3	A-193-B7	Galvanizado	5/8	540	938	70704	0,341
5	A-193-B7	Galvanizado	3/4	982	952	90835	0,431

Tabela 15 – Coeficientes de atrito experimentais A-325.

Teste	Material	Tratamento Superficial	Diâmetro (in)	Torque (N.m)	Tensão V.Mises (MPa)	Tração no Parafuso (N)	Coef. de atrito ( $\mu$ )
7	A-325	Fosfatizado	1/2	206	903	57938	0,191
9	A-325	Fosfatizado	5/8	432	924	92848	0,203
11	A-325	Fosfatizado	3/4	784	894	126745	0,229
13	A-325	Fosfatizado	1	1571	831	238626	0,182
8	A-325	Galvanizado	1/2	226	888	51064	0,242
10	A-325	Galvanizado	5/8	462	812	58891	0,361
12	A-325	Galvanizado	3/4	884	1046	154370	0,211
14	A-325	Galvanizado	1	2013	1046	301965	0,179

Tabela 16 – Coeficientes de atrito experimentais A-307-B.

Teste	Material	Tratamento Superficial	Diâmetro (in)	Torque (N.m)	Tensão V.Mises (MPa)	Tração no Parafuso (N)	Coef. de atrito ( $\mu$ )
15	A-307-B	Fosfatizado	1/2	137	680	47529	0,151
16	A-307-B	Fosfatizado	5/8	324	679	66776	0,212
17	A-307-B	Fosfatizado	3/4	540	646	96236	0,206

Os resultados obtidos foram considerados satisfatórios, pois em 17 testes apenas 4 testes apresentaram resultados fora do esperado que era de aproximadamente 0,2. Esses testes são 2, 3, 5, 10. Os resultados destes não convergem para o esperado devido algum erro experimental.

Para os ensaios com parafusos galvanizados, podemos observar um coeficiente de atrito maior que de parafusos fosfatizados.

Este resultado era esperado, porém os valores encontrados são muito elevados comparados à teoria. Possivelmente, houve algum erro experimental para que esses ensaios apresentassem valores tão elevados.

#### 4.6 Área média

Outra discussão que pode ser feita é com respeito a qual área utilizar no cálculo do torque, área da raiz ou área média. Em todas as bibliografias encontradas estão como sendo a área média o correto para se calcular o torque, é possível concluir isso apenas refletindo a respeito, pois a área sob ação das forças não é apenas a área da raiz e sim uma área média.

Nos cálculos esta afirmação se confirmou, pois quando utilizada a área de raiz na equação 24 os valores do coeficiente de atrito não convergiam para um valor esperado de aproximadamente 0,2. Por exemplo, considerando o ensaio 11, o valor do coeficiente de atrito

calculado utilizando área de raiz foi de 0,42, este valor é muito acima do teórico de aproximadamente 0,2 e também muito acima do calculado com a área média que foi de 0,23.

#### 4.7 Fotos dos parafusos ensaiados

Neste item estão algumas das fotos dos parafusos depois do ensaio. É importante ressaltar que o estudo da fratura não foi realizado e poderá ser em um futuro trabalho de mestrado.

Para apresentação das fotos foi escolhido o ensaio 15 e 16, como se pode ver nas figuras os parafusos se romperam muito próximo do ultimo filete em contato com a porca, isso se deve ao fato de que as tensões de torção agem por essa região.



Figura 17 – Parafuso ensaio 16.



Figura 18 – Parafuso ensaio 15.



Figura 19 – Superfície parafuso ensaio 15.

## 5. CONCLUSÕES

Observando os resultados dos torques de ruptura fica claro que as tensões combinadas no momento da montagem (Torção/Tração) devem ser sempre consideradas, pois neste instante estas tensões podem ultrapassar o escoamento do material e danificar o parafuso. Esta observação pode ser confirmada através da comparação com a norma de estruturas metálicas NBR-8800, onde os valores das protensões são muito elevados para serem aplicados pelo método de torqueamento, pois neste método as tensões de cisalhamento e tração se combinam e podem danificar o parafuso no momento da montagem.

Considerando os valores de protensões indicados pela NBR-8800, conclui-se que para atingir estes valores não podemos utilizar o método do torqueamento, devemos então utilizar um método conhecido como tensionamento, pois neste método só atua as tensões normais de tração.

Outra comparação com valores indicados por norma foi realizada, esta foi feita com a norma ASME-PCC, para esta norma os torques indicados não são muito elevados, são aproximadamente 50% do torque de ruptura experimental, portanto podem ser aplicados com segurança.

Foi observado através do cálculo dos coeficientes de atrito que a área efetiva sujeita a tensões em parafusos durante o torque de montagem deve ser sempre considerada como a área média, área esta que é indicada pela norma ASME.

Os resultados encontrados pelos cálculos experimentais dos coeficientes de atrito foram considerados satisfatórios, pois em 18 ensaios apenas quatro tiveram resultados acima do esperado, portanto a possibilidade analisada foi que nestes ensaios algum fator externo provocou maior atrito durante o torque de montagem.

Por ser um trabalho baseado em experimentos, muitos aprendizados foram conquistados relacionados às dificuldades em realizar ensaios experimentais, pois a todo instante foi necessário ser o mais fiel possível ao que é executado pelos operadores fabris.

Seguindo esta idéia de experimento, algumas dificuldades foram encontradas, são elas: medição do alongamento e a medição do ângulo de rotação da porca. Sendo assim estes parâmetros não foram analisados como o previsto e podem ser objeto de estudo em um próximo trabalho.

Para um próximo trabalho, pode-se aprimorar os métodos de ensaios com objetivo de obter resultados confiáveis de alongamento comparando assim com o calculado na teoria e também pode-se realizar uma análise da fratura ocorrida nos ensaios. Outra opção para

melhorar a análise é adquirir um instrumento de ultra-som que mede o alongamento e a tensão resultante no parafuso após o aperto.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT-NBR 8800, **Projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios**, Associação brasileira de normas técnicas, 2008.

ASME PCC-1, **Guidelines for pressure boundary bolted flange joint assembly**, The American Society of Mechanical Engineers, 2000.

BEER, Ferdinand P.; JOHNSTON, E. Russell. **Resistência dos Materiais**. 2. ed. São Paulo: Mcgraw-hill, 1989.

GARCIA, Dr. Roberto (Org.). **Como surgiu o parafuso**. Disponível em: <[www.revistadoparafuso.com.br](http://www.revistadoparafuso.com.br)>. Acesso em: 10 jun. 2012.

GARCIA, Dr. Roberto. **Conceitos gerais sobre Torque e Processos de Torque**. Disponível em: <[www.revistadoparafuso.com.br](http://www.revistadoparafuso.com.br)>. Acesso em: 20 set. 2012.

GEDORE. **Torquímetros e acessórios**. Disponível em: <[www.gedore.com.br](http://www.gedore.com.br)>. Acesso em: 16 set. 2012.

HIBBELER, R.C. **Resistência dos Materiais**, 3.º Ed., Editora Livros Técnicos e Científicos, 2000.

HYDRATIGHT. **Porque tensionamento?** Disponível em: <<http://www.hydratight.com/pt-br>>. Acesso em: 12 maio 2012.

HYTORC. **Manuais - Catálogos Ferramentas Tensionamento**. Disponível em: <<http://www.hytorc.com/brazil/manuals-charts-parts.htm>>. Acesso em: 21 maio 2012.

MELCONIAN,Sarkis. **Elementos de Máquina**. 8ª edição. São Paulo: Editora Érica, 2007.

METALAC. **Catálogo Metalac**. Sorocaba: Metalac, 2012. 52 p.

MONTEIRO, J.a.p. **Ligações utilizando parafusos de alta potência.** 1979. 104 f. Mestrado - Curso de Engenharia de Estruturas, Escola de Engenharia de São Carlos, São Carlos, 1979.

MUNIZ, José Maria. **Fenômenos tribológicos intrínsecos ao travamento de juntas de engenharia aparafusadas.** 2007. 17 f. Mestrado - Curso de Engenharia Automotiva, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada.** 2ª edição. São Paulo: Bookman, 2004.

OLIVEIRA, Nelson de Campos Gil de. **Roscas e Parafusos.** 2. ed. São Paulo: Grêmio Politécnico, 1980. 159 p.

PINTO, Eduardo. **Sistema inteligente para especificação do aperto ideal em operações de parafusamento.** 2005. 97 f. Mestrado (1) - Curso de Engenharia de Mecânica, Universidade de Taubaté, Taubaté, 2005.

SHIGLEY, Joseph E. , MISCHKLE, Charles R., BUDYNAS, Richard G. **Projeto de Engenharia Mecânica.** São Paulo: Bookman, 2005.

SKF. **Fornecedor de Tensionadores.** Disponível em: <[www.skf.com.br](http://www.skf.com.br)>. Acesso em: 12 maio 2012.