

JOSÉ MARIA MUNIZ

Fenômenos Tribológicos intrínsecos ao travamento de juntas de engenharia  
aparafusadas.

O rosqueamento na indústria automotiva: Sua utilização como recurso de união de juntas  
desmontáveis.

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo para a obtenção do título  
de Mestre em Engenharia.

Área de Concentração: Engenharia Automotiva

Orientador: Prof. Dr. Amilton Sinatora

São Paulo  
2007

OK/11

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais que, numa época muito difícil, me proporcionaram a possibilidade de cursar uma Faculdade de Engenharia.

### AGRADECIMENTOS

- Ao Professor Dr. Amilton Sinatora, pela sua constante atitude positivista diante das minhas necessidades e limitações durante a execução deste trabalho e pela orientação competente, sincera e interessada.
- Ao professores, coordenadores e funcionários do MPEA, pela dedicação e reconhecimento em todos os momentos que precisamos de vossa ajuda.
- A Dra. Cristina M. Farias, pela ajuda incansável para conseguir cada etapa.
- A Dra. Célia Santos, do IPT, pela ajuda na obtenção das amostras metalográficas no MEV.
- Ao pessoal do Laboratório de Fenômenos de Superfície da EPUSP, pela ajuda com preparação das metalografias.
- Ao Nelson, ao Márcio e demais colegas do laboratório da Scania pela ajuda nos detalhes de obtenção das amostras e ensaios.
- Aos inúmeros colegas de trabalho na Scania que, em todos os momentos, me incentivaram e colaboraram para eu conseguir atingir minhas metas.
- Aos amigos da “*Metalac SPS Indústria e Comércio Ltda.*” : Paulo Rogério, Cássio, Hilton, Marcos Leite. Além do pessoal do laboratório: Marcos e Waldir que muito me ajudaram na execução dos ensaios nos parafusos analisados.
- Aos colegas de curso: Flávio Liviero, Mauro Xavier, Eduardo Silveira, Rogério Gimenes, Gustavo Conrado, Márcia Figueiredo e Jairo, assim como todos os outros, pelo companheirismo e abnegação nas tarefas grupais do mestrado.
- À minha esposa Natália e aos meus filhos Ivo Gustavo e Ana Carolina pela compreensão e incentivo nessa empreitada.
- À minha mãe Luzia que, mesmo de longe, sempre demonstrou um grande interesse na minha atividade.
- Aos meus irmãos: Pávio e Sebastião, irmãs: Áurea e Zélia, bem como meus parentes e amigos pelo incentivo constante ao longo desses dois anos de curso.
- A Deus pela saúde, que tem me permitido continuar.

## EPÍGRAFE

“Em produção seriada não existe missão cumprida nem final feliz... O preço da tranquilidade é a eterna vigilância”

Anônimo (parafrazeando Thomas Jefferson) em conversa durante o trabalho.

## RESUMO

Na rotina de uma montadora de veículos, as operações de rosqueamento são as mais frequentes. Montagens, fixações e vedações utilizam o rosqueamento como recurso insubstituível de projeto. Os fenômenos envolvidos nessas operações, no entanto, não são completamente entendidos pelos profissionais envolvidos. Isto se pode notar quando se lida com as tarefas relacionadas com a qualidade dos produtos e dos processos. As interrupções na seqüência das linhas de montagem, devido à quebra de parafusos ou rejeições de operações por máquinas automatizadas, nem sempre são entendidas pelos operadores pois envolvem fenômenos subjetivamente ocultos nos parâmetros operacionais e nas propriedades dos elementos de fixação e dos componentes. Ao apertar-se um parafuso ou uma conexão de um tubo, usa-se uma energia que é dividida em perdas por atrito e força de aperto de uma determinada junta. O aperto pode ser insuficiente ou excessivo, dependendo do estado tribológico das superfícies. As conseqüências podem ser drásticas se o desvio for passado ao produto e descoberto pelo usuário final. As falhas de campo são sempre mais graves e importantes do que aquelas descobertas dentro da empresa. É mais importante ainda evitá-las, especificando-se e controlando-se bem os parâmetros controladores do atrito nas superfícies responsáveis pela obtenção da força de montagem. A demonstração de que o torque aplicado no rosqueamento não tem relação direta com a força de montagem e que o controle dos elementos lubrificantes proporcionará um resultado eficiente na junção desmontável, projetada para uma certa função no veículo, é o objetivo do presente estudo. Os esclarecimentos para os profissionais, diretamente envolvidos com os problemas na linha de montagem virão, quando as informações sobre as condições dos coeficientes de atrito nos elementos de fixação estiverem corretamente especificadas e prontamente obtidas nos processos de produção dos fornecedores. O estudo ficou limitado à forma mais freqüentemente utilizada de controle do coeficiente de atrito que é o uso de fosfato com um banho em óleo lubrificante. Não foi feita nenhuma análise referente à variação das propriedades dos diversos tipos de óleos lubrificantes existentes no mercado. Mesmo o óleo usado nos testes não foi descrito. O escopo do estudo ficou concentrado na demonstração de que o coeficiente de atrito só pode ser medido através de uma interpretação estatística com o uso de uma máquina de testes, assessorada por um programa de computador que calcula os parâmetros estatísticos. Complementando o estudo, uma análise das peças

ensaiadas no microscópio eletrônico de varredura (MEV), foi realizada para demonstrar a situação metalográfica das peças ensaiadas até as proximidades do limite de escoamento. O estudo pretende ser útil àqueles profissionais que necessitam entender porque acontecem as falhas dos elementos de fixação. Os benefícios para a empresa não serão de lucros imediatos, mas poderá ser dimensionado na contabilidade da diminuição das interrupções de produção e na diminuição dos problemas de campo.

Palavras-chave: Produção. Parafuso. Tribologia. Coeficiente de atrito. Fosfato. Juntas aparafusadas. Aparafusamento. Controle estatístico.

## ABSTRACT

In the routine of a Vehicles Assembler Company, bolts and nipples threading are the most frequent operations. An assembly, fixations and tube sealings uses threading as a irreplaceable project resource. The phenomena involved in those operations, however, it is not completely understood by the involved professionals. This can be notice when participate in the tasks related with the quality of products and processes. The interruptions in the sequence of the assembly lines, due to the break of screws or rejections of operations for automated machines, not always are understood by the operators, because they involve subjective phenomena occult inside the operational parameters and inside the properties of the fixation elements. When a screw or a tube connection is pressed, used energy is divided in losses by attrition and tightening of the bolted joint. The squeeze can be insufficient or excessive, depending on the tribologic state of the surfaces. The consequences can be drastic if the deviation is passed to the product and discovered for the final user. The field quality flaws are always more serious and important than those discovered inside of the company. It is more important still to avoid them, specifying and controlling the parameters of the attrition at surfaces responsible for the obtaining of the assembly force. The demonstration that the torque applied in the threading doesn't have any direct relationship with the assembly force obtaining, and the control of the lubricating elements is the best way to provide an efficient result in a dismountable junction, projected for a certain function in the vehicle, is the objective of the present study. The explanations for the professionals, directly involved with the problems in the assembly lines, will come when the information about the guiding conditions of the attrition coefficients in the fixation elements were correctly specified and quickly obtained in the processes of production of the suppliers. The study is limited to the more often used form of control for the attrition coefficient that is the use of phosphate with a bath in lubricating oil. It was not made any analysis regarding the variation of the properties of the several types of existent lubricating oils in the market. Even the oil used in the tests was not described. The target of the study was concentrated in the demonstration that the attrition coefficient can only be measured through a statistical interpretation with the use of a test machine, advised by a computer program that calculates the statistical parameters, indicators of the situation of the applied phosphate or similar lubricant. Complementing the study, an analysis of the pieces checked

in the Scanning Electronic Microscope (SEM), was accomplished to demonstrate the metallographic status of the pieces tested to the threshold of the rupture limit. The study intends to be useful to those professionals that need to understand why the fixation elements flaws, as well as, which parameters to control to always obtain a delivery with regular quality from suppliers. The benefits for the company won't be of immediate profits, but it can be taken in the accounting of the decrease of the production interruptions and in the decrease of the field problems, as well.

Keywords: Production. Screw. Tribology. Attrition coefficient. Phosphate. Bolted joints. Threading. Statistical Control.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Biela de motor Diesel montada com parafusos M12 - ISO898, classe 10.9.....	14
Figura 1.2 - Parafusos usados na fixação de tubos por abraçadeiras em um motor Diesel.....	15
Figura 1.3 - Conexões de tubos de ar-comprimido rosqueadas em um motor Diesel.....	15
Figura 1.4 - Parafuso mostrando as superfícies que entram em contato com outras superfícies.....	16
Figura 2.1 - Tipos de rosqueamentos mais freqüentemente usados em junções de engenharia.....	19
Figura 2.2 - Rosca trapezoidal usada na produção de movimento através do rosqueamento.....	20
Figura 2.3 - Rosca triangular usada no travamento de junções. Altura da rosca <b>H</b> e passo <b>P</b> .....	21
Figura 2.4 - Diagrama de forças em um sistema helicoidal com atrito em suas roscas.....	22
Figura 2.5 - Diagrama de forças em um sistema helicoidal com atrito em suas roscas.....	23
Figura 2.6 - Diagrama de forças ilustrando o perpendicularismo entre o torque e a força de montagem...	25
Figura 2.7 - Variação linear da força de montagem em relação ao torque aplicado.....	29
Figura 2.8 - Localização dos coeficientes de atrito no corpo e na cabeça do parafuso.....	31
Figura 3.1 - Micrografia mostrando o contato entre biela e parafuso.....	32
Figura 3.2 - Cobertura de fosfato no parafuso.....	35
Figura 3.3 - Análise química por energia dispersiva (EDS).....	35
Figura 3.4 - Corte no conjunto montado da biela.....	36
Figura 3.5 - Máquina de ensaio para a determinação da relação Torque / Tensão em parafusos.....	37
Figura 3.6 - Gráfico de Força de montagem e Torque total aplicado.....	39
Figura 3.7 - Análise estatística dos dados mostrando a dispersão de resultados.....	42

Figura 3.8 - Gráficos de Força e Torque por Ângulo de giro 1° aperto.....	43
Figura 3.9 - Gráficos de Força e Torque por Ângulo de giro 2° aperto.....	44
Figura 3.10 - Micrografia mostrando o aço do parafuso .....	45
Figura 3.11 - Micrografia mostrando o aspecto do fosfato.....	46
Figura 3.12 - Micrografia da camada de fosfato mostrando defeito de adesão.....	47
Figura 3.13 - Micrografia mostrando o aspecto da camada de fosfato de zinco.....	48
Figura 3.14 - Micrografia da região dos filetes de rosca do parafuso.....	49
Figura 3.15 - Micrografia da trinca no fundo do filete da rosca.....	50
Figura 3.16 - Micrografia da camada de fosfato na região tracionada pelo ensaio.....	51
Figura 3.17 - Micrografia da região de contato do parafuso com a biela.....	52
Figura 3.18 - Micrografia mostrando as regiões das cabeças de dois parafusos.....	53
Figura 3.19 - Micrografia mostrando a região da biela com uma incrustação.....	54
Figura 3.20 - Aspecto mais detalhado da incrustação encontrada na biela.....	55
Figura 3.21 - Análise química (EDS) da incrustação na biela.....	56
Figura 3.21 - Análise química (EDS) da incrustação na biela.....	57
Figura 3.23 - Micrografia da região da rosca da biela, mostrando resíduos no fundo.....	58

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3-1 - Tabela de propriedades físico-mecânicas para parafusos. Norma ISO898-1.....	33
Tabela 3-2 - Tabela de composição química para parafusos. Norma ISO898-1 .....	34
Tabela 3.3 - Resultados dos ensaios de 25 parafusos e os respectivos cálculos estatísticos.....	38
Tabela 3.4 - Resultados dos ensaios de 5 parafusos e os respectivos cálculos estatísticos. 1º aperto.....	41
Tabela 3.5 - Resultados dos ensaios de 5 parafusos e os respectivos cálculos estatísticos. 2º aperto.....	42

## LISTAS DE ABREVIATURAS E SIGLAS

MEV	Microscópio Eletrônico de Varredura
M12	Parafuso com diâmetro nominal igual a 12mm, conforme norma ISO898-1
ISO898-1	Norma internacional especificação do material de parafusos.
ACME	Tipo de rosca usada para produzir movimento (J. S. Murphy - 1957)
UN e UNF	Tipos padronizados de roscas de parafusos de montagem.

## SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	14
	1.1 - Objetivos.....	18
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	19
	2.1 - O sistema de forças que age no rosqueamento.....	19
	2.2 - O coeficiente de atrito.....	26
	2.3 - A lubrificação.....	28
	2.3.1 - A cobertura de fosfato.....	28
	2.4 - O controle do coeficiente de atrito.....	29
3.	METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....	32
	3.1 - Materiais.....	32
	3.1.1 - O parafuso.....	32
	3.1.2 - O material da biela.....	36
	3.2 - Métodos.....	37
	3.2.1 - Ensaio de verificação do coeficiente de atrito.....	37
	3.2.2 - Ensaio de verificação da resistência do parafuso.....	41
	3.3 - Análise das amostras dos parafusos ensaiados no Microscópio (MEV)	45
4.	CONCLUSÕES.....	59
5.	ANEXOS.....	61
6.	BIBLIOGRAFIA.....	65

## 1 - INTRODUÇÃO:

A mais comum e freqüente operação executada numa montadora da indústria automotiva é a assentamento de componentes por rosqueamento. Este é um recurso utilizado para montagem, fixação ou vedação.

O sistema composto de duas partes deslizando em sentidos relativos opostos, girando ao longo de um eixo comum sobre superfícies helicoidais e promovendo o surgimento de uma força axial longitudinal, é uma solução de projeto responsável por quase todos os sistemas que requerem uma posterior desmontagem. Obviamente, em casos que há a necessidade de uma fixação definitiva os recursos mais freqüentes podem ser: soldagem, dobramento, rebitagem ou colagem.

Referimo-nos a essas soluções de projeto da seguinte forma:

- a) **MONTAGEM:** O rosqueamento de parafusos compreende uma interferência participativa no conjunto estrutural do componente. Sistema usado na montagem de Bielas (Figura 1), cabeçotes, mancais de virabrequins, tampas, cárteres e agregados em geral, como bombas de óleo ou água. etc.



Figura 1.1 - Biela de motor Diesel montada com parafusos M12 - ISO898, classe 10.9.

- b) **FIXAÇÃO:** O rosqueamento é usado no fechamento de presilhas, abraçadeiras, suportes, fixação de tubos que transportam os diversos fluídos dos veículos, além de

chapas, forrações, estofamentos, etc. Tudo feito com o uso de parafusos de diversos formatos e concepções de projeto (Figura 2). A função básica é simplesmente segurar o componente em uma determinada posição evitando a sua interferência com outros.



Figura 1.2 - Parafusos usados na fixação de tubos por abraçadeiras em um motor Diesel.

c)- VEDAÇÃO: O rosqueamento promove o contato entre partes em que a união de suas superfícies é responsável pelo impedimento de passagem de algum fluido. As tampas dos diversos reservatórios presentes nos veículos e as conexões de tubos (Figura 3) são exemplos dessa aplicação.

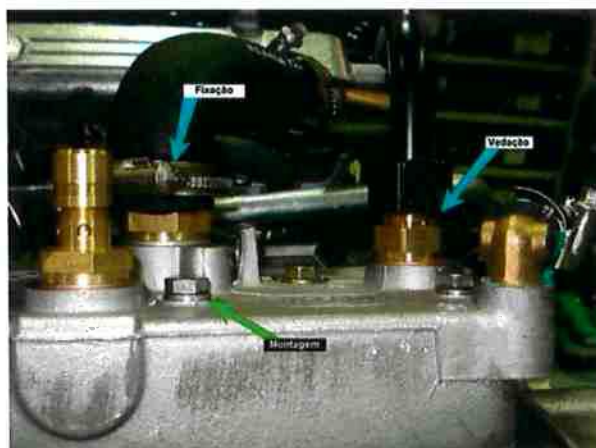


Figura 1.3 - Conexões de tubos de ar-comprimado rosqueadas em um motor Diesel. Há também exemplos de fixação e montagem nesta figura.

As montagens representam a parte mais importante desse recurso pois participam da estrutura dos componentes e formam seu ponto mais crítico. Ou seja, o mais sujeito às falhas estruturais como quebra, ruptura por fadiga ou relaxamento da junta. Por isso, nossa atenção neste texto estará voltada para essa aplicação.

Quando um parafuso é usado, nas superfícies helicoidais e na região sob a sua cabeça, (Figura 4), ocorrem os fenômenos tribológicos relevantes tais como, fricção, transferência de matéria e lubrificação que serão considerados nesse documento.



Figura 1.4 - Parafuso mostrando as superfícies que entram em contato com outras superfícies durante o rosqueamento e a direção da força de montagem. Mostrando também as linhas de concentração de tensões cuja descrição não foi divulgada pelos responsáveis pela página na Internet da qual a Figura foi obtida.

No projeto de uma junta de engenharia, o que mais interessa é a força de união proporcionada pelo aparafusamento.

Um rosqueamento, apesar de sua versatilidade de projeto, contem uma certa precariedade na sua aplicação. A Força Axial (ou Força Tensora, como é referida pelo pessoal relacionado com a fabricação de elementos de fixação) não pode ser medida diretamente durante um processo rotineiro de produção. Por isso ela é sempre estimada na produção em série pois não há como instalar os “strain gauges” para coletar informações em cada operação de montagem.

Durante uma montagem podemos medir apenas o torque e o ângulo aplicados pela ferramenta de aperto. Este parâmetro, porém é insuficiente para garantir a informação sobre a desejada eficiência de uma junta desmontável.



Existe um fenômeno chamado pelos fabricantes de parafusos de “Dispersão de Força Tensora”. Tal fenômeno é representado pela parcela da energia aplicada ao parafuso durante o torqueamento que não participa do surgimento da força de montagem (Tensora ou Axial), pois se perde nas deformações impostas aos materiais da junta. Ou seja, é a energia dispersada através do atrito e das deformações entre as superfícies. Ela é função da rugosidade, do acabamento (proteção) superficial, do modo de aplicação do aperto, da folga entre as roscas e da excentricidade entre as partes. Outras influências como perda de pré-carga no torque por assentamento das rugosidades não serão consideradas aqui, pois partiremos do pressuposto que o acabamento superficial das juntas estudadas não seja tão áspero a ponto de causar este fenômeno. O coeficiente de atrito é, então, o principal fator de absorção desta parcela de energia. Seu estudo e avaliação prática na rotina de produção, serão nossos objetivos de estudo.

#### 1.1 - Objetivos:

Pretende-se demonstrar que há incerteza na obtenção da pré-carga (força de montagem) devido à variação dos parâmetros de fabricação e montagem dos elementos de uma junta aparafusada. Esta incerteza é notada nos problemas que afetam a rotina da produção da linha de montagem como ruptura dos elementos de fixação no ato da montagem, ou pior, na falha da junta aparafusada durante o trabalho do veículo no campo.

A variação nos parâmetros de fabricação e montagem das partes da junta aparafusada é muito grande, pois são inúmeras as variáveis envolvidas: Rugosidade, proteção superficial, lubrificante, método de aplicação do torque, projeto mal dimensionado, operação indevida, calibração de ferramentas, etc. Qualquer uma dessas variáveis afeta o desempenho da junta. Este estudo aborda a parte relativa ao controle do coeficiente de atrito nos parafusos estruturais dos mancais de biela ligados aos virabrequins em motores Diesel para caminhões pesados.

Desde que o coeficiente de atrito não é uma propriedade intrínseca do material. (*Wikipédia, Disponível em: [http://pt.wikipedia.org/wiki/Coefficiente\\_de\\_atrito](http://pt.wikipedia.org/wiki/Coefficiente_de_atrito), Acesso em: 23 dezembro 2006*)  
Demonstra-se que, somente através de medições efetuadas sob certas condições, regidas por normas industriais estabelecidas, pode-se estimar a pré-disposição de um determinado

lote de parafusos em se comportar de maneira adequada quando aplicado em juntas de engenharia conhecidas. Ou seja, todos os parâmetros têm de ser previamente avaliados em relação às condições padronizadas, para poderem ser aceitos como corretos para utilização em projetos consagrados.

A ignorância dessa regra. Isto é, o uso sem critério de um elemento sem controle estabelecido ou inadequado causa prejuízos imprevisíveis ao produto.

## 2 -Revisão Bibliográfica:

### 2.1 - O sistema de forças que agem no rosqueamento:

A montagem de partes por rosqueamento, como recurso de engenharia, consiste em dois subsistemas complementares que funcionam em conjunto, com a função de proporcionar o surgimento de uma força de montagem na direção axial ao giro desse rosqueamento. Existem diversas formas de se conceber uma junção por rosqueamento. As mais frequentemente usadas são mostradas na figura 5 (Adaptado de: J. S. Murphy - 1957). As variações são escolhidas de acordo com a conveniência ao projeto:

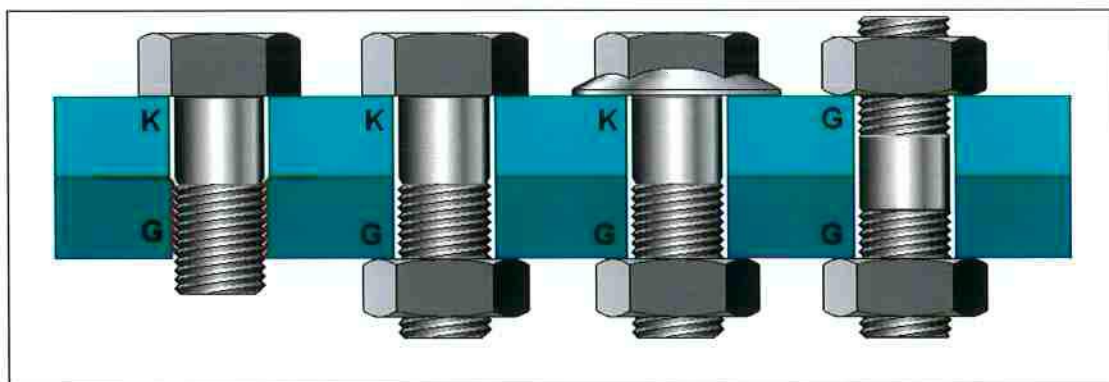


Figura 2.1 - Tipos de rosqueamentos mais frequentemente usados em junções de engenharia. Subsistemas de modos de contato no rosqueamento:K (cabeça) e G (rosca)

Em todas as situações vistas as juntas são compostas por dois sistemas, aos quais denominaremos: Subsistema “K” e subsistema “G”. (Norma DIN 946)

- O subsistema “G” é composto de superfícies helicoidais concêntricas, dispostas em um formato cilíndrico em contato mútuo. É a rosca no “corpo” do parafuso.
- O subsistema “K” é composto de superfícies circulares, concêntricas mas não paralelas ao eixo de giro. É a “cabeça” do parafuso.

A operação de rosqueamento consiste em fazer girar o parafuso ou a porca de forma a causar o deslocamento entre as suas superfícies helicoidais em sentido oposto mutuamente e assim forçar o componente na direção do outro subsistema complementar. Isso faz surgir uma força axial devido à resistência imposta pelos componentes de tal subsistema. Esta

força será maior à medida que for aumentada a ação sobre as superfícies helicoidais. Os dois subsistemas funcionarão em conjunto de forma a usar esta força resultante como recurso de montagem, fixação ou vedação nas juntas de engenharia. Em todos os casos de aplicação o objetivo será conseguido quando essa força for suficiente para gerar um travamento das partes em uma posição conveniente para garantir a funcionalidade da junta.

O sistema helicoidal referido não é usado unicamente nas juntas de fixação. Ele é também, usado para produzir movimento. Neste caso a diferença é que o sistema não caminha para um travamento e a força axial que surge com a aplicação do torque tangencial, não é usada para gerar o aperto entre duas partes, mas sim para gerar movimento. Usa-se então, nas roscas, um perfil trapezoidal (Figura 6).

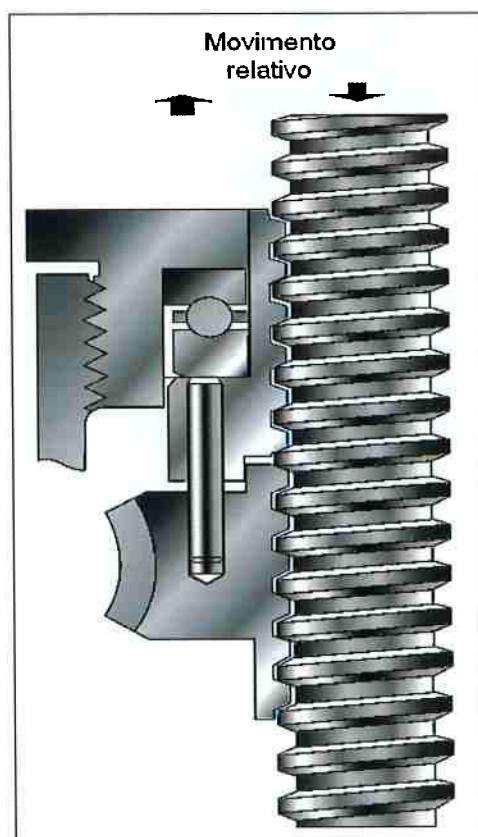


Figura 2.2 - Rosca trapezoidal usada na produção de movimento através do rosqueamento.

Este tipo de rosca é também conhecido como roscas ACME (J. S. Murphy - 1957). Sua principal característica é transformar o movimento giratório em um movimento retilíneo em máquinas, portões e outras aplicações.

O perfil triangular é característico das roscas destinadas à união fixa de partes (Figura 7). Tal perfil é normalizado internacionalmente quanto a sua forma, no que se refere às suas medidas e proporções, de modo a permitir o intercâmbio de peças fabricadas em locais diferentes, assim como, permitir a simplificação de sua aplicação nos projetos. Por isso, a figura 07 se refere a elas como: UF e UNF - (Unified e Unified Fine, threads). (Disponível em: <http://www.efunda.com> , consultado em agosto de 2006)

Existem mundialmente inúmeras normas que têm a intenção de padronizar os tipos de rosca para promover a sua intercambiabilidade. Por exemplo: ANSI - B1, ISO 4759-1, ABNT PB-14(NBR 6414), DIN 13 Part 19, etc.

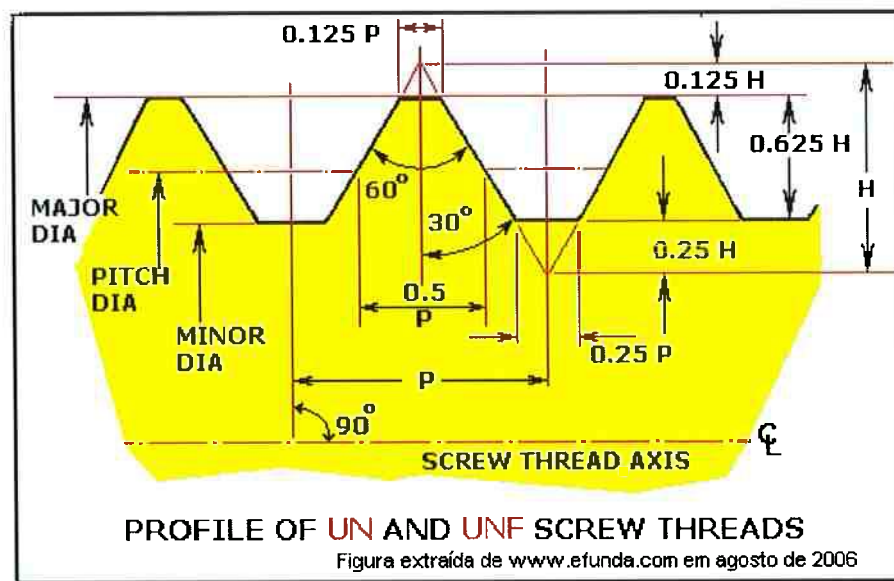


Figura 2.3 - Rosca triangular usada no travamento de junções. Altura da rosca  $H$  e passo  $P$ .

O sistema de rosca trapezoidal, por sua simplicidade, foi escolhido por (Peter J. Blau – 1995) para a descrição do sistema de forças que opera durante um rosqueamento. Uma análise mais simples pode ser feita sobre tal sistema (Figura 6).

Considere a rosca como um plano inclinado enrolado em torno de um cilindro. De forma que a cada  $360^\circ$  de rotação, a porca avança uma distância  $h$ . Se o raio principal do centro do cilindro até a rosca for  $r$ , então o comprimento da inclinação de cada  $360^\circ$  de rotação está relacionado com o avanço  $h$  pela tangente do ângulo  $\theta$ .

$$\tan \theta = (h / 2\pi r) \quad (\text{Equação - 1})$$

Assim  $h$  é chamado de *Passo* da rosca. O ângulo  $\theta$  é chamado de ângulo de passo das roscas.

A força horizontal  $F_h$  atuando numa distância  $r$  é o momento  $M$ , conseqüente do torque aplicado no parafuso:

$$M = F_h r \quad (\text{Equação - 2})$$

As Figuras 8 e 9 mostram as forças que atuam em um parafuso com rosca trapezoidal, durante a ação de rosqueamento contra e a favor da força de gravidade.

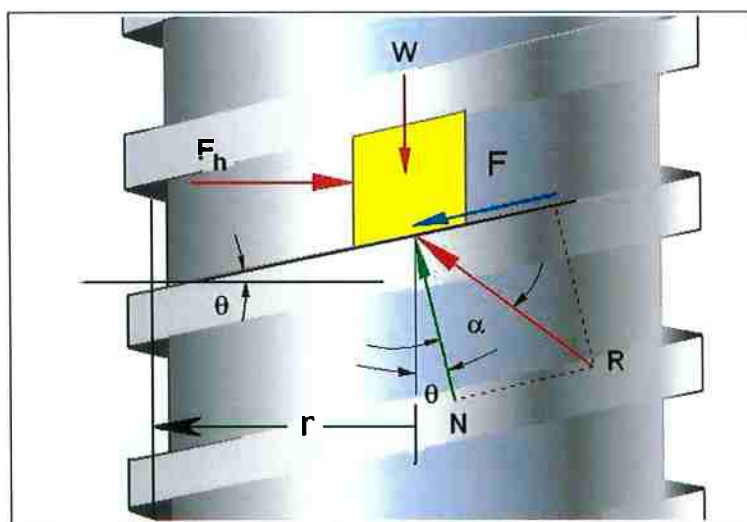


Figura 2.4 - Diagrama de forças em um sistema helicoidal com atrito em suas roscas. Atuando quando um torque é aplicado ao sistema para **e**levar uma carga.

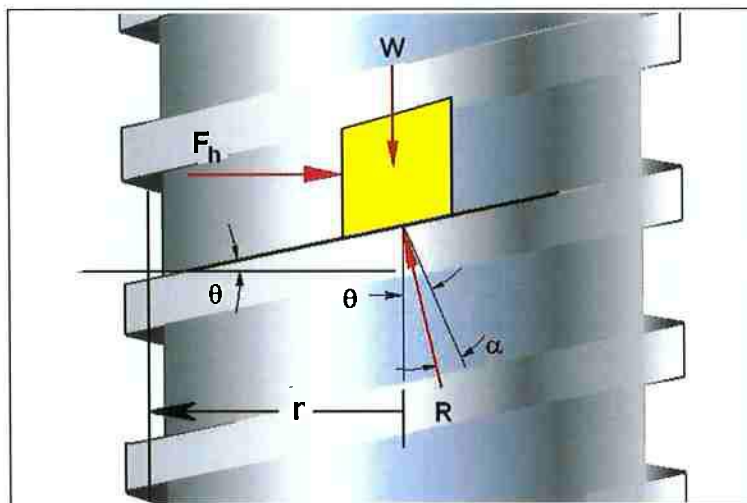


Figura 2.5 - Diagrama de forças em um sistema helicoidal com atrito em suas roscas. Atuando quando um torque é aplicado ao sistema para **baixar** uma carga. (Adaptado de Peter J. Blau - 1995)

Onde:  $F_h$  = Força horizontal aplicada à uma distância  $r$  (raio) do centro do parafuso.

$W$  = É o peso agindo perpendicular ao eixo do parafuso.

$F$  = É a força de atrito que se opõe ao movimento da porca de acionamento.

$R$  = É a força resultante composta pelas forças que agem na direção normal ( $N$ ) e ao longo da superfície de contato da rosca ( $F$ ), no plano inclinado.

$\theta$  = É o ângulo de inclinação do “plano” considerado. Ou seja, o ângulo de passo da rosca.

$\alpha$  = É o ângulo que a resultante ( $R$ ) faz com a componente normal à superfície de contato.

Para efetuar uma força ao longo do eixo do fuso vertical, isto é, para elevar ou baixar uma carga ( $W$ ) assumimos que as forças contrárias ao peso e ao torque estão distribuídas ao longo da superfície inclinada da rosca da porca.

Neste sistema  $F_h$  é perpendicular ao eixo do fuso e  $W$  é paralela a ele. A resultante  $R$  opõe-se ao movimento do fuso pois é composta pela força de atrito  $F$  e pela componente normal  $N$  à superfície inclinada da rosca.

Num momento de movimento iminente, o balanço das forças nas direções vertical e horizontal, pode ser escrito da seguinte forma:

$$\text{Horizontal:} \quad F_h = R \operatorname{sen} (\theta + \alpha) \quad (\text{Equação - 3})$$

$$\text{Vertical:} \quad W = R \operatorname{cos} (\theta + \alpha) \quad (\text{Equação - 4})$$

Das equações 2, 3 e 4 obtemos:

$$M = W r \tan (\theta + \alpha) \quad (\text{Equação - 5})$$

Que representa o movimento do fuso para cima. Enquanto que a equação:

$$M = W r \tan (\theta - \alpha) \quad (\text{Equação - 6})$$

representa o movimento do fuso para baixo, quando o fuso reverte a sua rotação e o ângulo  $\alpha$  fica no outro lado da normal.

Extrapolando este estudo para as roscas com formato de “V” (Peter J. Blau - 19xx) podemos considerar os momentos como os torques necessários para apertar ou desapertar as porcas que estejam sob influência de uma força axial  $A$ .

Ou seja: Para apertar uma porca:

$$M = A r [\tan (\delta' + \theta) + 1,5 \mu_{ns}] \quad (\text{Equação - 7})$$

Para desapertar uma porca:

$$M = A r [\tan (\delta' - \theta) + 1,5 \mu_{ns}] \quad (\text{Equação - 8})$$

Onde  $\mu_{ns}$  é o coeficiente de atrito entre a porca e o parafuso,  $\theta$  é o ângulo do passo,  $r$  é o raio nominal das roscas. e  $\delta'$  é definido em termos de  $\delta$ , o ângulo entre o plano tangente à face da rosca e o plano horizontal perpendicular ao eixo do parafuso. Ou seja:



$$\delta' = \tan^{-1} (\mu_{ns} \sec \delta) \quad (\text{Equação - 9})$$

A informação mais relevante que obtemos dessa exposição é que o torque aplicado será sempre perpendicular à força de montagem, enquanto os coeficientes de atrito representam o elo de ligação entre eles.

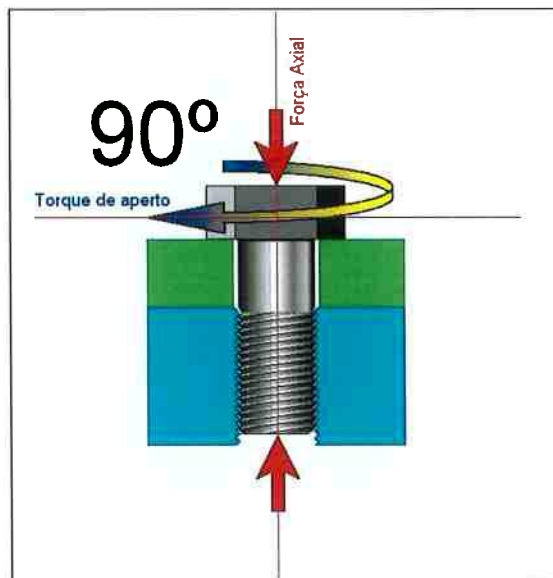


Figura 2.6 - Diagrama de forças ilustrando o perpendicularismo entre o torque e a força de montagem.

## 2.2 - O coeficiente de atrito:

O coeficiente de atrito é definido como: “A relação entre a força que oferece resistência ao movimento tangencial entre dois corpos e à força normal pressionando estes corpos.” (Peter J. Blau - 1995, p.18).

$$\mu = F / N \quad (\text{Equação -10})$$

Onde  $\mu$  é o coeficiente de atrito, F a força tangencial e N a força normal. O coeficiente de atrito é uma grandeza adimensional. Sua interpretação é feita de duas maneiras: Coeficiente de atrito Dinâmico e Estático.

- Dinâmico, quando a força tangencial for medida durante o movimento entre as partes em contato.
- Estático quando esta força for a força necessária para tirar do repouso, um dos corpos em contato.

Mais adiante será visto que o coeficiente de atrito relevante em nossas discussões, é o coeficiente de atrito dinâmico. Pois ele é que aparece, numericamente, nos cálculos de confiabilidade das juntas aparafusadas. Porém, o travamento final da junta é feito pelo coeficiente de atrito estático. Este é o responsável pelo torque final de desaperto da junta.

Hutchings (1992, p.1) define Tribologia como: “*A ciência e a tecnologia da interação entre superfícies em movimento relativo*”. E abrange o estudo do Atrito, do Desgaste abrasivo e da Lubrificação. A palavra Tribologia vem do Grego: τριβοζ = Esfregar ou atritar. Foi usada pela primeira vez pelo comitê governamental Inglês.

Para aplicarmos o conceito de Tribologia no estudo das juntas fixadas por rosqueamento algumas considerações devem ser observadas.

- não existe um desgaste abrasivo constante das superfícies, visto que o movimento não é constante e na maior parte do tempo, as superfícies ficarão em repouso relativo.

- No rosqueamento, o movimento relativo entre as superfícies, é apenas inicial e a deformação devido ao contato se dá por pressão e não por desgaste como ocorre na maioria dos casos estudados pelos diversos autores que escrevem sobre Tribologia.
- O desgaste sempre ocorre quando a lubrificação ou proteção superficial for deficiente. Surgem, então, os fenômenos conhecidos por *galling*, *scuffing* ou *scoring*. Que são, na verdade, fenômenos de “soldagem” a frio causada pela alta pressão resultante do rosqueamento no qual as superfícies em contato não foram suficientemente separadas por algum elemento lubrificante ou pelos elementos presentes no tratamento superficial dos componentes das juntas rosqueadas.

(Hutchings - 1992) Altas forças de adesão são notadas entre superfícies de materiais metálicos sujeitos a pressões e mútuo movimento relativo, quando entre eles não há outros elementos. Ou seja, pode-se esperar um alto coeficiente de atrito entre materiais metálicos sem algum elemento, sólido ou líquido que favoreça o deslizamento entre eles. As superfícies dos materiais metálicos limpos, no vácuo, apresentam um alto coeficiente de atrito entre si.

Em uma junção técnica de engenharia, deseja-se, preferencialmente, juntar-se, com relativa firmeza, as partes sem que tais partes sejam danificadas, podendo ser separadas e rejuntadas diversas vezes. Quando se usa um rosqueamento, todos os parâmetros envolvidos devem ser controlados para proporcionar tal repetibilidade com a força necessária ao propósito. Os parâmetros como: o tipo de acabamento superficial, o tipo de lubrificante, a rugosidade, etc. devem ser controlados pois são estes os relacionados com a separação entre as superfícies são estes que têm influência natural sobre o coeficiente de atrito.

### 2.3 - A Lubrificação.

A lubrificação é usada para reduzir o atrito e o desgaste entre duas superfícies sólidas em movimento relativo. Em alguns casos para controlar, sob razoáveis limites, a temperatura gerada pelo atrito. Bhushan e Gupta et al, (1997).

No caso da aplicação da lubrificação no rosqueamento, o uso vai se restringir em diminuir o atrito dinâmico durante a aplicação do torque, até o ponto onde a força axial gerada seja a força de montagem desejada. Se esta redução for excessiva poderá haver ruptura de algum elemento da junta. Se for insuficiente a força de montagem não será conseguida.

A lubrificação pode ser líquida ou sólida. Apesar da importância do óleo lubrificante no controle do coeficiente de atrito nas superfícies de contato dos parafusos, não abordaremos a análise dos óleos lubrificantes neste estudo. A análise dos lubrificantes sólidos ficará restrita ao fosfato encontrado nas peças testadas em laboratório.

#### 2.3.1 - A cobertura de fosfato.

A fosfatização de aço, ferro, ou alumínio, etc., consiste em um tratamento do metal, mergulhado em uma solução diluída de ácido fosfórico e outros produtos químicos (aceleradores) de maneira a se formar sobre este, uma camada, densa, contínua, não-metálica, insolúvel de fosfato cristalino ou amorfo. Os mais comuns são os fosfatos de Mn, Fe e Zn.

As aplicações mais frequentes da proteção por fosfato são (1) proteção fraca temporária à corrosão (2) base preparatória para pintura (3) base de preparação para trabalho a frio (4) lubrificante promotor de resistência ao desgaste, ao *Galling*, ao *Scoring* de peças sujeitas a contato em movimento, com ou sem óleo. (Bhushan e Gupta, 1997). A função básica do fosfato no parafuso é reter o óleo e funcionar como um lubrificante sólido controlador do coeficiente de atrito.

## 2.4 - O controle do coeficiente de atrito:

Na engenharia, sempre que estamos às voltas com o desconhecido ou imprevisível, buscamos uma forma de monitoramento dos parâmetros controláveis para proporcionar resultados próximos dos desejados. A ferramenta mais eficiente em certas circunstâncias, é a Estatística.

Brockett e Levine (1984) consideram a divisão da estatística em duas matérias: A Estatística Descritiva e a Estatística Preditiva. A descritiva é aquela que apenas expõe os dados de forma numérica e / ou gráfica. A preditiva é aquela que tenta definir as características principais de uma determinada população através do estudo e processamentos de dados de uma amostra caracterizada deste grupo.

Para controle do coeficiente de atrito de um determinado lote de parafusos a ser usado na montagem de componentes, temos que testar uma amostra do lote produzido para buscar uma previsão do seu comportamento na produção. A ferramenta usada é a estatística preditiva. Conhecendo a média, o desvio padrão e o intervalo de confiança da amostragem, podemos prever, com uma pequena margem de erro, qual será o comportamento do lote na produção. A figura 11 mostra um gráfico compilado através de dados obtidos em ensaios numa máquina de determinação de torque e tensão.

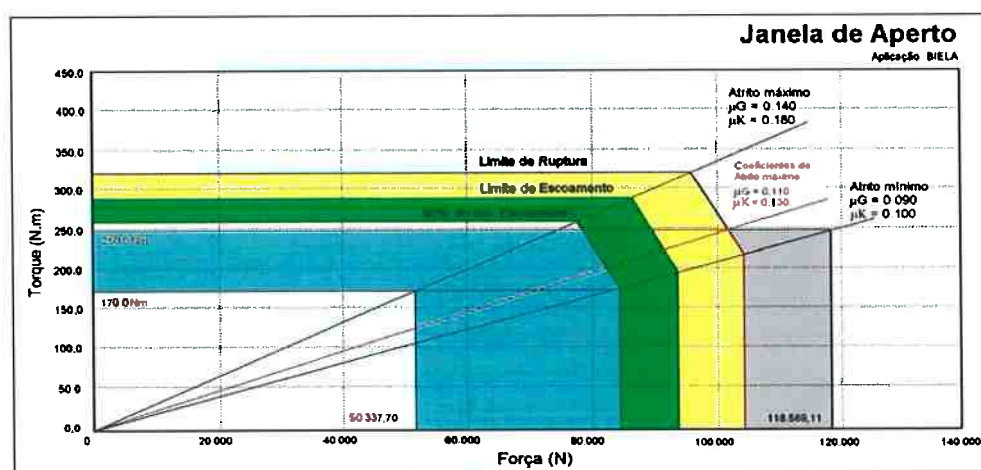


Figura 2.7 - Variação linear da força de montagem em relação ao torque aplicado, variando conforme o coeficiente de atrito.

Neste gráfico, o coeficiente de atrito é representado por retas cujos coeficientes angulares representam o seu valor.

O coeficiente de atrito, como já foi visto, está separado em duas partes:  $\mu_K$  representa o coeficiente de atrito na cabeça do parafuso e  $\mu_G$  representa o coeficiente de atrito na sua rosca. (Norma DIN 946)

Um problema no controle do coeficiente de atrito de um parafuso, é que, por definição, o coeficiente de atrito é um parâmetro obtido pela interação de duas superfícies. Ou seja, não é uma propriedade de um determinado material. Por isso, os resultados de uma avaliação em uma peça de um único tipo, não são suficientes para determinar seu comportamento quando interagindo com outras. Para contornar essa dificuldade a avaliação do coeficiente de atrito na máquina DTT segue as recomendações da norma DIN 946 (anexo A). Assim sendo, todas as condições de ensaio relativas à outra peça ficam padronizadas. Esta norma determina para o coeficiente de atrito  $\mu_G$  a seguinte equação:

$$\mu_G = \frac{M_G / F_V - 0,159 \cdot P}{0,578 \cdot d_2} \quad (\text{Equação - 11})$$

Onde:

- $M_G$  = É o componente do torque que age sobre a rosca
- $F_V$  = É a carga aplicada para teste.
- $P$  = Passo da rosca
- $d_2$  = Diâmetro do passo do parafuso

Para o coeficiente de atrito na cabeça do parafuso, a equação é:

$$\mu_K = \frac{2 \cdot M_K}{D_{Km} \cdot F_V} \quad (\text{Equação - 12})$$

Onde:

- $M_K$  = É o torque decorrente da fricção agindo na face de contato da cabeça do parafuso.
- $D_{Km}$  = É o diâmetro médio da face de contato da cabeça do parafuso.

No caso em que o equipamento não for preparado para a medição, em separado dos coeficientes de atrito na rosca e na cabeça, um coeficiente de atrito  $\mu_{ges}$  equivalente é definido:

$$\mu_{ges} = \frac{M_A / F_V - 0,159 \cdot P}{0,578 \cdot d_2 + \frac{D_{Km}}{2}} \quad (\text{Equação - 13})$$

Este coeficiente, no entanto, só poderá ser usado para avaliação do comportamento genérico da fricção, em montagens do tipo: Porca / parafuso. Não é conveniente para projeto de juntas aparafusadas em geral.

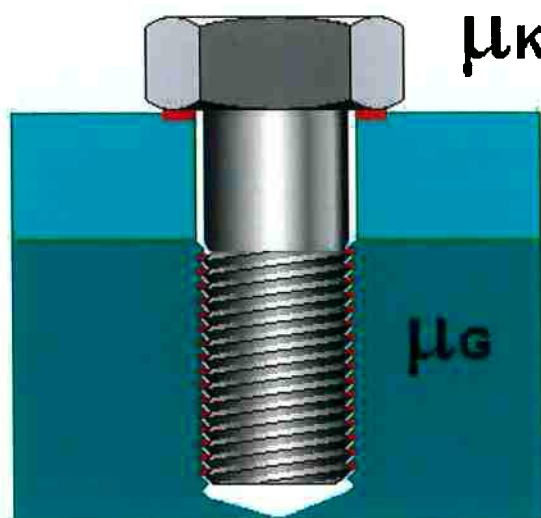


Figura 2.8 - Localização dos coeficientes de atrito no corpo e na cabeça do parafuso.

### 3 - Metodologia experimental:

A metodologia proposta para a experimentação relativa ao escopo do trabalho foi a utilização dos mesmos meios usados pela indústria produtora de elementos de fixação, para determinar do coeficiente de atrito com o propósito de controle da qualidade do acabamento superficial e determinação da confiabilidade do lote produzido.

Todos os detalhes de utilização da máquina DTT estão vinculados às recomendações da norma DIN 946. (Anexo, 1) Os ensaios são executados pelo fornecedor, todas as vezes que um lote novo requer inspeção de qualidade ou quando um novo produto é colocado no mercado. Foram escolhidos parafusos M12 x 1,75 x 72 - ISO 898, classe: 10.9, que desempenham um papel estrutural na montagem das bielas para motores de seis cilindros em linha, com uma potência média de 400 HP. Apesar de não haver uma solicitação constante e alternada sobre tais parafusos, pois os esforços na biela são sempre compressivos, a rigidez da junta é crucial para o desempenho do produto. Sua falha pode acarretar sérias conseqüências para o veículo.

#### 3.1 - Materiais:

3.1.1- Parafuso: O material dos parafusos ensaiados é determinado pelas especificações da norma ISO898-1. (Figura 3.2) e (Figura 3.3).

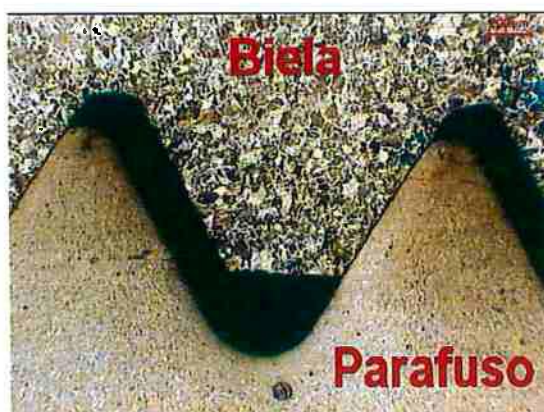


Figura 3.1 - Micrografia mostrando o contato entre biela e parafuso. Local onde se mede  $\mu_c$ .



O parafuso apresenta matriz martensítica com revenimento e a biela matriz ferrítico-perlítica, demonstrando não ter sido tratada termicamente.

S E C A O		Propriedades Mecânicas e Físicas		Classe de Resistência										
				3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8 <sup>1)</sup>		9.8 <sup>2)</sup>	10.9	12.9
										d ≤ M16 <sup>3)</sup>	d > M16 <sup>3)</sup>			
4.2.1	Resistência à Tração	nom.	300	400	500	600	800	800	900	1000	1200			
4.2.2	R <sub>m</sub> <sup>4)</sup> <sup>5)</sup>	N/mm <sup>2</sup>	330	400	420	500	520	600	600	830	900	1040	1220	
4.2.3	Dureza Vickers HV10	min.	95	120	130	155	160	190	250	255	290	320	385	
		máx.	220 <sup>6)</sup>				250	320	335	360	360	435		
4.2.4	Dureza Brinell, HB, F=300 <sup>2</sup>	min.	60	114	124	147	152	181	238	242	276	304	366	
		máx.	209 <sup>6)</sup>				238	304	318	342	361	414		
4.2.5	Dureza Rockwell, HR	HRB (mín.)	52	67	71	79	82	89	---	---	---	---	---	
		HRC (mín.)	---	---	---	---	---	---	22	23	28	32	39	
		HRB (máx.)	95,0 <sup>6)</sup>				99,5	---	---	---	---	---	---	
		HRC (máx.)	---				---	32	34	37	39	44		
4.2.6	Dureza Superficial, HV0,3	máx.	---						7)					
4.2.7	Limite de Escoamento Rel <sup>4)</sup> , N/mm <sup>2</sup>	nom.	160	240	320	300	400	480	---	---	---	---	---	
		min.	150	240	340	300	420	480	---	---	---	---	---	
4.2.8	Limite de Escoamento Permanente R <sub>p</sub> 0,2 <sup>5)</sup>	nom.	---						640	640	720	900	1060	
		min.	---						---	---	---	---	---	
4.2.9	Tensão sob Ensaio de Carga, S <sub>p</sub>	N/mm <sup>2</sup>	0,94	0,94	0,91	0,93	0,90	0,92	0,91	0,91	0,90	0,88	0,88	
4.2.10	Torção sob Ensaio de Ruptura, M <sub>B</sub>	Nm min.	---						Ver ISO 890-7					
4.2.11	Alongamento após Ruptura A <sub>5</sub> , %	min.	25	22	---	20	---	---	12	12	10	9	8	
4.2.12	Redução de Área após Ruptura Z, % mín		---						52	48	48	44		
4.2.13	Resistência à Tração com Cunha <sup>5)</sup>		Os valores para parafuso inteiros ( exceto prisioneiros ) devem ser iguais aos valores mínimos de resistência à tração especificados nesta Tabela. (4.2.2)											
4.2.14	Resistência ao Impacto, J mín.		---			25	---		30	30	25	20	15	
4.2.15	Resistência à Martelagem na cabeça		Sem ruptura											
4.2.16	Altura mínima de zona não descarbonetada da rosca, E		---						1/2H 1		2/3H 1	3/4H 1		
	Profundidade máxima de descarbonetação total - G mm		---						0,015					
4.2.17	Dureza após Re - revenimento		---						Redução de dureza de 20 HV máximo					

Tabela 3-1 - Tabela de propriedades físico-mecânicas para parafusos. Norma ISO898-1.

Composição Química							
Classe de Resistência	Material e Tratamento Térmico	Limites de Composição Química (análise confirmatória) %					Temperatura de Revenimento °Celsius - mín.
		C mín.	C máx.	P máx.	S máx.	B 1) máx.	
3,6 z)	Aço carbono	--	0,20	0,05	0,06	0,003	--
4,6 z) e 4,8 z)	Aço carbono	--	0,55	0,05	0,06	0,003	--
5,6 5,8 z) e 6,8 z)	Aço carbono	0,13 --	0,55	0,05	0,06	0,003	--
8,8 z)	Aço carbono com aditivos (ex.: Boro, Manganês ou Cromo) temperado e revenido	0,15 4)	0,40	0,035	0,035	0,003	425
	Aço carbono temperado e revenido	0,25	0,55	0,035	0,035		425
9,8 z)	Aço carbono com aditivos (ex.: Boro, Manganês ou Cromo) temperado e revenido	0,15 4)	0,35	0,035	0,035	0,003	425
	Aço carbono temperado e revenido	0,25	0,55	0,035	0,035		425
10,9 5) 6)	Aço carbono com aditivos (ex.: Boro, Manganês ou Cromo) temperado e revenido	0,15 4)	0,35	0,035	0,035	0,003	340
10,9 6)	Aço carbono temperado e revenido ou	0,25	0,55	0,035			425
	Aço carbono com aditivos (ex.: Boro, Manganês ou Cromo) temperado e revenido	0,20 4)	0,55		0,035	0,003	
	Aço liga temperado e revenido 7)	0,20	0,55	0,035	0,035		
12,9 6) 8) 9)	Aço liga temperado e revenido 7)	0,28	0,50	0,035	0,035	0,003	380

Tabela 3-2 - Tabela de composição química para parafusos. Norma ISO898-1.

Os parafusos deverão ser fabricados a partir de um determinado aço comercial que proporcione e enquadre-se nas propriedades acima.

A cobertura superficial dos parafusos foi feita por fosfato de zinco, magnésio e cálcio, conforme foi comprovado na análise por energia dispersiva (EDS). (Figura, 3.3)

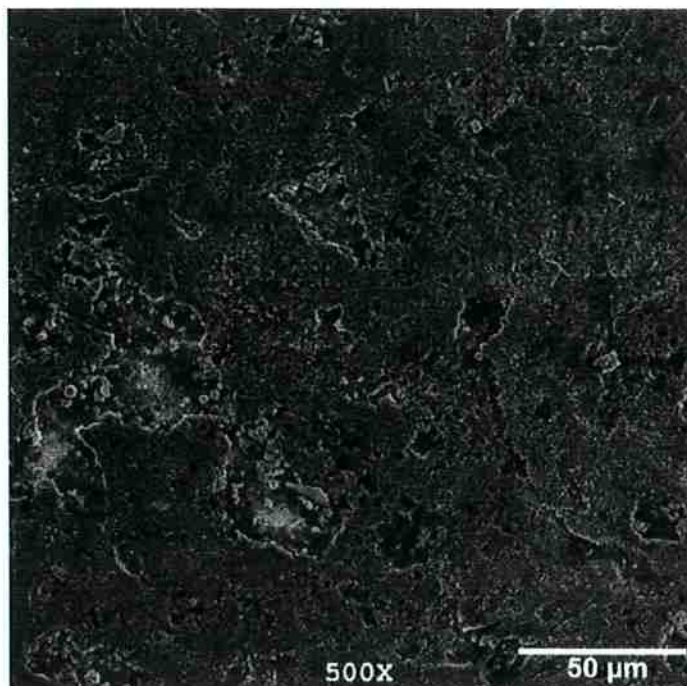


Figura 3.2 - Cobertura de fosfato no parafuso.

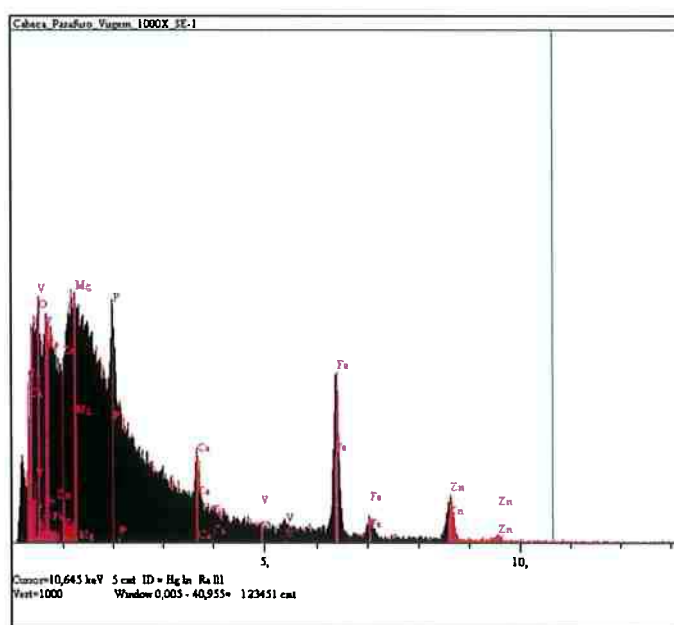


Figura 3.3 - Análise química por energia dispersiva (EDS), comprovando os elementos Ca, Mg e Zn da composição do fosfato.

### 3.1.2 - O material da biela:

A biela tem um material controlado por regulamento técnico específico da Montadora. As especificações abrangem:

- Composição química com duas alternativas de material para tratamento térmico de têmpera e revenimento ou resfriamento controlado após forjamento.
- Especificações de resistência à tração, limite de escoamento, alongamento mínimo, estrição, dureza e localização para extração dos corpos de prova para ensaio.
- Tamanho de grão, nível de ocorrência de falhas derivadas da fabricação do aço, micro estrutura, quantidade de descarbonetação.
- Teste de partículas magnéticas, defeitos superficiais.
- Aplicação de *Shot peening*, com controle de intensidade.

A biela, no entanto, não fez parte do ensaio de determinação do coeficiente de atrito, pois as peças que entram em contato com os parafusos durante o teste são padronizadas. (Norma DIN 946).

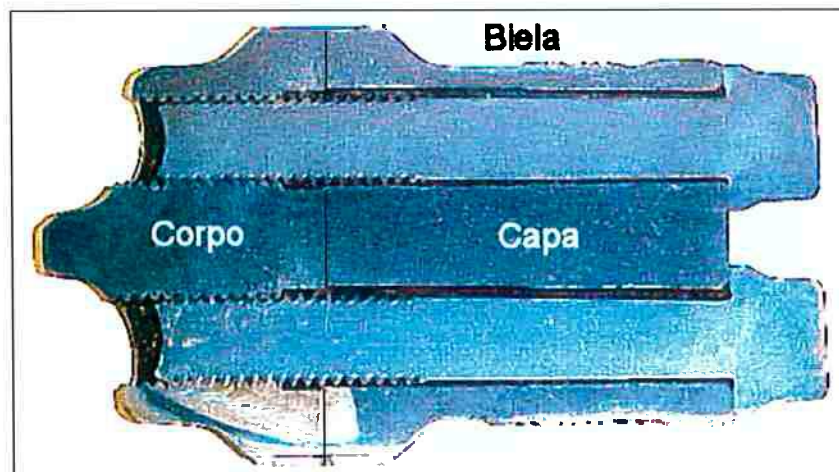


Figura 3.4 - Corte no conjunto montado da biela, mostrando a conexão dos parafusos com a capa e o corpo da biela.

### 3.2 - Métodos:

#### 3.2.1 - Ensaio de verificação do coeficiente de atrito:

Foram ensaiados, numa primeira etapa, 25 parafusos com o propósito de calcular-se o coeficiente de atrito. Os ensaios foram conduzidos em uma máquina de determinação de Torque e Tensão. (DTT, como é conhecida).



Figura 3.5 - Máquina de ensaio para a determinação da relação Torque / Tensão em parafusos

#### 1. Descrição Geral do sistema

- 1 Célula de Carga dupla com sensores do tipo: “strain-gauges”
- 1 dispositivo para medição de ângulo tipo Ecoder
- 1 dispositivo para medição de alongamento tipo LVDT
- 1 motor / redutor para acionamento do sistema
- 1 sistema de movimentação do motor
- 1 bancada para montagem dos componentes mecânicos
- 1 Microcomputador
- Sistema de aquisição de dados
- Software para controle operacional, aquisição de dados, emissão de relatórios e gráficos bidimensionais.



Todos os componentes da máquina que entram em contato direto com as amostras testadas, têm suas propriedades especificadas na norma DIN 946. Os resultados foram estatisticamente processados pelo programa de computador residente que forneceu, a média e o desvio padrão dos coeficientes de atrito do lote ensaiado. Foi gerada uma tabela (Tabela 3.3) e gráficos, em tempo real, foram desenhados na tela do computador e posteriormente impressos.

<b>Relatório de coeficiente de atrito</b>									
Peça: 800488002			C.Q.: 8Q463		Cliente				
Data Teste: 5/12/2006 15:24:26					Amostras: 25 de 25				
Data Relatório: 7/12/2006					Observação:				
Peça	Força Tensora (KN)	Torque Total (Nm)	Torque na Rosca (Nm)	Torque na Cabeça (Nm)	K	$\mu_G$	$\mu_K$	$\eta$	$\mu_{Ges}$
1	40.2	76.9	43.7	33.2	0.159	0.128	0.102	0.810	0.11
2	40.2	74.8	44.7	30.0	0.155	0.132	0.092	0.804	0.11
3	40.2	76.9	44.3	32.5	0.159	0.131	0.100	0.806	0.11
4	40.2	69.4	41.8	27.6	0.144	0.121	0.085	0.822	0.10
5	40.1	76.5	44.1	32.4	0.159	0.130	0.100	0.807	0.11
6	40.2	75.5	42.9	32.6	0.156	0.125	0.100	0.815	0.11
7	40.1	76.5	43.7	32.8	0.159	0.129	0.101	0.809	0.11
8	40.2	76.3	44.2	32.0	0.158	0.130	0.099	0.806	0.11
9	40.0	76.2	43.9	32.3	0.158	0.129	0.100	0.808	0.11
10	40.1	75.9	44.3	31.8	0.158	0.131	0.098	0.805	0.11
11	40.0	76.0	44.4	31.7	0.158	0.132	0.098	0.805	0.11
12	40.2	78.0	44.7	33.4	0.162	0.132	0.102	0.804	0.12
13	40.2	77.9	44.3	33.6	0.162	0.131	0.103	0.806	0.12
14	40.1	77.7	44.1	33.6	0.161	0.130	0.103	0.807	0.12
15	40.1	75.5	44.2	31.3	0.157	0.130	0.096	0.807	0.11
16	40.2	76.2	43.8	32.3	0.158	0.129	0.099	0.809	0.11
17	40.0	77.2	44.6	32.6	0.161	0.132	0.101	0.803	0.12
18	40.1	77.2	44.4	32.8	0.160	0.131	0.101	0.805	0.11
19	40.2	76.6	43.9	32.7	0.159	0.129	0.101	0.809	0.11
20	40.2	73.9	42.2	31.7	0.153	0.122	0.098	0.820	0.11
21	40.1	76.2	43.7	32.4	0.158	0.129	0.100	0.809	0.11
22	40.0	74.6	43.2	31.5	0.155	0.127	0.097	0.812	0.11
23	40.2	76.0	44.2	31.9	0.158	0.130	0.098	0.807	0.11
24	40.1	76.0	44.0	32.0	0.158	0.130	0.099	0.807	0.11
25	40.1	74.1	43.6	30.5	0.154	0.128	0.094	0.810	0.11
Média	40.1	75.9	43.8	32.0	0.159	0.129	0.099	0.808	0.11
Média+3S	40.3	81.0	46.0	35.8	0.168	0.138	0.110	0.822	0.12
Média-3S	39.9	70.7	41.7	28.2	0.147	0.121	0.087	0.795	0.10
Máximo	40.2	78.0	44.7	33.6	0.162	0.132	0.103	0.822	0.12
Mínimo	40.0	69.4	41.8	27.6	0.144	0.121	0.085	0.803	0.10
Range	0.2	8.6	2.9	6.0	0.018	0.011	0.018	0.019	0.02

Tabela 3.3 - Resultados dos ensaios de 25 parafusos e os respectivos cálculos estatísticos.

Observa-se nos resultados:  $\mu_G = 0,129$  e  $\mu_K = 0,099$  médias dos coeficientes de atrito dos parafusos deste lote. O coeficiente de atrito médio  $\mu_{Ges}$  é calculado pela equação abaixo, já descrita anteriormente.

O valor da Força tensora é escolhido pelo usuário. Serve para indicar para a máquina em que momento o ensaio deve ser interrompido. Observa-se no gráfico da figura 3.6 que o ensaio foi interrompido quando a coordenada da força atingiu o valor de 40KN.

$$\mu_{ges} = \frac{M_A / F_V - 0,159 \cdot P}{0,578 \cdot d_2 + \frac{D_{Km}}{2}} \quad (\text{Equação - 13})$$

O programa também calcula os intervalos de dispersão dos resultados em três desvios padrões. Dessa forma, de posse dos limites de engenharia avaliados previamente em gráficos experimentais, poder-se-ia definir, convenientes intervalos de confiança do lote de parafusos produzido.

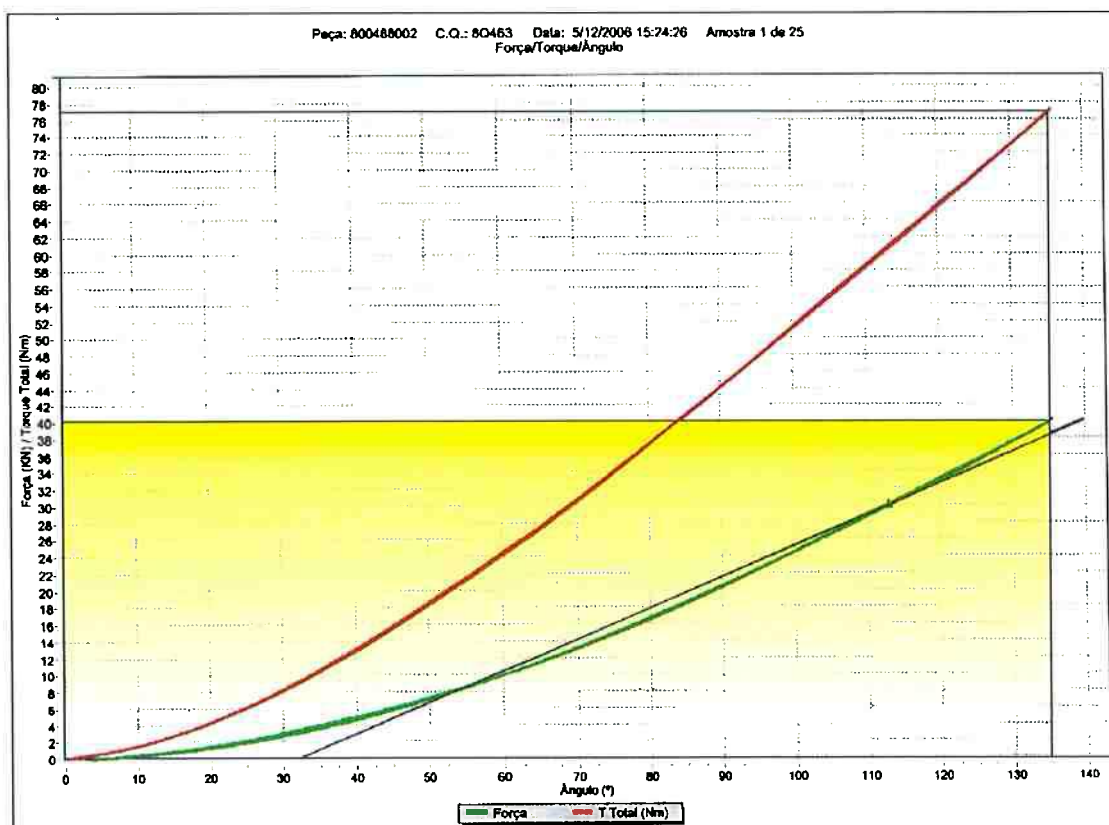


Figura 3.6 - Gráfico de Força de montagem e Torque total aplicado por Ângulo de torção da cabeça do parafuso. Referente ao ensaio da primeira peça da Tabela 3.3.

Se esses resultados estatísticos forem transferidos para um gráfico de torque x tensão, (Figura 2.7) muitas informações podem ser obtidas. Por exemplo, que força de montagem pode ser esperada para uma faixa de torque determinada pelos cálculos iniciais quando a junta foi projetada. Ou se o tratamento superficial está fornecendo em um coeficiente de atrito dentro do especificado.

Conhecendo-se os limites de resistência dos parafusos ensaiados pode-se saber se o tratamento de fosfatização, ou outro tratamento superficial similar, ou o uso de produtos lubrificantes controladores do coeficiente de atrito, resultarão em uma junta segura ou o risco de falha na montagem é real. Ou seja, variando-se o coeficiente de atrito varia-se o resultado da força tensora obtida.

Os resultados deste tipo de ensaio, são comparativos. Isto é, não permitem conclusões a respeito do comportamento de uma determinada junta aparafusada em uma aplicação Particular. (Norma DIN 946).

O rendimento  $\eta$  na penúltima coluna da tabela 3.3 é um dado teórico obtido pela fórmula abaixo (Equação, 14) que serve para estimar a parcela da energia da aplicação do torque que é consumida pelo coeficiente de atrito. Não tem muita utilidade na rotina de produção. É mais utilizado pelo pessoal de pesquisa e desenvolvimento.

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{1 + 3 \left[ \frac{4}{1 + \frac{d_2}{d_3}} \left( \frac{p}{\pi \cdot d_2} + 1.155 \cdot \mu_0 \right) \right]^2}}$$

(Equação, 14)

Onde:  $d_2$  é o diâmetro primitivo da rosca,  $d_3$  é o diâmetro do fundo da rosca, e  $p$  o passo da rosca.

O fator K na sexta coluna da tabela 3.3 é conhecido como o coeficiente de torque.



É dado pela fórmula:

$$K = \frac{M_A}{F_M \cdot d}$$

(Equação, 15)

Onde:  $M_A$  é o torque aplicado,  $F_M$  é a força de montagem e  $d$  o diâmetro nominal do parafuso.

O coeficiente de torque serve para

### 3.2.2: Ensaio de verificação da resistência do parafuso.

Foram ensaiadas mais cinco peças usando uma carga que levou o parafuso próximo ao limite de ruptura. Isso é feito através dos sensores da força tensora que interromperam o ensaio logo que esta chega próximo ao limite de ruptura teórico para este parafuso. Este ensaio é, Particularmente útil, quando se deseja verificar se tal limite será atingido em um determinado lote produzido.

Cada uma das cinco peças foi ensaiada duas vezes e entre cada ensaio foi colocada uma nova peça de apoio para a cabeça do parafuso, de forma que as condições padronizadas do ensaio fossem preservadas. As tabelas 3.4 e 3.5 mostram os resultados deste ensaio.

<b>Relatório de coeficiente de atrito</b>										
Peça: 800488002 C.Q.: 8Q 463										
Data Teste: 7/12/2006 14:52:01										
Data Relatório: 7/12/2006										
Observação: 1º APERTO										
Peça	Força Tensora (KN)	Torque Total (Nm)	Torque na Rosca (Nm)	Torque na Cabeça (Nm)	K	μG	μK	η	μGes	
1	40.1	74.3	42.7	31.6	0.154	0.124	0.097	0.816	0.11	
2	40.0	74.1	42.8	31.3	0.154	0.125	0.097	0.815	0.11	
3	40.2	72.4	42.3	30.1	0.150	0.123	0.092	0.819	0.11	
4	40.1	74.4	39.7	34.7	0.155	0.112	0.107	0.835	0.11	
5	40.2	69.9	41.1	28.7	0.145	0.118	0.088	0.826	0.10	
Média	40.1	73.0	41.7	31.3	0.152	0.120	0.096	0.822	0.11	
Média+3S	40.3	78.7	45.6	37.8	0.164	0.137	0.118	0.847	0.12	
Média-3S	39.8	67.2	37.7	24.7	0.139	0.104	0.075	0.797	0.10	
Máximo	40.2	74.4	42.8	34.7	0.155	0.125	0.107	0.835	0.11	
Mínimo	40.0	69.9	39.7	28.8	0.145	0.112	0.088	0.815	0.10	
Range	0.2	4.5	3.1	5.9	0.010	0.013	0.019	0.020	0.01	

Tabela 3.4 - Resultados dos ensaios de 5 parafusos e os respectivos cálculos estatísticos. Obtida pelo primeiro ensaio ou primeiro aperto.

<b>Relatório de coeficiente de atrito</b>										
Peça: 800488002      C.Q.: 8Q 463.										
Data Teste: 7/12/2006 15:47:03										
Data Relatório: 7/12/2006										
Observação: <b>2° APERTO</b>										
Peça	Força Tensora (KN)	Torque Total (Nm)	Torque na Rosca (Nm)	Torque na Cabeça (Nm)	K	$\mu_G$	$\mu_K$	$\eta$	$\mu_{Ges}$	
1	40.1	75.7	41.5	34.2	0.157	0.120	0.105	0.823	0.11	
2	40.2	69.7	40.9	28.9	0.145	0.117	0.089	0.828	0.10	
3	40.2	70.2	40.0	30.2	0.146	0.114	0.093	0.833	0.10	
4	40.1	74.4	40.4	34.0	0.155	0.116	0.105	0.830	0.11	
5	40.1	70.6	40.8	29.8	0.147	0.117	0.092	0.828	0.10	
Média	40.1	72.1	40.7	31.4	0.150	0.117	0.097	0.828	0.11	
Média+3S	40.3	80.3	42.4	38.9	0.167	0.123	0.120	0.839	0.12	
Média-3S	39.9	63.9	39.0	23.8	0.133	0.110	0.074	0.817	0.09	
Máximo	40.2	75.7	41.5	34.2	0.157	0.120	0.105	0.833	0.11	
Mínimo	40.1	69.7	40.0	28.8	0.145	0.114	0.089	0.823	0.10	
Range	0.1	6.0	1.5	5.4	0.012	0.006	0.016	0.010	0.01	

Tabela 3.5 - Resultados dos ensaios de 5 parafusos e os respectivos cálculos estatísticos. Obtida pelo segundo ensaio ou segundo aperto.

O gráfico a seguir (figura, 3.7) mostra a dispersão dos resultados máximos e mínimos do coeficiente de atrito na rosca  $\mu_G$ , obtidos nos três ensaios. Porém, não representam a frequência estatística de ocorrência.

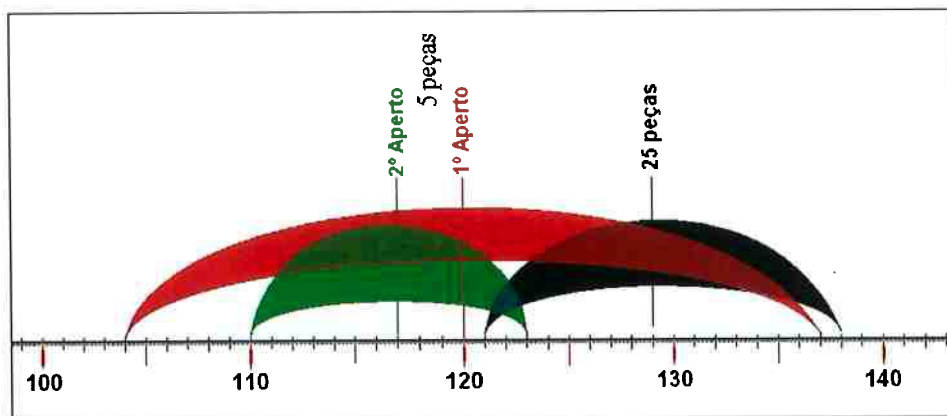


Figura 3.7 - Análise estatística dos dados mostrando a dispersão de resultados em três desvios padrões, do coeficiente de atrito na rosca  $\mu_G$ . Comparativamente aos ensaios realizados em 25 peças e em 5 peças com duas operações de aperto repetidas em cada parafuso.

Podemos concluir que o ensaio onde o torque foi aplicado até próximo ao limite de ruptura do parafuso, quando comparado ao ensaio das 25 peças, resultou em uma maior dispersão

dos resultados calculados de  $\mu_G$  e a sua média decresceu. Enquanto que num segundo aperto esta dispersão diminuiu bastante e a média caiu ainda mais.

A seguir estão os gráficos Força e Torque por Ângulo de giro da cabeça dos parafusos para os dois últimos ensaios:

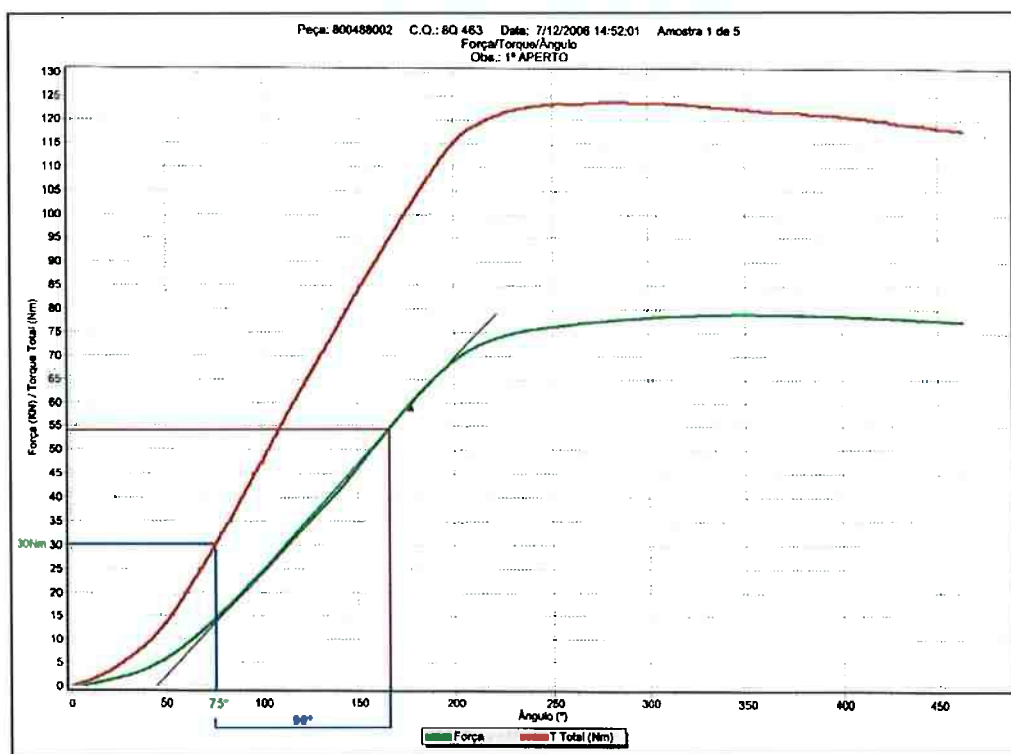


Figura 3.8 - Gráficos de Força e Torque por Ângulo de giro da cabeça do parafuso. Referente ao primeiro aperto quando o torque foi aplicado até o próximo ao limite de ruptura.

Uma conclusão rápida deste resultado é que, se for usado um sistema de aplicação de torque por “torque-ângulo” em parafusos como estes, Poder-se-ia adotar um procedimento de aplicação de 30Nm e mais 90°, obtendo-se então 55kN de força de montagem.

Mas o estudo dos vários métodos de aplicação de torque não faz parte do escopo deste estudo.

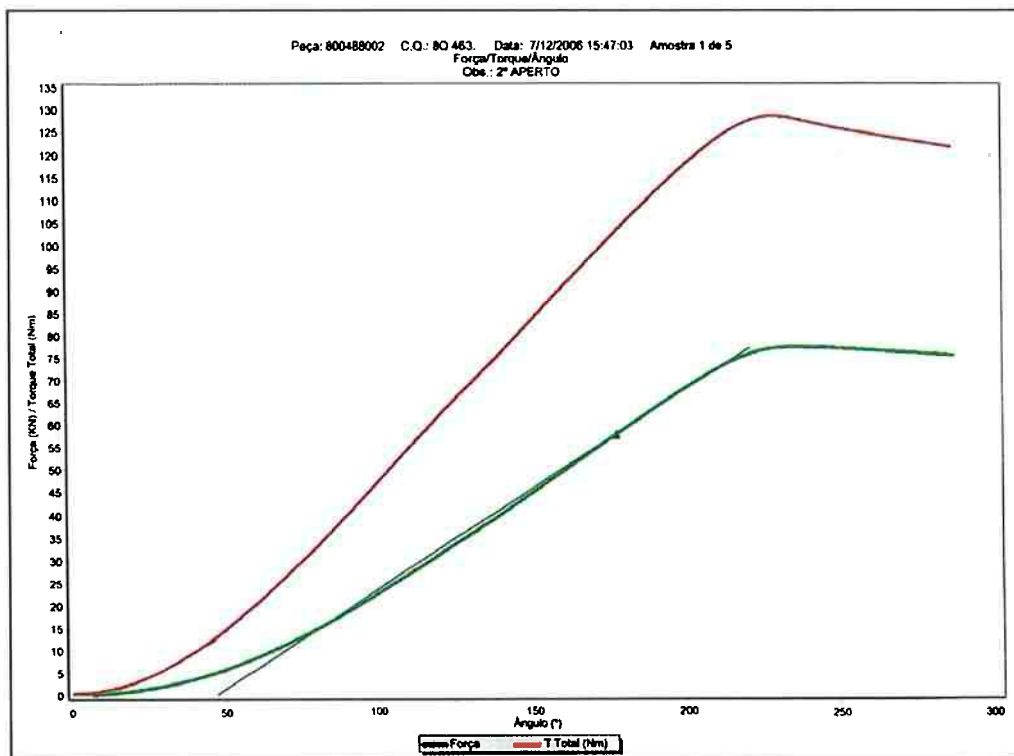


Figura 3.9 - Gráficos de Força e Torque por Ângulo de giro da cabeça do parafuso. Referente ao segundo aperto quando o torque foi aplicado até o próximo ao limite de ruptura.

Nota-se que a força de montagem máxima obtida no segundo aperto foi um pouco menor: ~79kN no primeiro contra ~77kN no segundo.

### 3.3 - Análise das amostras dos parafusos ensaiados no Microscópio Eletrônico de Varredura (MEV).

Uma análise no Microscópio Eletrônico de Varredura foi feita para verificar o estado da camada de fosfato antes e após os ensaios. Além de observar os locais de concentração de tensões, como fundo entre filetes da rosca nos parafusos que chegaram no limiar do escoamento. Uma análise química do fosfato também foi feita.

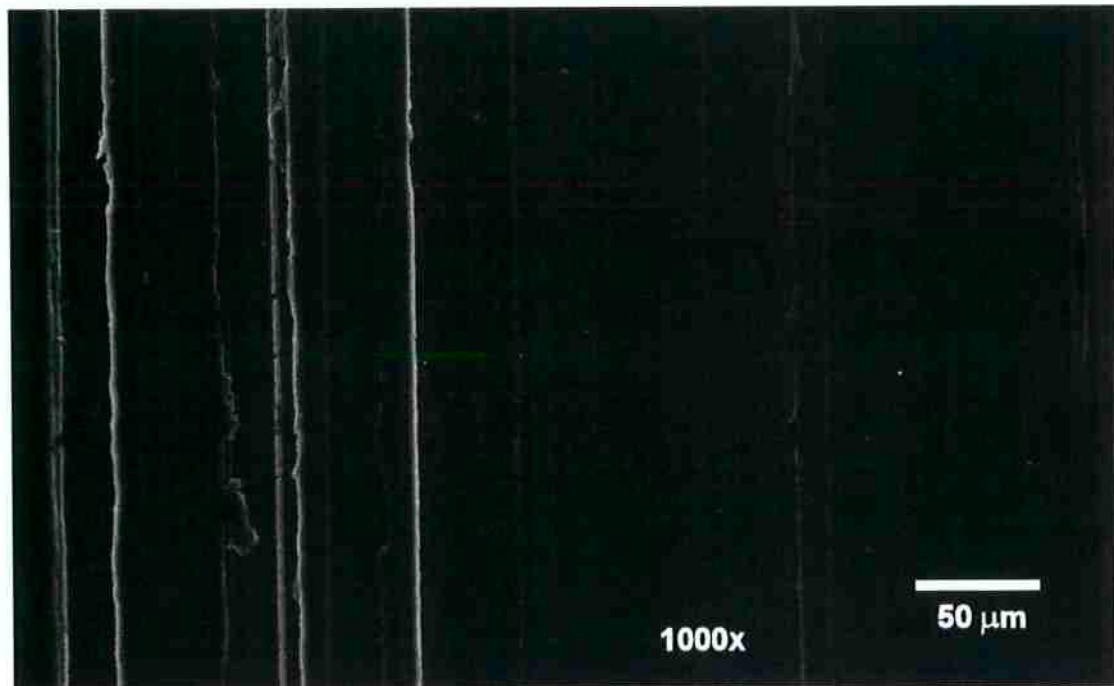


Figura 3.10 - Micrografia mostrando o aço do parafuso em um local cortado pelo disco de corte. Sem ataque, sem polimento. Apenas para efeito de comparação com as próximas micrografias.

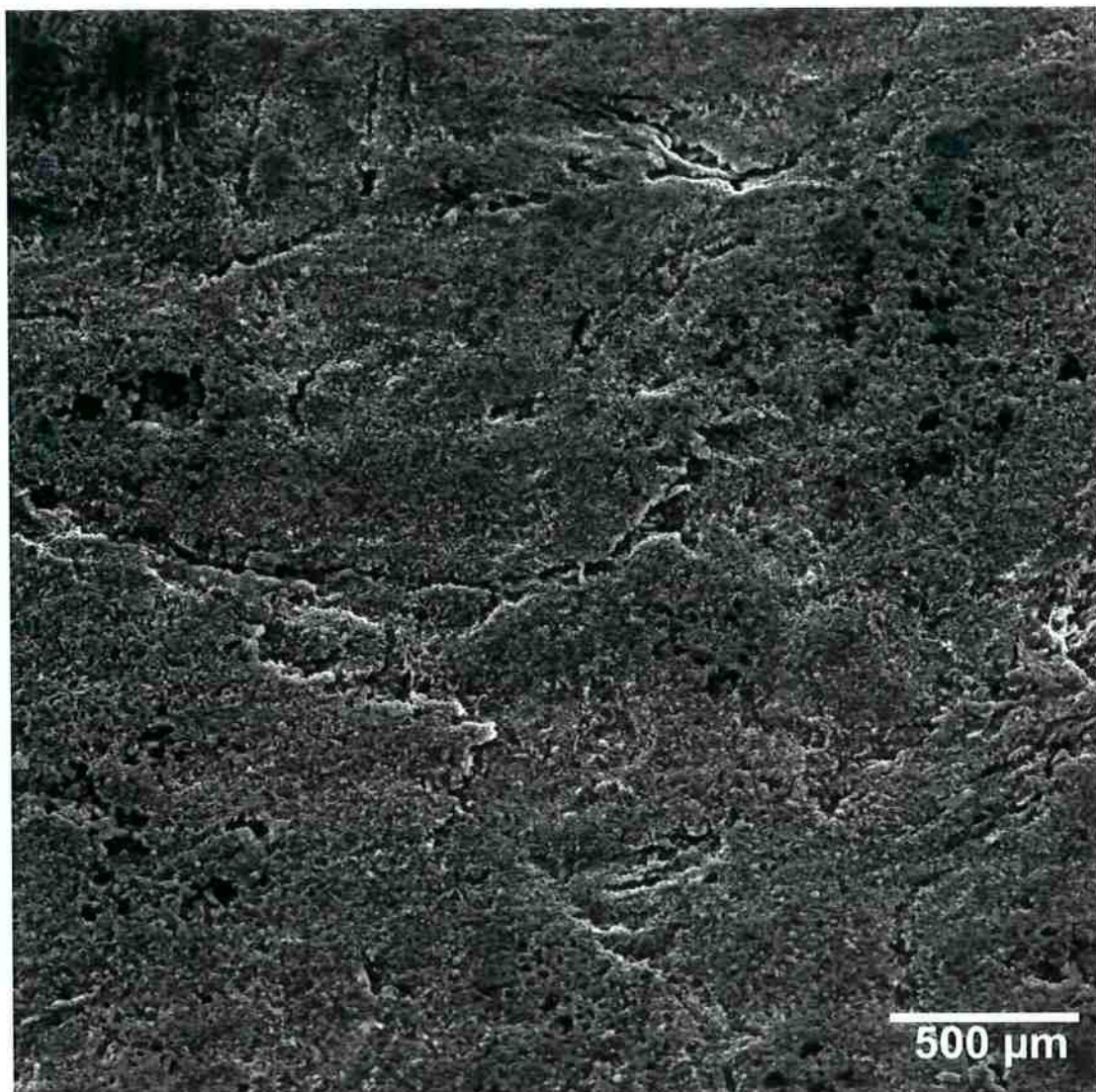


Figura 3.11 - Micrografia mostrando o aspecto do fosfato ainda sem contato com outro componente.

Para certas aplicações, como eixos de balancins, apenas os fosfatos cristalizados de Manganês são recomendados, pois nesses casos o comportamento do lubrificante nas solicitações dinâmicas é mais efetivo (Berger, Matias, 2002). Para aplicações nos parafusos, no entanto, nenhuma recomendação quanto a morfologia do fosfato foi encontrada nas fontes consultadas, referentes às especificações industriais.



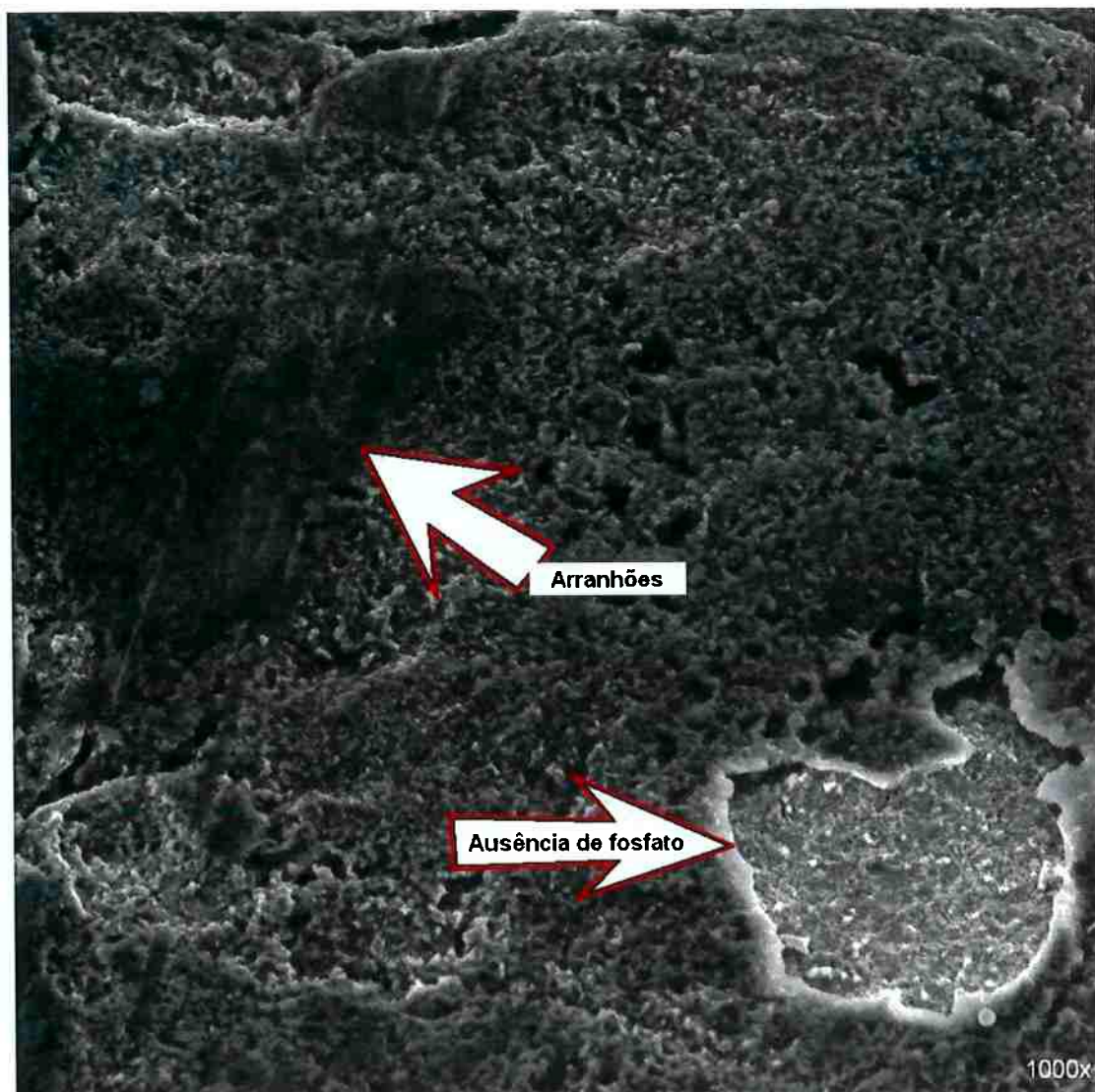


Figura 3.12 - Micrografia da camada de fosfato mostrando defeito de adesão e arranhões decorrentes de manuseio dos parafusos da amostra. 1000x

Uma análise da composição química por energia dispersiva (EDS), da região descoberta confirmou a ausência de fosfato.

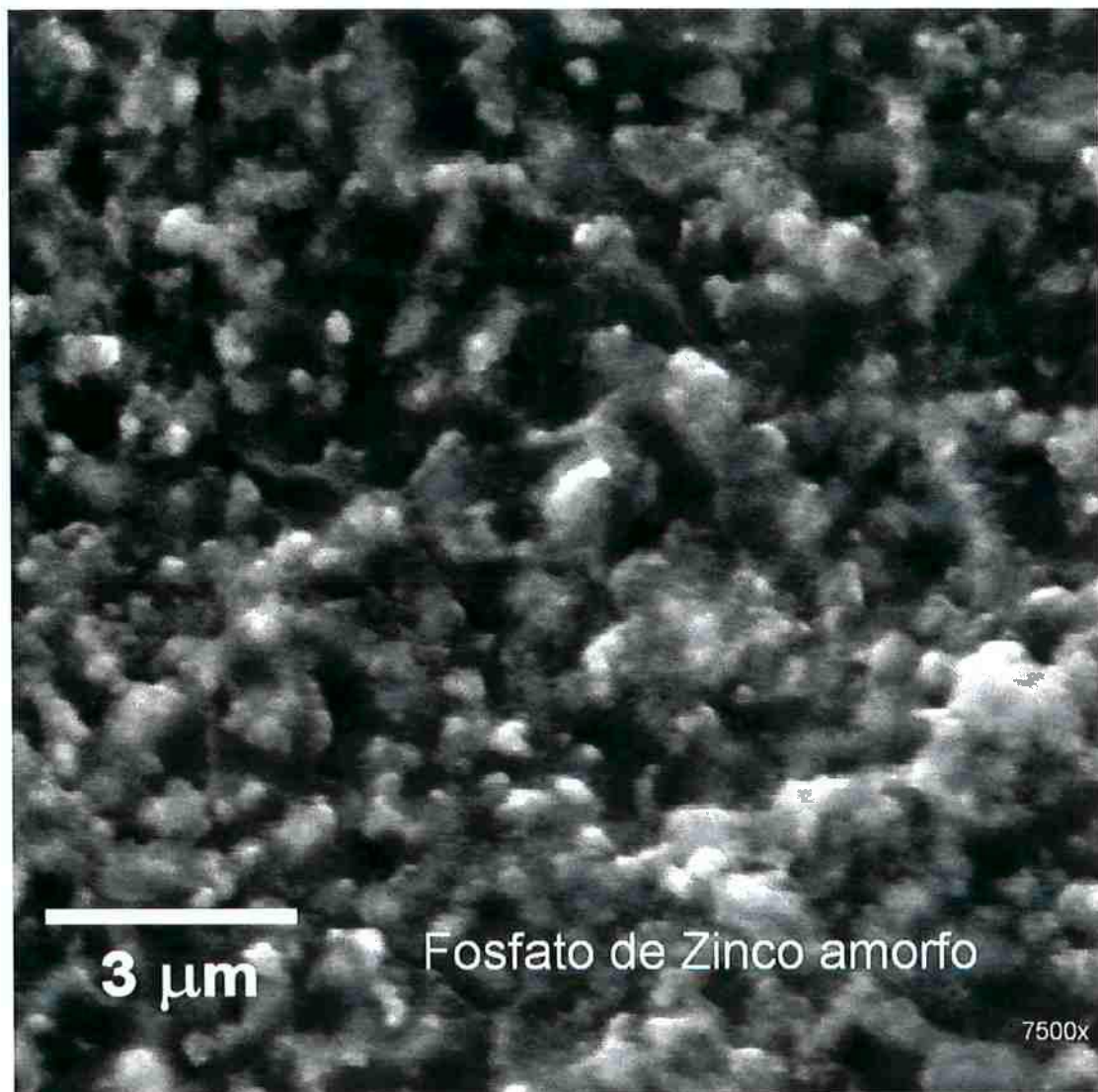


Figura 3.13 - Micrografia mostrando o aspecto da camada de fosfato de zinco com um aumento de 7500 vezes.



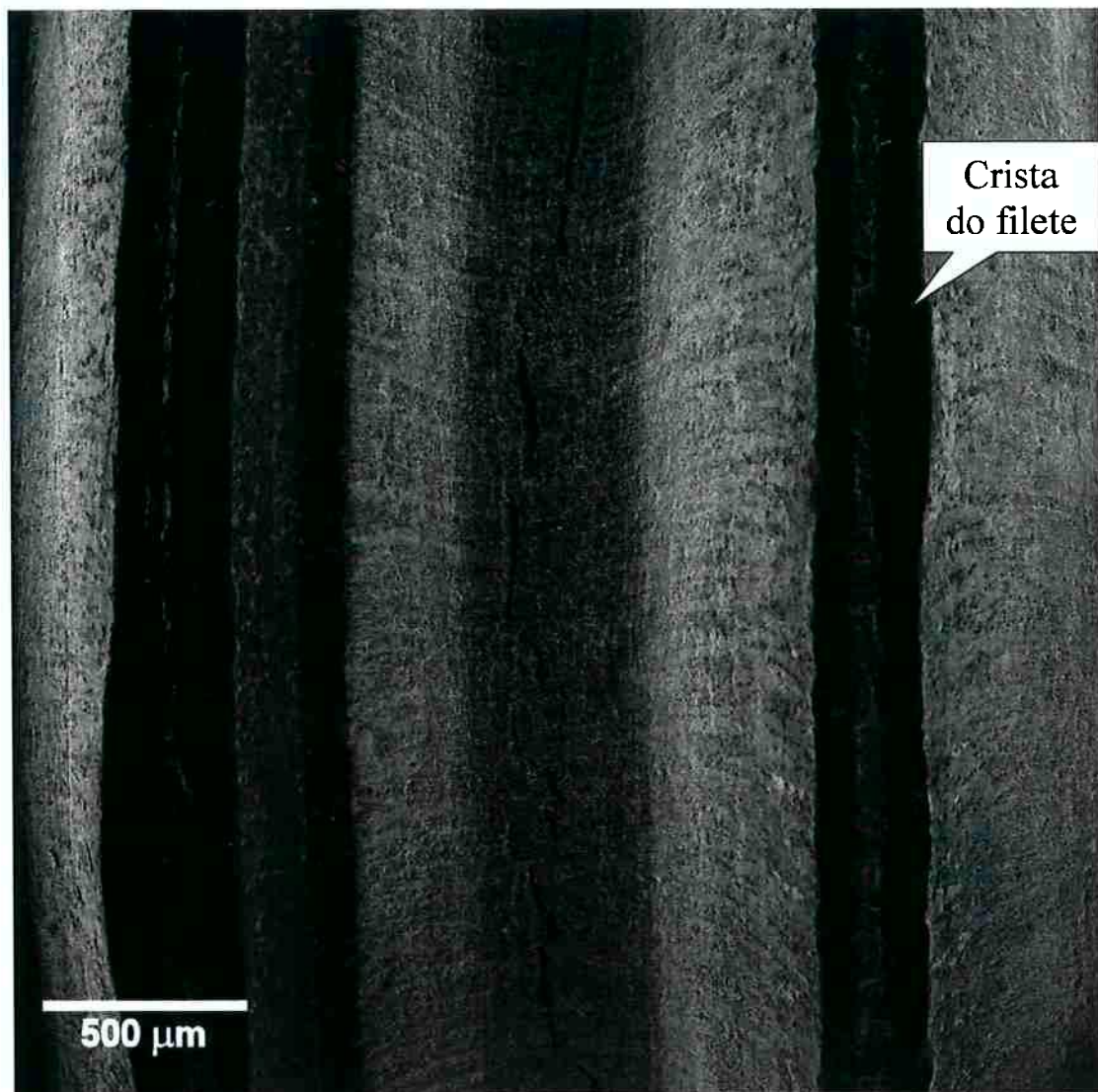


Figura 3.14 - Micrografia da região dos filetes de rosca do parafuso ensaiado até as proximidades do limite de ruptura. Magnitude: 35x

A figura mostra locais de contato com a biela e trincas no fundo do filete, causadas pelo esforço de tração durante o ensaio.

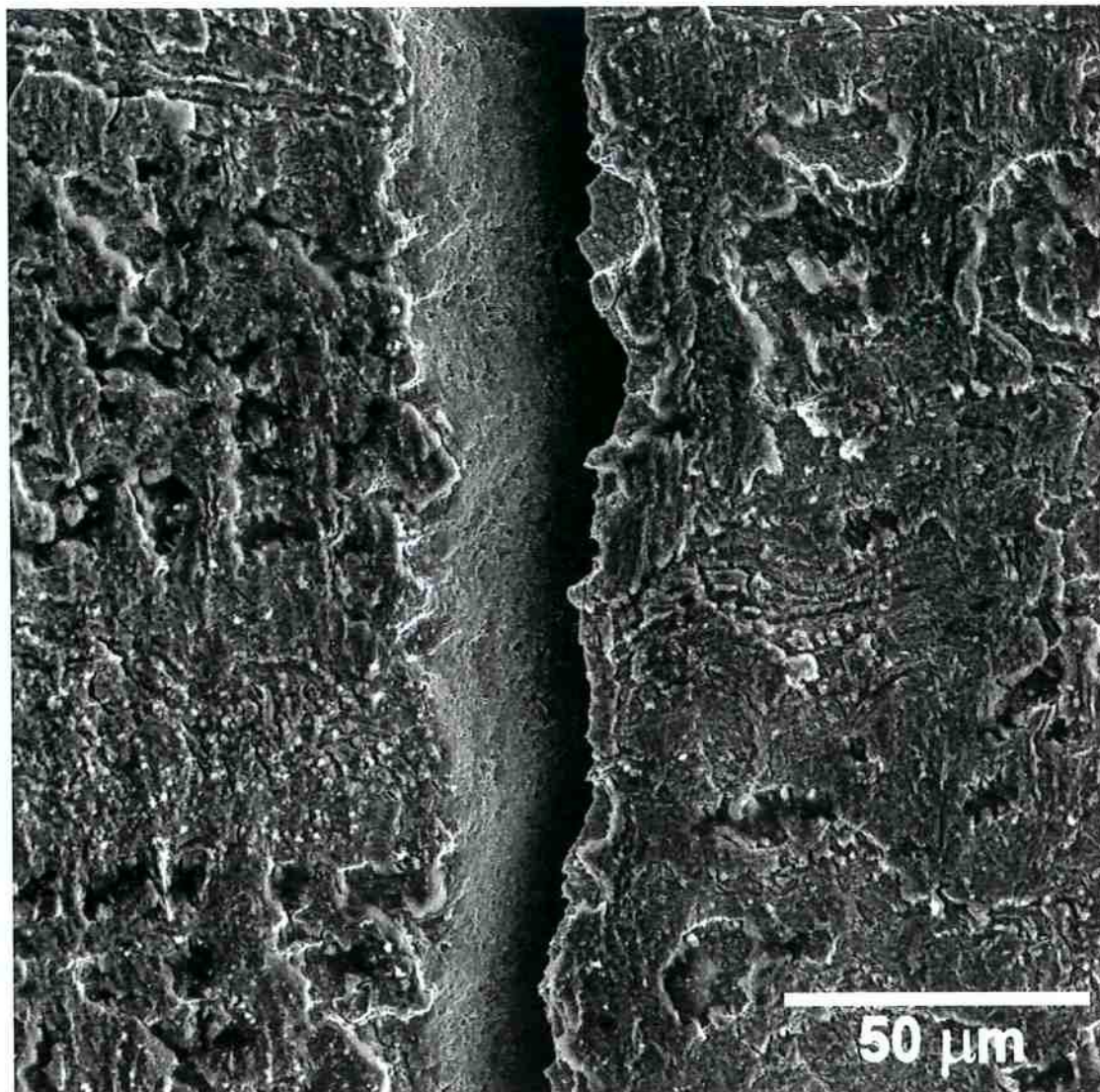


Figura 3.15 - Micrografia da trinca no fundo do filete da rosca. 500x



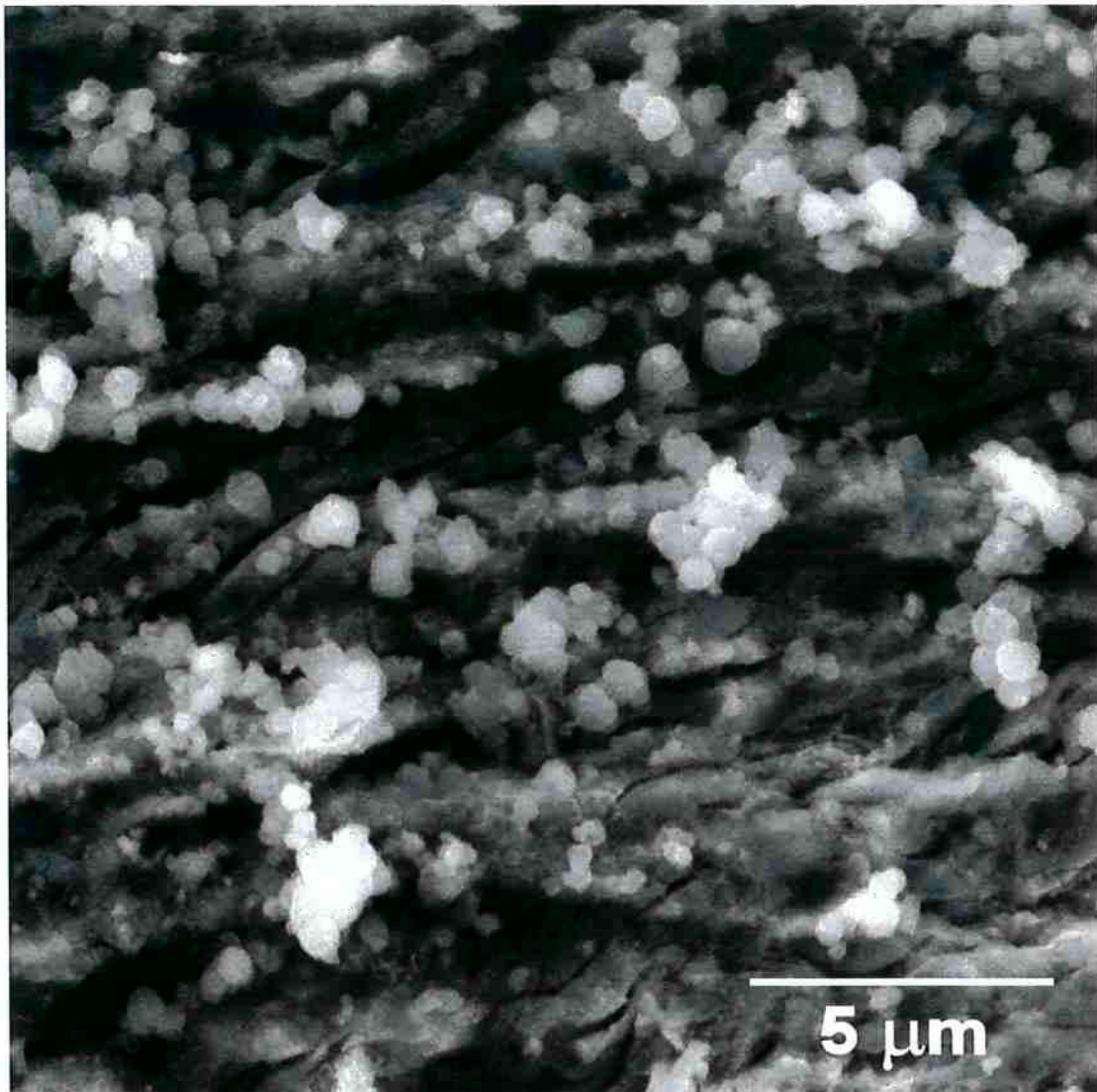


Figura 3.16 - Micrografia da camada de fosfato na região tracionada pelo ensaio. 5000x

Fica evidente, por esta ilustração, a fragilidade da camada de fosfato que apresenta microtrincas generalizadas quando submetida aos esforços. Não há flexibilidade. Nota-se também a friabilidade do material.

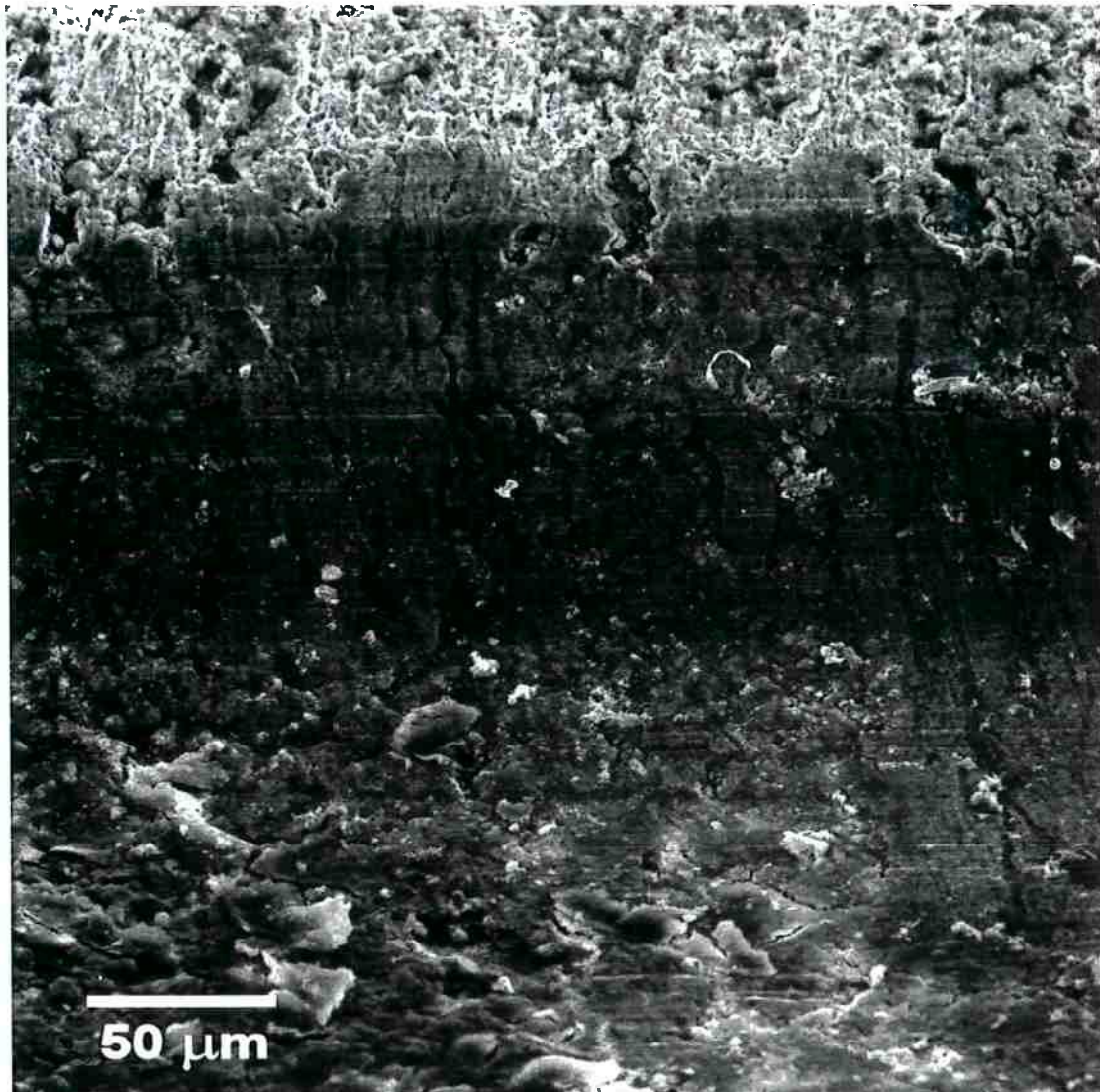


Figura 3.17 - Micrografia da região de contato do parafuso com a biela. 500x

Nota-se que a camada de fosfato ficou amassada mas não destruída. Isso explica porque o coeficiente de atrito  $\mu_G$  diminui no segundo aperto. A rugosidade diminui com o contato, mas a camada de fosfato continua, razoavelmente intacta.

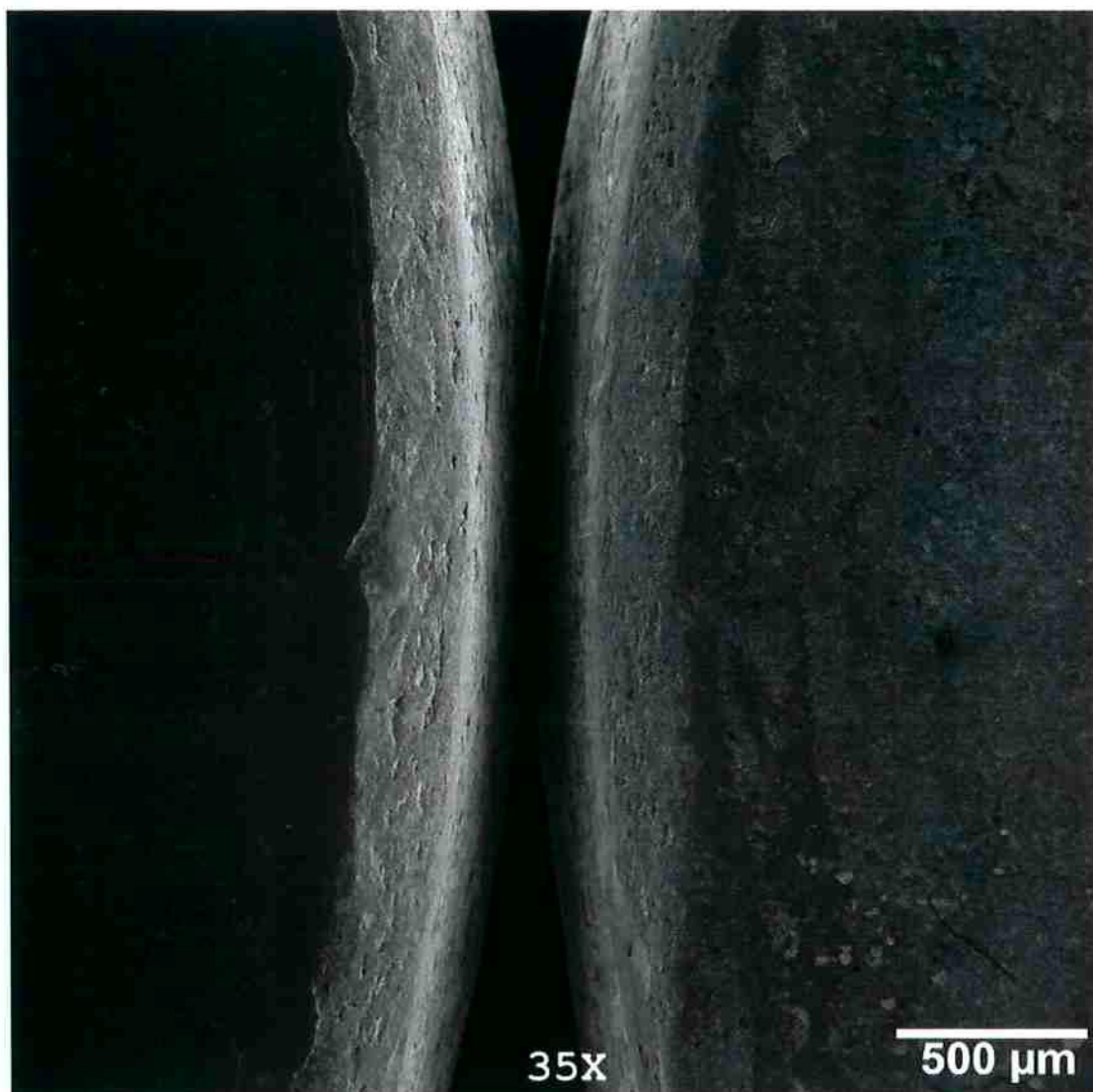


Figura 3.18 - Micrografia mostrando as regiões das cabeças de dois parafusos: Um ensaiado à esquerda e um sem ensaio à direita.



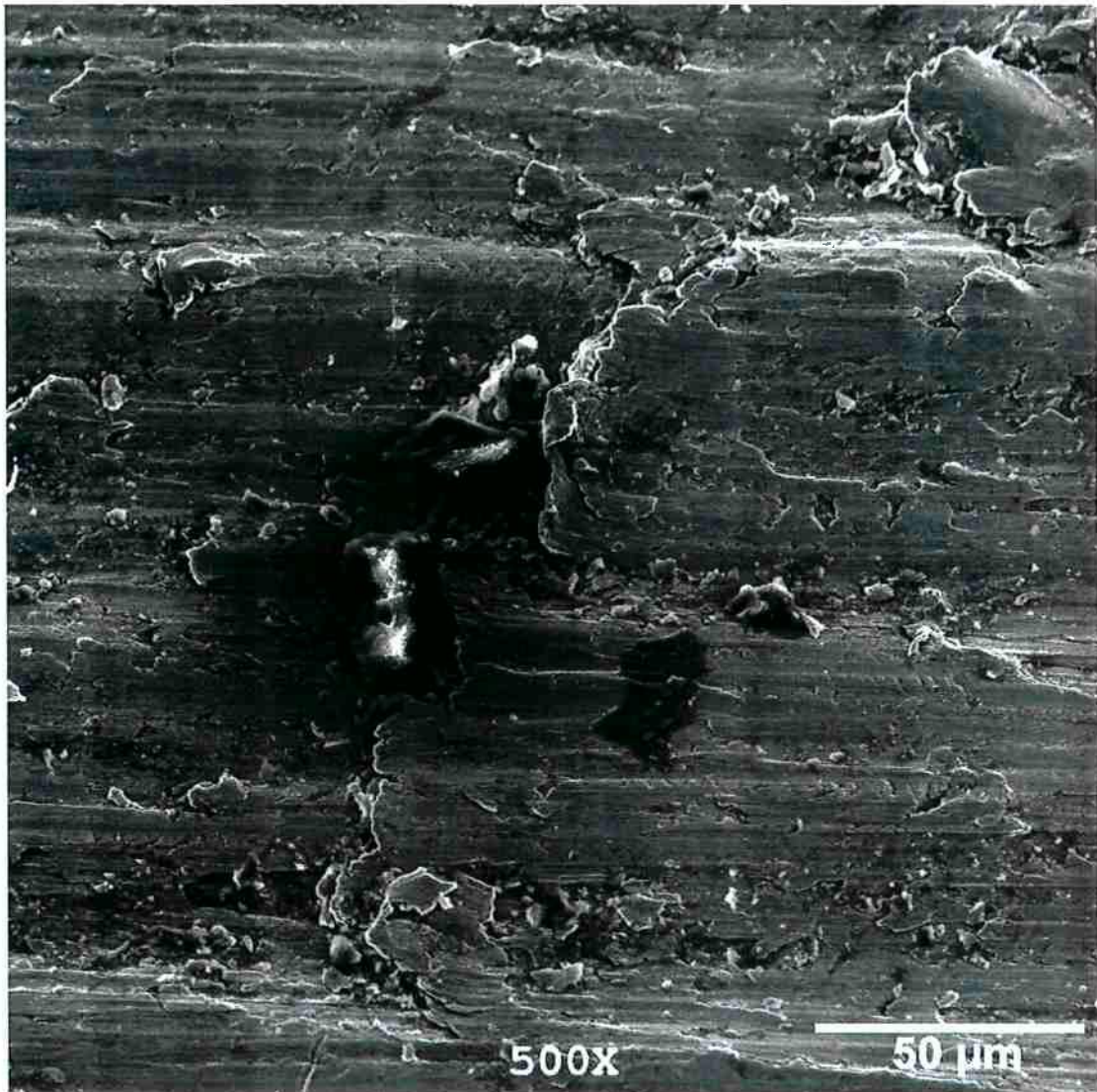


Figura 3.19 - Micrografia mostrando a região da biela com uma incrustação. Região de contato com a cabeça do parafuso.

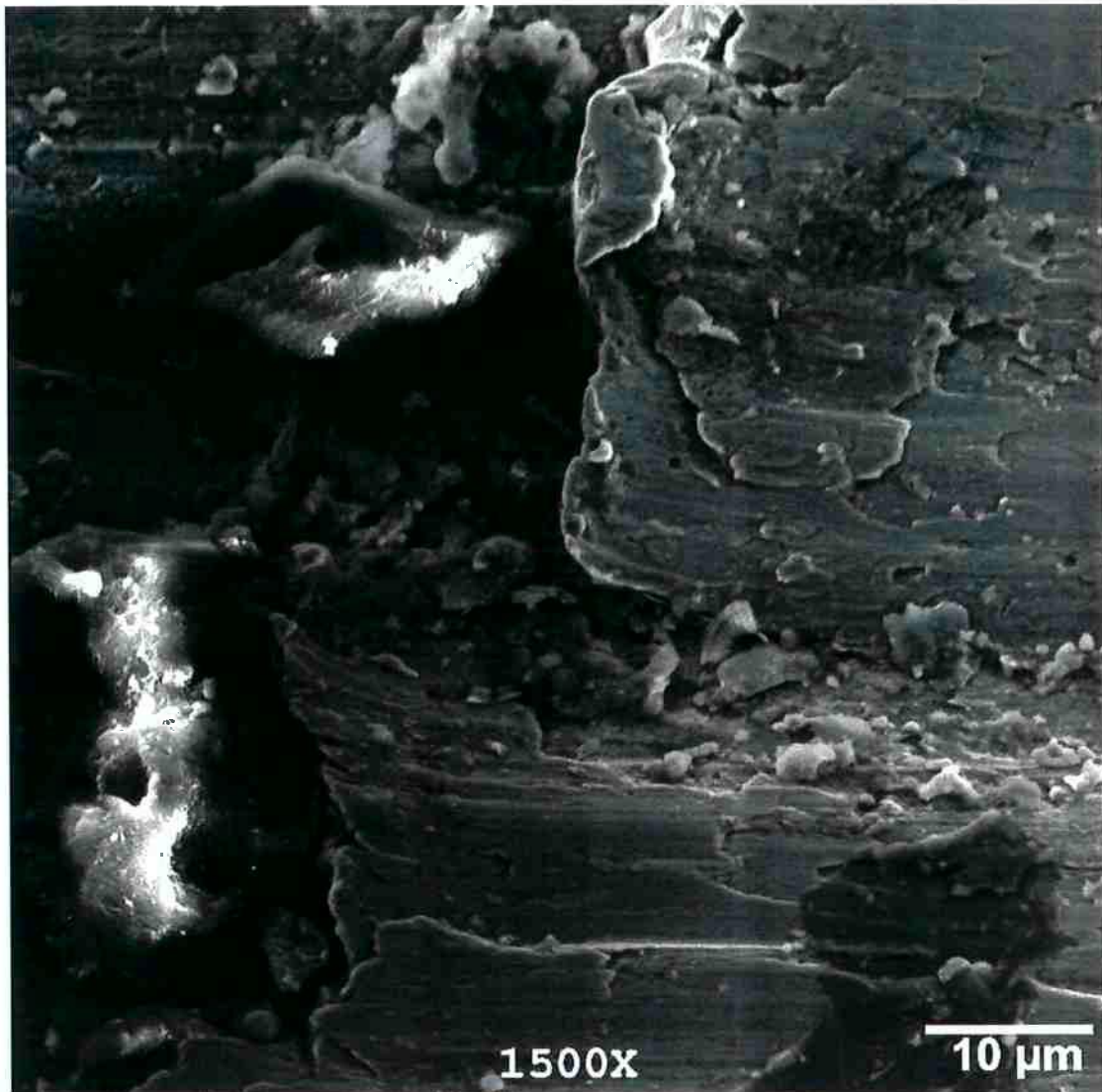


Figura 3.20 - Aspecto mais detalhado da incrustação encontrada na biela. Região de contato com a cabeça do parafuso.

A análise química mostrou que a incrustação é um pedaço de fosfato, transferido da cabeça do para fuso.

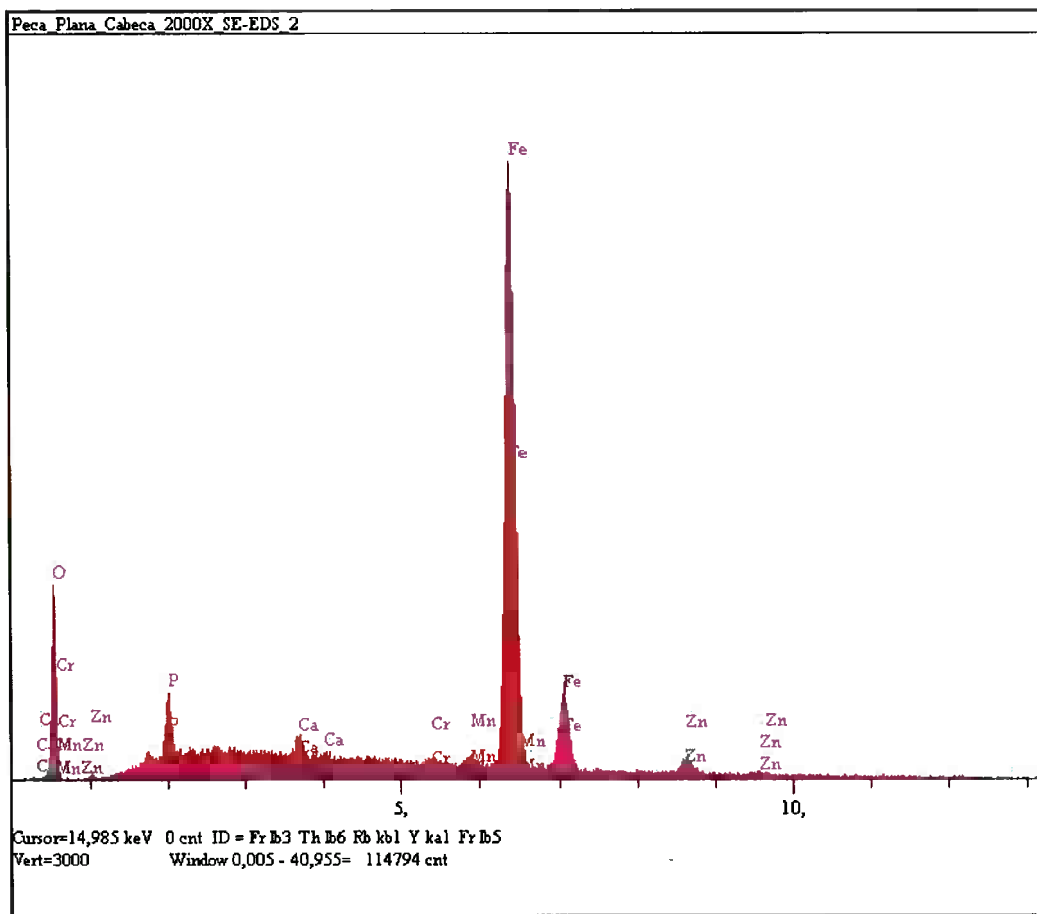


Figura 3.21 - Análise química (EDS) da incrustação na biela. Região de contato com a cabeça do parafuso.

Nota-se a presença de fósforo, zinco, cálcio e oxigênio que confirma a presença do fosfato.



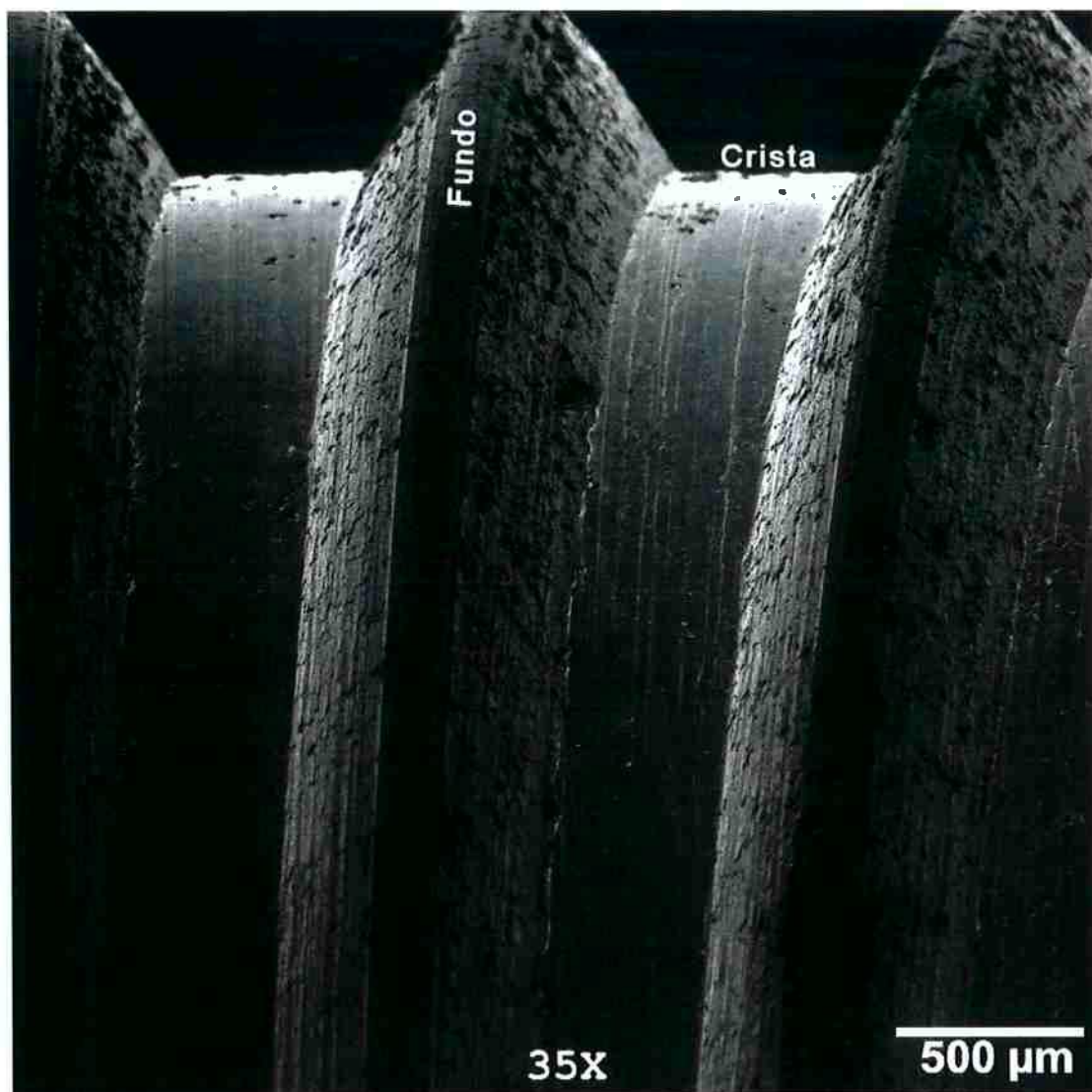


Figura 3.22 - Micrografia da região da rosca da biela.

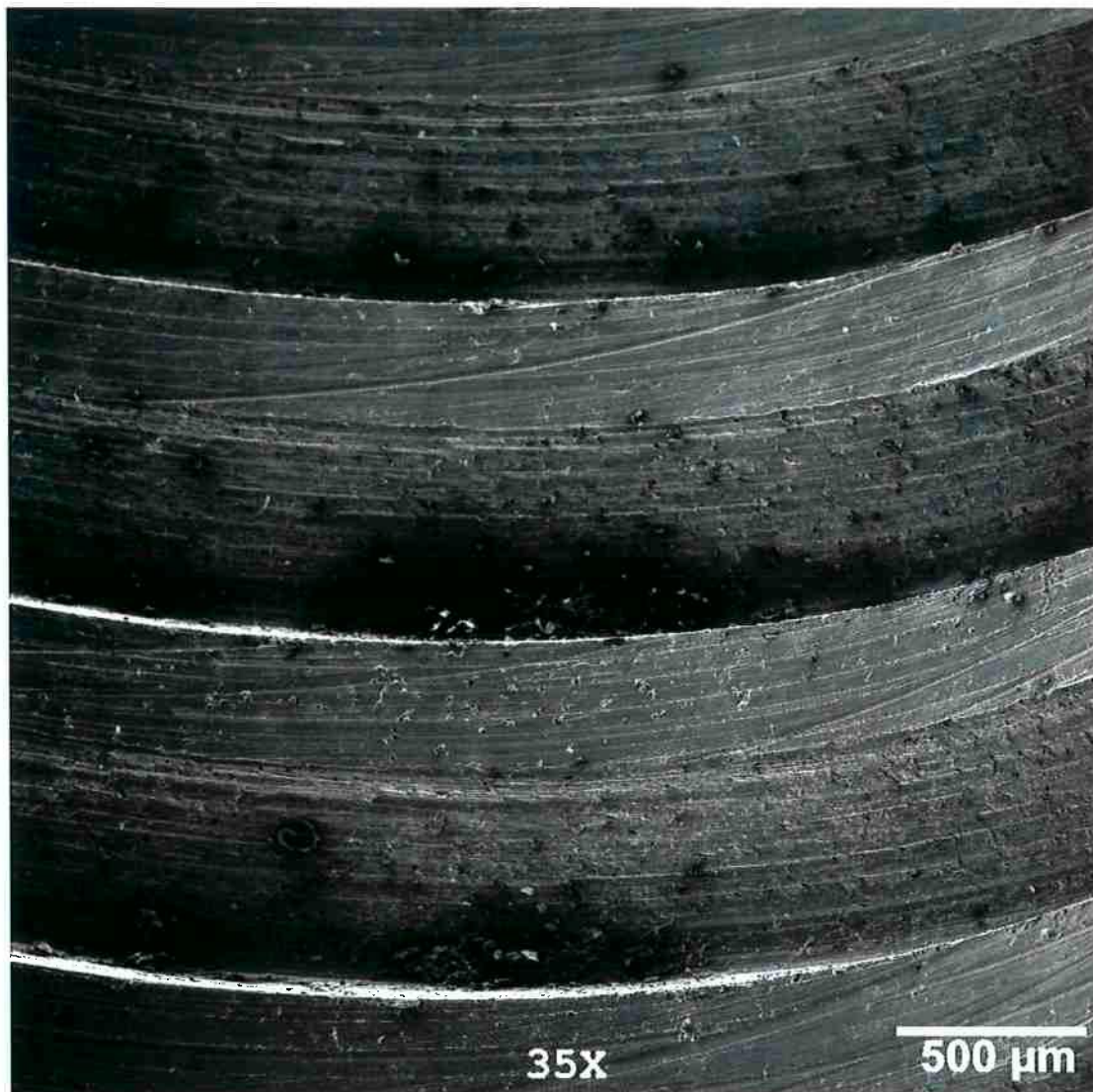


Figura 3.23 - Micrografia da região da rosca da biela, mostrando resíduos no fundo.

Infelizmente, devido ao posicionamento da amostra e as dimensões da câmara não foi possível analisar a composição desses resíduos.

#### 4 - CONCLUSÕES:

As variáveis envolvidas no processo de montagem por aparafusamento são muitas. Os recursos utilizados na indústria Automotiva, para este fim, também são muitos. O travamento dos elementos de fixação para evitar o afrouxamento da junta é alvo de muita pesquisa. Por isso, há uma infinidade de soluções em uso. Durante a pesquisa para o presente estudo, foi notado que especificar corretamente os materiais dos componentes e acessórios controladores do desempenho das juntas, não é suficiente. Há que se conseguir, além disso, um processo produtivo estável que resulte em lotes com propriedades regulares ao longo do tempo.

Em uma pequena amostragem tomada para exemplificar os métodos de inspeção da produção de parafusos, notou-se que as chances para equívocos são reais. Métodos de aperto, tipos de lubrificantes, tipos de proteção superficial, geometria da junta, necessidades básicas de produção como tempo e espaço, condições do clima como umidade e temperatura, entre outros, são fatores que estão envolvidos diretamente com os resultados. Deles depende o sucesso do comportamento da junta.

Certamente, o problema mais evidente é subestimar a intensidade que uma falha de uma junta pode trazer prejuízos ao produto ou à produção. É perigoso pensar que o elemento de fixação é barato, pode ser estocado em quantidade, é padronizado, fácil de encontrar e comprar. O poder de disseminação de uma falha distribuída em um lote de peças defeituosas que são usadas em grande quantidade é considerável. A troca em campanha de um simples parafuso de motor, por exemplo, pode acarretar milhares de reais de custo de qualidade de campo.

O único caminho para o conhecimento dos produtos e dos processos, no sentido de que eles resultem em situações esperadas e confiáveis, é a avaliação estatística dos seus parâmetros. Neste caso, não há possibilidade de uso de dispositivos “Poka Yoke”. A garantia virá da verificação, da auditoria e da vigilância constante, pois em produção seriada não há “tarefa cumprida” nem “final feliz”. O preço da tranquilidade é a eterna vigilância.


Infelizmente, uma máquina de ensaio DTT não é barata. Mas vale cada centavo pago por ela. A quantidade de informações que se pode obter através de seus ensaios é muito grande. Ela pode servir, tanto à rotina de produção quanto ao controle de qualidade e também à pesquisa e desenvolvimento. Testes complicados de verificação de coeficiente de atrito e torque prevalente em juntas especiais que usam porcas auto-atarraxantes, só são possíveis com este tipo de máquinas.

O campo para trabalhos complementares nos diversos aspectos abordados pelo estudo é muito vasto. A necessidade de testes que consagrem e definam muitas variáveis ainda discutíveis, como juntas sujeitas a vibrações, travamento químico, corrosão nas juntas aparafusadas, etc. torna muito fértil o campo para pesquisa.

## 5 - ANEXOS

**Anexo 1** - Norma DIN 946. Determinação do coeficiente de atrito de montagens porca / parafuso sob condições específicas.

UDC 621.88:620.1:531.43		October 1991
<b>Determination of coefficient of friction of bolt/nut assemblies under specified conditions</b>		<b>DIN 946</b>
<b>Bestimmung der Reibungszahlen von Schrauben und Muttern unter festgelegten Bedingungen</b>		
<i>In keeping with current practice in standards published by the International Organization for Standardization (ISO), a comma has been used throughout as the decimal marker.</i>		
<p><b>1 Scope and field of application</b></p> <p>This standard specifies a tightening test for determining the coefficient of friction of bolt/nut assemblies under specified conditions. It is only applicable for comparison purposes, such as a comparison of assemblies with different surface finishes or for cases where different lubricants are used.</p> <p>Given the variety of boundary conditions in service (e.g. resilience of bolted components, finish of washers), the results of testing in accordance with this standard do not permit conclusions to be drawn as to the behaviour of bolt/nut assemblies in a particular application, e.g. where such assemblies form part of structural configurations.</p> <p>Note. Besides the method of test described here, the coefficient of friction may also be determined by measuring the change in length of a screw or bolt after application of a given tightening torque.</p>	<p><b>3 Principle</b></p> <p>A tightening torque is steadily applied to a bolt/nut assembly at ambient temperature.</p> <p>In the range of elastic deformation, there is a linear relationship between torque and proofing load. This is expressed by the following formula applicable to bolt/nut assemblies with ISO metric thread (and also to other screw threads with triangular profile and a 60° pitch angle as specified in ISO 68:1973).</p> $M_A = F_V \left( 0,159 \cdot P + 0,578 \cdot d_2 \cdot \mu_G + \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_K \right) \quad (1)$ <p><math>M_A</math> is composed of a component acting in the thread and serving to apply the proofing load and to overcome friction in the thread, <math>M_G</math>, and a component acting at the bolt head or nut bearing face required to overcome the friction acting here, <math>M_K</math>.</p> $M_A = M_G + M_K \quad (2)$ <p>where</p> $M_G = F_V (0,159 \cdot P + 0,578 \cdot d_2 \cdot \mu_G) \quad (3)$ <p>and</p> $M_K = F_V \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_K \quad (4)$ <p>The mean diameter required for measuring the coefficient of friction acting at the bearing face of the bolt head or nut is to be calculated from</p> $D_{Km} = \frac{d_w + d_h}{2} \quad (5)$ <p>Equation (5) applies for plane bearing faces located vertically to the bolt axle and makes allowance for the geometrical tolerances as specified in ISO 4759 Part 1. In other cases (e.g. in the case of screws with a 'concave' bearing face), <math>D_{Km}</math> is to be agreed between manufacturer and customer.</p> <p>Due allowance shall be made for bearing faces which differ in form (e.g. countersunk heads or spherical faces). An accurate determination of the effective radius, <math>\frac{1}{2} D_{Km} \sin</math>, shall be based on the trace of the head visible after measurement.</p>	
<p><b>2 Parameters</b></p> <p><math>d</math> nominal thread diameter</p> <p><math>d_2</math> bolt thread pitch diameter</p> <p><math>d_3</math> bolt thread minor diameter</p> <p><math>d_{s,max}</math> maximum internal bearing diameter of screw or bolt as in ISO 885:1978</p> <p><math>d_h</math> clearance hole diameter</p> <p><math>d_w</math> external diameter of bearing face of bolt head or nut</p> <p><math>D_{Km}</math> mean diameter of bearing face of bolt head or nut relevant for frictional torque</p> <p><math>l_k</math> clamping length</p> <p><math>F_V</math> proofing load</p> <p><math>F_{0,2}</math> load at minimum yield stress or 0,2% proof stress</p> <p><math>M_A</math> tightening torque for generating load <math>F_V</math></p> <p><math>M_G</math> component of tightening torque acting in thread</p> <p><math>M_K</math> frictional torque acting at bearing face of bolt head or nut</p> <p><math>P</math> pitch</p> <p><math>\mu_G</math> coefficient of friction</p> <p><math>\mu_K</math> coefficient of friction at bearing face of bolt head or nut</p> <p><math>\mu_{ges}</math> reference coefficient for characterizing overall friction behaviour of a bolt/nut assembly</p>		



Continued on pages 2 to 4



Determination of the coefficient of friction shall be based on the relationships obtained when transforming equations (3) and (4), i.e.

$$\mu_G = \frac{M_G / F_V - 0,159 \cdot P}{0,578 \cdot d_2} \quad (6)$$

and

$$\mu_K = \frac{2 \cdot M_K}{D_{Km} \cdot F_V} \quad (7)$$

Where the test apparatus (cf. clause 4) does not permit a separate measurement of  $M_G$  and  $M_K$ , a reference coefficient of friction may be calculated from:

$$\mu_{ref} = \frac{M_A / F_V - 0,159 \cdot P}{0,578 \cdot d_2 + \frac{D_{Km}}{2}} \quad (8)$$

This coefficient can only be used for assessment of the overall friction behaviour of bolt/nut assemblies but is not suitable for the design of bolted connections in general. Since the test results are influenced by a variety of parameters, minimum requirements for the test procedure have been specified.

#### 4 Apparatus

For testing, a device shall be used which is capable of receiving a bolt, nut and washer and to which a device for recording the torque-related data is connected. Care shall be taken to ensure that the washer and whichever part (i.e. bolt or nut) is not to be moved during tightening of the assembly are held firmly in place (cf. diagram in figure 1).

For acceptance inspection, the test apparatus and test conditions shall be agreed between the parties concerned since the resilience of the apparatus may have a considerable influence on the test result.

In cases of arbitration, only such coefficients of friction may be compared that have been determined using the same apparatus, the same washer and bolt/nuts with the same thread. The measuring system shall permit determination of  $M_A$ ,  $M_G$ ,  $M_K$  and  $F_V$  with a limit of error of  $\pm 3\%$ .

#### 5 Procedure

Each test shall be carried out with a set of new bolts, nuts and washers, with the property classes of bolt and nut being compatible (e.g. 10.9/10).

When investigating the effect of lubricants on the tightening process, a special test setup may be specified which then may be used for a series of tightening tests. In such cases, bolt, nut and washer shall have the status of reference components.

##### 5.1 Mounting of bolt/nut assembly

The bolt/nut assembly to be tested shall be clamped into the apparatus so that the bolt and projects beyond the surface of the nut (as specified in DIN 78) when this is fitted for a maximum number of eight turns of thread. On the Shank side of the nut, there shall be at least two complete turns of thread (i.e.  $2P$ ) not engaged (cf. figure 1).

##### 5.2 Washer

Where no particular agreements have been made as to the condition of the washer under that part of the assembly which is rotated in the tightening process, steel washers shall be used which are to meet the following requirements:

- polished lengthwise, with  $R_a = 0,8$  to  $1,6 \mu\text{m}$ ;
- flatness tolerance and parallelism: tolerance each of  $0,04 \text{ mm}$ ;
- bright and degreased;
- minimum thickness:  $0,5 d$ ;
- hardness: 38 to 42 HRC or 380 to 420 HV 20 (e.g. made of C 45, quenched and tempered);
- clearance hole diameter,  $d_h = d_{h, \text{max}}$  (tolerance H 13), not countersunk.

##### 5.3 Thread tolerance for and surface finish of reference components

Surface finish and thread tolerance for reference components shall comply with the following specifications.

- Where bolts are to be tested, nuts with a bright finish shall be used as reference components, degreased and capable of being fully loaded (e.g. hexagon nuts), with thread manufactured to tolerance 6H. If the bolt cannot be easily screwed in by hand, nuts with thread manufactured to a larger tolerance shall be used.

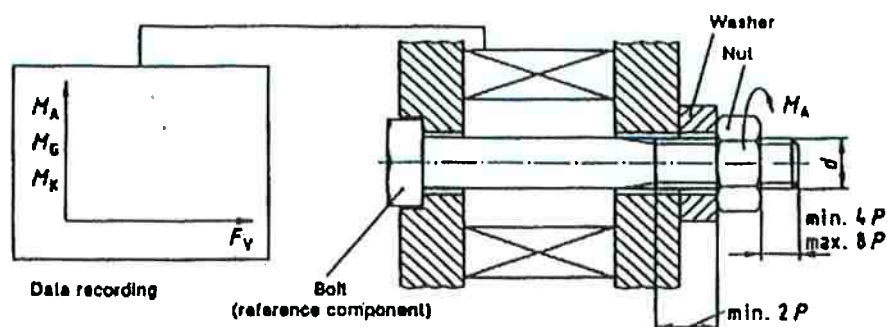


Figure 1. Diagram of test arrangement for measuring proofing load and torques relevant for determining the coefficient of friction

- b) Where nuts are to be tested, zinc-phosphated bolts shall be used as reference components, degreased and with thread manufactured to tolerance 6 g (in the uncoated condition). The coated bolt shall permit the nut to be easily mounted by hand.
- c) When investigating the effects of lubricants, bolts and nuts shall be used which comply with the requirements specified under items a) and b) above.

Note. A standard dealing with a test method for dry lubricants is currently being prepared.

#### 5.4 Tightening procedure

Tightening of the assembly shall be at a rate of 30 min<sup>-1</sup>.

### 6 Evaluation

The coefficients of friction shall be determined from equations (5) to (8), making allowance for the geometry of bolt, nut and washer for the torque applied and the proofing load generated.

The following parameters shall be entered in equations (5) to (8):

- a) nominal sizes of  $d_2$  and  $P$  (as in DIN 13 Part 1 for coarse pitch threads, as in DIN 13 Parts 2 to 11 for fine pitch threads, and as in ISO 6855 Part 1 or LN 9183 Part 1 for threads used in aerospace applications), and of  $d_h$ ;
- b) size of  $d_w$ , in accordance with the relevant product standard.

Evaluation of the test results may best be made by reading the coefficients of friction from the diagrams plotted on the basis of equations (3) and (4). Normally, the minimum value of  $d_w$  as specified in the relevant product standard is to be entered in these equations. Where  $\mu_K$  is to be determined more accurately (e.g. when investigating the effects of lubricants),  $D_{K_{min}}$  shall be determined from the trace mark on the bearing face visible after tightening.

The test results shall, where possible, be plotted in a single graph. Where bolt/nut assemblies are to be subjected to repeated tightening and loosening cycles, the results for each assembly shall be plotted separately. Evaluation shall be based on a proofing load obtained for an average value of  $\mu_0$  or  $\mu_{50}$  as determined by testing as specified in VDI 2230 Part 1.

By way of simplification, for normal values of  $\mu$ , from 0,10 to 0,18, evaluation may be based on a value of  $F_V$  equal to  $0,7 \cdot F_{0,2}$ .

Outliers shall be ignored if they can be definitely assigned to abnormal influences (e.g. a chip caught between the threads). As a rule, evaluation shall be based on 12 tests, a different number of tests being subject to agreement.

### 7 Test report

In the test report, the coefficients of friction (normally, minimum and maximum values) shall be given, together with details of the test conditions as itemized below, and stating any deviations from these conditions.

#### 7.1 Bolt

- a) Style or standard designation.
- b) Thread tolerance.
- c) Property class as in ISO 898 Part 1, if applicable.
- d) Details of manufacture (e.g. chip removal, rolling) and subsequent treatment (e.g. quenching and tempering, final rolling).
- e) Surface finish (e.g. as in DIN 267 Part 9) and surface condition (e.g. oiled).

#### 7.2 Nut

- a) Type or standard designation.
- b) Thread tolerance.
- c) Property class as in ISO 898 Parts 2 and 6, or DIN 267 Part 4, if applicable.
- d) Surface finish (e.g. as in DIN 267 Part 9) and surface condition (e.g. oiled).

#### 7.3 Washer

- a) Material.
- b) Hardness.
- c) Surface roughness.
- d) Finish (e.g. polished lengthwise).
- e) Thickness.

#### 7.4 Other information

- a) Type of test apparatus.
- b) Component moved in tightening.
- c) Rate of tightening.
- d) Temperature and relative humidity.
- e) Time between manufacture and testing, where known.

Page 4 DIN 946

**Standards and other documents referred to**

DIN 13 Part 1	ISO metric screw threads; 1 mm to 65 mm diameter coarse pitch threads; nominal sizes
DIN 13 Part 2	ISO metric screw threads; 0,2 mm, 0,25 mm and 0,35 mm fine pitch threads with diameters from 1 mm to 50 mm; nominal sizes
DIN 13 Part 3	ISO metric screw threads; 0,5 mm fine pitch threads with diameters from 3,5 mm to 90 mm; nominal sizes
DIN 13 Part 4	ISO metric screw threads; 0,75 mm fine pitch threads with diameters from 5 mm to 110 mm; nominal sizes
DIN 13 Part 5	ISO metric screw threads; 1 mm and 1,25 mm fine pitch threads with diameters from 7,5 mm to 200 mm; nominal sizes
DIN 13 Part 6	ISO metric screw threads; 1,5 mm fine pitch threads with diameters from 12 mm to 300 mm; nominal sizes
DIN 13 Part 7	ISO metric screw threads; 2 mm fine pitch threads with diameters from 17 mm to 300 mm; nominal sizes
DIN 13 Part 8	ISO metric screw threads; 3 mm fine pitch threads with diameters from 28 mm to 300 mm; nominal sizes
DIN 13 Part 9	ISO metric screw threads; 4 mm fine pitch threads with diameters from 40 mm to 300 mm; nominal sizes
DIN 13 Part 10	ISO metric screw threads; 6 mm fine pitch threads with diameters from 70 mm to 500 mm; nominal sizes
DIN 13 Part 11	ISO metric screw threads; 8 mm fine pitch threads with diameters from 130 mm to 1000 mm; nominal sizes
DIN 78	Thread ends and lengths of projection of bolt ends for ISO metric screw threads in accordance with DIN 13 series
DIN 267 Part 4	Fasteners; technical delivery conditions; property classes for nuts (old classes)
DIN 267 Part 9	Fasteners; technical delivery conditions; electroplated fasteners
ISO 68:1973	ISO general purpose screw threads; basic profile
ISO 885:1978	General purpose bolts and screws, metric series; radii under the head
ISO 898-1:1988	Mechanical properties of fasteners; bolts, screws and studs
ISO 898-2:1980	Mechanical properties of fasteners; nuts with specified proof load values
ISO 898-6:1988	Mechanical properties of fasteners; nuts with specified proof load values; fine pitch thread
ISO 4759-1:1978	Tolerances for fasteners; bolts, screws, and nuts with thread diameters from 1,6 to 150 mm and product grades A, B and C
ISO 5855-1:1988	Aerospace; MJ threads; general requirements
LN 9183 Part 1	Aerospace; ISO metric screw threads; fundamental deviations and tolerances
VDI 2230 Part 1	Design for high-strength structural bolting; cylindrical single-screw connections

**International Patent Classification**

G 01 L 5/24

G 01 N 19/02



## 6 - BIBLIOGRAFIA

1. Berger, M. **Growth of Manganese Phosphate Coatings on Rocker Arm Shafts.** Södertälje, Technical Regulation Scania Latin America. (2004)
2. Bhushan, B.; Gupta, B. K. **Handbook of Tribology - Materials, Coatings and Surface Treatments.** Malabar - Florida: Krieger Publishing Company. (1997)
3. Blau, P. J. **Friction Science and technology.** New York: McGraw-Hill, (1995) pg16 - 41
4. Brockett, P.; Levine, A. **Statistic and Probability and Their Applications,** New York: Saunders College Publishing. (1984)
5. Downie, N. M.; Heath, R. W. **Basic Statistical Methods.** New York, Harper & Row Publishers. (1983)
6. DUBBEL, **Handbook of MECHANICAL ENGINEERING.** Londres. Springer-Verlag.
7. Hutchings, I. M.; **Tribology - Friction and Wear of Engineering Materials.** Londres: Edward Arnold - (1992)
8. Karlsson, A. **Hexagon head screws with Flange Metric Coarse Pitch,** Södertälje, Norma de uso interno Scania Latin America. (2003)
9. Karlsson, A. **Assembly Torques - Normal,** Södertälje, Norma de uso interno Scania Latin America. (1999)
10. Karlsson, A. **Assembly Torques - Special,** Södertälje, Norma de uso interno Scania Latin America. (2003)
11. Karlsson, A. **Hexagon Nuts - General Regulations,** Södertälje, Norma de uso interno Scania Latin America. (2004)
12. Karlsson, A. **Testing the Clamping Force of Bolts Screw and Nuts,** Södertälje, Norma de uso interno Scania Latin America. (2003)
13. Leite, M. P. **Comportamento das Juntas Rigidamente Fixadas por Parafusos,** Apostila do curso da Metalac SPS Ind. e Com. Ltda. (2005)
14. Murphy, J. S. **Screw Thread Production.** Londres: The Machinery Publishing Co. Ltd. (1957).
15. Svensson, S. **Connecting Rods for Diesel Engines.** Södertälje, Technical Regulation Scania Latin America. (2003)

16. Stelund, H. **Quenched and Tempered Steels and Precipitation Hardening Steels.**  
Södertälje, Norma de uso interno Scania Latin America. (2004)