

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIA**

LUCAS BELLAN MENEGUSSI

ANÁLISE DE JUNTAS PARAFUSADAS EM RODAS AGRÍCOLAS REGULÁVEIS

CAXIAS DO SUL

2021

LUCAS BELLAN MENEGUSSI

ANÁLISE DE JUNTAS PARAFUSADAS EM RODAS AGRÍCOLAS REGULÁVEIS

Trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito para obtenção parcial do título de bacharel em Engenharia Mecânica

APROVADO EM ___/___/___

Banca examinadora:

Prof. Dr. Alexandre Viecelli
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Prof. Dr. Alexandre Fassini Michels
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Adelair Lino Colombo
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Dedico este trabalho aos meus pais, Renoir e Claudete, e minha irmã Elisa, meus três grandes exemplos por toda a vida.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente aos meus pais, por terem proporcionado condições para que eu concluísse mais esta etapa em minha vida.

À Universidade de Caxias do Sul por disponibilizar de seu equipamento DTT e seus funcionários para execução dos ensaios.

Aos funcionários do LAMEC, em especial ao Axel Müller e Matheus Tuzzin por darem toda a atenção necessária e por todas as dicas e ideias durante as visitas e ensaios neste ano.

Aos professores do curso de engenharia mecânica, em especial ao Prof. Dr. Alexandre Vieceli por toda atenção, ótimas orientações e paciência comigo durante todo TCC.

Ao meu colega de trabalho André Selau, pelos valiosos ensinamentos profissionais, principalmente na área da Engenharia do Produto.

À empresa Rodaros pelo fornecimento do material e mão de obra necessário para produção dos corpos de prova.

*“Só se pode alcançar um
grande êxito quando nos
mantemos fiéis a nós mesmos”.*

Friedrich Nietzsche

RESUMO

Na indústria agrícola é habitual que suportes constem em projetos de rodas, de modo que permitam a regulagem do disco em diferentes posições. Juntas parafusadas são utilizadas com o propósito de unir o disco ao suporte. O trabalho tem como objetivo avaliar valores de rendimento, coeficiente de torque e de atrito na cabeça e na rosca do parafuso de conjuntos parafusados para regulagem de rodas agrícolas. Também, faz-se a comparação de reusabilidade de uma junta parafusada aplicando-se torque a seco e lubrificado. Os conjuntos parafusados ensaiados foram compostos por um suporte soldado a uma porção do aro e uma chapa, a qual simula uma parte do disco da roda. Foram ensaiados dois conjuntos com parafuso M16: um com porca padrão e arruela e outro com porca flangeada. Para alcançar estes objetivos, fez-se uso do ensaio DTT (Determinador de Torque Tensão). Ao se analisar as características obtidas em ensaio, percebe-se que para o primeiro aperto, dado a seco, foi necessária a mesma força tensora de 56 kN para ambos os conjuntos. O conjunto contendo porca flangeada necessitou do menor ângulo de aperto para iniciar o torque, sendo este de 240°. Para ambas as condições aplicadas ao conjunto porca e arruela, a dissipação de torque ocorreu em maior parte na região da rosca do parafuso, enquanto nos conjuntos com porca flangeada mais na cabeça. Tratando-se dos ensaios para análise de reusabilidade, constatou-se que os conjuntos contendo porca flangeada, precisam de muito menos ângulo de aperto, sendo que o conjunto porca e arruela chegou a necessitar de 1440° para atingir o ponto de escoamento no último aperto. Os menores índices de coeficiente de atrito foram localizados na rosca do conjunto de porca flangeada lubrificado, atingindo apenas 0,037 após impostos os 4 apertos e desapertos. O aumento do coeficiente de atrito na maioria dos conjuntos, sugere que os sucessivos apertos promovem alterações na interface de contato. Foi possível provar como o aumento de coeficiente de atrito na rosca gera um decréscimo no rendimento. Conclui-se que o conjunto contendo porca flangeada, e dada a condição de torque lubrificado, foi a opção de junta mais adequada para a aplicação, apresentando rendimento superior a 95% após 4 apertos executados.

Palavras-chave: Roda, Junta Parafusada, Torque, DTT, Coeficiente de Atrito, Rendimento, Reusabilidade.

ABSTRACT

In the agricultural industry it is usual supports in wheel designs, so that the disc can be adjusted in different positions. Screwed joints are used for the purpose of joining the disc to the support. The objective of this work is to evaluate values of efficiency, torque and friction coefficient in the head and in the screw thread of sets screwed to adjust agricultural wheels. Also, the reusability comparison is made between the screwed joint with dry torque and lubricated. The tested screw sets were composed of a support welded to a portion of the rim and a plate, which simulates a part of the wheel disc. Two sets with M16 bolt were tested: one with standard nut and washer and other with flanged nut. To achieve this goal, a Torque-tension Testing machine was used. When analyzing the characteristics obtained in the test, in the first dry tightening, the same tensile force of 56 kN was required for both sets. The set containing the flanged nut required the smallest tightening angle to start the torque, which was 240°. For both conditions applied to the nut and washer assembly, the torque dissipation occurred mostly in the region of the screw thread, in the assemblies with flanged nut more in the head. Regarding the tests for reusability analysis, it was found that the sets containing flanged nut need much less tightening angle, and the nut and washer set even needed 1440° to reach the yield point in the last tightening. The lowest coefficient of friction values were located in the thread of the lubricated flange nut assembly, reaching only 0.037 after the 4 tightenings and loosening were imposed. The increase in the friction coefficient in most sets suggests that successive tightenings promote changes in the contact interface. It was possible to prove how the increase in the friction coefficient in the thread generates a decrease in efficiency. It is concluded that the set containing flanged nut, at lubricated torque condition, was the most suitable joint option for the application, with an efficiency greater than 95% after 4 tightenings performed.

Keywords: Wheel, Bolted Joint, Torque, Torque-tension Testing, Friction Coefficient, Reusability.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Simulação de conjunto roda-cubo-eixo parafusado	16
Figura 2 - Suporte regulável fixado aos parafusos e pontos de solda do suporte no aro.....	16
Figura 3 - Roda Agrícola com 8 pontas e 1 ligação por ponta.....	17
Figura 4 - Roda agrícola com 4 pontas e 2 ligações por ponta	18
Figura 5 - Seção transversal de uma roda agrícola.....	20
Figura 6 - Resultado de Método de Elementos Finitos.....	21
Figura 7 - Perfil de rosca padrão NBR ISO 068-1	23
Figura 8 - Parafuso e suas principais partes	24
Figura 9 - Classe de resistência 8.8.....	25
Figura 10 - Parafuso e seus acessórios, compondo uma união parafusada	26
Figura 11 - Exemplo de porca flangeada	27
Figura 12 - Rigidez do parafuso.....	28
Figura 13 - Seção de uma junta parafusada e sua deformação em cone.....	29
Figura 14 - Esforços aplicados em uma junta parafusada.....	30
Figura 15 - Diferentes valores de μG	33
Figura 16 - Gráfico de força em relação ao aperto (em ângulo) do parafuso	34
Figura 17 - Força de pré-carregamento e deflexões iniciais.....	36
Figura 18 - Carga-deflexão e forças resultantes	36
Figura 19 - Fluxograma de tarefas.....	41
Figura 20 - Suporte regulável simples.....	42
Figura 21 - Simulação de montagem com suportes diferentes.....	42
Figura 22 - Pontas de disco cortadas.....	43
Figura 23 - Componentes da junta parafusada	44
Figura 24 - Modelo tridimensional da junta a ser ensaiada	45
Figura 25 - Comportamento comum da curva de pré-carga.....	46
Figura 26 - Determinador de torque x tensão.....	46
Figura 27 - Corpo de prova acoplado no equipamento	47
Figura 28 - Gráfico Força-Torque-Ângulo - 1º Aperto - Porca + Arruela a seco.....	49
Figura 29 - Gráfico Força-Torque-Ângulo - 1º Aperto - Porca Flangeada a seco	50
Figura 30 - Gráfico Força-Torque-Ângulo - 1º Aperto – Porca + Arruela Lubrificado	50
Figura 31 - Gráfico Força-Torque-Ângulo - 1º Aperto - Porca Flangeada Lubrificado	51
Figura 32 - Comparação entre parcelas de torque dissipadas no parafuso.....	53
Figura 33 - Comparação da dissipação dos coeficientes de atrito nos parafusos	54
Figura 34 - Arruela amassada após 1º aperto.....	54
Figura 35 - Gráfico Força-Torque-Ângulo - 4 Apertos – Porca + Arruela Lubrificado	55

Figura 36 - Gráfico Força-Torque-Ângulo - 4 Apertos – Porca + Arruela Seco.....	55
Figura 37 - Gráfico Força-Torque-Ângulo - 4 Apertos - Porca Flangeada Lubrificado	56
Figura 38 - Gráfico Força-Torque-Ângulo – 4 Apertos – Porca Flangeada Seco.....	56
Figura 39 - Superfície de contato da ponta do disco após os 4 apertos	60
Figura 40 - Comparação entre rendimento x N ^o de apertos	61

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Tensão máxima encontrada em cada componente da roda.....	22
Tabela 2 - Valores mínimos de LRT e LE para parafusos.....	26
Tabela 3 - Valores de força (kN) e suas respectivas tolerâncias, na zona elástica	31
Tabela 4 - Valores de fator de torque de acordo com revestimentos e/ou materiais	39
Tabela 5 - Conjuntos para ensaio e condições	44
Tabela 6 - Conjuntos parafusados para ensaio de reutilização	48
Tabela 7 - Valores encontrados no ponto de escoamento – 1º aperto	51
Tabela 8 - Valores de torque para o 1º aperto	52
Tabela 9 - Valores de coeficiente de atrito para o 1º aperto.....	53
Tabela 10 - Valores encontrados no ponto de escoamento – 4 apertos.....	57
Tabela 11 - Valores de torque para 4 apertos.....	58
Tabela 12 - Valores de coeficientes de atrito para 4 apertos.....	59
Tabela 13 - Valores de rendimento para cada aperto	60

LISTA DE ABREVIATURAS

ALAPA	Associação Latino Americana de Pneus e Aros
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
DIN	<i>Deutsches Institut Für Normung</i>
DTT	Determinador de Torque x Tensão
ETRTO	<i>The European Tyre and Rim Technical Organisation</i>
IARC	<i>International Agency for Research on Cancer</i>
IBERO	Indústria Brasileira de Equipamentos Rodoviários
ISO	Organização Internacional para Padronização
LAMEC	Laboratório de Ensaios Mecânicos
LE	Limite de Escoamento
LRT	Limite de Resistência a Tração
MEF	Método de Elementos Finitos
RS	Rio Grande do Sul
TA	Torque Alvo
TRA	<i>The Tire and Rim Association, Inc.</i>
UNS	<i>Unified National Standard</i>

LISTA DE SIGLAS

A_s	Área Resistiva
A_{sr}	Área Cilíndrica do Parafuso sem Rosca
A_t	Área Sob Tração
C	Constante de Rigidez da Junta
d	Diâmetro Maior (Nominal) da Rosca Externa (Parafuso)
d_2	Diâmetro do Passo da Rosca Externa (Primitivo)
d_3	Diâmetro Menor da Rosca Externa
d_h	Diâmetro do Furo de Folga
d_w	Diâmetro da Cabeça da Arruela (de Assentamento)
d_x	Diâmetro Nominal de um Elemento de Fixação
D	Diâmetro Maior da Rosca Interna (crista)
D_1	Diâmetro Menor da Rosca Interna (raiz)
D_2	Diâmetro do Passo da Rosca Interna
D_A	Diâmetro da Superfície de Placas Fixas Circulares
D_K	Diâmetro do Cone de Deformação na Superfície da Interface de Placas Fixas Circulares
D_{km}	Diâmetro Efetivo da Cabeça do Parafuso (de Assentamento)
E_b	Módulo de Elasticidade do Material do Parafuso
F_b	Carga de Compressão no Material
F_i	Pré-carga
F_m	Carga de Tração no Parafuso
F_A	Força Axial no Eixo do Parafuso
F_M	Força de Montagem
F_Q	Força Transversal Normal ao Eixo do Parafuso
F_Q	Força Tensora
H	Altura Nominal do Triângulo
h	Espessura de uma Placa Fixada
K	Rigidez do Material
K_b	Rigidez do Parafuso
K_m	Rigidez da Junta
K_t	Fator de Torque
l_k	Comprimento total de Fixação
L	Avanço

L_{rosca}	Comprimento de Rosca
L_s	Porção de Haste Não-rosqueada
L_t	Porção de Haste Rosqueada
M_A	Torque de Montagem (de Aperto)
$M_{A(total)}$	Torque de Aperto Total
M_B	Momento Fletor no Ponto de Parafusamento
M_G	Momento Torsional na Rosca
M_K	Torque sob a Cabeça do Parafuso
M_T	Torque (Momento de Torção) na Posição do Parafuso na Face de Contato
n	Número de Entradas (Filetes)
P	Passo
P_a	Força Externa Aplicada
P_m	Carga Absorvida pelo Material
P_b	Carga Absorvida pelo Parafuso
t_w	Espessura de um Membro da Junta
W_P	Momento Resistente
α	Ângulo do Passo
α_1	Ângulo de Giro do Parafuso
δ_m	Deflexão no Material
$\Delta\delta$	Deflexão Adicional
η	Rendimento
μ_G	Coeficiente de Atrito na Rosca
μ_k	Coeficiente de Atrito na Cabeça do Parafuso
μ_{tot}	Coeficiente de Atrito Total
σ_M	Tensão Axial
δ_b	Deflexão no Parafuso
φ_D	Ângulo do Cone de Deformação

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO	17
1.2	OBJETIVOS	19
1.2.1	Objetivo geral do trabalho	19
1.2.2	Objetivos específicos do trabalho.....	19
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	20
2.1	RODAS AGRICOLAS	20
2.1.1	Aro	20
2.1.2	Disco	21
2.2	ELEMENTOS DE FIXAÇÃO	22
2.2.1	Juntas parafusadas	22
2.2.2	Tipos de roscas	23
2.2.3	Parafusos de fixação e resistência	24
2.2.4	Acessórios de parafuso	26
2.2.5	Rigidez dos componentes	27
2.2.6	Rigidez da junta parafusada	28
2.3	FORÇA NA JUNTA PARAFUSADA.....	30
2.3.1	Tensão Torsional e Tensão Axial	31
2.3.2	Coeficiente de Atrito.....	32
2.3.3	Deformação e rendimento.....	34
2.3.4	Pré-Carga e Carregamento estático	35
2.4	TORQUE	38
2.5	REVESTIMENTOS SUPERFICIAIS	39
3	DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO.....	41
3.1	REGULAGEM E SUPORTES REGULÁVEIS	41
3.2	SELEÇÃO DOS MATERIAIS E CORPOS DE PROVA	43
3.3	ENSAIO COM EQUIPAMENTO DTT	45
3.4	COMPARAÇÃO DE REUSABILIDADE.....	47
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	49
4.1	AVALIAÇÃO DO 1º APERTO	49
4.1.1	Gráficos DTT para 1º Aperto	49
4.1.2	Análise dos Resultados do 1º Aperto	52
4.2	AVALIAÇÃO DE TORQUE E ATRITO PARA REUSABILIDADE	55

4.2.1	Gráficos DTT para Reusabilidade.....	55
4.2.2	Análise dos Resultados para reusabilidade	58
4.2.3	Avaliação do rendimento	60
5	CONCLUSÕES	62
	REFERÊNCIAS	64
	ANEXO A - ROSCAS SÉRIE POLEGADA – SISTEMA UNIFICADO AMERICANO.....	67
	ANEXO B - DIÂMETRO DO FURO DE FOLGA PARA PROJETO	68
	ANEXO C - CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS CÉLULAS DE CARGA.....	69

1 INTRODUÇÃO

O ser humano possui desejos e necessidades, que as empresas procuram transformar em produtos. A partir desta premissa, a empresa Rodaros Indústria de Rodas Ltda, atua no ramo de rodas desde 1980, constantemente abrindo novos mercados e segmentos, além de remodelar seu processo produtivo. Deste modo a expansão da empresa consolidou-se, sendo hoje em dia uma das líderes entre fabricantes de rodas no país. Antigamente, a empresa dedicava-se com maior ênfase ao segmento de rodas rodoviárias, que representava cerca de 75% do faturamento, contudo o mercado optou por importar rodas da China, devido aos baixos preços. Este fato implicou que a empresa optou pelo desenvolvimento de rodas no segmento agrícola, que acabam por gerar um lucro mais elevado. Hoje a Rodaros tem sede administrativa em Caxias do Sul-RS e a parte fabril com sede em Vacaria-RS, contemplando além dos segmentos agrícola e rodoviário, também o setor fora de estrada. Desde 2018, a empresa é administrada pelo grupo IBERO, sediado no estado de São Paulo.

Diante da concorrência acirrada do mercado de implementos agrícolas, a constante elaboração de novos produtos e melhorias em produtos antigos, se torna essencial para manter uma boa competitividade. Este mercado compreende itens como tratores, colheitadeiras, plantadoras e pulverizadores, o mercado é disputado por montadoras multinacionais de grande porte, as quais destinam grandes investimentos em pesquisa e desenvolvimento. É indiscutível que a questão da segurança na aplicação da roda é de total responsabilidade do fornecedor, o qual deve tomar as medidas necessárias para garantir o bom funcionamento dela.

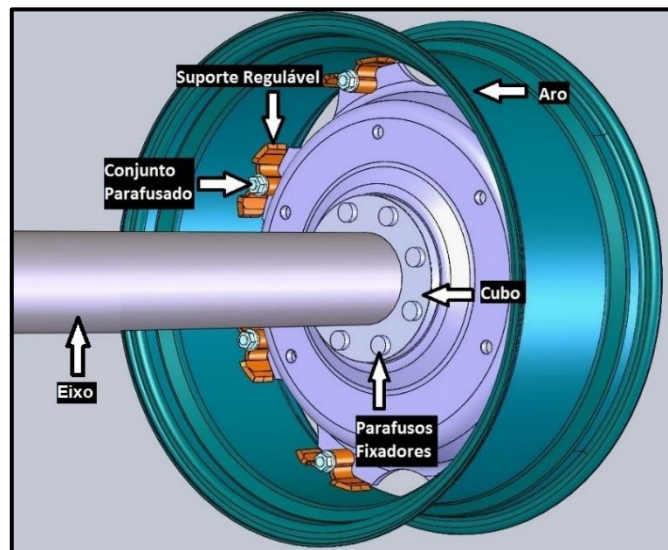
Conforme Andrade e Da Silva (2014), elementos de fixação são as peças “baratas” que sustentam as peças “caras” em qualquer sistema mecânico. Parafusos são elementos de fixação utilizados em diversas partes do veículo agrícola, cuja principal função é, a partir do torque aplicado, gerar força tensora suficiente para manter a fixação das partes. As normas para produtos como parafusos, porcas e arruelas são atualizadas de acordo com a evolução das peças, para garantir sua padronização. As principais organizações normativas são a ISO (brasileira), DIN (alemã) e ASTM (norte-americana), todas elas têm como objetivo criar sistemas que uniformizem a construção dos parafusos, orientando a produção e garantindo que a aplicação seja universal. Estes sistemas facilitam não apenas a intercambialidade das peças, mas também a sua comercialização.

Em rodas agrícolas, os parafusos são aplicados diretamente no sistema de regulação. Além disso também são projetados furos no disco da roda para, posteriormente, ser fixado o cubo-eixo do cliente. Uma grande vantagem que se dá no uso de rodas reguláveis

é a possibilidade de obter-se até 8 posições de montagens (*offsets*) distintas, a partir do posicionamento do disco.

Na Figura 1 observa-se cada componente de um conjunto roda-cubo-eixo, onde o aro é responsável pela acomodação do pneu e da câmara de ar, quando houver. O disco permite unir o cubo à roda, o suporte regulável possibilita o posicionamento do disco e o conjunto parafusado, por sua vez, serve para fixar o disco ao suporte.

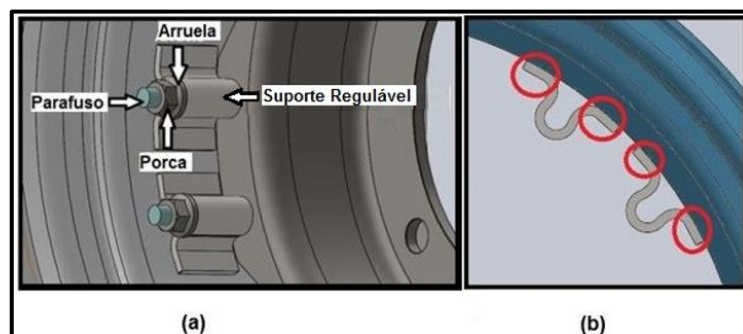
Figura 1 - Simulação de conjunto roda-cubo-eixo parafusado



Fonte: O Autor (2020)

Neste contexto apresentado, a intenção do presente trabalho é entender, avaliar e propor melhorias na aplicação de juntas parafusadas, na regulagem de um disco de uma roda agrícola. A Figura 2a exemplifica um modelo 3D, feito no software Solidworks¹, representando a vista isométrica de parte de uma roda com suporte regulável soldado no aro, e seu disco fixado a partir do conjunto parafuso-porca-arruela, já na Figura 2b, as indicações em vermelho, identificam os pontos onde o suporte é soldado junto ao aro.

Figura 2 - Suporte regulável fixado aos parafusos e pontos de solda do suporte no aro



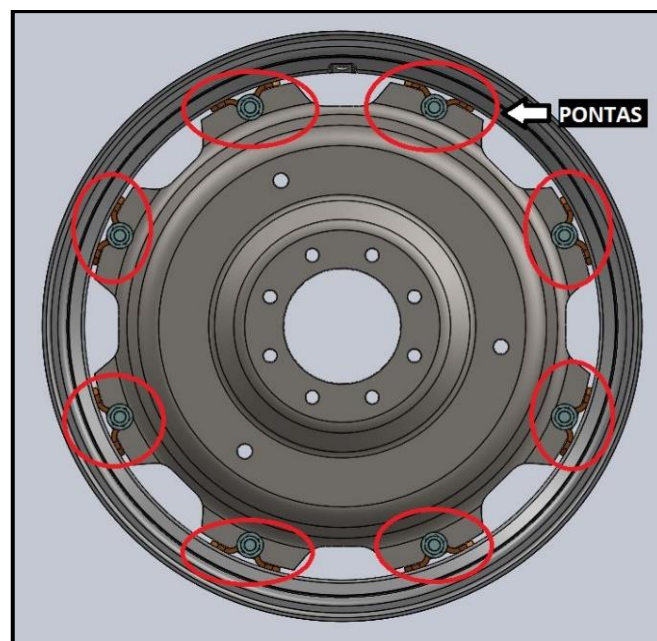
Fonte: O Autor (2020)

¹ Solidworks é uma marca registrada Dassault Systèmes

1.1 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

A busca pela redução dos tempos de produção, padronizações de montagem e a relação peso do componente / carga suportada, deve atingir as necessidades e requisitos pré-estabelecidos pelo cliente, além é claro, de atender a norma vigente no país onde o equipamento será utilizado. Quando é necessária uma conexão que possa ser desmontada com facilidade e sem danos ao equipamento, além de resistir a cargas externas de tração, de momento e de cisalhamento, uma junção parafusada pode se tornar a opção mais viável. Quando as juntas parafusadas não são bem projetadas, podem acarretar problemas de quebra da roda em campo, antes do fim da vida útil. Outro motivo que pode levar a essas quebras se dá pela má utilização, que é quando a máquina agrícola é submetida à esforços muito superiores daqueles que foram projetados. Além de afetar as rodas e os pneus, também causa danos no sistema de freios e eixos. Pode-se citar outros motivos para falhas, como folgas entre componentes da junta e um número mal projetado de ligações por ponta do disco. Na Figura 3 são identificadas 8 pontas e 1 ligação parafusada em cada ponta.

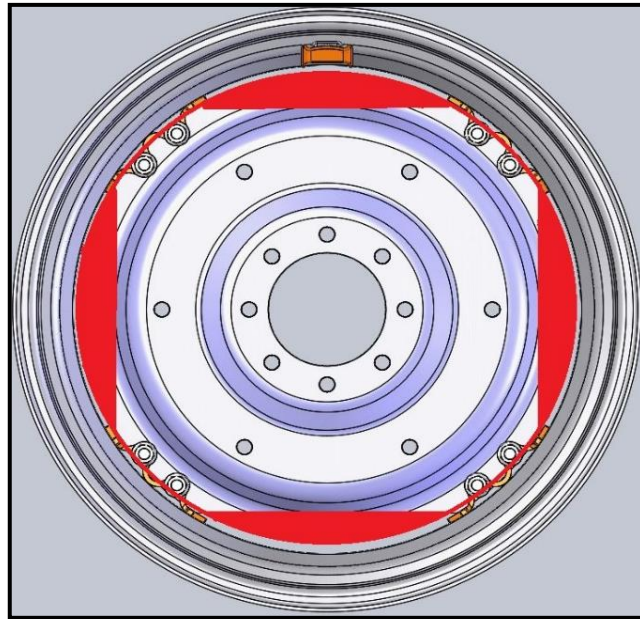
Figura 3 - Roda Agrícola com 8 pontas e 1 ligação por ponta



Fonte: O Autor (2020)

O número de pontas e o número de juntas parafusadas são definidos a partir da análise de carga. No caso de uma roda com 4 pontas, como mostrada na Figura 4, tem-se a possibilidade, eliminada a parte destacada em vermelho, do uso de um blanque quadrado. Deste modo reduzindo o peso da roda, e conseqüentemente o consumo de matéria prima.

Figura 4 - Roda agrícola com 4 pontas e 2 ligações por ponta



Fonte: O Autor (2020)

É comumente encontrado na indústria, projetos antigos, às vezes de mais de 20 anos de existência, que foram validados a partir de conhecimentos empíricos e sem registros do que foi realmente feito. Um exemplo é a seleção de parafusos, porcas e arruelas disponíveis no mercado e até mesmo dos suportes, que são projetados e fabricados internamente a partir de ferramentas montadas em prensas. Cálculos analíticos de dimensionamento detalhado, possibilitariam maior facilidade na escolha, gerando um conhecimento que facilita soluções para projetos futuros. Tal facilidade acarretaria também em uma maior velocidade na definição do projeto final. Isso se torna importantíssimo comercialmente, levando-se em consideração os curtos prazos para aprovação de um projeto de roda, ou seja, quanto mais rápido o projeto estiver pronto para ser apresentado ao cliente, maior a chance de conquistar o cliente e maior o tempo para adaptações de ferramental e processos.

Atualmente, o setor de Engenharia do Produto da Rodaros possui escassez de dados para aplicação específica de quando cada conjunto de fixação deve ser utilizado. Tendo este conhecimento aprofundado os projetos podem ser padronizados e adquirir um maior nível de confiabilidade, gerando menos devoluções e retrabalhos.

Mais uma justificativa para a realização deste trabalho está relacionada com a pouca disponibilidade de literatura científica específica disponível no ambiente industrial. Geralmente as pesquisas sobre o assunto acabam sendo sigilosas e mantidas como segredos industriais, devido à grande concorrência no setor. Tornando assim, o estudo importante para se ter uma ideia da magnitude do efeito causado por uma junta mal dimensionada.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral do trabalho

O objetivo geral deste trabalho é, a partir de ensaios experimentais e com base na literatura, avaliar diversos parâmetros presentes em juntas parafusadas, fazendo-se uso de conjuntos utilizados em rodas agrícolas reguláveis.

1.2.2 Objetivos específicos do trabalho

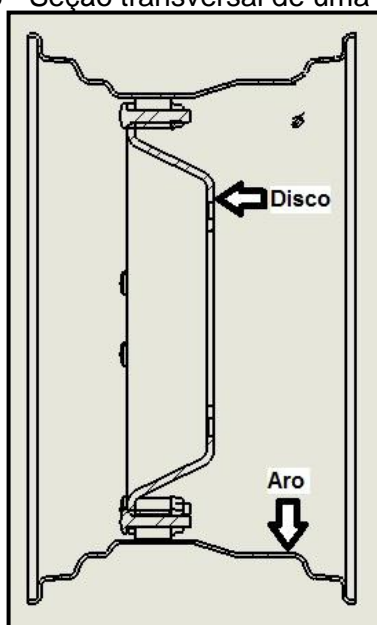
- a) confrontar variações de coeficiente de atrito do parafuso na região da rosca e da cabeça;
- b) comparar o rendimento na reutilização de uniões parafusadas com e sem o uso de lubrificante;
- c) avaliar comportamento de juntas parafusadas aplicadas a um torque especificado, por meio de resultados obtidos em ensaio;
- d) comparar dados obtidos das diferentes juntas utilizadas no ensaio.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 RODAS AGRICOLAS

Uma roda agrícola, como qualquer outro produto, nasce de uma necessidade específica do mercado, seja um novo equipamento, um novo modelo de pneu, um tipo diferente de cubo de fixação e novos conceitos de aplicação do produto. Todos esses fatores podem ser motivo para a criação de um novo projeto de roda. Independente da sua forma de construção, uma roda possui duas regiões críticas: (1) o aro e (2) o disco (centro). Na Figura 5 ambas são identificadas.

Figura 5 - Seção transversal de uma roda agrícola



Fonte: Arquivo técnico Rodaros Indústria de Rodas Ltda (2020)

2.1.1 Aro

O aro é o local de assentamento do pneu e é responsável pela vedação do ar, para caso de pneus sem câmara, devendo suportar sua pressão de inflação, receber a carga axial imposta pelo pneu, e deve garantir que ele gire com o mesmo deslocamento angular que o conjunto rodante.

Este componente é construído seguindo normas internacionais, que estipulam dimensões específicas para cada tipo de pneu, onde a roda deverá ser montada. Alguns exemplos de organizações normativas, para estes fins, são a ALAPA (Associação Latino-Americana dos fabricantes de Pneus, Rodas e Aros), A ETRTO (*The European Tyre and Rim Technical Organisation*) e a TRA (*Tire and Rim Association*). De acordo com a ALAPA (2020), com o crescente desenvolvimento da indústria automotiva, a normatização tornou-se uma

exigência a fim de compatibilizar a diversidade dos produtos. Essas entidades têm como finalidade ampliar os estudos referentes a dimensões, padronizações, condições de emprego e montagem de pneumáticos (pneus), câmaras de ar, válvulas, aros e rodas.

2.1.2 Disco

O centro, ou mais conhecido como disco, é o componente da roda responsável pela fixação da roda no equipamento e pela transmissão de torque do eixo para o restante do conjunto. É também no disco onde se concentram as maiores tensões devido ao momento causado pela carga do veículo,

O disco é desenvolvido respeitando limitações dimensionais referentes ao sistema de freios do equipamento, necessidade de ventilação, tamanho do cubo de roda e carga a ser suportada. (FILHO, 2007).

No cotidiano da engenharia, projetistas e engenheiros enfrentam diversos problemas técnicos, podendo alguns serem de fácil resolução, já outros de resoluções mais complexas, deste modo diversas fórmulas, tabelas e métodos são utilizados nos cursos de engenharia. Em particular, na área de cálculo estrutural, onde as estruturas são muito complexas para serem analisadas via técnicas analíticas, a solução comumente utilizada na indústria é a análise por métodos computacionais, sendo o mais utilizado, o método de elemento finitos (MEF), que tem como objetivo simplificar e acelerar o processo de cálculos estruturais, além de gerar resultados mais precisos. (FILHO, 2012). Na Figura 6 tem-se o resultado da análise via método de elementos finitos feita em um projeto de roda agrícola.

Figura 6 - Resultado de Método de Elementos Finitos



Fonte: Arquivo técnico Rodaros Indústria de Rodas Ltda (2020)

Os resultados obtidos pela análise estática da roda em questão, para cada um de seus componentes, relevaram os valores expostos na Tabela 1:

Tabela 1 - Tensão máxima encontrada em cada componente da roda

Componente	$\sigma_{m\acute{a}x}$ encontrada (MPa)
Aro	84,7
Disco	123,0
Suportes	189,5

Fonte: Arquivo técnico Rodaros Indústria de Rodas Ltda (2014)

Observa-se que a tensão máxima em um carregamento radial encontrada na região do disco, é 31% maior que a encontrada na região de tensão máxima do aro. Nas pontas, ou seja, na região onde há a ligação parafusada entre o disco e os suportes, encontra-se a região de máxima tensão de toda a roda. Essa região é a primeira que apresentará falhas, ou até quebra em campo, em caso de mal-uso do equipamento ou de excesso de carga.

2.2 ELEMENTOS DE FIXAÇÃO

Basicamente, de acordo com Garcia (2013), são denominados elementos de fixação qualquer peça cuja função seja “fixar alguma coisa numa outra coisa”. O mais comum de todos é o parafuso, cuja aplicação varia desde estruturas mecânicas complexas como navios e aviões, como na área da saúde, para fixar ossos e em implantes dentários. Apesar de sua importância, quase sempre é o último componente a ser dimensionado.

2.2.1 Juntas parafusadas

Grande parte das indústrias faz uso de uniões parafusadas em seus componentes. Esta união possui, ao menos, dois componentes unidos por um processo pré-definido de aperto (torque). Este torque é determinado a partir de cálculos matemáticos e por posteriores ensaios do produto. De acordo com Kumar (2008), um dos principais fatores do vasto uso de juntas parafusadas na indústria se dá por sua facilidade de desmontagem, principalmente quando se necessita de desmontagem e inspeção frequentes.

De acordo com Norton (2013), o projeto e a manufatura de uniões parafusadas é um negócio grande e de importância significativa economicamente. Tem-se como exemplo, a fabricação de equipamentos como aviões e automóveis, que possuem uma montagem muito complexa, deste modo fazendo-se uso de muitas juntas parafusadas. Argatov e Sevostianov

(2010) atentam que a utilização de juntas parafusadas requer cuidados e atenção a seus modos de falha, sendo os mais conhecidos a perda de pré-carga e a quebra por fadiga.

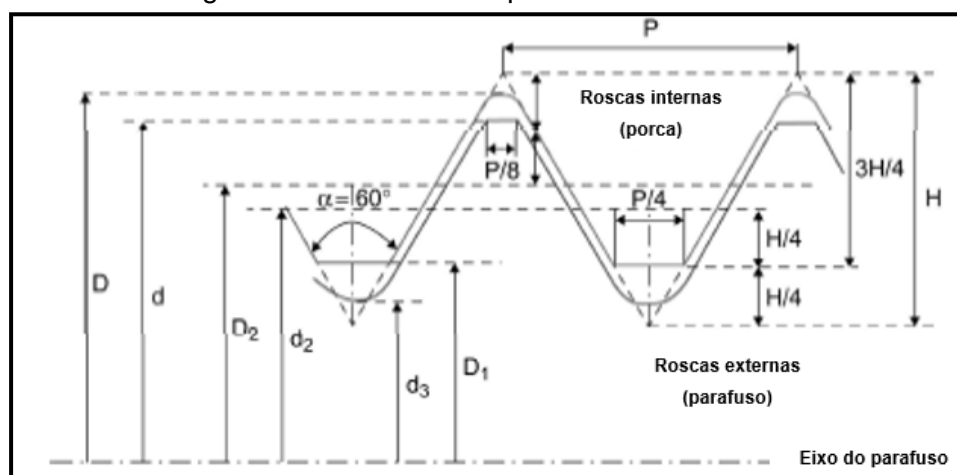
De acordo com Lee, Barkey e Kang (2012) juntas parafusadas são abreviadas como DSV de acordo com a norma VDI 2230, referente à associação de engenheiros alemães e é muito útil para projetar juntas parafusadas em muitos casos.

2.2.2 Tipos de roscas

O elemento comum presente em vários fixadores é a rosca. De acordo com Norton (2013) trata-se de uma hélice que permite que o parafuso avance sobre o material. Roscas podem ser definidas por suas características básicas, como seu tamanho (diâmetro da rosca), número de filetes e espessura do filete (rosca fina ou grossa). Neste trabalho serão usadas roscas padrão ISO.

Conforme Norton (2013) as formas de roscas originalmente eram diferentes para cada um dos principais países fabricantes, porém, após a Segunda Guerra Mundial, foram padronizadas na Inglaterra, Canadá e nos Estados Unidos, países vencedores do advento, no que hoje se conhece como série *Unified National Standard* (UNS), adotando assim um padrão único para todos os países que utilizam polegada como unidade. O padrão europeu é definido pela norma NBR ISO 068-1, obedecendo ao perfil apresentado na Figura 7.

Figura 7 - Perfil de rosca padrão NBR ISO 068-1



Fonte: Adaptado de Lee, Barkey e Kang (2012)

onde: H = altura nominal do triângulo [mm];

P = passo

D = diâmetro maior da rosca interna (crista) [mm];

D_1 = diâmetro menor da rosca interna (raiz) [mm];

D_2 = diâmetro do passo da rosca interna [mm];

d = diâmetro maior (nominal) da rosca externa (parafuso) [mm];

d_2 = diâmetro do passo da rosca externa (primitivo) [mm] = $d - 0,649519P$;

d_3 = diâmetro menor da rosca externa [mm] = $d - 1,226869P$;

α = ângulo do passo [°].

Já o comprimento de rosca (L_{rosca}) de parafusos de classe métrica, é definido pela equação 1. A variação ocorre de acordo com seu avanço (L), que se trata do produto entre o número de filetes (n) e o passo (P).

$$L_{rosca} = \begin{cases} 2d + 6 & L \leq 125 & d \leq 48 \\ 2d + 12 & 125 < L \leq 200 \\ 2d + 25 & L > 200 \end{cases} \quad (1)$$

onde: $L = n \cdot P$

Uma rosca métrica pode ser exemplificada da seguinte maneira: M16 x 1,5.

Sendo assim definida por M como uma rosca métrica padrão ISO, com 16 mm de diâmetro nominal e 1,5 mm de passo de hélice.

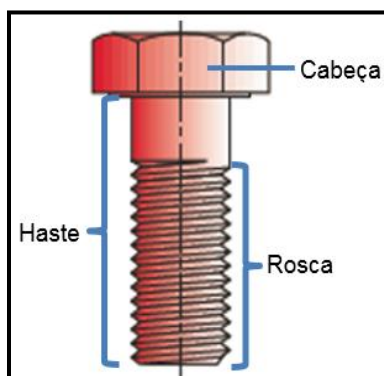
As principais dimensões de roscas ISO são apresentadas no ANEXO A.

2.2.3 Parafusos de fixação e resistência

Grizza (2000) aponta a importância das uniões parafusadas de máquinas, ferramentas e outras estruturas, onde o emprego dos parafusos é muito importante, na maioria das vezes sendo impossível projetá-las sem sua presença. A união por elementos roscados permite a montagem e desmontagem dos componentes quando necessário.

Diferente das porcas que só sofrem esforços axiais, parafusos são submetidos a esforços axiais e torcionais quando apertados. Essencialmente, são compostos de 3 partes principais, são elas, cabeça, haste e rosca, conforme Figura 8. Sua utilização se dá em uniões que necessitem de forte aperto.

Figura 8 - Parafuso e suas principais partes



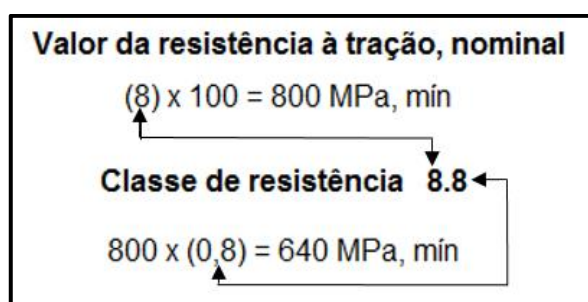
Fonte: Adaptado de Norton (2013)

Norton (2013) informa a existência de diversos modelos de parafusos, normalmente possuem rosca, apresentando também diferentes modos de classificação, podendo ser referente ao uso pretendido, a utilização de porca, tipo de rosca, formato da cabeça e também por sua resistência.

Mecanicamente, o parafuso é o componente menos resistente da junta. A resistência do parafuso é uma informação de suma importância. Um engenheiro deve se ater desses valores, a fim de selecionar o parafuso ideal para a união parafusada a ser projetada.

Segundo Garcia (2013), parafusos podem ser identificados pela sua classe, como por exemplo os parafusos da classe 8.8, muito utilizado pela indústria automotiva, para uma melhor compreensão, a Figura 9 exemplifica um parafuso desta classe.

Figura 9 - Classe de resistência 8.8



Fonte: Adaptado de Garcia (2013)

O primeiro número (8) representa o valor de resistência a tração dividido por 100, já o segundo dígito (.8) é uma fração (neste caso 80%) do limite de escoamento. Geralmente a informação da classe do parafuso é identificada na cabeça do parafuso. Conforme Vicente (2017), quanto menor for o número da classe do parafuso, conseqüentemente maior será sua ductilidade, porém menor será sua capacidade de absorver carga.

Para um melhor entendimento da capacidade de um elemento de fixação, é importante converter os valores de tração em força, deste modo, para converter a área resistiva (A_s), utiliza-se a equação 2, válida para roscas finas, em que P corresponde ao passo em mm .

$$A_s = \frac{\pi}{4} (D - 0,9328 \cdot P)^2 = \frac{\pi}{4} (d - 0,9328P)^2 \quad (2)$$

A norma ISO 898 Parte I informa os valores mínimos para limite de resistência à tração (LRT) e limite de escoamento (LE) para cada categoria de parafuso. Na Tabela 2 são exibidos os valores para 3 classes de resistência diferentes.

Tabela 2 - Valores mínimos de LRT e LE para parafusos

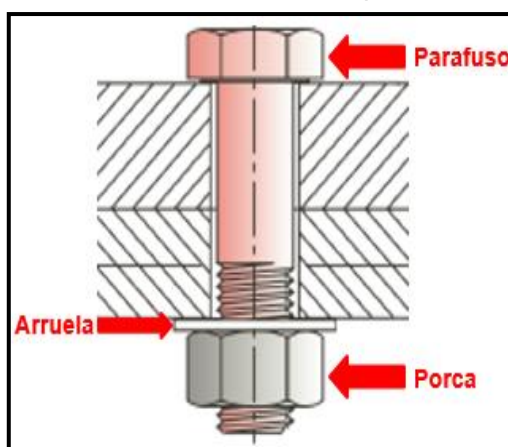
Classe	8.8	10.9	12.9
LRT (min)	800 MPa	1040 MPa	1220 MPa
LE (min)	640 MPa	936 MPa	1190 MPa

Fonte: Adaptado de Garcia (2013)

2.2.4 Acessórios de parafuso

Além do parafuso, é comum a utilização de acessórios de auxílio para obter a desejada fixação, os mais empregados na indústria tanto agrícola, como automotiva, são as porcas e as arruelas, podendo ser divididas em diversas formas e modelos. Na Figura 10 é indicada a posição destes acessórios em uma união parafusada usualmente utilizada em veículos.

Figura 10 - Parafuso e seus acessórios, compondo uma união parafusada



Fonte: Adaptado de Norton (2013)

Segundo Garcia (2013), a porca está submetida a esforços axiais e sempre deve ser o componente mais resistente da união parafusada. Seu formato geralmente é cilíndrico ou prismático, sua característica mais importante é possuir rosca interna, pois é sempre ligada a um parafuso ou então uma barra roscada. No entanto a parte externa da porca pode ter diversos formatos, variando de acordo com a aplicação. Dentre todos os modelos de porca, pode-se destacar as com formato sextavado.

Porcas são relacionadas para uso em parafusos com grau equivalente ao seu. O objetivo do uso da porca é que sua rosca interna tenha filetes, que entrem em contato com os filetes do parafuso, assim ocorrendo distribuição de cargas uniformemente sobre o parafuso. Suas propriedades mecânicas são controladas para obtenção disso (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

A porca pode possuir um flange, o qual atua como uma arruela integrada a própria porca, que tem como intuito distribuir a pressão da porca sobre a peça a ser fixada, tornando menos provável que ela se solte como resultado de uma fixação irregular. Este tipo de porca é amplamente utilizado nas indústrias automotiva e agrícola, pela exigência de um nível de segurança elevado em suas aplicações. Em sua maioria, possuem formato hexagonal e revestimento zincado, conforme ilustrado na Figura 11.

Figura 11 - Exemplo de porca flangeada



Fonte: Parafusos e Ferramentas Geralfix (2020)

A arruela é um componente normalmente plano e com formato de anel que serve para aumentar a área de contato entre a cabeça do parafuso ou da porca com a peça a ser fixada, fazendo assim uma distribuição uniforme do aperto aplicado (NORTON, 2013).

As arruelas mais comumente usadas são as lisas, por sua vez, na indústria agrícola sendo fabricadas a partir de matérias-primas como aço inoxidável e aço carbono, normalmente é aplicado tratamento superficial de zincagem. Tem seu uso de acordo com a necessidade e quantidade de travamento necessário em uma junta composta por parafusos, em alguns casos serve também para garantir que o parafuso não se solte devido ao efeito de vibrações, deste modo, agindo como elemento de trava.

2.2.5 Rigidez dos componentes

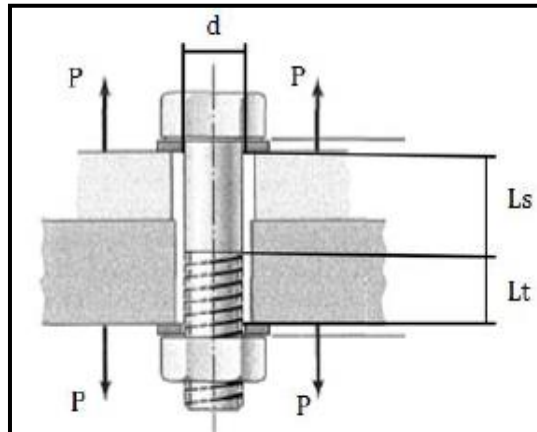
A rigidez da porção de um parafuso de porca ou sem porca dentro da zona de retenção normalmente é dividida em duas partes: a da porção de haste não-rosqueada (L_s) e a da porção rosqueada (L_t). Assim, a constante de rigidez do parafuso é equivalente a rigidez de duas molas em série (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Assim a rigidez do parafuso (K_b) é dada de acordo com a equação 3 e Figura 12.

$$\frac{1}{K_b} = \frac{L_t}{A_t \cdot E_b} + \frac{L_s}{A_{sr} \cdot E_b} \quad (3)$$

onde: A_t = área sob tração [mm²] (valores no anexo A);
 A_{sr} = área cilíndrica do parafuso sem rosca [mm²];
 E_b = módulo de elasticidade do material do parafuso.

Figura 12 - Rigidez do parafuso



Fonte: Shigley; Mischke; Budynas (2005)

De acordo com Kumar (2008), a geometria do membro afetará a rigidez e também outros parâmetros, como as dimensões da arruela, folga entre o parafuso e o furo de folga

2.2.6 Rigidez da junta parafusada

Shigley, Mischke e Budynas (2005) afirma que para determinação do que irá ocorrer ao se aplicar uma carga sobre uma união parafusada, é necessário possuir conhecimento das constantes de rigidez envolvidas no sistema.

Em uma junta parafusada pode haver duas ou mais peças integrando a junta, sendo todas atuantes, assim se equivalendo a mola compressiva em série (KUMAR,2008). A rigidez da junta (k_m) é calculada de acordo com a equação 4.

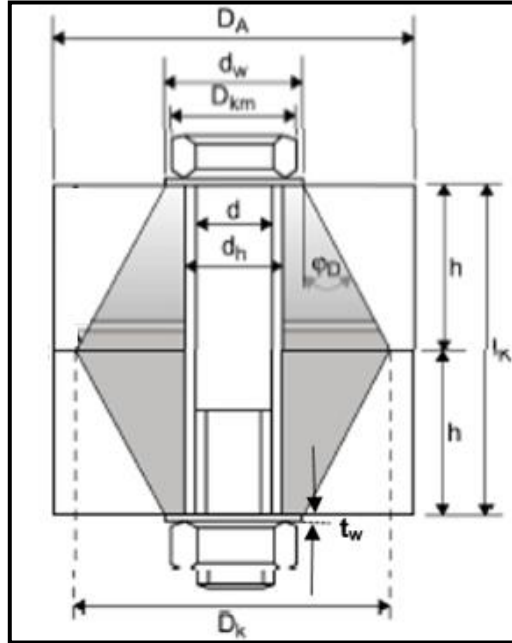
$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i} \quad (4)$$

A compressão induzida pela pré-tensão no parafuso não é constante ao longo da espessura do membro preso, portanto, um método de cone de pressão é válido nessa situação. Este método reproduz a área de distribuição de tensões da região fixada do parafuso (KLOK, 2012)

De acordo com Shigley, Mischke e Budynas (2005), após o emprego de técnicas para determinar a distribuição de pressão na interface do membro, os resultados obtidos

mostraram que a pressão permanece alta até cerca de 1,5 vezes o raio do parafuso. A Figura 13 representa uma junta e suas formas teóricas de cones de deformação.

Figura 13 - Seção de uma junta parafusada e sua deformação em cone



Fonte: Adaptado de Lee, Barkey e Kang (2012)

- onde:
- D_A = diâmetro da superfície de placas fixas circulares [mm];
 - D_K = diâmetro do cone de deformação na superfície da interface de placas fixas circulares [mm];
 - D_{km} = diâmetro efetivo da cabeça do parafuso (de assentamento) [mm];
 - d_w = diâmetro da cabeça da arruela (de assentamento) [mm];
 - d_h = diâmetro do furo de folga [mm];
 - l_k = comprimento total de fixação [mm];
 - h = espessura de uma placa fixada [mm];
 - φ_D = ângulo do cone de deformação [°];
 - t_w = espessura de um membro da junta [mm].

Em um projeto, a escolha do diâmetro do furo de folga (d_h) pode ser definido baseado no diâmetro da rosca, como apresentado no ANEXO B.

Para o ângulo φ_D é padrão utilizar um valor de 30°, por este valor apresentar uma boa aproximação do volume tensionado, o qual é obtido por meio de experimentos. Caso os elementos da junta sejam do mesmo material, é possível utilizar-se da equação 5.

$$K = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot t_w + d_w - d) \cdot (d_w + d)}{(1,155 \cdot t + d_w + d) \cdot (d_w - d)} \right]} \quad (5)$$

Para materiais diferentes, o valor de rigidez do material (K) deve ser calculado em função de diversos valores de tensões (t), segundo equação 6:

$$t_a = \frac{l_k}{2}; t_b = t_w - \frac{l_k}{2}; t_c = l_k - t_w \quad (6)$$

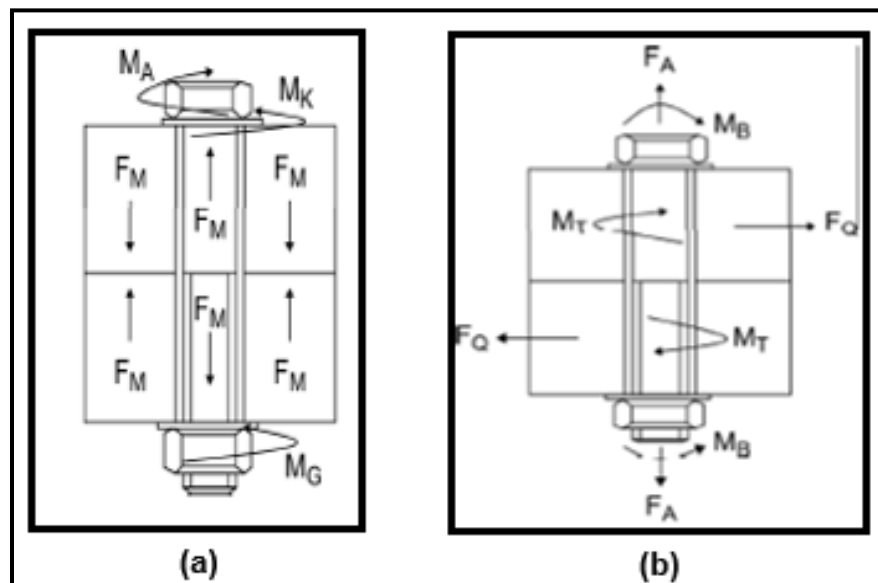
onde: t_a, t_b e t_c = diferentes comprimentos do cone de tensões [mm];
 t_w = espessura de um dos membros da junta [mm];
 l_k = comprimento total do cone de tensões [mm].

Depois de encontrados os valores de K para cada valor de t , tais dados devem ser substituídos na Equação 4, deste modo resultando na rigidez de cada material na junta parafusada (NORTON, 2013).

2.3 FORÇA NA JUNTA PARAFUSADA

Na Figura 14, Lee, Barkey e Kang (2012) apontam as forças internas induzidas e as cargas aplicadas externamente. Na Figura 14a tem-se a pré-carga induzida no parafuso, cargas, torque de rosca e o torque sobre a cabeça de uma junta parafusada devido a um torque de aperto do conjunto, na Figura 14b são ilustradas as cargas aplicadas a uma junta.

Figura 14 - Esforços aplicados em uma junta parafusada



Fonte: Adaptado de Lee, Barkey e Kang (2012)

onde: F_M = Força de montagem [N];
 F_A = Força axial no eixo do parafuso [N];

F_Q = Força transversal normal ao eixo do parafuso [N];

M_A = Torque de montagem (de aperto) [N.m];

M_G = Momento torsional na rosca [N.m];

M_K = Torque sob a cabeça do parafuso [N.m];

M_B = Momento fletor no ponto de parafusamento [N.m];

M_T = torque (momento de torção) na posição do parafuso na face de contato [N.m].

Conforme Garcia (2013), os valores apresentados na Tabela 3, referem-se ao limite de escoamento, com sua tolerância em função da faixa especificada para o limite de resistência à tração, assumindo o coeficiente de atrito de rosca numa faixa de $0,10 \leq \mu_G \leq 0,16$. De maneira conservadora, é indicado utilizar apenas 75 % destes valores.

Tabela 3 - Valores de força (kN) e suas respectivas tolerâncias, na zona elástica

Classe	8.8	10.9	12.9
M10 x 1,5	31,9 ± 3,8	47,8 ± 6,6	55,3 ± 7,1
M14 x 2,0	63,8 ± 7,5	95,6 ± 13,2	110,8 ± 14,1
M16 x 2,0	87,7 ± 10,2	131,5 ± 18,0	152,3 ± 19,3
M18 x 2,5	106,8 ± 12,6	159,9 ± 22,1	185,2 ± 23,6

Fonte: Adaptado de Garcia (2013)

2.3.1 Tensão Torsional e Tensão Axial

De acordo com a norma VDI 2230, ao se apertar um parafuso, o mesmo estará sujeito a tensão de torção em adição à tensão axial, que é conhecido como esforço combinado tração-torção. O momento torsional (M_G), em função da (F_M) pode ser descrito pela equação 7:

$$M_G = F_M \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \cdot \mu_G \right) \quad (7)$$

onde: μ_G = Coeficiente de atrito na rosca.

De modo que a tensão torsional (τ_M) é dada pela equação 8.

$$\tau_M = \frac{M_G}{W_P} \quad (8)$$

onde: W_P = momento resistente

Combinando-se as equações 7 e 8, tem-se a expressão final para tensão torsional, expressa na equação 9.

$$M_G = \frac{F_M \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \cdot \mu_G \right)}{W_P} \quad (9)$$

Conforme Garcia (2009), esta equação permite afirmar que durante o processo de aperto do parafuso é gerada uma tensão torsional que depende do coeficiente de atrito nas roscas (μ_G), ou seja, quanto maior o coeficiente de atrito na rosca do parafuso, maior será a tensão torsional.

A tensão axial σ_M em parafusos é dada pela equação 10.

$$\sigma_M = \frac{F_M}{A_S} \quad (10)$$

A relação final entre tensões torcionais e axiais, após algumas simplificações, é expressa pela equação 11.

$$\frac{\tau_M}{\sigma_M} = \frac{M_G \cdot A_S}{W_P \cdot F_M} \quad (11)$$

Deste modo percebe-se que a relação entre as tensões, é bastante dependente do coeficiente de atrito da rosca e dos fatores geométricos d_2 e d_3 , já que a área resistiva (A_S) depende destes valores.

2.3.2 Coeficiente de Atrito

Trata-se da relação entre forças de contato entre duas superfícies, podendo elas serem do mesmo material ou não. A força de atrito é proporcional a força tensora, diferentemente do coeficiente de atrito, que por sua vez, só depende da natureza das superfícies de contato, ou seja, se a massa de um objeto dobrar, sua força de atrito também irá dobrar, porém seu coeficiente de atrito se manterá o mesmo (COTTA,2017)

Segundo a norma DIN 946, o coeficiente de atrito de rosca (μ_G) pode ser expresso pela equação 12.

$$\mu_G = \frac{\frac{M_G}{F_V} - 0,159 \cdot P}{0,578 \cdot d_x} \quad (12)$$

onde: F_V = força tensora caso geral [N];

d_x = diâmetro nominal do elemento de fixação [mm].

Na Figura 15 são identificadas faixas de coeficientes de atrito entre porca e parafuso, variando o revestimento, forma de fabricação, estado de montagem e material.

Figura 15 - Diferentes valores de μ_G

					Parafuso				
					Aço				
					Zinco		Cádmio		Adesivo
					Seco	Lubrificado	Usinado		
Seco	Lubrificado	Seco							
Porca	Ferro Fundido	S/ rev	Usinado	Seco	x	0,10 até 0,18	x	0,08 até 0,14	0,16 até 0,25
		Cádmio			0,12 até 0,25	0,10 até 0,18	x	x	0,14 até 0,25
	Aço	Zinco	x	x	0,12 até 0,18	0,12 até 0,14	x		
		S/ rev	x	0,10 até 0,18	x	0,08 até 0,16	x		

Fonte: Adaptado de Lee, Barkley e Kang

Utilizando-se da mesma norma, encontra-se a equação 13, referente ao coeficiente de atrito na cabeça do parafuso (μ_K).

$$\mu_K = \frac{2 \cdot M_K}{D_{km} \cdot F_V} \quad (13)$$

Assim, chega-se ao coeficiente de atrito total (μ_{tot}), como mostrado na equação 14.

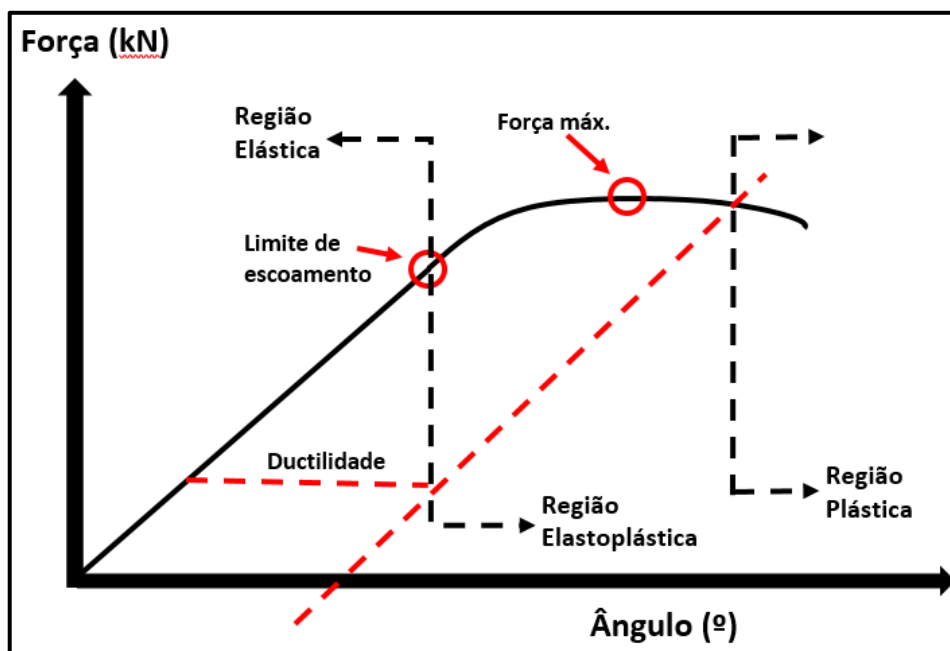
$$\mu_{tot} = \frac{\frac{M_G}{F_V} - 0,159 \cdot P}{0,578 \cdot d_x + \frac{D_{km}}{2} \cdot D_{km}} \quad (14)$$

De acordo com Norton (2013), experimentos indicam que o coeficiente de atrito em uma combinação parafuso-porca lubrificada por óleo vale entre 0,10 e 0,20. Segundo Lee, Barkley e Kang (2012), o coeficiente de atrito entre dois materiais de aço varia de acordo com o estado, caso o aperto seja feito sob estado seco, o coeficiente varia de 0,1 até 0,23. Em caso de estado lubrificado, a variação se dá entre 0,07 e 0,12.

2.3.3 Deformação e rendimento

Conforme Garcia (2013) o comportamento de um parafuso durante o processo de aperto, além das diferentes regiões de forças que se obtém dele, considerando o seu grau de deformação, é ilustrado pela Figura 16:

Figura 16 - Gráfico de força em relação ao aperto (em ângulo) do parafuso



Fonte: Adaptado de Garcia (2013)

Na região elástica, reta que termina no limite de escoamento, o comportamento do parafuso é semelhante ao de uma mola, portanto trata-se de um comportamento linear de deformação não permanente, deste modo pode-se apertar e desapertar que o parafuso retorna às suas dimensões originais. A partir de uma dada força de aperto é iniciada a fase de deformação permanente relacionada ao alongamento do parafuso, neste ponto entra-se a região conhecida como elastoplástica, nessa região, após ser desapertado, o parafuso acaba com o comprimento maior que o original, porém sem estricção considerável. Por fim chega-se à região plástica, onde ocorre a máxima deformação, aproximando-se de seu limite de ruptura, condição inaceitável em qualquer processo de aperto, podendo gerar a quebra do elemento (GARCIA,2013).

A ductilidade, também informada na Figura 15, em graus, define, após o limite de escoamento, quantas voltas de aperto podem ser dadas até que haja estricção.

Na Figura 15, apresentada anteriormente, observa-se a força (em kN) em função do aperto (ângulo, em graus). Nesta estratégia, Garcia (2013) considera um esforço combinado tração-torção e, sendo assim, os valores de força sofrem certa redução percentual. Esta

redução, que se denomina como rendimento (η), por sua vez, é função do coeficiente de atrito de rosca (μ_G) e é dada pela equação 15.

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left[\frac{4}{1 + \left(\frac{d_3}{d_2}\right)} \cdot \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \cdot \mu_G \right) \right]^2}} \quad (15)$$

De acordo com Garcia (2013), esta equação revela que o rendimento é inversamente proporcional ao coeficiente de atrito de rosca, portanto, quanto menor o coeficiente, maior será o rendimento.

2.3.4 Pré-Carga e Carregamento estático

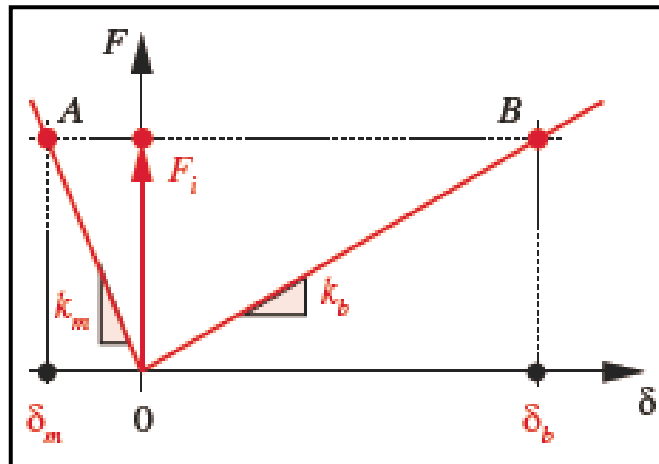
Um parafuso de porca tem a função de unir duas ou mais peças, possuindo deste modo uma carga de retenção que alonga o mesmo. Essa carga aparece quando a porca é torcida até o parafuso ser alongado quase até seu limite elástico. Caso a porca não afrouxar, essa tensão no parafuso seguirá como a pré-carga ou a força de retenção (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

De acordo com Norton (2013), para montagens carregadas estaticamente, normalmente utiliza-se uma pré-carga que gera uma tensão no parafuso de até 90% da resistência de prova. Kumar (2008) explica que o pré-carregamento mantém os membros da junta intactos, assim permitindo que eles compartilhem uma parte de carga externa que atua na junta, normalmente a pré-carga no parafuso varia de 55% a 80% da resistência de prova do mesmo.

Nascimento (2003) relata que existem alguns fatores que influenciam a precisão da pré-carga nos parafusos, que são as precisões das ferramentas utilizadas e disponíveis, do operador que está realizando o aperto e do controle de torque aplicado.

Na Figura 17 é apresentado o gráfico de carga-deflexão do parafuso e do material. A inclinação da reta referente ao parafuso é positiva porque seu comprimento aumenta com o aumento da força, diferentemente da inclinação correspondente ao material, que é negativa, de modo que seu comprimento diminui ao aumentar a força.

Figura 17 - Força de pré-carregamento e deflexões iniciais

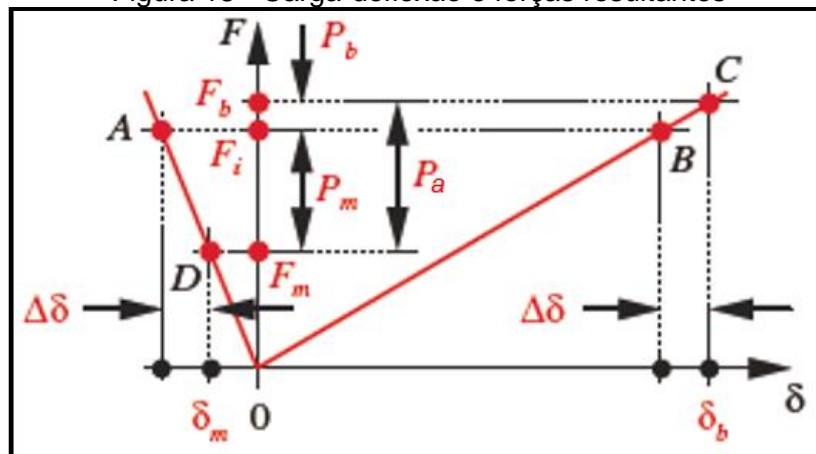


Fonte: Norton (2013)

Deste modo Norton (2013) trata o parafuso como material mais rígido, porque sua área normalmente é maior, assim assumindo que ambos sejam feitos do mesmo material. A força atuante tanto no parafuso quanto no material é a mesma contanto que ambos estejam em contato. Visto que a pré-carga (F_i) é aplicada pelo aperto do parafuso, as deflexões no parafuso (δ_b) e no material (δ_m) são controladas por suas constantes de mola, atingindo os pontos “A” e “B” em suas respectivas curvas força-deflexão. As constantes de rigidez do material e do parafuso são representadas por (k_b) e (k_m) respectivamente. Observa-se que o parafuso se estende ao menos três vezes mais que o encurtamento do material.

Norton (2013) relata que no momento em que uma força externa (P_a) é aplicada, surge uma deflexão adicional ($\Delta\delta$) inserida no parafuso e no material, essa deflexão deve ser igual entre ambos, somente diferente se a carga aplicada for alta o suficiente para separar a junta ($P_m > F_b$), como no caso apresentado na Figura 18.

Figura 18 - Carga-deflexão e forças resultantes



Fonte: Norton (2013)

A carga aplicada (P_a) é dividida em dois componentes conforme equação 16.

$$P_a = P_m + P_b \quad (16)$$

onde: P_m = carga absorvida pelo material;

P_b = carga absorvida pelo parafuso

Já a carga de compressão no material (F_m) e a carga de tração no parafuso (F_b), são apresentadas nas equações 17 e 18, respectivamente.

$$F_m = F_i - P_m \quad F_m \geq 0 \quad (17)$$

$$F_b = F_i + P_b \quad (18)$$

Nota-se que a carga absorvida pelo material, é maior que a carga absorvida pelo parafuso, o qual fica submetido a uma carga um pouco acima da pré-carga, desta maneira caso o parafuso não falhar sob pré-carga, dificilmente falhará em serviço.

Se a carga P_a for alta o suficiente para fazer com que P_m se torne maior que a F_i , a junta irá se separar e o parafuso irá suportar todo valor de P_a .

As restantes variáveis tratadas anteriormente podem ser calculadas a partir das equações 19 e 20.

$$\Delta\delta = \frac{P_b}{k_b} = \frac{P_m}{k_m} \quad (19)$$

ou

$$P_m = \frac{k_m}{k_b} \cdot P_b \quad (20)$$

Substituindo na equação 16, obtém-se a equação 21.

$$P_b = \frac{k_b}{k_m + k_b} \cdot P_a = C \cdot P_a \quad (21)$$

onde: $C = \frac{k_b}{k_m + k_b}$ = constante de rigidez da junta.

Observa-se que a constante da junta geralmente é menor que 1, e se k_b for pequeno quando comparado com k_m , C será um valor muito baixo, deste modo confirmando que o parafuso recebe apenas uma fração da carga aplicada.

De forma semelhante, a carga absorvida pelo material se dá pela equação 22.

$$P_m = \frac{k_m}{k_b + k_m} \cdot P_a = (1 - C) \cdot P_a \quad (22)$$

Ao substituir as equações de P_m e P_b nas equações 17 e 18, chega-se na equação 23 e 24.

$$F_m = F_i - (1 - C) \cdot P_a \quad (23)$$

$$F_b = F_i + C \cdot P_a \quad (24)$$

Já a carga necessária para separar a junta (P_0), é definida igualando a equação 23 à zero, conforme equação 25.

$$P_0 = \frac{F_i}{(1 - C)} \quad (25)$$

Por fim, o coeficiente de segurança contra falhas por separação de junta é definido a partir da equação 26.

$$N_{separação} = \frac{P_0}{P_a} = \frac{F_i}{P_a \cdot (1 - C)} \quad (26)$$

2.4 TORQUE

Sabendo-se que normalmente uma pré-carga elevada é utilizada em muitas juntas parafusadas importantes, deve-se considerar formas de assegurar que essa pré-carga seja realmente desenvolvida quando as peças forem montadas (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

A equação 27 relaciona o torque de aperto (M_A) com a pré-carga (F_i).

$$M_a = K_t \cdot F_i \cdot d \quad (27)$$

onde: K_t = fator ou coeficiente de torque

Considerando diversos tipos de materiais e revestimentos utilizados, Garcia (2009) apresenta alguns fatores de torque (K_t) usuais na Tabela 4.

Tabela 4 - Valores de fator de torque de acordo com revestimentos e/ou materiais

Revestimento/material	Fator de torque (K_t)
Aço inoxidável	0,40 ± 0,10
Zincado	0,17 ± 0,03
Zincado mais cera	0,16 ± 0,02
Oleado	0,20 ± 0,03

Fonte: Adaptado de Garcia (2009)

O coeficiente de torque incorpora diversas variáveis, uma delas é o coeficiente de atrito, que é dependente da dureza da superfície, da precisão e do grau de lubrificação. Outro fator que pode influenciar no valor do fator de torque é se as roscas são grossas ou finas (DE LIMA; ABRÃO; PERTENCE, 2011).

Garcia (2009) apresenta a equação 28 como válida para calcular o torque de aperto total ($M_{A(total)}$), utilizando parâmetros mais específicos comparados com a equação 27, onde se notam 3 parcelas somadas, sendo a primeira referente ao torque útil, a segunda ao torque dissipado na rosca e a terceira ao torque dissipado na cabeça do parafuso.

$$M_{A(total)} = \left[(F_V \cdot 0,16 \cdot P) + (F_V \cdot 0,58 \cdot d_2 \cdot \mu_G) + \left(F_V \cdot \frac{D_{km}}{2} \cdot \mu_k \right) \right] \quad (28)$$

2.5 REVESTIMENTOS SUPERFICIAIS

O processo de definição do revestimento deve considerar diversos parâmetros, considerando especialmente o ambiente em que o componente será exposto e as condições desse sistema. Quando se aplica um revestimento, o principal objetivo é aumentar a vida útil do componente, porém os fatores de aparência, montabilidade (atrito, resistência mecânica, torque, etc.), resistência química e outras características devem ser atendidas também. (LARA,2017)

De acordo com Júnior (2008) a atual preocupação com o meio ambiente e a saúde humana, o cromo hexavalente, antigamente muito utilizado para revestir parafusos, foi classificado pela IARC (*International Agency for Research on Cancer*) como cancerígeno, deste modo as principais tecnologias de revestimento utilizadas atualmente na indústria são os acabamentos metálicos e a zincagem ou galvanização.

Entender o comportamento de cada revestimento empregado nos elementos de fixação em relação a diferentes tipos de superfícies dos componentes da junta parafusada é de suma importância para uma correta seleção de materiais, dos revestimentos e dos métodos aplicados e, assim, garantir a qualidade e segurança do produto. (PRIMOLINI,2016)

Uma das principais causas do uso de revestimentos é a corrosão, que de acordo com a norma DIN EN ISO 8044 trata-se de uma interação físico-química entre metal e seu ambiente, que pode comprometer o propósito do metal em questão ou do sistema, a qual o mesmo faça parte.

Segundo Lara (2017), a corrosão pode ocorrer devido a diversos aspectos, que podem atuar tanto de forma isolada, quanto combinada. A seguir, citam-se alguns deles com uma breve explicação de cada:

- a) umidade, o contato com a água;
- b) montagem de diferentes materiais, havendo contato um com o outro, pode gerar oxidação ou ruptura;
- c) estresse mecânico, ocorre durante a montagem e manipulação, os elementos podem sofrer impactos ocorridos por quedas ou falhas de manuseio;
- d) estresse químico, por exemplo, em um ambiente agrícola, os fertilizantes podem causar danos.

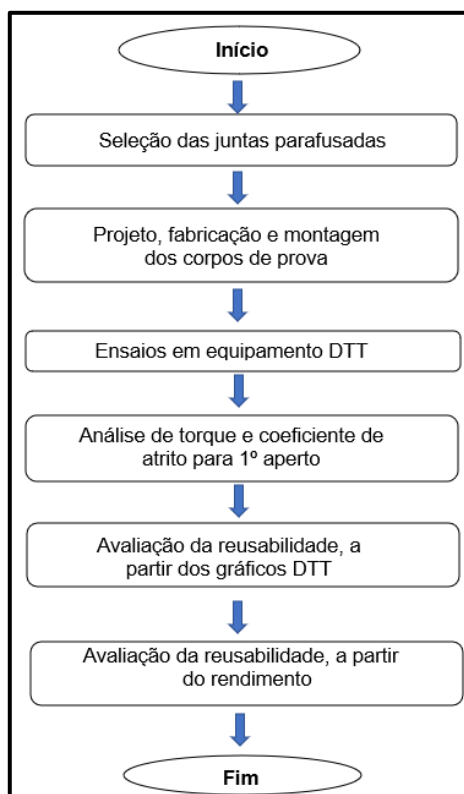
Todas as causas relatadas, podem ser solucionadas pela aplicação de um revestimento anticorrosivo no elemento. A indústria utiliza-se de diversos processos de proteção anticorrosiva, de acordo com Lara (2017), com destaque para:

- a) pintura a pó, realizada através de uma pistola, onde o pó é carregado eletrostaticamente e atraído pelo componente a ser pintado. É possível aplicar diversas cores, permite um aspecto visual com brilho e possui boa resistência ao impacto;
- b) galvanização à fogo, consiste em aplicar o zinco fundido sobre a superfície da peça, que fica armazenado em um tanque a uma temperatura de aproximadamente 450°C, onde a peça é imersa neste banho;
- c) flocos de zinco, é aplicada uma tinta líquida composta por elementos químicos que protejam a peça contra a corrosão, normalmente são adicionados zinco e alumínio, é um processo que permite camadas entre 8 e 16 μm .

3 DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

Este capítulo tem como finalidade descrever a metodologia utilizada para atingir os objetivos traçados no capítulo 1, para isso foi criado um fluxograma, ilustrado na Figura 19, com o intuito de mostrar as tarefas a serem realizadas.

Figura 19 - Fluxograma de tarefas



Fonte: O Autor (2020)

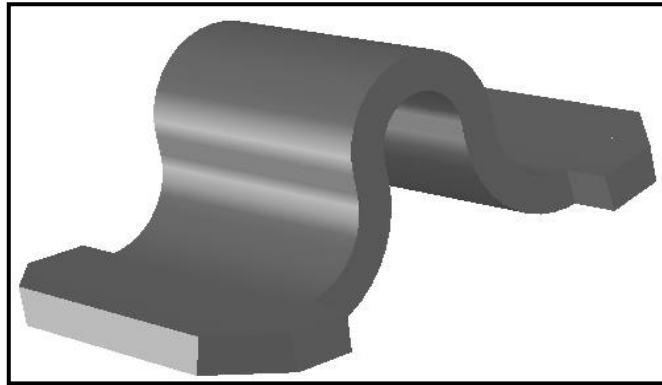
3.1 REGULAGEM E SUPORTES REGULÁVEIS

Um tema muito debatido atualmente no projeto de rodas reguláveis, é o sistema de regulagem. É constante a busca por novos modelos, que suportem mais carga e/ou consumam menor quantidade de matéria prima, também é muito levado em consideração a aparência do suporte, que pode ser uma exigência do cliente.

O número de suportes se dá em função da distribuição de carga desejada. Em um caso em que a carga aplicada na roda seja baixa, 4 suportes são suficientes. Já tratando de altas cargas, um maior número de suportes soldados é necessário para melhor distribuição de carga em mais pontos e evitando quebras no disco e no aro.

Para este estudo tem-se disponível o tipo de suporte mais usual, o suporte simples (Figura 20), com comprimento de 45 mm e produzido a partir de um processo de estampagem, sendo o mais utilizado na indústria pela sua fácil fabricação, baixo custo e eficiência.

Figura 20 - Suporte regulável simples

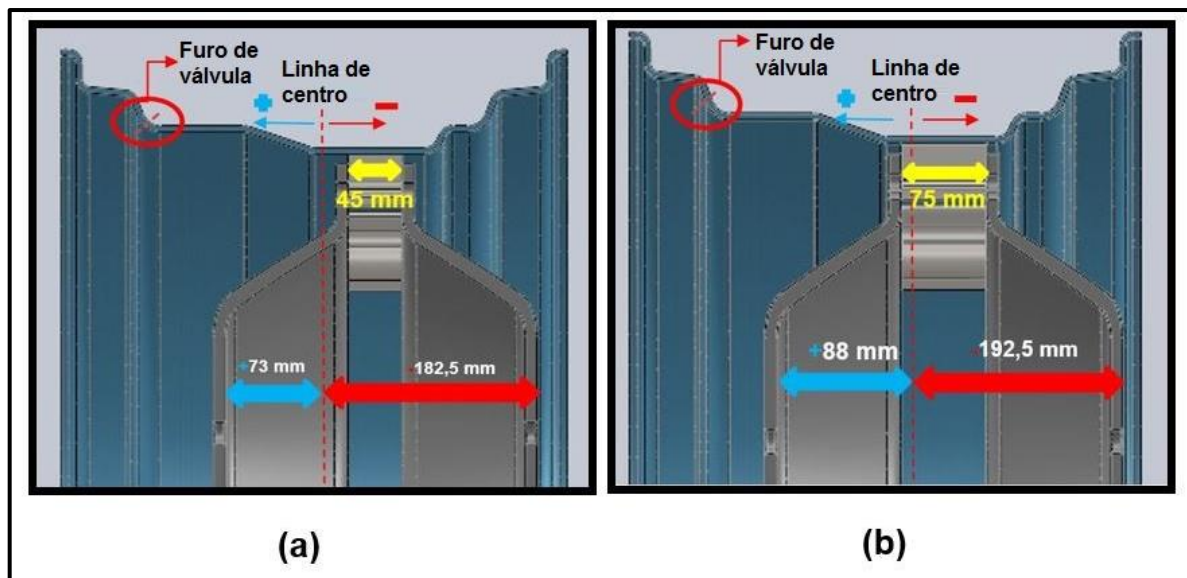


Fonte: O Autor (2020)

O uso de regulação em rodas se dá para obter-se mais de um *offset* do disco. Segundo VARELLA (2012) um trator agrícola deve apresentar diversos *offsets*, para possibilitar o tráfego nas entrelinhas da cultura e adequar o trator ao acoplamento de máquinas e implementos.

O *offset* é definido como a distância entre a linha de centro da roda e o local onde o cubo do equipamento é encaixado no disco, sendo positivo para o lado de fora (lado do furo para válvula de enchimento) e negativo para a parte interna, sendo que o cubo é sempre montado do lado interno. Na Figura 21 observa-se uma simulação de montagem com suportes de larguras diferentes, utilizando-se o disco em duas posições distintas ao mesmo tempo, para explicar como o *offset* muda, de acordo com a largura do suporte. O suporte da Figura 21b, com 75 mm de largura, oferece *offsets* de +88 mm e -192,5 mm, já o suporte da Figura 21a, 30 mm mais curto em relação ao anterior, apresenta *offsets* reduzidos 15 mm para cada lado, isto sem alterar a posição dos suportes.

Figura 21 - Simulação de montagem com suportes diferentes



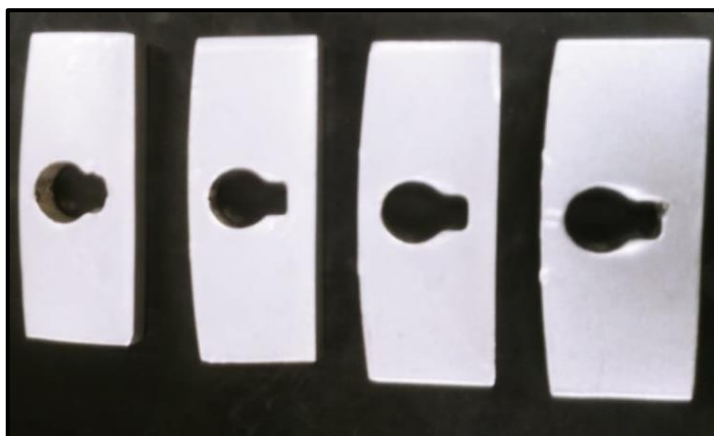
Fonte: O Autor (2020)

3.2 SELEÇÃO DOS MATERIAIS E CORPOS DE PROVA

A escolha dos materiais para este estudo foi feita de acordo com a disponibilidade de produção pela empresa Rodaros, a qual forneceu o material para fabricação dos corpos de prova. Devido ao alto custo de ensaios como este, pelo fato da tentativa e erro, a busca por um baixo custo foi outro fator determinante.

O aro regulável escolhido para o corpo de prova é denominado, segundo a organização normativa ALAPA como W12x28”, sendo W o modelo de aro agrícola, enquanto 10 e 28, referem-se a largura e diâmetro em polegadas, respectivamente. O aro é produzido a partir de uma chapa de 4,75 mm em um processo de conformação. Já o disco obedece a um perfil para que possibilite o encaixe com o cubo do equipamento agrícola, feito com chapa de 9,5 mm, com 8 pontas em um processo de estampagem. Para representar o disco no ensaio, usa-se apenas o local de contato com a junta parafusada, que são as pontas, todas foram serradas do disco, retirada a pintura a partir do processo de jateamento e por fim repintadas na cabine de pintura a pó da Rodaros. Foram pintadas as 8 pontas, sendo que 4 destinam-se a testes e as demais para o ensaio final. Ambos os componentes foram escolhidos por serem itens de produção em linha, deste modo facilitando sua obtenção. Na Figura 22 tem-se as 4 pontas devidamente cortadas e pintadas.

Figura 22 - Pontas de disco cortadas

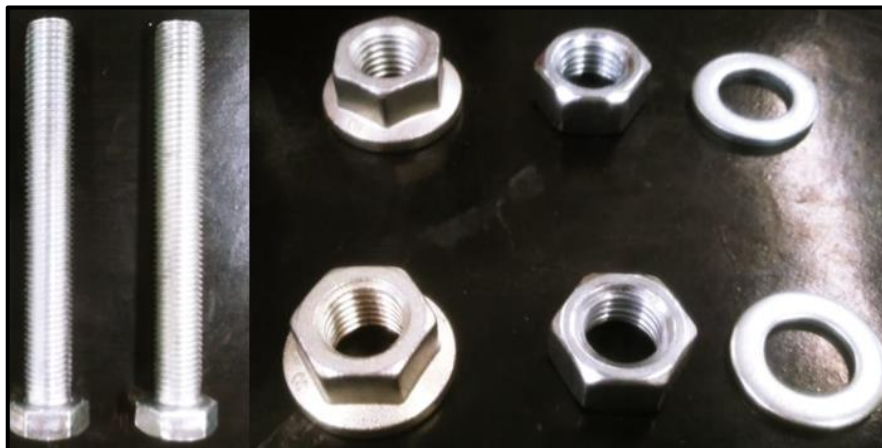


Fonte: O Autor (2020)

A seleção dos componentes da junta parafusada parte da disponibilidade de mercado e delimitação de tamanho dos furos no disco. Deste modo, optam-se por parafusos da classe de resistência 8.8, de rosca métrica M16, com passo de 2,0 mm, cabeça sextavada, comprimento de 130 mm, assim como suas respectivas porcas, enquanto a escolha por arruelas lisas se dá por serem as mais comumente utilizadas na indústria. O parafuso possui revestimento zincado branco, o qual garante ao parafuso uma ótima resistência a corrosão e durabilidade. Em alguns casos, para evitar amassamento da arruela usam-se porcas

flangeadas, que são mais rígidas que a união entre porca e arruela. Na Figura 23 observa-se os componentes da junta, parafusos, porcas e arruelas.

Figura 23 - Componentes da junta parafusada



Fonte: O Autor (2020)

Feita a escolha dos itens do conjunto parafusado, dividem-se os mesmos em 4 conjuntos, variando-os pelo tipo de porca, sendo flangeada ou não, presença de arruela e ao uso de lubrificante, como mostrado na Tabela 5. A cada conjunto será imposto torque com ponto de parada em 200 N.m, que é o torque de fixação padrão utilizado no aperto entre disco e suportes em rodas agrícolas reguláveis.

Tabela 5 - Conjuntos para ensaio e condições

Nº Conjunto	Porca	Arruela	Uso de Lubrificante
1.1	Sextavada M16 x 2,0	Lisa	Sim
1.2	Sextavada M16 x 2,0	Lisa	Não
2.1	Sextavada Flangeada M16 x 2,0	-	Sim
2.2	Sextavada Flangeada M16 x 2,0	-	Não

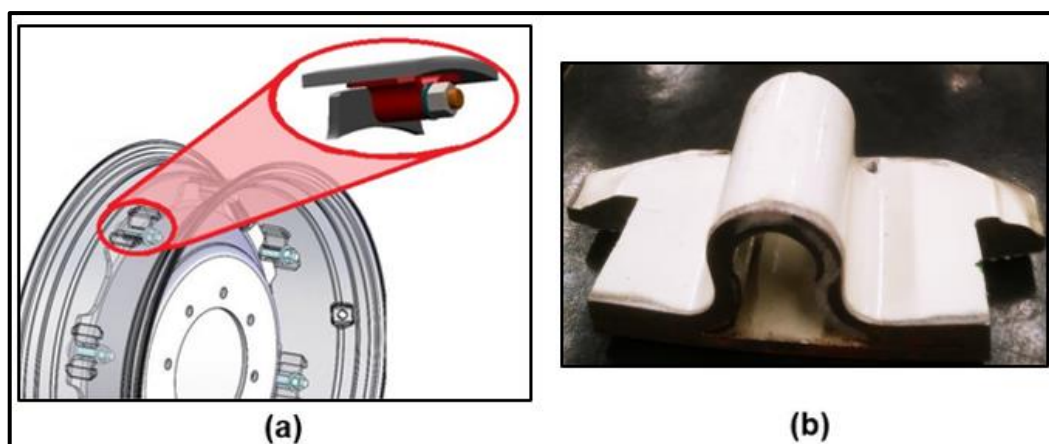
Fonte: O Autor (2020)

O lubrificante utilizado foi um desengripante de uso geral, sendo indicado para proteção contra ferrugem e lubrificação de peças expostas à umidade do ar e à corrosão, sua composição é basicamente composta por óleo mineral, aditivos anticorrosivos e antioxidantes, além de gás propelente.

Para simular o mais próximo possível da realidade, foi cortado um corpo de prova representando o local da roda agrícola onde tem-se a junta parafusada, conforme ilustrado na Figura 24a. Já na Figura 24b, tem-se o corpo de prova já cortado, pronto para ser inserido no equipamento DTT, o qual teve de ser cortado novamente em laboratório para não ocorrer

interferência diante dos insertos já disponíveis para uso, todo corpo de prova foi serrado por um profissional da empresa Rodaros e a roda utilizada foi a mesma enviada como amostra para um cliente, substituindo os componentes da junta parafusada por novos.

Figura 24 - Modelo tridimensional da junta a ser ensaiada



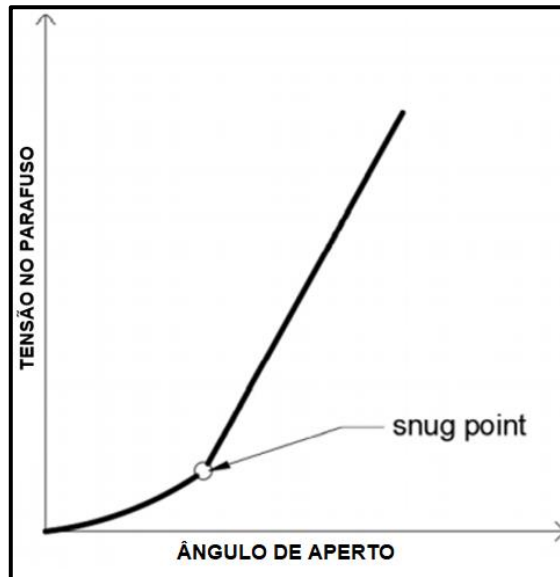
Fonte: O Autor (2020)

3.3 ENSAIO COM EQUIPAMENTO DTT

Através de um equipamento DTT, pode-se avaliar o comportamento de juntas parafusadas rigidamente fixadas, acoplada a um software que recebe informações das células de carga (PRIMOLINI,2016). Deste modo é possível analisar os valores de torque na cabeça do parafuso, na rosca e de torque total, além de forças tensoras e ângulo, assim permitindo o cálculo dos coeficientes de torque, atrito na rosca, cabeça do parafuso e rendimento para cada elemento do conjunto e plotar diferentes curvas em tempo real de Torque x Ângulo. A célula de carga é sensorizada por extensômetros com conexão de sistema de aquisição de sinais.

O gráfico gerado pelo software tende a seguir o padrão demonstrado na Figura 25. Palvanen (2018) aponta o chamado *snug point* como um fator importante, tratando-se do ponto da curva onde as peças começam a trabalhar de maneira elástica e o aumento de pré carga torna-se linear. Antes deste ponto, a porca está solta, após, a tensão no parafuso começa a aumentar mais rapidamente quando a porca entra em contato com o metal base. O *snug point* é difícil de ser encontrado porque tende a variar para cada parafuso.

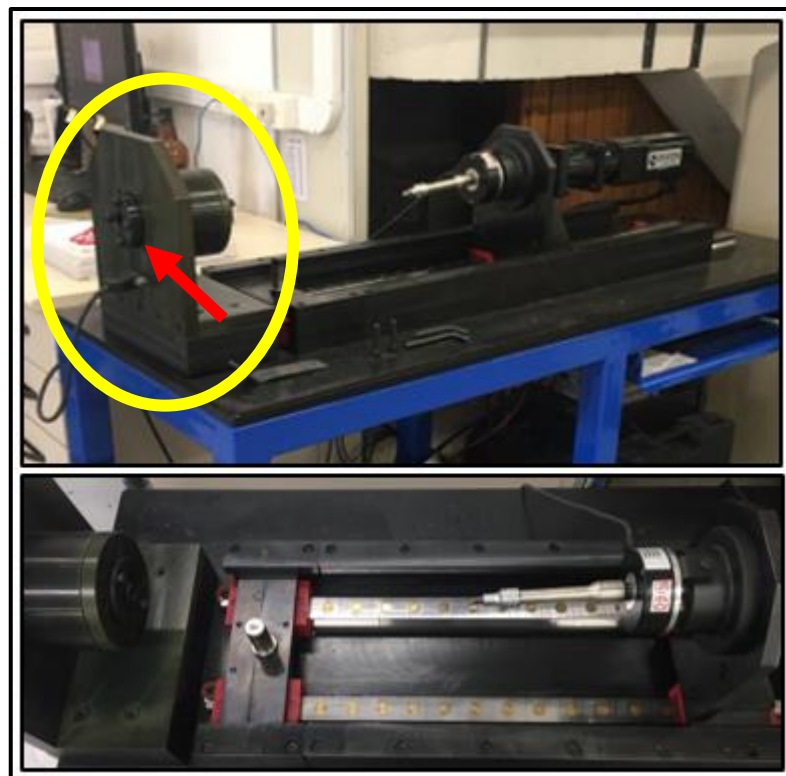
Figura 25 - Comportamento comum da curva de pré-carga



Fonte: Adaptado de Palvanen (2018)

Já os valores de força tensora sugeridos para o ensaio dependem da bitola a ser usada e podem-se extrair esses valores da norma DIN EN ISO 898. A Figura 26 apresenta um exemplo de equipamento DTT, presente no LAMEC da UCS. Indicado em amarelo tem-se a célula de carga, que está acoplada a um software, o qual transmite as informações para o computador. O parafuso é inserido no local apontado pela flecha vermelha. No ANEXO C apresentam-se algumas características técnicas de cada célula de carga do equipamento.

Figura 26 - Determinador de torque x tensão



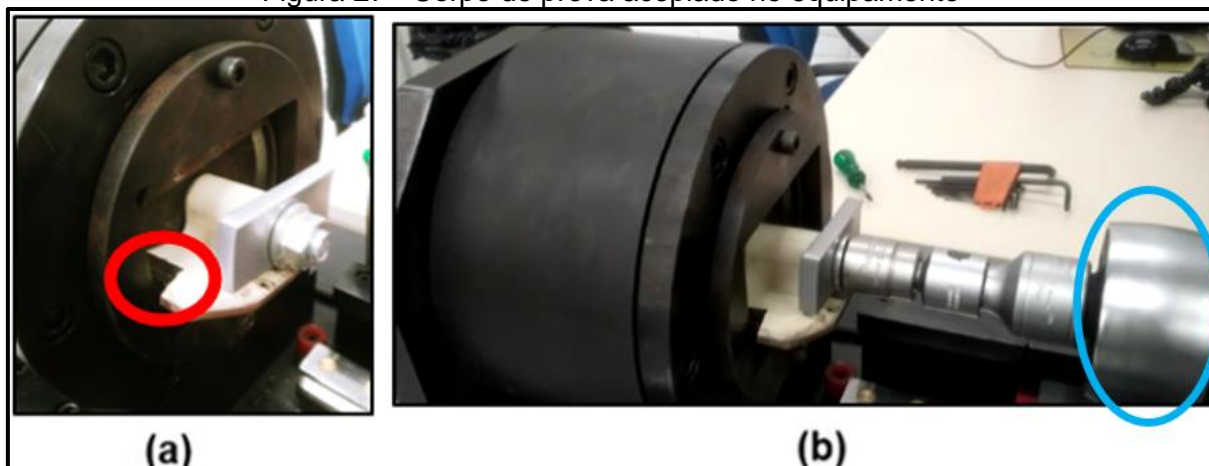
Fonte: LAMEC-UCS (2020)

Ao fim de cada ensaio, os componentes devem ser limpos com ar comprimido, para evitar qualquer dano nestes dispositivos. Caso haja dano, eles devem ser substituídos por novos com as mesmas características (JÚNIOR,2008).

Outros fatores que se deve definir são o tipo de ensaio a realizar, velocidade de ensaio e a condição de parada num torque de 200 N.m, para deste modo analisar valores de coeficientes de atrito e torque. Após montagem do corpo de prova e acoplamento do dispositivo de transmissão de torque, inicia-se o aperto com plotagem da curva em tempo real.

Na Figura 27a observa-se o corpo de prova acoplado no equipamento antes de ocorrer o aperto. O detalhe em vermelho mostra a parte cortada no laboratório para encaixe no dispositivo. Para possibilitar o uso de cargas mais elevadas durante o ensaio, foi utilizado um multiplicador de torque, conforme sinalizado em azul na Figura 27b, o qual insere uma pré-carga na porca, deste modo imobilizando o conjunto.

Figura 27 - Corpo de prova acoplado no equipamento



Fonte: O Autor (2020)

Cada aperto e desaperto, dura em média 30 segundos, quando a troca é feita, o equipamento e corpo de prova são limpos para o ensaio seguinte.

3.4 COMPARAÇÃO DE REUSABILIDADE

Júnior (2008) investiga a possibilidade de reusabilidade de parafusos fazendo uso do processo DTT, deste modo avaliam-se alguns itens como: torque x tensão, coeficientes de atrito, rendimento e o estado da superfície cada vez que o parafuso é apertado e desapertado. Observou-se que após a segunda reutilização, o parafuso já não mantinha seus requisitos para com o coeficiente de atrito e rendimento por exemplo.

Muitas vezes a má substituição do conjunto, como por exemplo quando alguns componentes são substituídos e outros não, podem acarretar uma má fixação da união resultando em problemas em campo. Outro fator menos comum, mas também possível é a falta de planicidade da arruela.

Os ensaios para o coeficiente de atrito ocorrem enquanto o parafuso está compreendido na região elástica e consistem em combinar as grandezas de força com as grandezas de torque. Para o estudo da reusabilidade, avalia-se as variações destes coeficientes.

Após apertar e desapertar nota-se uma redução significativa das espessuras em diversas regiões do parafuso, sendo que na terceira reutilização já não existe revestimento, assim ocorre um decréscimo significativo de rendimento, impossibilitando sua reutilização. Fica claro também, a necessidade de maior aplicação de torque para obter a desejada força tensora, que se trata da força para manter a estabilidade de fixação da junta. Por fim, conclui-se que para obter satisfatórios resultados mecânicos, Junior (2008) recomenda no máximo duas utilizações para um rendimento mínimo de 80% e uma variação de torque de 20%.

Para analisar a reutilização, baseando-se na quantidade de apertos e desapertos testada por Junior (2008) e Nascimento (2003), foram utilizados os mesmos 4 conjuntos do ensaio anterior, como mostrado na Tabela 6. Nestas juntas são aplicados mais 3 apertos e desapertos utilizando-se o mesmo valor de condição de parada e analisadas duas faixas de torque, com o intuito de analisar as variações nas propriedades da junta, buscando relacionar o rendimento da junta, que tende a diminuir após um determinado número de parafusamentos, além de alterações no coeficiente de atrito. Assim torna-se possível determinar uma quantidade de montagens máxima onde a junta parafusada consegue manter um rendimento satisfatório. Também se usa lubrificante para analisar o efeito do mesmo nas variáveis de funcionamento da junta, diminuindo o atrito entre parafuso e porca.

Tabela 6 - Conjuntos parafusados para ensaio de reutilização

Conjunto	Parafuso	Porca / Arruela	Condição de torque
1.1	Sextavado M16 x 2,0 x 130 mm	Porca + Arruela	Lubrificado
1.2	Sextavado M16 x 2,0 x 130 mm	Porca + Arruela	Seco
2.1	Sextavado M16 x 2,0 x 130 mm	Porca Flangeada	Lubrificado
2.2	Sextavado M16 x 2,0 x 130 mm	Porca Flangeada	Seco

Fonte: O Autor (2020)

A cada aperto e desaperto o conjunto é lubrificado novamente, simulando uma substituição correta a ser feita em campo.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos a partir dos ensaios realizados no equipamento DTT, fazendo-se uso do corpo de prova fabricado na empresa Rodaros.

4.1 AVALIAÇÃO DO 1º APERTO

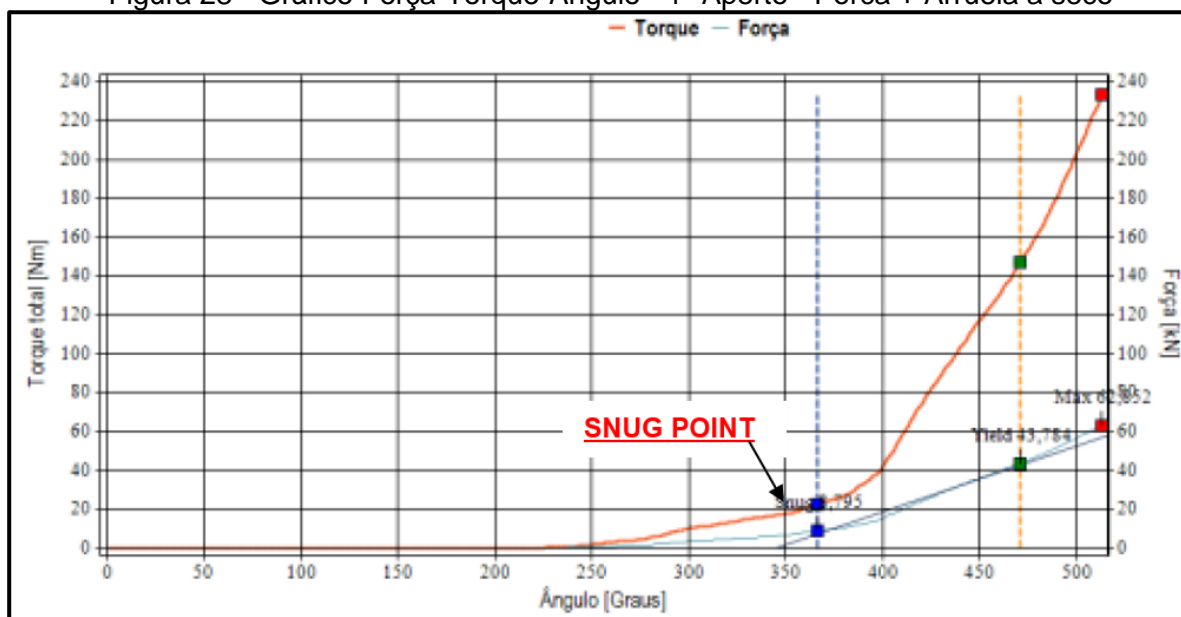
O ensaio consiste em apertar e desapertar o conjunto parafusado 4 vezes, sendo o 1º aperto analisado de forma individual em relação aos outros 3 apertos, que serão considerados e avaliados na análise de reusabilidade.

Ao apertar a junta, o equipamento DTT, por meio de um software, gera um gráfico Força-Torque-Ângulo, no qual pode-se analisar diversos pontos individualmente. A curva em vermelho indica o torque utilizado, já a curva em azul a força tensora.

4.1.1 Gráficos DTT para 1º Aperto

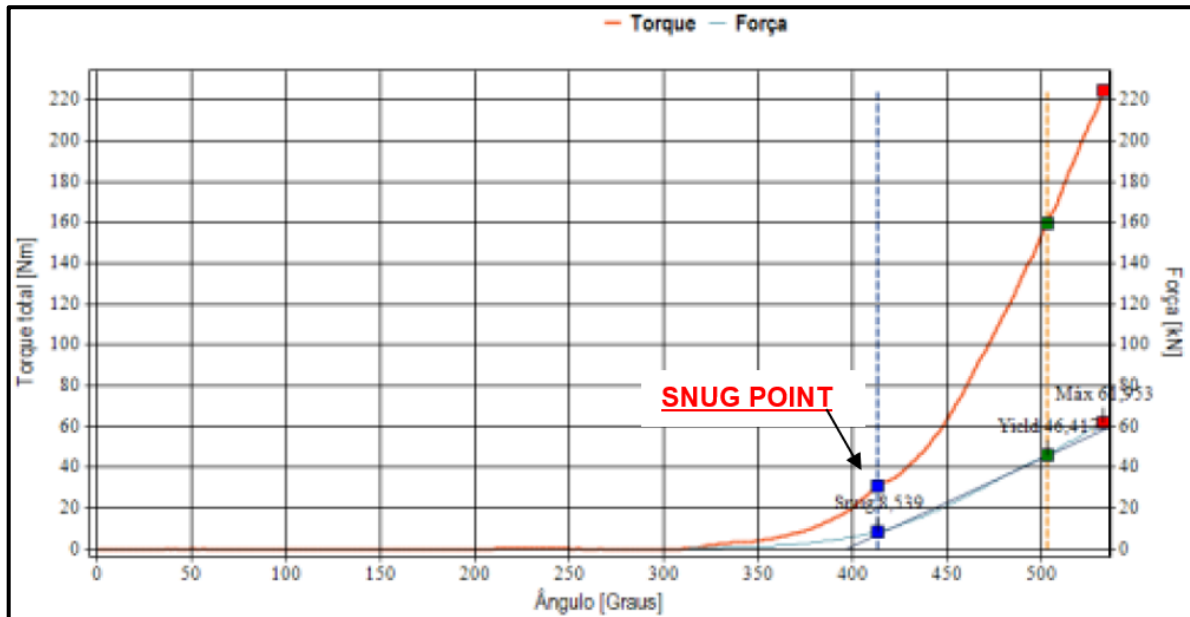
Na primeira parte, os conjuntos 1.2 e 2.2 são apertados e desapertados sem o uso de lubrificante. Na Figura 28 observa-se o gráfico gerado pelo software DTT.NET após o 1º aperto do conjunto 1.2 (porca + arruela). Na Figura 29 tem-se o gráfico gerado a partir das mesmas condições para o conjunto 2.2 (porca flangeada). Nota-se que o formato do gráfico é semelhante ao indicado por Palvanen (2018).

Figura 28 - Gráfico Força-Torque-Ângulo - 1º Aperto - Porca + Arruela a seco



Fonte: O Autor (2021)

Figura 29 - Gráfico Força-Torque-Ângulo - 1º Aperto - Porca Flangeada a seco

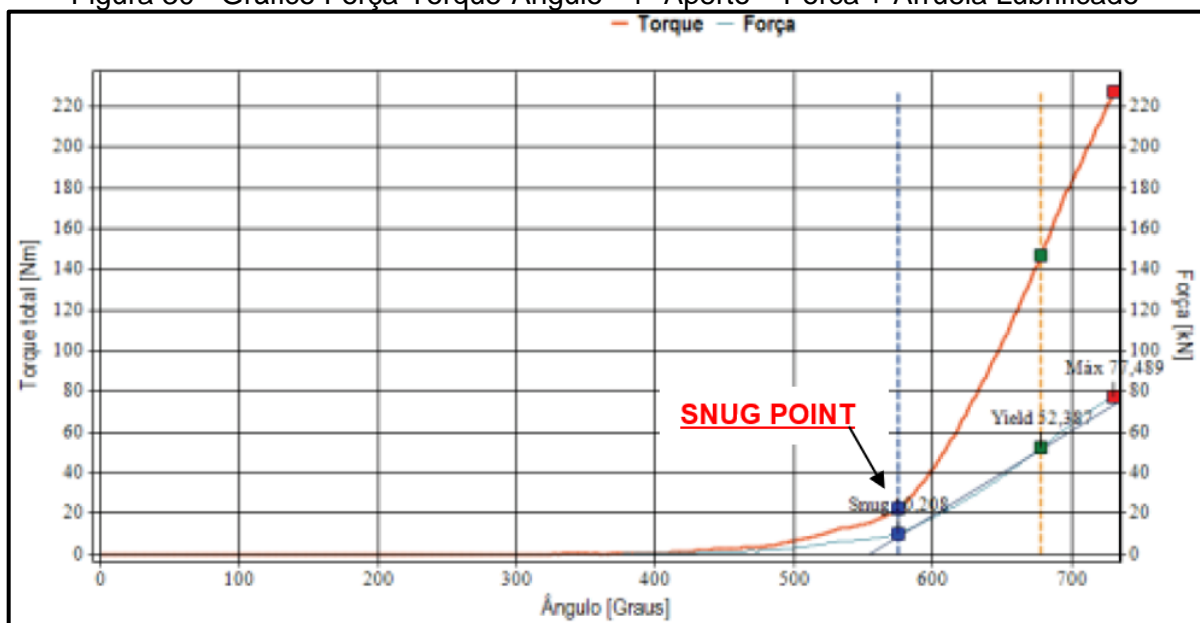


Fonte: O Autor (2021)

Verifica-se que no processo a seco, a porca flangeada necessita de 370° de ângulo de aperto para iniciar o torque, que é onde é atingido o ponto conhecido como *snug point*. Já no conjunto porca + arruela são necessários 415° para atingir este ponto. Ambas alcançam a mesma força após dados os 200 N.m de torque total.

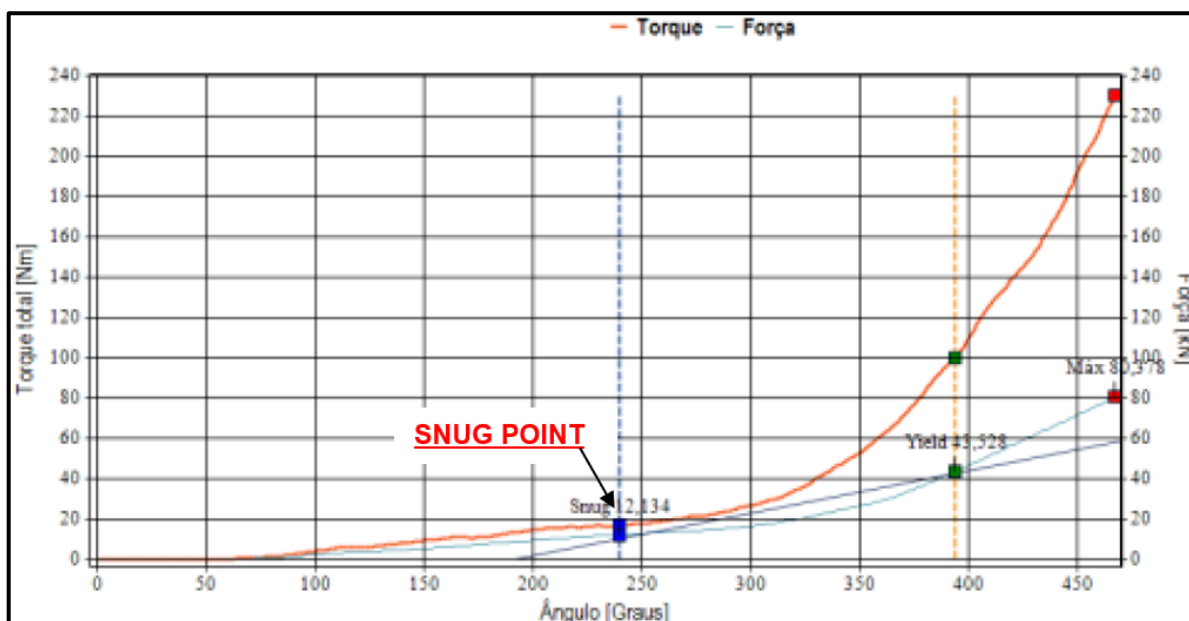
Na segunda parte do ensaio, novos conjuntos foram apertados e desapertados, porém, desta vez com uso de lubrificante. Na Figura 30 observa-se o gráfico gerado após o 1º aperto do conjunto 1.1 (porca + arruela). Na Figura 31 tem-se o gráfico para o conjunto 2.1 (porca flangeada).

Figura 30 - Gráfico Força-Torque-Ângulo - 1º Aperto – Porca + Arruela Lubrificado



Fonte: O Autor (2021)

Figura 31 - Gráfico Força-Torque-Ângulo - 1º Aperto - Porca Flangeada Lubrificado



Fonte: O Autor (2021)

Com o uso de lubrificante os resultados analisados são bem diferentes, visto que a porca flangeada com lubrificação necessitou de menos de apenas 240° de ângulo de aperto para iniciar o torque. Já o comportamento do conjunto porca + arruela iniciou o aperto a partir de 585°. Esse início tardio deve-se principalmente ao período inicial de assentamento entre porca e arruela necessitar de um maior aperto para ser dada a pré-carga.

Tratando-se do ponto de escoamento, verifica-se na Tabela 7 os valores obtidos para alcançá-lo. Como dito por Garcia (2013), o limite de escoamento é o ponto onde inicia-se a deformação permanente relacionada ao alongamento do parafuso. O conjunto 2.1 foi o que necessitou de menos força, torque e giro para alcançar o ponto de escoamento, assim pode-se considerá-lo o conjunto de mais fácil e rápido aperto, já o conjunto 1.1 foi o que precisou de maior força e ângulo, o conjunto 2.2 necessitou do maior torque total para atingir o ponto de escoamento. Ao final do torque total de 200 N.m, e comparando os gráficos com o apresentado por Garcia (2013), observa-se que o conjunto ainda poderia absorver mais torque antes de alcançar sua força máxima, que está inclusa na região elastoplástica ainda aparentemente com espaço para aplicação de mais torque antes de aproximar-se de seu limite de ruptura.

Tabela 7 - Valores encontrados no ponto de escoamento – 1º aperto

Nº	Conjunto	Condição de torque	Força (kN)	Torque total (N.m)	Ângulo de aperto (°)
1.1	Porca + Arruela	Lubrificado	52,38	145	680
1.2	Porca + Arruela	Seco	43,7	145	465
2.1	Porca Flangeada	Lubrificado	43,52	100	390
2.2	Porca Flangeada	Seco	46,41	160	505

Fonte: O Autor (2021)

4.1.2 Análise dos Resultados do 1º Aperto

Na Tabela 8 tem-se o levantamento dos valores encontrados para torque, sendo o torque total aplicado igual a 200 N.m, que é a soma entre torque na rosca e na cabeça do parafuso.

Tabela 8 - Valores de torque para o 1º aperto

Nº	Conjunto	Condição de torque	Força (kN)	Torque na rosca (N.m)	Torque na cabeça (N.m)	Fator torque (K_t)
1.1	Porca + Arruela	Lubrificado	69,6	146,7	53,3	0,180
1.2	Porca + Arruela	Seco	56	107,5	92,5	0,223
2.1	Porca Flangeada	Lubrificado	73,3	54,8	145,2	0,170
2.2	Porca Flangeada	Seco	56,1	81,3	118,7	0,223

Fonte: O Autor (2021)

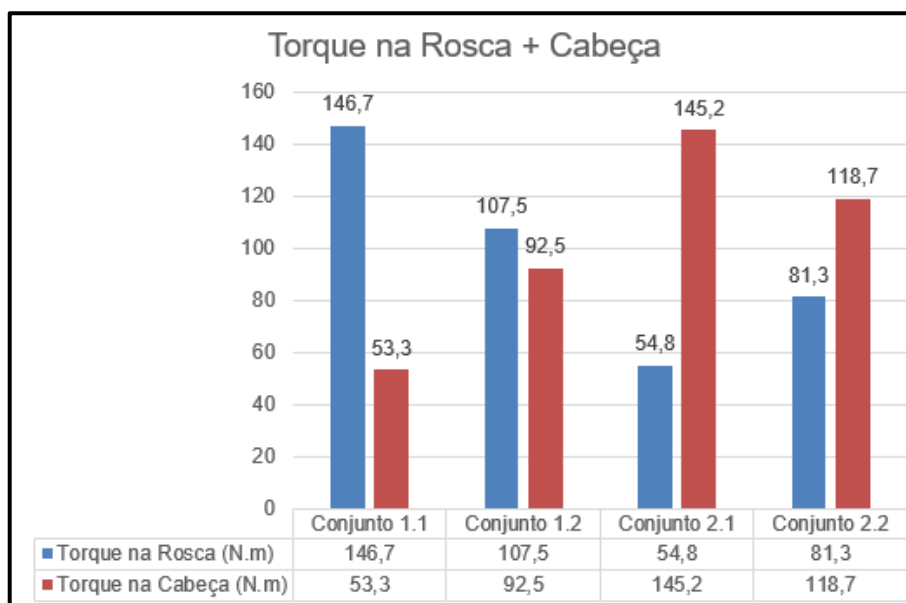
Verifica-se que quando aplicado torque a seco, ambos os conjuntos tiveram a força resultante praticamente igual, já quando lubrificado a força necessária nos conjuntos de Porca Flangeada é maior. Sendo a força resultante praticamente igual, e dado um torque idêntico em todos os conjuntos, os conjuntos na condição de torque a seco possuem um fator de torque (K_t) consequentemente igual. Na condição lubrificada ambos os conjuntos se encontram dentro da faixa de valores indicados por Garcia (2009), tratando-se o revestimento do parafuso como zincado.

O gráfico da Figura 32 mostra a comparação entre as parcelas de torque dissipadas em cada parte dos parafusos ensaiados.

Observa-se claramente que para o conjunto porca-arruela, o torque preponderante é dissipado na rosca, enquanto para porca flangeada, o torque é dissipado principalmente na cabeça do parafuso. Provavelmente, isto ocorre pela possibilidade de assentamento do conjunto porca-arruela, o que não acontece na porca flangeada.

Ao lubrificar o conjunto porca-arruela, diminuiu a participação da dissipação do torque na cabeça em cerca de 20%, ocorrendo maior desequilíbrio de distribuição de torque. No caso da porca flangeada, a tendência do desequilíbrio de distribuição de torque ocorreu da mesma forma, com diminuição de 13,5% no torque dissipado na rosca.

Figura 32 - Comparação entre parcelas de torque dissipadas no parafuso



Fonte: O Autor (2021)

Na Tabela 9 tem-se o levantamento dos valores encontrados para coeficiente de atrito.

Tabela 9 - Valores de coeficiente de atrito para o 1º aperto

Nº	Conjunto	Condição de torque	Força (kN)	Coef. De atrito na rosca (μ_G)	Coef. de atrito na cabeça (μ_K)	Coef. de atrito global (μ_{tot})
1.1	Porca + Arruela	Lubrificado	69,6	0,21	0,076	0,140
1.2	Porca + Arruela	Seco	56	0,187	0,163	0,180
2.1	Porca Flangeada	Lubrificado	73,3	0,05	0,196	0,130
2.2	Porca Flangeada	Seco	56,1	0,132	0,209	0,180

Fonte: O Autor (2021)

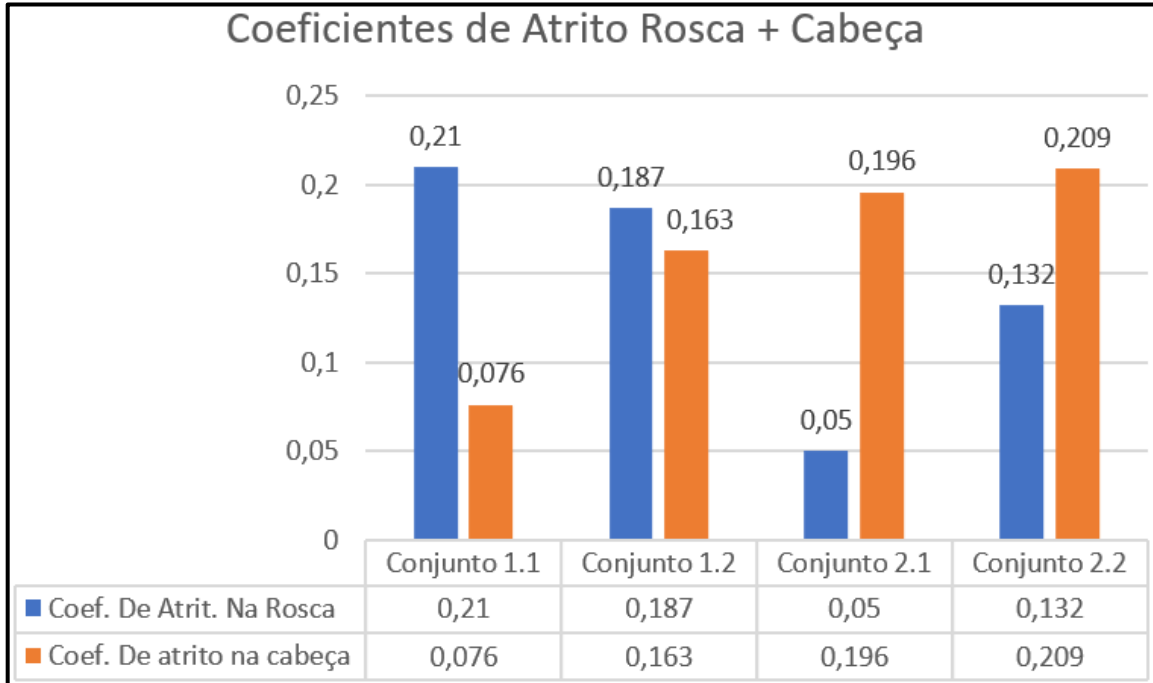
Avaliando-se os conjuntos Porca + Arruela, nota-se que quando dada a condição de torque a seco, o atrito é dividido quase que igualmente entre cabeça e rosca do parafuso, resultando num coeficiente de atrito global igual a 0,18. Quando lubrificado o conjunto, o atrito se torna 2,7 vezes maior na rosca do que na cabeça, que por sua vez cai pela metade, resultando num decréscimo de 0,04 no coeficiente global.

O conjunto 1.1, apesar de lubrificado, apresentou um alto coeficiente de atrito na rosca, cujo motivo pode estar relacionado a uma superfície de contato irregular entre a porca e a arruela, ou então à má aplicação do lubrificante antes do aperto ser executado.

Quando utilizado torque lubrificado nos conjuntos que contemplam porca flangeada, o atrito na rosca é bem baixo, sendo o atrito concentrado quase totalmente na cabeça do parafuso, já no torque a seco essa diferença é menor, porém a maior faixa de atrito segue

sendo na região da cabeça, como observa-se na Figura 33. O decréscimo do coeficiente global é semelhante ao ocorrido no conjunto Porca + Arruela.

Figura 33 - Comparação da dissipação dos coeficientes de atrito nos parafusos



Fonte: O Autor (2021)

Mesmo após somente 1 aperto, a arruela já apresentou um amassamento, conforme mostrado na Figura 34, isso justifica a escolha de alguns clientes pela porca flangeada, a qual apresenta maior rigidez, devido ao processo de conformação.

Figura 34 - Arruela amassada após 1º aperto



Fonte: O Autor (2021)

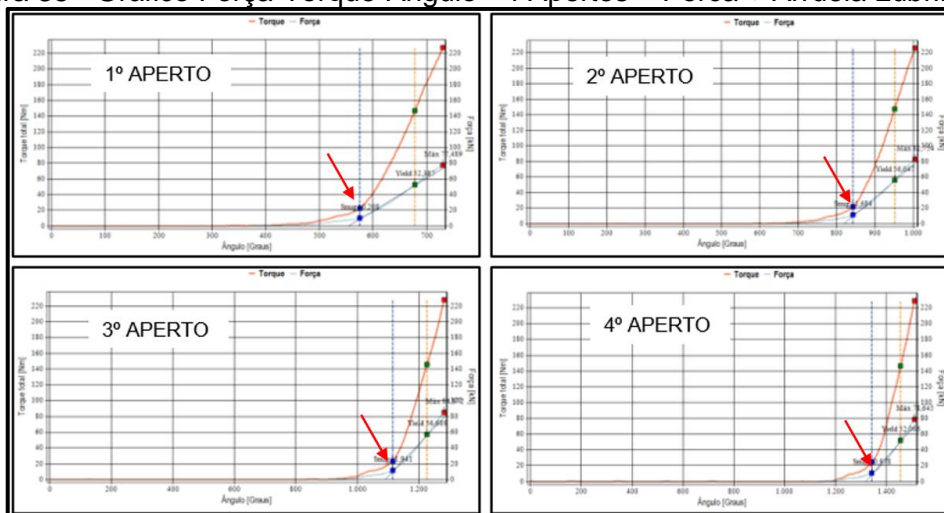
4.2 AVALIAÇÃO DE TORQUE E ATRITO PARA REUSABILIDADE

Neste ponto do ensaio considera-se os 4 apertos feitos em sequência em cada conjunto, com o intuito de avaliar os valores de torque e coeficiente de atrito, além do rendimento. Assim torna-se possível determinar quantas vezes o conjunto pode ser reapertado mantendo um rendimento satisfatório. Também são comparados os valores de aperto à seco e lubrificado, buscando avaliar a importância do uso de lubrificante. Para isso utiliza-se o mesmo método de obtenção dos gráficos do ensaio anterior.

4.2.1 Gráficos DTT para Reusabilidade

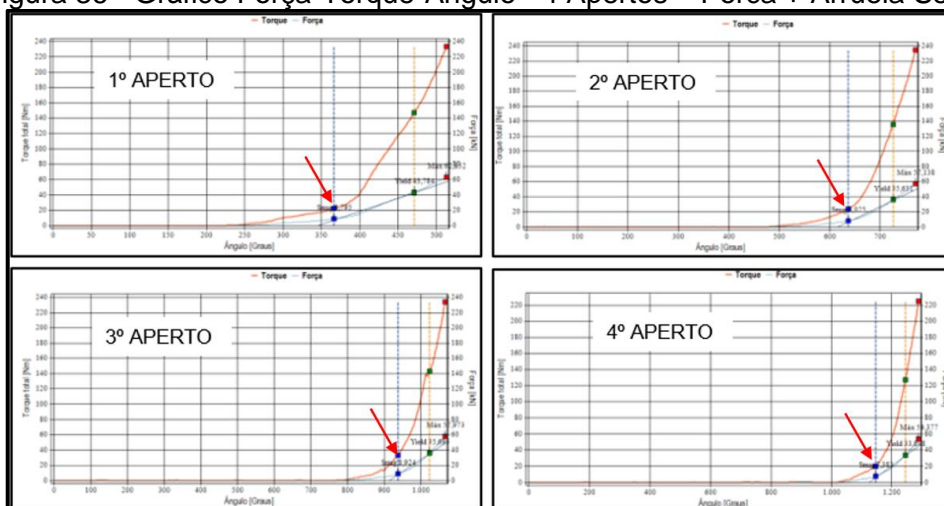
Nas figuras de 35 e 36 tem-se os gráficos gerados pelos 4 apertos realizados para o conjunto 1.1 e para o conjunto 1.2 respectivamente, as flechas vermelhas indicam o *slug point*.

Figura 35 - Gráfico Força-Torque-Ângulo - 4 Apertos – Porca + Arruela Lubrificado



Fonte: O Autor (2021)

Figura 36 - Gráfico Força-Torque-Ângulo - 4 Apertos – Porca + Arruela Seco

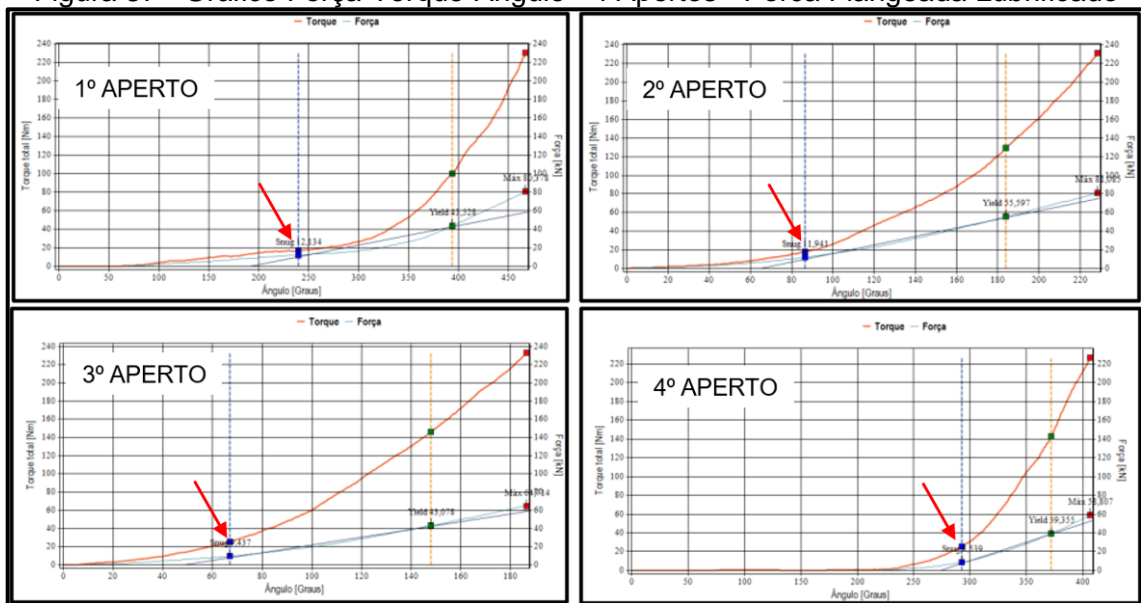


Fonte: O Autor (2021)

Analisando-se o ponto de início da pré-carga sob o parafuso, chamado *slug point*, tem-se um aumento significativo ao final de cada aperto para ambos os conjuntos com porca + arruela. Quando usado lubrificante, no 1º aperto tem-se 575º de ângulo necessário para início da pré-carga, já no 4º aperto eleva-se para 1350º. Para o torque dado a seco, tem-se uma variação entre o primeiro e o último aperto quase igual, porém no primeiro aperto é necessário um ângulo de aperto menor, sendo este de 367º.

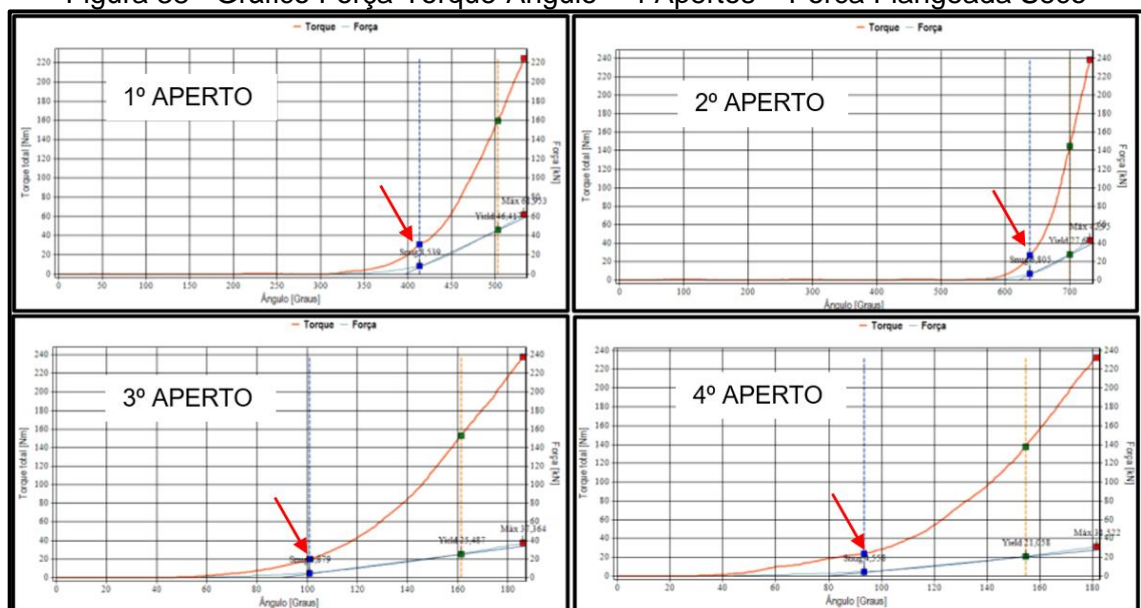
Nas figuras 37 e 38 tem-se os gráficos gerados pelos 4 apertos realizados para o conjunto 2.1 e para o conjunto 2.2 respectivamente.

Figura 37 - Gráfico Força-Torque-Ângulo - 4 Apertos - Porca Flangeada Lubrificado



Fonte: O Autor (2021)

Figura 38 - Gráfico Força-Torque-Ângulo – 4 Apertos – Porca Flangeada Seco



Fonte: O Autor (2021)

Analisando-se os conjuntos com porca flangeada, percebe-se a necessidade de um ângulo de aperto muito menor comparando-se com os conjuntos que utilizaram porca + arruela, o maior aperto necessário ocorreu no conjunto 2.2, no segundo aperto, sendo igual a 643°. No terceiro aperto do conjunto 2.1 foi preciso apenas 66° para ser iniciada a dissipação de torque, provando novamente a eficiência do conjunto com porca flangeada lubrificado. É notável também reparar, que quanto menor o ângulo de aperto necessário para alcançar o *slug point*, maior é a diferença de ângulo de aperto até o ponto de escoamento.

Observando-se o ponto de escoamento, observa-se na Tabela 10 os valores obtidos para alcançá-lo.

Tabela 10 - Valores encontrados no ponto de escoamento – 4 apertos

Nº	Aperto	Força (kN)	Torque total (N.m)	Ângulo de aperto (°)
1.1	1º	52,38	145	680
	2º	56,04	148	950
	3º	56,68	58	1220
	4º	52,04	148	1440
1.2	1º	43,8	145	465
	2º	35,6	38	735
	3º	35,69	143	1035
	4º	33,85	128	1250
2.1	1º	43,53	100	390
	2º	55,6	58	184
	3º	45,08	42	148
	4º	39,35	142	374
2.2	1º	46,41	160	505
	2º	27,6	145	700
	3º	25,49	154	161
	4º	21,06	139	155

Fonte: O Autor (2021)

Novamente é clara a diferença entre os conjuntos que possuem porca flangeada aos que contém porca + arruela. Comparando os conjuntos lubrificados, o conjunto com porca flangeada necessita de 1050° a menos no último aperto, já para os conjuntos onde o torque dado foi a seco essa diferença chega a 1095°. Em relação ao torque total os valores não apresentaram um padrão, tornando-se difícil de avaliá-lo, o que pode ter acarretado foi a falta de um pré-assentamento entre os conjuntos e o a parte do equipamento que gera o torque aplicado na porca.

4.2.2 Análise dos Resultados para reusabilidade

Na Tabela 11 apresenta-se, os valores de torque para os 4 apertos para os 4 conjuntos utilizados neste trabalho. Os valores foram retirados das tabelas geradas pelo software que trabalha em conjunto com o equipamento DTT, apresentados em forma de gráficos no subcapítulo anterior.

Tabela 11 - Valores de torque para 4 apertos

Conjunto	Aperto	Força (kN)	Torque na rosca (N.m)	Torque na cabeça (N.m)	Fator torque (K_t)
1.1	1º	69,6	146,7	53,3	0,180
	2º	74,3	136,4	63,6	0,168
	3º	77,3	129,2	70,8	0,162
	4º	70,2	127,1	72,9	0,178
1.2	1º	56,0	107,5	92,5	0,223
	2º	50,3	95,1	104,9	0,248
	3º	51,4	103,3	96,7	0,243
	4º	49,2	88,9	111,1	0,254
2.1	1º	73,3	54,8	145,2	0,170
	2º	74,1	61,2	138,8	0,169
	3º	57	40,2	159,8	0,219
	4º	51,6	32,9	167,1	0,242
2.2	1º	56,1	81,3	118,7	0,223
	2º	36,8	70,3	129,7	0,340
	3º	32,1	72,1	127,9	0,389
	4º	27,5	70,3	129,7	0,454

Fonte: O Autor (2021)

O conjunto 1.1 apesar de necessitar de mais força no 2º aperto, ao final do 4º aperto necessitou praticamente a mesma força para obter o torque imposto no 1º aperto. O torque absorvido pela rosca foi maior em todos os apertos, porém a disparidade entre a absorção de torque na rosca baixou de 73,4% no 1º aperto para 63,5% do torque total no último aperto. O conjunto 1.2 comportou-se de maneira semelhante em relação a variação da força, porém foi o conjunto que inicialmente necessitou da menor força. Há também uma alternância entre a maior dissipação de torque entre a cabeça e a rosca do parafuso a cada aperto, começando maior na rosca e finalizando maior na cabeça.

O conjunto 2.1 teve um decréscimo de 29% na força necessária para obter o torque imposto entre o 1º e 4º apertos, o torque absorvido pela rosca diminuiu e conseqüentemente o torque na cabeça aumentou. No 3º aperto são notadas as maiores diferenças entre um aperto e outro. Já no conjunto 2.2 o decréscimo foi de mais de 50%, sendo necessária uma

força de apenas 27,5 kN no 4º aperto e as maiores diferenças nos valores são notadas já no segundo aperto.

Na Tabela 12 apresenta-se, os valores de coeficiente de atrito para os 4 apertos dos conjuntos 2.1 (com lubrificação) e 2.2 (sem lubrificação), ambos utilizando-se porca flangeada.

Tabela 12 - Valores de coeficientes de atrito para 4 apertos

Conjunto	Aperto	Força (kN)	Coef. de atrit. na rosca (μ_G)	Coef. de atrito na cabeça (μ_K)	Coef. de atrito global (μ_{tot})
1.1	1º	69,6	0,210	0,076	0,14
	2º	74,3	0,178	0,085	0,13
	3º	77,3	0,159	0,091	0,12
	4º	70,2	0,175	0,103	0,14
1.2	1º	56,0	0,187	0,163	0,18
	2º	50,3	0,184	0,206	0,20
	3º	51,4	0,198	0,186	0,19
	4º	49,2	0,174	0,223	0,20
2.1	1º	73,3	0,050	0,196	0,13
	2º	74,1	0,059	0,185	0,13
	3º	57	0,045	0,277	0,17
	4º	51,6	0,037	0,320	0,19
2.2	1º	56,1	0,132	0,209	0,18
	2º	36,8	0,187	0,348	0,28
	3º	32,1	0,226	0,393	0,32
	4º	27,5	0,262	0,465	0,37

Fonte: O Autor (2021)

No conjunto 1.1 o coeficiente de atrito na rosca sofre um decaimento gradativo entre o 1º e 3º aperto, subindo no último aperto, já o coeficiente de atrito sobe quase constantemente. O conjunto 1.2 se comporta de maneira inversa em relação ao coeficiente de atrito na rosca, o coeficiente de atrito na cabeça mantém um padrão de alternância entre aumentar e decair.

Para o conjunto 2.1 verifica-se um aumento no coeficiente de atrito na rosca no 2º aperto e um decréscimo no terceiro aperto seguido de mais um decréscimo no último aperto. No conjunto 2.2 observa-se um aumento gradual a cada aperto, nos coeficientes de atrito na cabeça do parafuso, sugerindo assim que os sucessivos parafusamentos promovem alterações na interface do revestimento do parafuso e de camada de pintura da peça. Isso prova a importância do uso de lubrificantes como auxiliares no processo de torque em juntas parafusadas, dado que os conjuntos que fizeram uso de lubrificante tiveram menos atrito, gerando uma maior durabilidade do produto.

O aumento dos coeficientes de atrito a cada aperto sugere que os sucessivos aparafusamentos promovem alterações na interface de contato, assim aumentando a resistência ao cisalhamento.

No subcapítulo seguinte verifica-se como esse aumento no coeficiente de atrito na rosca gerará um decréscimo no rendimento da junta.

A Figura 39 indica o desgaste da ponta do disco após os 4 apertos, nesta região ocorreu perda na camada de pintura, não existindo desgaste aparente no metal em nenhuma parte do corpo de prova.

Figura 39 - Superfície de contato da ponta do disco após os 4 apertos



Fonte: O Autor (2021)

4.2.3 Avaliação do rendimento

A Tabela 13 apresenta os valores de rendimento, que serão analisados em separado para os 4 apertos aplicados nos 4 conjuntos. Fazendo-se uso da equação 15 apresentada por Garcia (2013), obtém-se os valores de rendimentos indicados na tabela.

Tabela 13 - Valores de rendimento para cada aperto

Conjunto	Aperto	Condição do Torque Aplicado	Rendimento
1.1	1º	Lubrificado	69,63%
	2º	Lubrificado	74,42%
	3º	Lubrificado	77,39%
	4º	Lubrificado	74,88%
1.2	1º	Seco	73,04%
	2º	Seco	73,50%
	3º	Seco	71,39%
	4º	Seco	75,04%
2.1	1º	Lubrificado	93,95%
	2º	Lubrificado	92,79%
	3º	Lubrificado	94,57%
	4º	Lubrificado	95,51%
2.2	1º	Seco	81,69%
	2º	Seco	73,04%
	3º	Seco	67,35%
	4º	Seco	62,55%

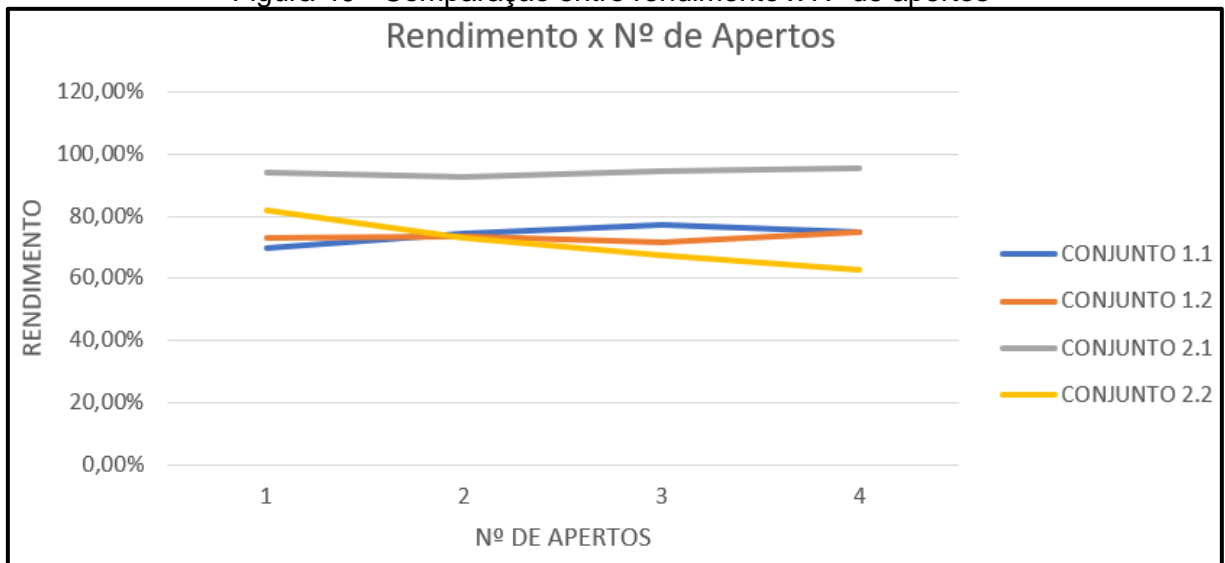
Fonte: O Autor (2021)

Ao avaliar a tabela 13, nota-se claramente a eficiência do torque aplicado com lubrificação no conjunto 2.1, que após 4 apertos ainda ganhou 1,56% de rendimento, mantendo-se acima de 90%. Já no torque a seco o conjunto 2.2 o rendimento teve uma queda de 19,14% dando-se a mesma sequência de apertos e desapertos e ficando com 62,55% de rendimento após o 4º aperto. Os conjuntos 1.1 e 1.2, apesar de manter um rendimento mais constante, dados os apertos, acaba por não ter um rendimento superior a 80% em nenhum aperto. Nota-se que apesar do uso de lubrificante, o conjunto 1.1 teve rendimento semelhante ao conjunto 1.2, deste modo verifica-se que o lubrificante pode não ter atuado igualmente em todas as superfícies de contato. Isso se dá provavelmente devido ao assentamento, causando diferenças entre essas regiões.

Conforme citado por Junior (2008), é recomendável um rendimento mínimo de 80%, sendo assim o aperto realizado com lubrificação continua com um rendimento satisfatório mesmo após 4 apertos apenas para o conjunto porca flangeada lubrificado, já a condição de torque a seco satisfaria este rendimento mínimo apenas no primeiro aperto, por fim ambos os conjuntos contendo porca + arruela não são recomendáveis. A Figura 40 demonstra por meio de gráfico essa diferença de rendimento entre cada conjunto ensaiado.

Os resultados obtidos nos conjuntos 1.1 e 1.2 podem ter sido afetados pelo tipo e qualidade da arruela, sendo que futuros ensaios poderão apresentar resultados diferentes.

Figura 40 - Comparação entre rendimento x N^o de apertos



Fonte: O Autor (2021)

5 CONCLUSÕES

A realização deste trabalho envolveu diversos setores da empresa Rodaros, tais como pintura, jateamento, serralheria, engenharia do produto e de processo, além do laboratório da Universidade de Caxias do Sul. Os objetivos traçados no capítulo 1 foram alcançados, visto que foi possível analisar os dados de atrito e torque, além da reusabilidade e do rendimento.

A partir do ensaio realizados nas 4 juntas, a análise dos gráficos gerados pelo equipamento DTT e com os valores de torque e coeficiente de atrito, foi possível comparar o comportamento de cada conjunto parafusado e entendê-los de maneira mais clara. Os resultados apresentados pelo software que acompanha o equipamento foram confrontados com as equações apresentadas no capítulo 2, mostrando-se satisfatórios. Após algumas adequações feitas no corpo de prova, e ajustes na forma de aperto, os resultados registrados nos gráficos se assemelharam com o que já era esperado, visto outros artigos que fizeram uso do ensaio em um determinador de torque e tensão.

Os conjuntos com porca + arruela, foram de mais difícil análise devido as variações que ocorrem durante o processo de aperto, ocasionadas principalmente pelo assentamento entre ambas as peças com o metal base.

Com base no ensaio e análise de rendimento, conclui-se como sendo válida uma recomendação a ser dada ao cliente, referente ao uso de porca flangeada em paralelo com o uso de lubrificante, pelo fato de não perder rendimento mesmo após impostos os 4 apertos. Além disso esse conjunto apresentou menos atrito do que o conjunto com porca + arruela. Por fim este conjunto teve um fator torque condizente com o apresentado em bibliografias citadas no capítulo 2. Além de documentada a ação do uso do lubrificante, outra ideia é a implementação de uma etiqueta em rodas reguláveis alertando sobre o uso de lubrificante. Este trabalho serve também como forma de provar ao cliente como o uso de porca flangeada é mais eficiente e mais facilmente controlado do que o conjunto porca + arruela, sendo esta uma das tratativas atuais da empresa Rodaros com seus clientes, ou seja, a busca da padronização do fornecimento de rodas reguláveis somente com conjuntos contendo porca flangeada.

Durante a análise dos resultados, uma sugestão para trabalhos futuros seria analisar as juntas com aperto maior que 200 N.m, para deste modo ser possível analisar a curva de torque – ângulo – força de maneira completa. No conjunto contendo porca flangeada lubrificado constatou-se ser necessário um maior número de apertos para concluir com quantos apertos a junta teria uma eficiência abaixo dos 80% recomendados

Outra sugestão de tema para sequência deste trabalho, seria o uso de outros modelos de parafusos e porcas para esta mesma aplicação, assim como o uso de diferentes

lubrificantes e até mesmo uma análise mais aprofundada dos revestimentos tanto do metal base como dos componentes da junta parafusada. Por fim pode ser feita uma análise estatística de mais pontos das curvas apresentadas para tirar conclusões mais aprofundadas e obter as incertezas dos resultados.

REFERÊNCIAS

- ASSOCIAÇÃO LATINO AMERICANA DE PNEUS E AROS – ALAPA. **Histórico da ALAPA**. Disponível em: <<http://www.alapa.com.br/alapav01/portugues/home/home.aspx>>. Acesso em 23 mar. 2020.
- ANDRADE, Lídio; DA SILVA, Rogério. Recalls envolvendo sistemas de fixação no setor automotivo. **Revista do Parafuso**, [s.l.], 16 set. 2014. Disponível em: <http://www.revistadoparafuso.com.br/v1/modelo/noticia.php?id=750>. Acesso em: 23 mar. 2020.
- ARGATOV, Ivan; SEVOSTIANOV, Igor. Health monitoring of bolted joints via electrical conductivity measurements. **International Journal of Engineering Science**, [S. l.], p. 875-887, 26 jun. 2010. Disponível em: https://www.academia.edu/6056565/Health_monitoring_of_bolted_joints_via_electrical_conductivity_measurements. Acesso em: 20 ago. 2020.
- COTTA, Alexandre A. C. **Estudo da força de atrito e determinação do coeficiente de atrito estático**. [S. l.: s. n.], 2017. Disponível em: http://www.dfi.ufba.br/alexandrecotta/wp-content/uploads/NotasLabFis1-A_AulaLForcaAtrito.pdf. Acesso em: 6 maio 2020.
- DE LIMA, Rodrigo Jeber; ABRÃO, Alexandre Mendes; PERTENCE, Antônio Eustaquio de Melo. Desenvolvimento de um sistema de torqueamento mecanizado contínuo de uniões parafusadas. **6º Congresso de Engenharia de Fabricação**, Caxias do Sul, p. 1-7, 2011. Disponível em: <http://alvarestech.com/temp/cobef2011/grima.ufsc.br/cobef2011/media/trabalhos/COF11-0048.pdf>. Acesso em: 4 maio 2020.
- DIN 946: **Determination of coefficient of friction of bolt/nut assemblies under specified conditions**, 1991
- FILHO, Avelino Alves. **Elementos Finitos: A base da tecnologia CAE**. [S. l.]: Erica, 2012.
- FILHO, Luiz Fernando Lopes de Moraes. **Análise estrutural e verificação da vida à fadiga de uma roda automotiva utilizando o Método dos Elementos Finitos**. 2007. Dissertação (Graduação) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, [S. l.], 2007.
- GARCIA, Roberto. Conceitos relevantes sobre coeficiente de atrito. **Revista do parafuso**, [S. l.], p. 1-4, 30 out. 2009. Disponível em: <http://www.revistadoparafuso.com.br/v1/modelo/noticia.php?id=127>. Acesso em: 28 abr. 2020.
- GARCIA, R. A que se propõem os Elementos de Fixação? **Revista do Parafuso**, São Bernardo do Campo, v. 41, 19 set. 2013.
- GRIZA, Sandro. Torque. In: GRIZA, Sandro. **Efeito do torque na vida em fadiga de uniões parafusadas**. Orientador: Afonso Reguly. 2000. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2000.
- ISO 898-1: **Bolts, screws and studs with specified property classes — Coarse thread and fine pitch thread**, 2009
- JÚNIOR, Hermano Nascimento. Revestimentos anticorrosivos isentos de cromo hexavalente, aplicados a parafusos na indústria automobilística: avaliação da

reusabilidade. **Revista do parafuso**, [S. l.], p. 1-20, 30 dez. 2008. Disponível em: <http://www.revistadoparafuso.com.br/v1/modelo/noticia.php?id=140>. Acesso em: 7 maio 2020.

KLOK, Andrew Joe Vander. **MECHANICAL BEHAVIOR OF BOLTED JOINTS UNDER IMPACT RATES OF LOADING**. 2012. Thesis (Masters) - Michigan State University, EUA, 2012.

KUMAR, T. SASI. **ANALYSIS AND EVALUATION OF MEMBER STIFFNESS OF BOLTED JOINTS USING FINITE ELEMENT ANALYSIS**. 2008. Thesis (Masters) - MACHINE DESIGN SECTION DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING INDIAN INSTITUTE OF TECHNOLOGY MADRAS, Chennai, 2008.

LEE, Yubng-Li; BARKEY, Mark E.; KANG, Hong-Tae. **Metal Fatigue Analysis Handbook: Pratical Problem-Solving Techniques for Computer-Aided Engineering**. 1ª . ed. Waltham, USA: Butterworth-Heinemann, 2012. 580 p.

LEITE, Marcos Pereira. Técnicas de aperto e uso combinado do controle do gradiente. **Revista do parafuso**, [S. l.], n. 15, p. 1-7, 30 abr. 2009. Disponível em: <http://www.revistadoparafuso.com.br/v1/modelo/noticia.php?id=130>. Acesso em: 29 abr. 2020.

NASCIMENTO, Hermano. **Estudo da relação torque x força tensora e do coeficiente de atrito em parafusos revestidos isentos de cromo hexavalente**. Orientador: Prof. Dr. Wisley Falco Sales. 2003. 212 p. Dissertação (Mestrado) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2003. Disponível em: http://www.biblioteca.pucminas.br/teses/EngMecanica_NascimentoJuniorH_1.pdf. Acesso em: 28 maio 2020.

NORTON, Roberto L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PALVANEN, VILLE. TORQUE MOMENT. In: PALVANEN, VILLE. **TENSION FORCE RELATION FOR ANCHOR BOLTS**. 2018.(Mestrado) - Tampere University of technology, [S. l.], 2018. Disponível em: <https://trepo.tuni.fi/bitstream/handle/123456789/26475/Palvanen.pdf?sequence=3>. Acesso em: 17 ago. 2021.

PARAFUSOS E FERRAMENTAS GERALFIX. **Tipos de porcas e suas aplicações**. Curitiba, 2020. Disponível em <https://www.geralfix.com.br/loja/noticia.php?loja=815717&id=37>. Acesso em: 19 ago. 2021,

PRIMOLINI, Alexandre. O papel dos revestimentos em juntas aparafusadas - Parte I. **Revista do parafuso**, [S. l.], p. 1-4, 13 fev. 2016. Disponível em: <http://www.revistadoparafuso.com.br/v1/modelo/noticia.php?id=869>. Acesso em: 29 abr. 2020.

VARELLA, Carlos Alberto Alves. **Introdução ao estudo dos tratores agrícolas**. 47 slides Disponível em <https://docplayer.com.br/9969700-Introducao-ao-estudo-dos-tratores-agricolas.html#tab_1_1_1>. Acesso em 25 mar. 2020.

VDI 2230: **Systematische berechnung Hochbeanspruchter SchraubenverbindungenZilindrische Einscgraubenverbindungen**, 1983.

VICENTE, Antenor. Resistência de parafusos. *In: Classes de resistência de parafusos*. [S. l.], 27 abr. 2020. Disponível em: Classes de resistência de parafusos. Acesso em: 23 abr. 2020.

ANEXO A - ROSCAS SÉRIE POLEGADA – SISTEMA UNIFICADO AMERICANO

Diâmetro maior d (in)	Roscas grossas			Roscas finas		
	Passo p mm	Diâmetro menor d_r (mm)	Área sob tração A_t (mm ²)	Passo p mm	Diâmetro menor d_r (mm)	Área sob tração A_t (mm ²)
3,0	0,50	2,39	5,03			
3,5	0,60	2,76	6,78			
4,0	0,70	3,14	8,78			
5,0	0,80	4,02	14,18			
6,0	1,00	4,77	20,12			
7,0	1,00	5,77	28,86			
8,0	1,25	6,47	36,61	1,00	6,77	39,17
10,0	1,50	8,16	57,99	1,25	8,47	61,20
12,0	1,75	9,85	84,27	1,25	10,47	92,07
14,0	2,00	11,55	115,44	1,50	12,16	124,55
16,0	2,00	13,55	156,67	1,50	14,16	167,25
18,0	2,50	14,93	192,47	1,50	16,16	216,23
20,0	2,50	16,93	244,79	1,50	18,16	271,50
22,0	2,50	18,93	303,40	1,50	20,16	333,06
24,0	3,00	20,32	352,50	2,00	21,55	384,42
27,0	3,00	23,32	459,41	2,00	24,55	495,74
30,0	3,50	25,71	560,59	2,00	27,55	621,20
33,0	3,50	28,71	693,55	2,00	30,55	760,80
36,0	4,00	31,09	816,72	3,00	32,32	864,94
39,0	4,00	34,09	975,75	3,00	35,32	1028,39

Fonte: Norton (2013)

ANEXO B - DIÂMETRO DO FURO DE FOLGA PARA PROJETO

Diâmetro da Rosca	Diâmetro do furo de folga (mm)
M3	3.4
M4	4.5
M5	5.5
M6	6.6
M8	9.0
M10	11.0
M12	13.5
M14	15.5
M16	17.5
M18	20.0
M20	22.0
M22	24.0
M24	26.0
M27	30.0
M30	33.0

Fonte: Adaptado de Lee, Barkey e Kang (2012)

ANEXO C - CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS CÉLULAS DE CARGA

MODELO	Faixa de Força (kN)	Faixa de Torque (N.m)	Bitolas
SYS M12	0-100	0-300	M6-M12
SYS M24	0-350	0-1200	M14-M24
SYS M68	0-2500	0-15000	M24 -M68

Fonte: System (2019)