

**EDUARDO AVILA ALVES**

**PROJETO DE UM EQUIPAMENTO PARA A AVALIAÇÃO  
DA INTERAÇÃO ENTRE PORCA, PARAFUSO E ARRUELA  
EM JUNTAS APARAFUSADAS**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**2018**

EDUARDO AVILA ALVES

**PROJETO DE UM EQUIPAMENTO PARA A AVALIAÇÃO  
DA INTERAÇÃO ENTRE PORCA, PARAFUSO E ARRUELA  
EM JUNTAS APARAFUSADAS**

**Projeto de fim de curso** apresentado ao curso de Graduação em Engenharia Mecatrônica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para obtenção do título de **Engenheiro Mecatrônico**.

Área de Concentração: Parafusos, Porcas, Arruelas, Coeficiente de Atrito, Torque e Tensão.

Orientador: Dr.-Ing. Sinésio D. Franco.

UBERLÂNDIA – MG  
2018

EDUARDO AVILA ALVES

**PROJETO DE UM EQUIPAMENTO PARA A AVALIAÇÃO  
DA INTERAÇÃO ENTRE PORCA, PARAFUSO E ARRUELA  
EM JUNTAS APARAFUSADAS**

**Projeto de fim de curso** apresentado ao curso de Graduação em Engenharia Mecatrônica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para obtenção do título de **Engenheiro Mecatrônico**.

Área de Concentração: Elementos fixadores, Parafusos, Porcas, Arruelas, Coeficiente de Atrito e Elementos finitos.

---

Prof. Dr.-Ing. Sinésio Domingues Franco  
Universidade Federal de Uberlândia

---

Prof. Dr.-Ing. Vera Lúcia D. S. Franco  
Universidade Federal de Uberlândia

---

Prof. M.Sc. Rafael Ariza Gonçalves  
Universidade Federal de Uberlândia

UBERLÂNDIA – MG  
2018

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço, primeiramente, aos meus pais, pelo amor, incentivo e apoio incondicional.

Ao professor Dr.-Ing. Sinésio Domingues Franco pela oportunidade, apoio e orientação neste trabalho e em toda minha trajetória acadêmica.

Aos engenheiros Douglas Teruyuki Cabral, Fernando Buiatti Rodrigues e Dênis Soares de Freitas pela disposição, auxílio e conhecimento trazido durante as discussões do projeto.

À UFU e ao LTAD pela excelente infraestrutura laboratorial, que proporcionou a realização deste trabalho.

À Petrobras, por todo investimento em pesquisa e desenvolvimento.

E a todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação.

ALVES, E.A., **PROJETO DE UM EQUIPAMENTO PARA A AVALIZAÇÃO DA INTERAÇÃO ENTRE PORCA, PARAFUSO E ARRUELA EM JUNTAS APARAFUSADAS**. 2018. 75 p.  
TCC – Curso de Engenharia Mecatrônica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

## Resumo

Este trabalho teve como objetivo a concepção e o projeto de um equipamento para a avaliação da interação entre parafuso, porca e arruela em juntas aparafusadas. A concepção do equipamento foi baseada na norma regente de ensaios de parafusos, porcas e arruelas ISO 16047:2005. A demanda pelo conhecimento da relação torque x força em juntas aparafusadas é, cada vez mais, necessária às aplicações industriais e, para isso, deve-se realizar ensaios para determinar características de aperto dos elementos em utilização. As principais características dos parafusos que podem ser medidas pelos ensaios desta máquina são: coeficiente de torque (K), coeficiente de atrito total, ( $\mu_{tot}$ ), coeficiente de atrito dos fios de rosca ( $\mu_{th}$ ) e coeficiente de atrito na face da cabeça do parafuso/porca, ( $\mu_b$ ). Os diferentes diâmetros, tipos, materiais e classes de parafusos são as informações iniciais necessárias para concepção desta máquina. E foram definidos os parafusos de ½” a 1. ½”, assim, os limites de projeto puderam ser calculados. O conceito da montagem foi elaborado e os componentes comerciais especificados. A máquina projetada encontra-se dentro dos parâmetros requeridos por norma e atende às especificações definidas. Além disso, foi previamente identificado possibilidades de melhoria com o aprofundamento do estudo de alguns aspectos da máquina. A máquina projetada é, portanto, robusta com características bem definidas e de fácil implementação de melhorias.

**Palavras chave:** Juntas aparafusadas, coeficiente de atrito, torque, tensão, parafuso, porca, arruela.

ALVES, E. A. **DESIGN OF EQUIPMENT FOR THE EVALUATION OF THE INTERACTION BETWEEN NUT, SCREW AND WASHER IN FIXED JOINTS**. 2018. 75 p. Course completion work, School of Mechatronics Engineering, Federal University of Uberlandia, Uberlandia/Brazil.

## **Abstract**

The objective of this work was to design of an equipment for the evaluation of the interaction between bolt, nut and washer in bolted joints. The design of the equipment was based on the ISO 16047: 2005 standard. The demand for knowledge of the torque x force ratio of bolted joints is increasingly required in industrial applications and for this purpose tests must be carried out to determine the clamping characteristics of the elements in use. The main characteristics of the screws that can be measured by the tests of this machine are: torque coefficient (K), total friction coefficient, ( $\mu_{tot}$ ), thread friction coefficient, ( $\mu_{th}$ ) and friction coefficient in the face of the head of the screw / nut, ( $\mu_b$ ). Different diameters, types, materials and grades of bolts are the initial the information needed to design the torque-tension machine. Therefore, the screws of ½ " to 1½" were defined, then, from these values, the design limits were calculated. The assembly concept was developed and the commercial components specified. The designed machine is within the parameters required by standard and meets the defined specifications. In addition, it was previously identified possibilities of improvement with the deepening of the study of some aspects of the machine. The designed machine, therefore, is robust with well-defined features and easy to implement improvements.

**Key words:** Screwed joints, friction coefficient, torque, tension, screw, nut, washer.

## LISTA DE SÍMBOLOS E SIGLAS

$K$	Coeficiente de torque
$T$	Torque total aplicado
$T_{th}$	Torque nos fios de rosca
$T_b$	Torque reativo na cabeça do parafuso/porca
$T_y$	Torque de escoamento
$T_u$	Torque de ruptura
$F$	Força de aperto (axial)
$F_y$	Força de escoamento
$F_u$	Força de ruptura
$F_u$	Força de prova
$d$	Diâmetro nominal da porca/parafuso
$\mu_{tot}$	Coeficiente de atrito total
$\mu_{th}$	Coeficiente de atrito nos fios de rosca
$\mu_b$	Coeficiente de atrito na face da cabeça do parafuso/porca
$P$	Passo de rosca
$d_2$	Diâmetro primitivo
$D_o$	Diâmetro da face de contato da porca/parafuso
$d_h$	Diâmetro do furo com folga (alojamento do elemento roscado)
$D_b$	Diâmetro médio da face de contato da cabeça do parafuso/porca
$\sigma$	Tensão de escoamento do material
$A$	Área de seção nominal

## LISTA DE FIGURAS

- Figura 01** Representação da influencia da lubrificação na relação T x F de uma junta aparafusada.
- Figura 02** Representação da influencia de reapertos na relação Torque x Força [ECCLES, W. et al, 2010. – adaptado]
- Figura 03** Estrutura de testes [norma ISO 16047:2005 – adaptado]
- Figura 04** Dimensões principais da arruela ou superfície de aperto de teste [norma ISO 16047:2005]
- Figura 05** Curva torque x ângulo (uniões roscadas) [SHOBERG, R., 2000 – adaptado]
- Figura 06** Divisao do torque em juntas aparafusadas [SHOBERG, R., 2000 – adaptado]
- Figura 07** Relação Torque/Força vs coeficiente de atrito [SHOBERG, R., 2000 - adaptado]
- Figura 08** Relação Torque x Força x número de apertos [ECCLES, W. et al, 2010. – adaptado]
- Figura 09** Concepção de equipamento existente [NASSAR, S; ZAKI, A., 2009]
- Figura 10** Especificação das medições dentro da concepção mecânica do equipamento [NASSAR, S; ZAKI, A., 2009]
- Figura 11** Relação Torque total & torque reativo (torque nos fios de rosca) x Força de aperto [NASSAR, S; ZAKI, A., 2009]
- Figura 12** Célula de carga definida [HBM. 2018. Disponível em: <https://www.hbm.com/pt/>. Acesso em: 12 maio 2018]
- Figura 13** Conceito de máquina de torque e tensão [ECCLES, W. et al, 2010. – adaptado]
- Figura 14** Diagrama de blocos máquina MTT.
- Figura 15** Montagem final MTT.
- Figura 16** Desenho de montagem com identificação dos principais componentes.
- Figura 17** Rolamento autocompensador de rolos [SKF].



- Figura 18** Materiais de retentores x lubrificantes x temperaturas [Sabó,. 2018. Disponível em: <https://www.sabo.com.br/reposicao/catalogos>. Acesso em: 10 abril 2018]
- Figura 19** Dimensões de cálculo da espessura necessária ao anel deslizante [Trelleborg. 2018. Disponível em <http://www.trelleborg.com/en>. Acesso em: 14 junho 2018]
- Figura 20** Representação cabeça de parafuso e suas medidas [norma ISO 4014]
- Figura 21** Rotina de ensaio – passo 01.
- Figura 22** Rotina de ensaio – passo 02.
- Figura 23** Rotina de ensaio – passo 03.
- Figura 24** Diagrama de corpo livre submontagem dois.
- Figura 25** Dimensões dos patins x espessuras dos componentes ficados.
- Figura 26** Mancal e peças fixadas.
- Figura 27** Dimensões do encosto para o rolamento [SKF. 2018. Disponível em: <http://www.skf.com/mx/products/bearings-units-housings/product-tables.html>. Acesso em: 13 abril 2018]
- Figura 28** Alojamento de retentores [Sabó,. 2018. Disponível em: <https://www.sabo.com.br/reposicao/catalogos>. Acesso em: 14 abril 2018]
- Figura 29** Alojamento de anéis deslizantes para eixos [Trelleborg. 2018. Disponível em <http://www.trelleborg.com/en>. Acesso em: 14 junho 2018]
- Figura 30** Esforços existentes durante o ensaio que são transmitidos ao mancal (torque de aperto & força de aperto (compressão)).
- Figura 31** Diagrama de corpo livre Mancal.
- Figura 32** Resultado tensão equivalente da simulação do mancal no software Ansys.
- Figura 33** Montagem acoplamento à célula de carga.
- Figura 34** Diagrama de corpo livre acoplamento da célula de carga & superfície de ensaio.
- Figura 35** Resultado simulação com software Ansys do acoplamento da célula de carga.
- Figura 36** Resultado de tensão equivalente na superfície de ensaio – software Ansys.
- Figura 37** Resultado de deformação na superfície de ensaio – software Ansys.

- Figura 38** Montagem do acoplamento do rolamento - Redução do comprimento mínimo dos parafusos ensaiados.
- Figura 39** Esforços atuantes durante os ensaios.
- Figura 40** Diagrama de corpo livre do acoplamento do rolamento.
- Figura 41** Resultado simulação de tensão no acoplamento do rolamento software Ansys.
- Figura 42** Resultado simulação de tensão no acoplamento do rolamento software Ansys – Vista em corte.
- Figura 43** Resultado simulação de deformação com software Ansys do acoplamento do rolamento.
- Figura 44** Resultado de tensão equivalente na superfície de ensaio do acoplamento do rolamento – software Ansys.
- Figura 45** Resultado de deformação na superfície de ensaio do acoplamento do rolamento – software Ansys.
- Figura 46** Possíveis combinações de sensores de torque para melhor atender a demanda de diferentes diâmetros de parafuso

## LISTA DE TABELAS

- Tabela 01** Parâmetros a serem medidos x características de aperto obtidas [norma ISO 16047:2005 – adaptado].
- Tabela 02** Variação de espessura na mesma peça (em mm) x diâmetro [norma ISO 16047:2005].
- Tabela 03** Dados utilizados para cálculo dos limites de força ensaiados.
- Tabela 04** Conjunto estojo & porcas.
- Tabela 05** Parafusos cabeça sextavada.
- Tabela 06** Parafusos sextavado interno.
- Tabela 07** Faixa de medição e limites de projeto do equipamento.
- Tabela 08** Cálculo do erro permitido para medições de força de aperto.
- Tabela 09** Cálculo de precisão da célula de carga.
- Tabela 10** Cálculo do erro permitido para medições de torque total.
- Tabela 11** Cálculo do erro permitido para medições de torque reativo.
- Tabela 12** Cálculo de precisão dos sensores de torque.
- Tabela 13** Sensores rotativos de torque encontrados no mercado.
- Tabela 14** Sensores não rotativos de torque encontrados no mercado.
- Tabela 15** Relação dos diâmetros ensaiados com erros abaixo de 2%
- Tabela 16** Cálculo da espessura do anel deslizante.
- Tabela 17** Resultados consolidados dimensionamento das guias lineares.

## SUMÁRIO

CAPÍTULO I – INTRODUÇÃO.....	15
1.1 Objetivos.....	17
CAPÍTULO II – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	18
2.1 Norma ISO 16047:2005.....	18
2.1.1 Características de aperto obtidas pelo teste.....	18
2.1.2 Características do equipamento.....	19
2.1.3 Estrutura do ensaio.....	19
2.1.4 Componentes de teste.....	20
2.1.4.1 Arruela ou superfície de aperto.....	20
2.1.4.1.1 Arruela ou superfície de aperto de alta dureza.....	20
2.1.4.1.2 Arruela ou superfície de aperto de baixa dureza.....	21
2.1.4.2 Porcas de teste.....	22
2.1.4.3 Parafusos de teste.....	22
2.1.5 Condições de teste.....	22
2.1.6 Avaliação dos resultados.....	23
2.1.6.1 Determinação do coeficiente de torque, $K$ .....	23
2.1.6.2 Determinação do coeficiente de atrito total, $\mu_{tot}$ .....	23
2.1.6.3 Determinação do coeficiente de atrito entre as roscas, $\mu_{th}$ .....	24
2.1.6.4 Determinação do coeficiente de atrito entre as superfícies de aperto, $\mu_b$ .....	24
2.1.6.5 Determinação da força de escoamento, $F_y$ .....	25
2.1.6.6 Determinação do torque de escoamento, $T_y$ .....	25
2.1.6.7 Determinação da força de ruptura, $F_u$ .....	25
2.1.6.8 Determinação do torque de ruptura, $T_u$ .....	25
2.1.7 Relatório de resultados.....	25
2.2 Comportamento dos componentes roscados durante seu aperto.....	25
2.3 Construção do equipamento.....	28
CAPÍTULO III – CONCEPÇÃO DO EQUIPAMENTO.....	31
3.1 Demanda de projeto.....	31
3.1.1 Cenário proposto.....	31
3.1.2 Cenário final.....	31
3.2 Limites de ensaio.....	32
3.2.1 Força.....	32
3.2.2 Torque.....	33
3.3 Sensores.....	38
3.3.1 Força.....	38
3.3.2 Torque.....	39
3.3.3 Ângulo.....	41
CAPÍTULO IV – DESENVOLVIMENTO DO PROJETO.....	42

4.1 Design .....	43
4.2 Componentes comerciais utilizados e funções.....	44
4.2.1 Motorreductor .....	44
4.2.2 Sensor rotativo de torque .....	45
4.2.3 Célula de carga .....	45
4.2.4 Rolamento .....	45
4.2.5 Retentores.....	46
4.2.6 Anel deslizante .....	47
4.2.7 Sensor não rotativo de torque.....	48
4.2.8 Soquetes .....	48
4.2.9 Guias lineares .....	49
4.3 Peças fabricadas .....	53
4.3.1 Mancal.....	54
4.3.2 Acoplamento da célula de carga.....	57
4.3.3 Acoplamento do Rolamento .....	61
4.3.4 Planificações e tolerâncias .....	67
CAPÍTULO V – CONCLUSÕES .....	69
CAPÍTULO VI – PROJETOS FUTUROS .....	71
6.1 Conceito célula de carga dupla .....	71
6.2 Otimização dos componentes fabricados e da montagem reduzindo o limite inferior de comprimento dos parafusos ensaiados.....	71
6.3 Avaliação da utilização e compra de conjunto de sensores de torque e associa-los buscando uma melhor performance/resultados vs. custo.....	71
6.4 Elaboração, desenvolvimento e construção de sensores de torque capazes de medir com a precisão necessária da MTT .....	73
6.5 Simplificação da rotina de ensaios MTT .....	73
6.6 Montagem e teste da máquina de torque e tensão .....	73
6.7 Implementação da instrumentação e elaboração de interface com usuário/ procedimentos padronizados (POP) e sistemas de segurança .....	73
6.8 Adaptações para ensaios de parafusos em meio submerso .....	74
CAPÍTULO VII – REFERÊNCIAS .....	75

# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

Os elementos de fixação roscados são vastamente utilizados na engenharia em diversas aplicações, como: vedação, montagem, fixação e posicionamento. A sua versatilidade, sua simplicidade de utilização e sua possibilidade de desunião os tornam imprescindíveis em algumas aplicações.

Porém, sua incorreta utilização resulta em falhas que podem variar desde perda de funcionalidades, pequenas falhas a até graves acidentes. Um tensionamento abaixo do esperado pode ocorrer, então, não se tem a união ou vedação como desejada, ocorrendo vazamentos ou vibrações indesejadas. No caso de sobre aperto, o componente pode falhar, gerando acidentes, soltura da união etc.

Com o avanço da engenharia de precisão e da própria tecnologia envolvidas nas aplicações industriais, reduz-se cada vez mais os coeficientes de segurança por ter-se uma maior confiabilidade dos componentes e, é basicamente o que se deseja obter com a análise e pesquisa das propriedades de parafusos, porcas e arruelas.

Devido à demanda de maior confiabilidade e precisão nos projetos mecânicos, o conhecimento das cargas de aperto entregue por elementos de fixação é básico ao projetista. Sendo assim, o comportamento dos mesmos pós projeto com as específicas cargas dimensionadas deve ser conhecido e assegurado.

A união roscada, parafuso e porca, é uma montagem que exerce uma força axial de união (compressão) a partir da deformação elástica de um parafuso/estopo que se mantém tensionado por tração. A força de aperto é proporcional à deformação.

A grande dificuldade encontrada na utilização de parafusos é que o mesmo não é um elemento de fixação em que se aplica diretamente a força de aperto (união) desejada. A magnitude controlada pelo operador é o torque dado à junta. E é exatamente neste ponto que acontecem os erros.

A relação de torque e força é proporcional, porém essa proporcionalidade varia de diversas formas. Pode se dizer que a proporcionalidade é dada pelas características dimensionais dos elementos da união e pelo com o coeficiente de atrito de suas superfícies.

Quando analisadas as duas características principais de alteração da relação *torque x força* conclui-se que o grande elemento desconhecido é o coeficiente de atrito, já que as

dimensões de parafusos são padronizadas e, assim, é possível padronizar torques para atingir certas forças para cada diâmetro, tipo e classe de parafusos.

Porém, o coeficiente de atrito é variável. O lubrificante, o acabamento superficial e a reutilização de componentes (danificação das superfícies de contato) promovem alterações significativas no coeficiente de atrito e acaba dificultando o controle de sua utilização.

O coeficiente de atrito, por não ser uma característica de fácil mensuração é o principal objeto de estudo das juntas aparafusadas. A influencia de um lubrificante no coeficiente de atrito é ilustrada na fig. 01. E a influência do reaperto em juntas aparafusadas, ou seja, sucessivos apertos onde as superfícies do elemento de fixação estão cada vez mais danificadas pode ser vista na fig. 02.

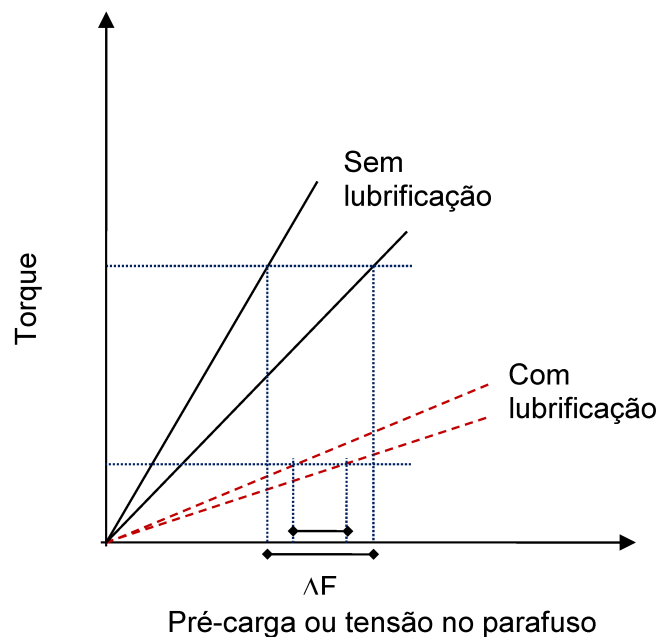


Figura 01 – Representação da influencia da lubrificação na relação T x F de uma junta aparafusada

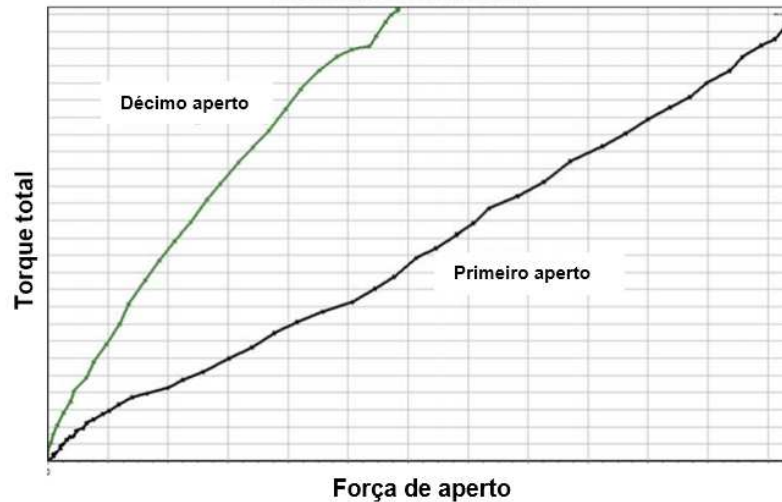


Figura 02 – Representação da influencia de reapertos na relação Torque x Força  
[ECCLES, W. et al, 2010. – adaptado]

A partir destes dois gráficos pode se verificar a influência do coeficiente de atrito na relação torque x força e que este valor varia de acordo com as ocasiões de aperto. Sendo assim, percebe-se a dificuldade de determinar a um operador que o parafuso “X” deve ser aparafusado com o torque “Y” para aplicações de risco e/ou precisão.

Devido à importância destes elementos para indústria e sua vasta aplicação é de total necessidade controlar os parâmetros de aplicação e as características dos elementos para se obter juntas confiáveis e seguras.

## 1.1 Objetivos

O objetivo do trabalho consiste em conceber e projetar um equipamento para a avaliação da interação entre porca, parafuso e arruela em juntas aparafusadas. A literatura existente sobre o assunto, as normas aplicáveis aos ensaios bem como o custo final do projeto são diretrizes do projeto e, por isso, o projeto tem como objetivo também a viabilidade de construção. Além disso, a aplicabilidade e adaptações para ensaios de elementos de  $\frac{1}{2}$ ” a  $1\frac{1}{2}$ ” desempenharam papel importante durante o desenvolvimento do projeto.



## CAPÍTULO II

### REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O procedimento de ensaio de parafusos, porcas e arruelas bem como a concepção e os principais requisitos de um equipamento para determinação das características de aperto destes elementos, são especificados e padronizados pela norma *ISO 16047-2005 Fasteners — Torque/clamp force testing*. Por isso, o presente trabalho teve esta norma como principal referencia para o desenvolvimento deste projeto.

#### 2.1 Norma ISO 16047:2005

Esta Norma especifica as condições para a realização de testes de torque e tensão em uniões aparafusadas para determinação das características de aperto dos respectivos fixadores roscados e partes relacionadas ensaiadas.

Basicamente, a norma é válida para parafusos, porcas e arruelas na faixa de diâmetro de M3 ao M39, ensaiados à temperatura constante entre 10°C e 35°C e imersos em ar.

##### ***2.1.1 Características de aperto obtidas pelo teste***

Os elementos de fixação roscados têm características que influenciam diretamente em sua aplicação e cada uma destas características pode ser obtida a partir de ensaios realizados pelo equipamento projetado.

A norma dita quais são as características que se pode especificar e calcular a partir dos ensaios e quais parâmetros devem ser medidos para obtenção dos mesmos. A tabela 01, retirada da norma ISO 16047:2005, representa de forma clara as medições necessárias para obtenção de cada característica de aperto prevista por norma.

Tabela 01 - Parâmetros a serem medidos x características de aperto obtidas [norma ISO 16047:2005 – adaptado]

Características de aperto que podem ser determinadas	Parâmetros a serem medidos				
	Força de aperto	Torque de aperto	Torque nos fios de rosca	Torque na superfície de contato	Ângulo de rotação
Coeficiente de torque, $K$	O	O	–	–	–
Coeficiente de atrito total, $\mu_{tot}$	O	O	–	–	–
Coeficiente de atrito entre os fios de rosca, $\mu_{th}$	O	–	O	–	–
Coeficiente de atrito entre as superfícies de contato, $\mu_b$	O	–	–	O	–
Força de aperto, $F_y$	O	–	–	–	O
Torque de aperto, $T_y$	O	O	–	–	O
Força máxima de aperto, $F_u$	O	–	–	–	–
Torque máximo de aperto, $T_u$	O	O	–	–	–

O -> Medição necessária

– -> Medição não necessária

A máquina de torque e tensão deve, portanto, medir no mínimo dois torques, a carga axial da união e o ângulo de aperto.

### 2.1.2 Características do equipamento

O equipamento de ensaio deve ser capaz de aplicar torque na cabeça do parafuso ou porca em velocidade constante e, deve ser instrumentado com sensores capazes de medir os parâmetros mostrados na tab. 01 dentro de uma precisão de  $\pm 2\%$  dos valores medidos, salvo indicação contrária.

A precisão da medição de ângulo deve ser de  $\pm 2^\circ$  ou  $\pm 2\%$  do valor medido, o que for melhor. Para evitar erros, o aperto deve ser realizado usando uma ferramenta elétrica controlada com velocidade de rotação constante e os resultados devem ser registrados eletronicamente.

### 2.1.3 Estrutura do ensaio

A estrutura de montagem do ensaio depende do corpo que é ensaiado. As duas configurações possíveis estão esquematizadas pela fig. 03. A montagem da esquerda representa a configuração de ensaio da porca, onde é necessário o travamento da cabeça do parafuso bem como da arruela em contato com a superfície da porca, os impedindo de girar enquanto o torque é aplicado na porca.

Na montagem da direita onde o parafuso é ensaiado, deve-se travar a porca e a arruela em contato com a superfície da cabeça do parafuso, os impedindo de girar,

enquanto o torque é aplicado na cabeça do parafuso.

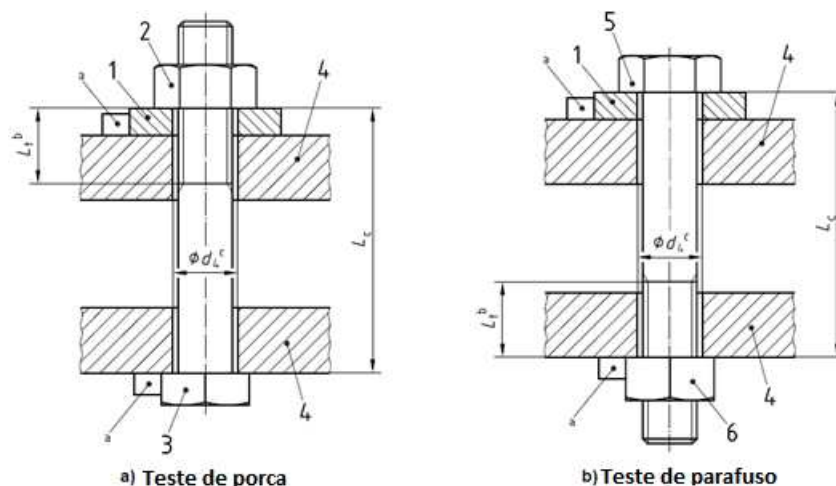


Figura 03: Estrutura de testes [norma ISO 16047:2005 – adaptado]

- 1 – Arruela ou superfície de prova fixada
- 2 – Porca apertada (recebe o torque)
- 3 – Cabeça do parafuso de teste
- 4 – Superfície de aperto
- 5 – Parafuso ensaiado
- 6 – Porca de teste
- a – Elemento que trava a superfície de contato cabeça do parafuso/porca quando o mesmo é ensaiado (recebe torque)

### 2.1.4 Componentes de teste

Os componentes de teste são os componentes que devem ser utilizados em conjunto com o componente testado para que não haja influência nos resultados do teste obtidos. Ex.: Quando se testa um parafuso deve-se utilizar uma determinada porca e arruela para que o resultado das características do parafuso não seja alterado pelas características dos elementos em interação com o parafuso na junta aparafusada.

Além disso, é previsto por norma a limpeza destes componentes de teste. Eles devem ser desengordurados utilizando soluções adequadas de acordo com práticas compatíveis exigidas para a saúde e segurança.

#### 2.1.4.1 Arruela ou superfície de aperto

A norma prevê dois tipos de arruela e/ou superfície de aperto para os ensaios. São elas de alta dureza e de baixa dureza, para os dois tipos, características como dureza, rugosidade, diâmetro de furo, espessura, variação da espessura, planicidade e condições de superfície são definidas. Deve-se, portanto, definir pela experiência e aplicação final do teste qual tipo é o mais recomendado.

##### 2.1.4.1.1 Arruela ou superfície de aperto de alta dureza

As características definidas para este tipo de arruela ou superfície de aperto são:

Dureza: entre 50 e 60 HRC.

Rugosidade: Ra 0,5 +- 0,3 mm

Furo: Diâmetro de acordo com ISO 273:1979

Espessura: A espessura **mínima** deve estar de acordo com a ISO 7093-1.

Varição da espessura: A variação da espessura da arruela ou superfície de aperto varia de acordo com o diâmetro do parafuso referência. Na Tabela 02, pode-se encontrar os valores respectivos para cada diâmetro.

Planicidade: A planicidade deve estar de acordo com a ISO 4759-3:2000.

Condições de superfície: lisa, não revestida e desengordurada ou galvanizado a zinco A1J de acordo com norma ISO4042.

A superfície de aperto ou arruela deve estar sem rebarbas e as principais medidas deste componente podem ser encontrados na fig. 04.

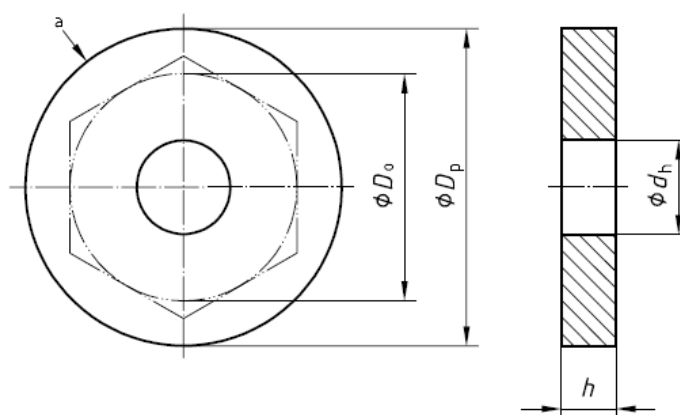


Figura 04 – Dimensões principais da arruela ou superfície de aperto de teste [norma ISO 16047:2005]

Tabela 02 – Variação de espessura na mesma peça (em mm) x diâmetro [norma ISO 16047:2005]

$d$	3 a 5	6 a 10	12 a 20	22 a 33	33 a 36
$\Delta h$	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3

#### 2.1.4.1.2 Arruela ou superfície de aperto de baixa dureza

As características definidas para este tipo de arruela ou superfície de aperto são:

Dureza: entre 200 a 300 HV.

Rugosidade: Ra 1,6 mm para espessura menor ou igual a três milímetros. E Ra 3,2 mm para espessuras entre três e seis milímetros, de acordo com ISO 7093-1.

O Furo, a espessura, a variação da espessura, a planicidade e as condições de superfície devem seguir as mesmas orientações do tipo de alta dureza.

#### **2.1.4.2 Porcas de teste**

Para testar parafusos de classe de propriedade 10.9 e abaixo, a porca de teste deve estar de acordo com ISO 4032 ou ISO 8673, classe de propriedades 10. E para testar parafusos de classe de propriedade 12.9, a porca de teste deve estar de acordo com a norma ISO 4033 ou ISO 8674, classe de propriedade 12.

O elemento de teste deve, portanto, ter propriedades iguais ou superiores às propriedades do elemento testado.

E no caso de parafusos curtos, é possível substituir a porca de teste por um bloco com um orifício roscado. O comprimento de rosca deve ser pelo menos 0,8d (diâmetro nominal do elemento roscado).

#### **2.1.4.3 Parafusos de teste**

Para teste de porcas, o parafuso de teste deve estar de acordo com ISO 4014, ISO 4017, ISO 4762, ISO 8765, ISO 15071 ou ISO 15072 e deve ter uma classe de propriedade correspondente à classe de propriedade da porca a ser testada, no entanto, não inferior à classe de propriedade 8.8.

Dependendo do tipo de porca a ser testada, o comprimento do parafuso de teste deve ser tal que, quando a porca é assentada contra a superfície de teste ou a arruela de teste, dois a sete passos de rosca se sobressaiam ao comprimento final da junta. Além disso, a rosca deve estar isenta de rebarbas e contaminações que possam afetar o torque de aperto.

#### **2.1.5 Condições de teste**

Um teste pode ser executado sob condições padronizadas por norma e sob condições específicas acordadas entre contratante e contratada. Para que um teste seja considerado dentro dos padrões da norma os pontos 2.1.2 Características do equipamento; 2.1.3 Características do ensaio; e, 2.1.4 Componentes de teste; devem ser respeitados.

As peças não devem ser ensaiadas antes de 24 horas de passarem por processo de revestimento e devem estar na mesma temperatura do ambiente de ensaio.

A menos que especificado de outra forma, os componentes de teste (parafusos de teste, porcas de teste, arruelas de teste e placas de suporte de teste) devem ser usadas apenas uma vez. Quando houver reutilização o histórico deve ser identificado claramente.

O teste deve ser feito sob condições uniformes e salvo indicação contrária a velocidade de aperto no teste deve ser constante com o valor de 10 a 40 rpm para bitolas de M3 a M16 e de 5 a 15 rpm para bitolas maiores que M16 até M39.

Para ensaios sob condições específicas deve-se utilizar um equipamento dentro dos parâmetros definidos por norma pelo ponto 2.1.2 Características do equipamento. Porém a configuração do teste, bem como os componentes de teste e velocidade de aperto podem ser definidos entre as partes e devem estar especificados no relatório do ensaio.

### **2.1.6 Avaliação dos resultados**

Como especificado pela tab. 01 oito características de elementos de fixação podem ser determinados a partir dos ensaios realizados por este equipamento e padronizados por esta norma. Para cada característica, diferentes parâmetros devem ser medidos durante o teste e propriedades e medidas dos elementos fixadores devem ser conhecidas previamente. Os itens abaixo explicitam cada característica que pode ser obtida e as necessidades para se obtê-las.

#### *2.1.6.1 Determinação do coeficiente de torque, K.*

O coeficiente de torque é determinado a partir da relação de torque/força de aperto usando a seguinte fórmula:

$$K = \frac{T}{F \cdot d} \quad (1) \quad [\text{ISO 16047: 2005}]$$

Onde T é o torque total aplicado, F a força de aperto da junta e d o diâmetro nominal do elemento de fixação.

A menos que especificado de outra forma, o ensaio deve incluir o ponto com a força de aperto igual a 75% da carga de prova (0,75 Fp) do componente de teste ou do componente a ser testado, o que for menor.

#### *2.1.6.2 Determinação do coeficiente de atrito total, $\mu_{tot}$*

O coeficiente de atrito total é calculado a partir de uma simplificação da equação de Kellermann e Klein [1] para o torque de aperto T.

$$T = F \cdot \left[ \frac{1}{2} \cdot \frac{P + 1,154 \cdot \pi \cdot \mu_{th} \cdot d_2}{\pi - 1,154 \cdot \mu_{th} \cdot \frac{P}{d_2}} + \mu_b \cdot \frac{D_o + d_h}{4} \right] \quad (2) \quad [\text{ISO 16047: 2005}]$$

O coeficiente de atrito total  $\mu_{tot}$  é determinado a partir da relação de torque/força de aperto pela fórmula aproximada abaixo.

$$\mu_{tot} = \left[ \frac{\frac{T}{F} - \frac{P}{2\pi}}{0,577d_2 + 0,5 D_b} \right] \quad (3) \quad [\text{ISO 16047:2005}]$$

Onde T é o torque aplicado, F a força de aperto, P o passo da rosca,  $d_2$  o diâmetro primitivo da rosca e,  $D_b$  é dado pela formula.

$$D_b = \frac{D_o + d_h}{2} \quad (4) \quad [\text{ISO 16047:2005}]$$

Onde  $D_o$  é o diâmetro do contato da cabeça do parafuso ou porca com a superfície aparafusada,  $d_h$  é o diâmetro do furo e,  $D_b$  é o diâmetro médio da superfície de contato parafuso/porca e superfície aparafusada.

O coeficiente de atrito total só é útil para comparação de diferentes condições de atrito em juntas aparafusadas. A fórmula para o coeficiente de atrito total é baseada na suposição de que os coeficientes de atrito entre as roscas e entre as superfícies de rolamento são equivalentes.

A menos que especificado de outra forma, o ensaio deve incluir o ponto com a força de aperto igual a 75% da carga de prova ( $0,75 F_p$ ) do componente de teste ou do componente a ser testado, o que for menor.

#### 2.1.6.3 Determinação do coeficiente de atrito entre as roscas, $\mu_{th}$ .

O coeficiente de atrito entre as roscas é determinado a partir da relação de torque na rosca e a força de aperto na junta usando a seguinte fórmula aproximada:

$$\mu_{th} = \frac{\frac{T_{th}}{F} + \frac{P}{2\pi}}{0,577 d_2} \quad (5) \quad [\text{ISO 16047:2005}]$$

Onde o  $T_{th}$  é o torque nos fios de rosca. E a relação entre os torques é definida pela equação abaixo.

$$T = T_{th} + T_b \quad (6) \quad [\text{ISO 16047:2005}]$$

A menos que especificado de outra forma, o ensaio deve incluir o ponto com a força de aperto igual a 75% da carga de prova ( $0,75 F_p$ ) do componente de teste ou do componente a ser testado, o que for menor.

#### 2.1.6.4 Determinação do coeficiente de atrito entre as superfícies de aperto, $\mu_b$

O coeficiente de atrito entre as superfícies de aperto é determinado a partir da

relação de torque na cabeça do parafuso/porca e a força de aperto da junta, usando a seguinte fórmula aproximada:

$$\mu_b = \frac{T_b}{0,5 \cdot D_b \cdot F} \quad (7) \quad [\text{ISO 16047: 2005}]$$

Onde  $T_b$  é o torque entre a superfície aparafusada e o elemento de fixação.  $D_b$  é dado pela equação 4.

#### *2.1.6.5 Determinação da força de escoamento, $F_y$*

A força de escoamento deve ser determinada a partir da força de aperto em relação, por exemplo, com o ângulo de aperto ou qualquer outra relação, como torque total, torque na rosca etc..

#### *2.1.6.6 Determinação do torque de escoamento, $T_y$*

O torque de escoamento deve ser determinado pela leitura do torque de aperto no ponto em que a força de aperto atingida é igual a força de escoamento. Existem vários métodos para determinar o torque de escoamento de elementos de fixação roscados e o método a ser utilizado deve ser acordado entre as partes contratantes.

#### *2.1.6.7 Determinação da força de ruptura, $F_u$*

A força de ruptura deve ser determinada pela leitura da força máxima de aperto alcançada durante o ensaio. O teste deve ser continuado até que elemento roscado falhe.

#### *2.1.6.8 Determinação do torque de ruptura, $T_u$*

O torque de ruptura é determinado a partir do torque de aperto no ponto em que a força de ruptura é obtida. O teste deve ser continuado até que o fixador roscado falhe.

### **2.1.7 Relatório de resultados**

A elaboração do relatório de resultados é padronizada pela norma e inclui todas as informações do teste, como dimensões, condições do ambiente, limites de ensaio entre outras. Na fase de testes e entrega de resultados a norma ISO 16047:2005 deverá ser consultada para maior detalhamento.

## **2.2 Comportamento dos componentes roscados durante seu aperto**



Uma junta roscada é uma montagem de fixação que transforma movimento de rotação em movimento linear e, gera, por fim, uma deformação elástica no corpo cilíndrico roscado. Esta deformação por estar em regime elástico promove uma força de fixação ou de compressão na junta.

Como mostra a fig. 05 o aperto de um parafuso passa por quatro fases. A primeira é chamada de *rundown*, que é a fase de aproximação da porca/parafuso dos elementos da união. Quando os componentes roscados, porca e parafuso, encostam-se às superfícies a serem unidas inicia-se a fase de alinhamento, onde a partir de um baixo torque as faces da porca e do parafuso se posicionam totalmente ortogonais ao plano de aperto e o alinhamento é realizado.

Depois que os componentes são alinhados, o parafuso entra na fase de força elástica (força de aperto). Dentro de todo o regime elástico de um parafuso pode-se interromper o aperto de acordo com a força de união desejada.

A fase quatro é quando o parafuso é sobrecarregado e atinge seu limite de escoamento e até fratura, quando o aperto é continuado. Estes elementos não são construídos para serem utilizados até este limite, até porque perdem sua função de realizar força de união sobre a junta.

Por isso, estes elementos são ensaiados até que cheguem a estes limites apenas para fins de melhorias de sua construção mecânica, comprovação de qualidade e indicação de limites de aplicação. Normalmente, não se tem aplicação prática para estes ensaios a não ser a definição de limites máximos de aperto que são informados pelo fabricante e/ou normalizados para cada classe de parafusos.

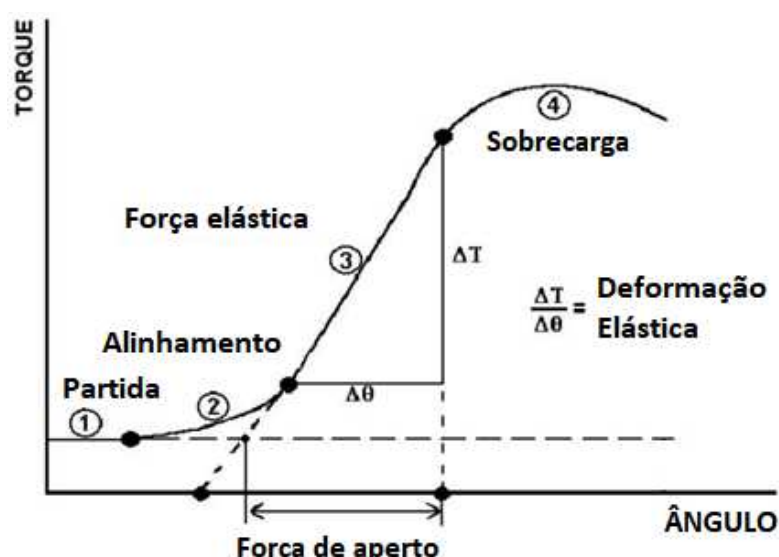


Figura 05 – Curva torque x ângulo (uniões roscadas) [SHOBERG, R., 2000 – adaptado]

O princípio de funcionamento de juntas roscadas é a aplicação de torque para

obtenção de força de união. A característica que mais influencia nesta relação Torque x Força é o coeficiente de atrito. Como se pode ver na fig. 06 apenas 10% da energia total aplicada ao sistema pelo torque se transforma em força de aperto, cerca de 50% é gasto para vencer a força de atrito entre as faces da cabeça do parafuso e da superfície unida. E 40% é gasto para vencer a força de atrito gerada entre os fios de rosca do parafuso e da porca.

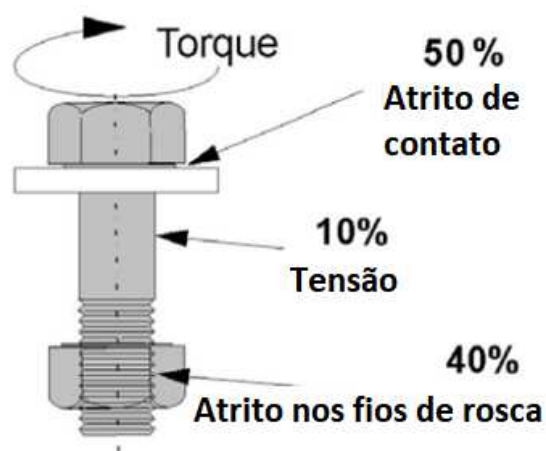


Figura 06 – Divisão do torque em juntas aparafusadas [SHOBERG, R., 2000 – adaptado]

Ao analisar no gráfico da fig. 07 fica evidente que o aumento do coeficiente de atrito gera uma menor eficiência em juntas roscadas, onde se deseja obter uma força de aperto utilizando-se baixos torques.

A partir desta característica de perda por atrito, inerente aos elementos de fixação roscados, são desenvolvidos, testados e pesquisados diferentes tipos de acabamentos superficiais, revestimentos e lubrificantes para redução destes coeficientes.

As mudanças realizadas de um ensaio para outro alteram de alguma forma o coeficiente de atrito nas juntas aparafusadas. As aplicações finais de cada demanda podem ser as mais variadas possíveis, porém o que se deseja conhecer é o coeficiente de atrito e as possíveis variações que o mesmo pode sofrer.

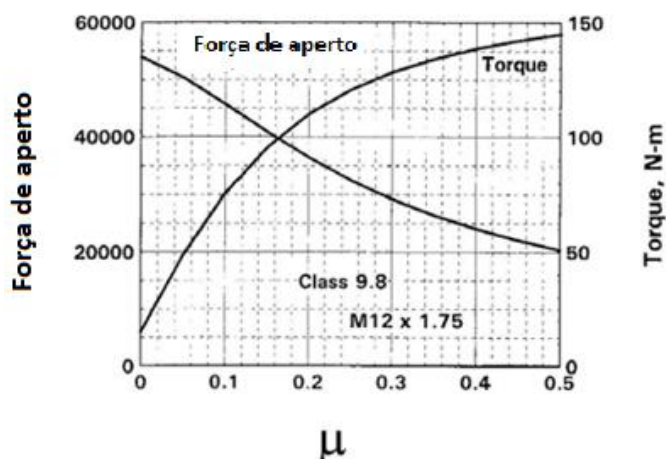


Figura 07 – Relação Torque/Força vs coeficiente de atrito [SHOBERG, R., 2000 – adaptado]

A eficiência de juntas aparafusadas também é reduzida a partir de reutilização de componentes. Ou seja, o coeficiente de atrito aumenta na medida em que os elementos são reutilizados. A figura 08 exemplifica a curva de torque x força de um mesmo parafuso em seu primeiro aperto e seu décimo aperto. Essa grande diferença acontece devido ao desgaste do elemento, seja ele do revestimento, superfície ou até mesmo deformação plástica da forma.

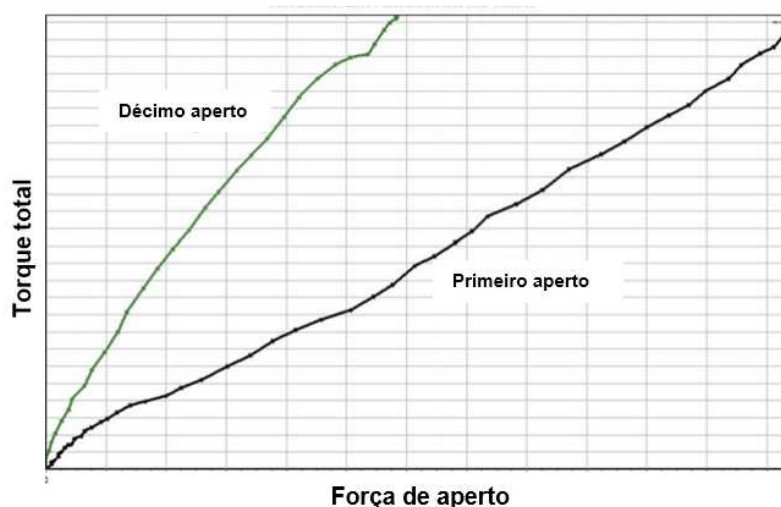


Figura 08 – Relação Torque x Força x número de apertos [ECCLES, W. et al, 2010. – adaptado]

### 2.3 Construção do equipamento

O equipamento para medição das características de aperto de juntas aparafusadas deve medir, por norma (ISO 16047:2005), pelo menos dois torques, força e ângulo de aperto. A figura 09 mostra uma das concepções já realizadas para estudo de parafusos.

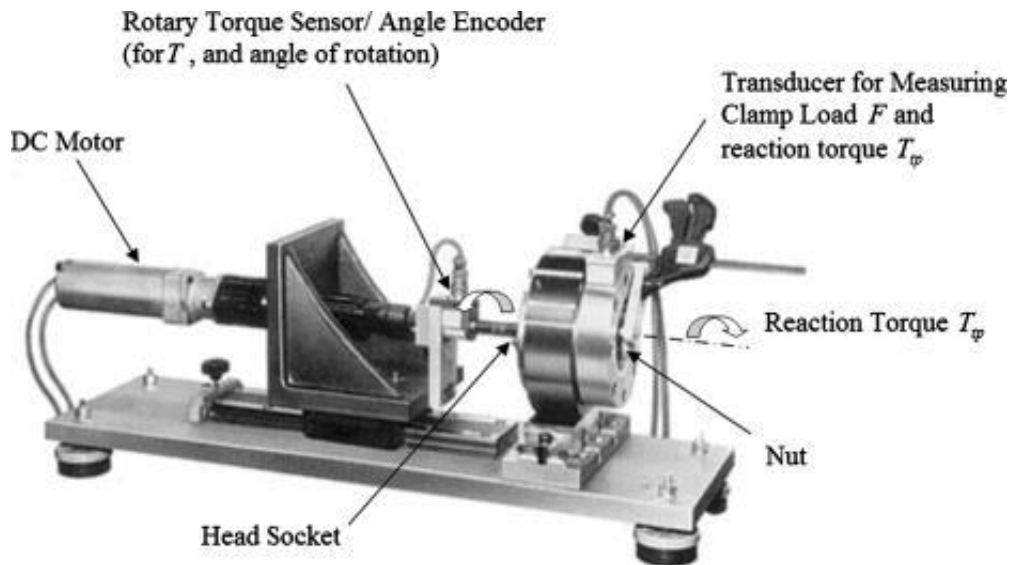


Figura 09 – Concepção de equipamento existente [NASSAR, S; ZAKI, A., 2009]

A divisão destas medições dentro da concepção mecânica do equipamento é evidenciada pela fig. 10. Onde se pode identificar o torque total,  $T$ , o torque sob a superfície aparafusada,  $T_b$ , e o torque no fios de rosca do parafuso,  $T_t$ , que é identificado por  $T_{th}$  pela norma ISO 16047:2005.

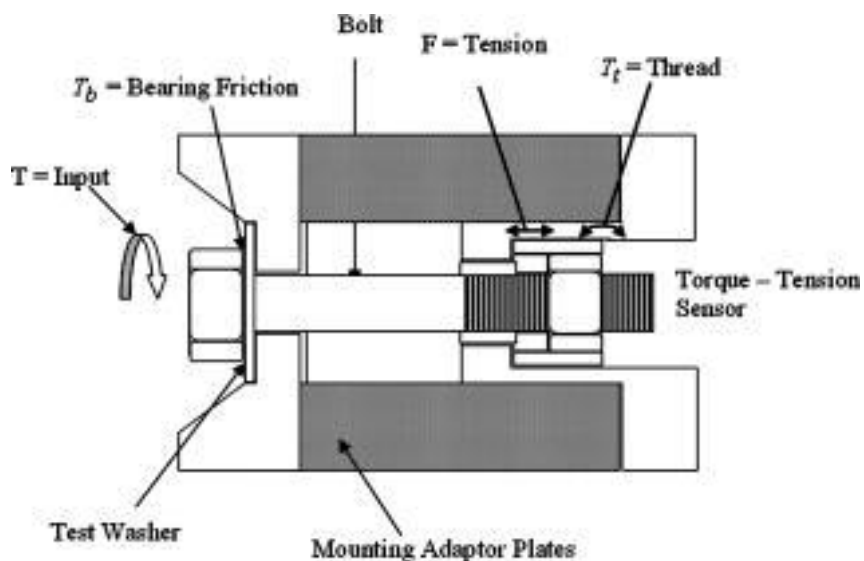


Figura 10 – Especificação das medições dentro da concepção mecânica do equipamento [NASSAR, S; ZAKI, A., 2009]

A medição esperada no ensaio é a relação entre os Torques e a Força de aperto, mostrado na fig. 11.

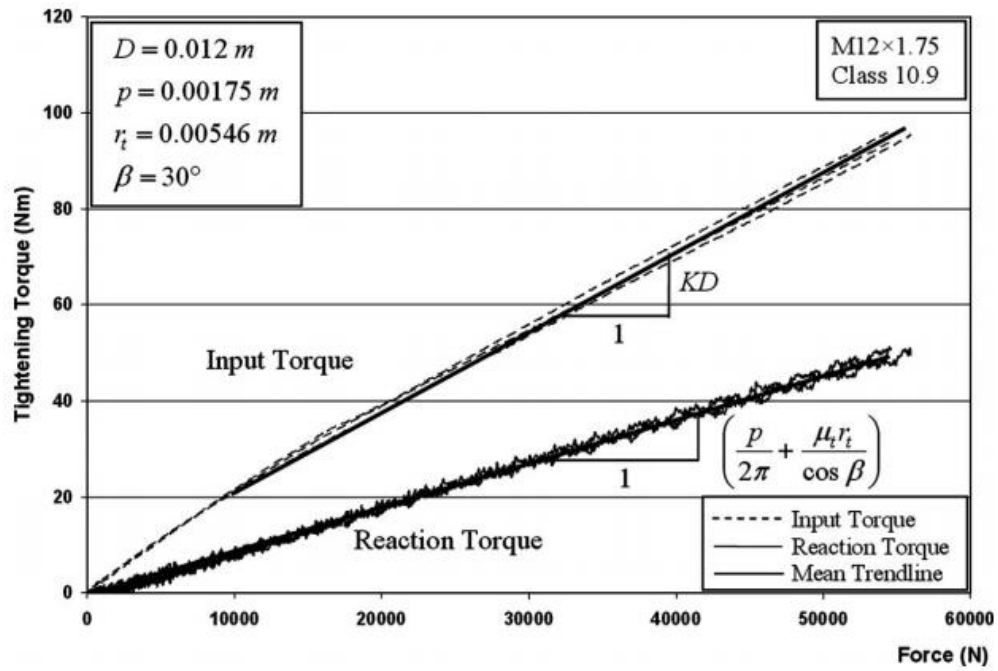


Figura 11 – Relação Torque total & torque reativo (torque nos fios de rosca) x Força de aperto [NASSAR, S; ZAKI, A., 2009]

## CAPÍTULO III

### CONCEPÇÃO DO EQUIPAMENTO

A primeira etapa do projeto foi a realização do levantamento dos parâmetros necessários para o dimensionamento do equipamento MTT – Máquina de torque e tensão. Foram eles:

- Diâmetro dos parafusos ensaiados;
- Tipo dos parafusos (sextavado, allen etc.);
- Classe para parafusos serie métrica e grau para parafusos serie polegada;

Além disso, analisou-se a necessidade de realização de ensaios específicos como o ensaio até a ruptura, ensaio de limite de escoamento e ensaio com corpos de prova reutilizados.

Em seguida, fez-se o cálculo dos limites de ensaio esperados durante os ensaios. E, por fim, a análise dos sensores e a precisão necessária.

#### **3.1 Demanda de projeto**

As definições sobre quais parafusos, porcas e arruelas devem ser ensaiadas e quais são as características a serem analisadas compõe a demanda de projeto. A partir desta definição de demanda foi realizado todo o estudo para construção da MTT.

##### ***3.1.1 Cenário proposto***

A proposta do projeto de fim de curso já determinou os principais parâmetros de projeto. Foram definidos os parafusos de classe 8.8 com diâmetro de até 1.½". Porém, com a evolução do projeto algumas mudanças foram realizadas na definição do próprio Laboratório de tecnologia em atrito e desgaste (LTAD). Assim, um novo cenário, com algumas mudanças sobre os parâmetros de projeto foram definidas.

##### ***3.1.2 Cenário final***

O cenário final determinado, portanto, foram ensaios englobando:

- Parafusos de diâmetro de ½” a 1.½” ou de M12 a M39;
- Parafusos do tipo sextavado externo, sextavado interno e montagem estojo & porcas;
- A classe não foi definida, porém foram definidos os materiais dos parafusos – ASTM L7 & Inconel 718;
- Necessidade de ensaios de reutilização de corpos de prova;
- Sem necessidade de ensaios até a fratura ou limite de escoamento;

Todas estas definições influenciam diretamente no cálculo dos limites de ensaio de alguma forma. A metodologia e as informações utilizadas estão explicadas no item 3.2.

### 3.2 Limites de ensaio

Essa seção do projeto de fim de curso explica o cálculo dos resultados esperados de cada tipo de ensaio que será realizado com a MTT e como cada parâmetro pode influenciar no resultado obtido/esperado.

#### 3.2.1 Força

Inicia-se o cálculo dos limites de ensaio pelo cálculo da força de aperto a ser atingida pelos ensaios programados. A norma ISO 16047:2005 define que para ensaios de ruptura o parafuso deve ser ensaiado até sua ruptura, ou seja, até atingir o limite de resistência a tração. Já para os demais testes a norma padroniza o valor mínimo que deve estar contido no ensaio que é de  $0,75F_p$ , 75% da carga de prova do elemento fixador.

Carga de prova é o valor, em carga [N], que se pode submeter um elemento fixador roscado sem deteriorá-lo e que sua aplicabilidade é garantida. Este valor é teoricamente o valor máximo que se pode deformar um elemento roscado e mantê-lo, seguramente, em regime elástico. Porém para garantir seu funcionamento e a deformação ser exclusivamente elástica um coeficiente de prova é utilizado.

O valor real da carga de prova de parafusos é dado pela norma ISO 898-1, e é exibido pela formula 08. O valor desta carga é igual ao limite de escoamento da classe do parafuso vezes a área de seção resistente nominal do parafuso vezes a razão de prova.

$$F_p = \sigma \cdot A \cdot k \quad (08) \quad [\text{ISO 898} - 1]$$

O primeiro passo foi a definição do limite de escoamento dos parafusos, para isso, sem o conhecimento de suas classes, os limites de escoamento dos materiais foram utilizados. Foram considerados os limites de escoamento dos materiais ASTM L7, como

limite inferior, e do Inconel 718, como limite superior. A tabela 03 contém as propriedades utilizadas para o cálculo (ASTM A320, AMS 5662, AMS 5663 & AMS 5664)

Como a classe não é conhecida, a razão de prova utilizada para cálculo foi a da classe de parafusos com limites de resistência e limites de escoamento mais próximo aos dos materiais definidos. Foi utilizada a razão de prova de 0,88 que é igual a das classes 10.9 e 12.9, dado pela ISO 898-1.

Para determinação da área de seção resistente nominal dos parafusos foi utilizado o catálogo do fornecedor de parafusos Ciser. E a partir deste ponto, os diferentes diâmetros tiveram que ser analisados separadamente. A fim de padronização, os cálculos foram feitos para M12, M27 e M39 relacionando aos diâmetros ½”, 1” e 1.½”.

Os resultados finais calculados e os valores utilizados para cálculo podem ser visualizados na tab. 03 a seguir.

Tabela 03 – Dados utilizados para cálculo dos limites de força ensaiados

Característica	M12		M27		M39		Norma relacionada
	ASTM L7	Inconel 718	ASTM L7	Inconel 718	ASTM L7	Inconel 718	
Limite de escoamento [N/mm <sup>2</sup> ]	724	1034	724	1034	724	1034	ASTM A320 e AMS 5662, AMS 5663 & AMS 5664
Área de seção nominal [mm <sup>2</sup> ]	84,3	84,3	459	459	976	976	Catálogo Ciser
Razão de prova	0,88	0,88	0,88	0,88	0,88	0,88	ISO 898-1
Carga de prova [kN]	53,7	76,7	292,4	417,7	621,8	888,3	-
Força de aperto limite 0,75 F <sub>p</sub> [kN]	40,3	57,5	219,3	313,3	466,3	666,2	ISO 16047:2005

### 3.2.2 Torque

Para o cálculo do torque total que deverá ser entregue ao sistema para que a junta chegue a força de aperto de 0,75 F<sub>p</sub> a formula 09, dada pela norma ISO 16047:2005 foi utilizada.

$$\mu_{tot} = \left[ \frac{\frac{T}{F} - \frac{P}{2\pi}}{0,577d_2 + 0,5 D_b} \right] \quad (09) \quad [\text{ISO 16047: 2005}]$$



Ao isolar o termo desejado, tem-se a equação 10, abaixo:

$$T = F \left[ \mu_{tot} \cdot (0,577d_2 + 0,5 D_b) + \frac{P}{2\pi} \right] \quad (10) \quad [\text{ISO 16047:2005 – adaptado}]$$

Sendo  $\mu_{tot}$  o coeficiente de atrito total,  $d_2$  o diâmetro primitivo da rosca,  $D_b$  diâmetro médio da superfície da cabeça ou porca sob atrito,  $P$  o passo da rosca e  $F$  a força de aperto.  $D_b$  é dado pela função 11, onde  $D_o$  é o diâmetro de contato da cabeça do parafuso ou porca com a superfície de aperto e  $d_h$  é o diâmetro do furo com folga para passagem do parafuso.

$$D_b = \left[ \frac{D_o + d_h}{2} \right] \quad (11) \quad [\text{ISO 16047:2005}]$$

Como diferentes medidas dos parafusos se alteram com o tipo de parafuso, agora, a fim de padronização, foram calculados os torques totais para os três tipos de parafusos. Sextavado externo, sextavado interno e conjunto estojo & porcas.

A norma ISO 273:1979 define os diâmetros de furo com folga para cada dimensão de parafuso. São dados três valores de furo com folga, para rosca fina, rosca media e rosca grossa. Foram considerados os valores para parafusos rosca grossa.

Para sextavado externo e conjunto estojo & porcas os diâmetros de M12, M27 & M39 foram mantidos. Para o sextavado interno, os diâmetros M12, M24 e M36 foram definidos baseados na norma ISO 4762. Para os mesmos novas forças de aperto foram calculadas, seguindo a mesma metodologia do item 3.2.1.

Como visto no item 2.2 do presente trabalho, a força de aperto é atingida a partir de um torque. E sabe-se que quanto menor é o coeficiente de atrito da interação da junta aparafusada, menor é o torque necessário para atingir uma mesma força. Sendo a força de aperto o limite de parada do ensaio e o torque a ação realizada para atingi-la, é necessário estipular um coeficiente de atrito para determinação dos resultados esperados de torque de aperto.

Foi visto também no item 2.2 que todo tipo de variação que se pode realizar, ensaiar e analisar em um ensaio de aparafusamento causa alteração direta no coeficiente de atrito. Como diferentes lubrificantes, acabamentos superficiais, revestimentos e a reutilização de parafusos serão ensaiados uma faixa de coeficientes de atrito é esperada nos ensaios.

Como limite inferior de coeficiente de atrito, foi definido o valor de 0,12, baseado no valor utilizado como recomendação de aperto pelo fabricante Ciser. E como limite superior, o valor de 0,3 foi definido para englobar o aumento do coeficiente de atrito pela reutilização de parafusos.

Nas tabelas 04, 05 e 06 estão descritos os cálculos do torque total. Elas estão sendo organizadas da seguinte forma, Tipo do parafuso > Diâmetro > Material > Coeficientes de atrito.

Tabela 04 – Conjunto estojo & porcas

Característica	M12		M27		M39		Norma relacionada
	ASTM L7	Inconel 718	ASTM L7	Inconel 718	ASTM L7	Inconel 718	
Força de aperto limite $0,75 F_p$ [kN]	40,3	57,5	219,3	313,3	466,3	666,2	ISO 16047:2005
Diâmetro primitivo da rosca, $d_2$ [mm]	10,86		25,05		36,402		ISO 262
Diâmetro de contato da cabeça do parafuso ou porca com a superfície de aperto, $D_o$ [mm]	16,60		38,00		55,9		ISO 4032
Diâmetro do furo com folga para passagem do parafuso, e $d_h$ [mm]	13		28		40		ISO 273:1979
Diâmetro médio da superfície da cabeça ou porca sob atrito, $D_b$ [mm]	14,80		33		47,95		ISO 16047:2005
Passo da rosca, P [mm]	1,75		3		4		ISO 4014
Torque total de aperto para $\mu = 0,12$ [Nm]	79	113	946	1351	2884	4120	ISO 16047:2005
Torque total de aperto para $\mu = 0,3$ [Nm]	181	258	2207	3153	6764	9663	ISO 16047:2005

Tabela 05 – Parafusos cabeça sextavada

Característica	M12		M27		M39		Norma relacionada
	ASTM L7	Inconel 718	ASTM L7	Inconel 718	ASTM L7	Inconel 718	
Força de aperto limite $0,75 F_p$ [kN]	40,3	57,5	219,3	313,3	466,3	666,2	ISO 16047:2005
Diâmetro primitivo da rosca, $d_2$ [mm]	10,86		25,05		36,402		ISO 262
Diâmetro de contato da cabeça do parafuso ou porca com a superfície de aperto, $D_o$ [mm]	16,47		38,00		55,86		ISO 4014
Diâmetro do furo com folga para passagem do parafuso, e $d_h$ [mm]	13		28		40		ISO 273:1979
Diâmetro médio da superfície da cabeça ou porca sob atrito, $D_b$ [mm]	14,74		33		47,93		ISO 16047:2005
Passo da rosca, P [mm]	1,75		3		4		ISO 4014
Torque total de aperto para $\mu = 0,12$ [Nm]	79	113	946	1351	2883	4119	ISO 16047:2005
Torque total de aperto para $\mu = 0,3$ [Nm]	181	258	2207	3153	6763	9661	ISO 16047:2005

Tabela 06 – Parafusos sextavado interno

Característica	M12		M24		M36		Norma relacionada
	ASTM L7	Inconel 718	ASTM L7	Inconel 718	ASTM L7	Inconel 718	
Força de aperto limite $0,75 F_p$ [kN]	40,3	57,5	168,7	241,0	390,4	557,7	ISO 16047:2005
Diâmetro primitivo da rosca, $d_2$ [mm]	10,86		22,05		33,402		ISO 262
Diâmetro de contato da cabeça do parafuso ou porca com a superfície de aperto, $D_o$ [mm]	17,23		34,81		52,54		ISO 4762
Diâmetro do furo com folga para passagem do parafuso, e $d_h$ [mm]	14,5		28		42		ISO 273:1979
Diâmetro médio da superfície da cabeça ou porca sob atrito, $D_b$ [mm]	15,87		31,41		47,27		ISO 16047:2005
Passo da rosca, $P$ [mm]	1,75		3		4		ISO 262
Torque total de aperto para $\mu = 0,12$ [Nm]	80	114	656	937	2259	3226	ISO 16047:2005
Torque total de aperto para $\mu = 0,3$ [Nm]	183	261	1519	2170	5273	7534	ISO 16047:2005

Além destes valores calculados, outra medida deve ser apurada pelos sensores, esta é o torque nos fios de rosca do parafuso. Visto no item 2.2 que normalmente 50% do torque total é perdido na face do parafuso/porca por atrito e outros 40% nos fios de rosca, e 10% é transmitido à junta aparafusada. Pode-se afirmar que a faixa de medição e os limites esperados para o torque nos fios de rosca ou torque reativo é igual a uma parcela do torque total.

Como a norma ISO 16047:2005 considera o torque total como a soma direta do torque de contato entre a face do elemento de fixação & a superfície unida e do torque entre os fios de rosca, item 2.1.6.3.

$$T = T_{th} + T_b \quad (12) \quad [\text{ISO 16047: 2005}]$$

O valor de  $T_{th}$  esperado foi definido como 50% do torque total  $T$ , desconsiderando, portanto, os 10% que é transmitido à junta.

A partir destas demandas chegou-se aos limites de ensaio que o equipamento deverá suportar e os resultados esperados que devem ser medidos pelos sensores

escolhidos. A faixa de medição final é dada pela tab. 07 que consolida os dados.

Tabela 07 – Faixa de medição e limites de projeto do equipamento

Parâmetro	Valor mínimo	Valor máximo
Força [kN]	40,3	666,2
Torque total [Nm]	79	9663
Torque nos fios de rosca [Nm]	40	4832

### 3.3 Sensores

Definida a faixa de medição dos sensores, pôde-se, então, definir os sensores corretos para a aplicação. Os parâmetros usados para escolha dos sensores são, primeiramente, a faixa medição (define a capacidade do sensor), o erro associado à leitura/precisão do sensor (comparado ao erro permitido por definição do item 2.1.2 (+/-2%) por norma ISO 16047:2005, define-se as medições do ensaio estão dentro das condições padrão da norma).

#### 3.3.1 Força

Dada a faixa de medição de força de 40,3 kN até 666,2 kN define-se o menor erro associado aceito pela norma ISO 16047:2005 para estas medições. A tabela 08 mostra o cálculo deste erro.

Tabela 08 – Cálculo do erro permitido para medições de força de aperto

Parâmetro	Valor mínimo	Valor máximo
Força a ser medida [kN]	40,3	666,2
Erro permitido [%]	2%	2%
Erro associado permitido [N]	806	13324

A partir dos cálculos realizados foi definida a capacidade do sensor de força (célula de carga) para 1MN, sendo assim, a sua precisão para atingir os limites de erro estipulados pela norma foi calculada. O cálculo pode ser visto na tab. 09.

Tabela 09 – Cálculo de precisão da célula de carga

Parâmetro	Valor
Menor erro permitido	806 N
Fundo de escala/capacidade do sensor	1 MN
Precisão/erro associado (%) <=	0,08%

A célula de carga definida tem capacidade de medição de até 1MN. Esta célula de carga tem classe de precisão de 0,05% e pode realizar todas as medições necessárias dentro do padrão da norma ISO 16047:2005, com erros menores que 2%.

Além disso, esta célula de carga é uma célula de carga em anel que facilita a montagem para o ensaio de juntas aparafusadas por existir um furo em seu centro (Fig. 12).



Figura 12 – Célula de carga definida [HBM. 2018. Disponível em:

<https://www.hbm.com/pt/>. Acesso em: 12 maio 2018]

### 3.3.2 Torque

A partir da definição das faixas de torque total e torque reativo a serem medidas, foram definidos os erros permitidos pela norma ISO 16047:2005, como realizado com a célula de carga. O cálculo deste erro pode ser visto nas tabelas 10 e 11.

Tabela 10 – Cálculo do erro permitido para medições de torque total

Parâmetro	Valor mínimo	Valor máximo
Torque total [Nm]	79	9663
Erro permitido [%]	2%	2%
Erro associado permitido [Nm]	1,6	193,3

Tabela 11 – Cálculo do erro permitido para medições de torque reativo

Parâmetro	Valor mínimo	Valor máximo
Torque reativo [Nm]	40	4832
Erro permitido [%]	2%	2%
Erro associado permitido [Nm]	0,8	96,6

Para possibilitar a medição de toda a faixa prevista de torque, um sensor de torque com capacidade de 10kNm e um de 5kNm foram definidos. Sendo o com capacidade de

10kNm rotativo (necessário para aplicação do torque) e o outro não rotativo (utilizado para travamento da porca ou parafuso). A classe de precisão que estes sensores devem alcançar está calculada na tab. 12, abaixo.

Tabela 12 – Cálculo de precisão dos sensores de torque

Parâmetro	Sensor de torque rotativo	Sensor de torque não rotativo
Menor erro permitido	1,6 Nm	0,8 Nm
Fundo de escala/capacidade do sensor	10kNm	5kNm
Precisão/erro associado (%) <=	0,016%	0,016%

Realizado os cálculos, percebeu-se que a precisão associada aos sensores deveria ser muito alta. Assim, foi feita uma pesquisa de mercado para encontrar sensores tão precisos e robustos. As tabelas 13 e 14 mostram os principais produtos encontrados e suas respectivas características.

Tabela 13 – Sensores rotativos de torque encontrados no mercado

Marca	Faixa nominal	Precisão
<b>A</b>	<b>10kNm</b>	<b>0,10%</b>
<b>B</b>	<b>10kNm</b>	<b>0,05%</b>
C	11,3kNm	0,10%
D	11,3kNm	0,10%
E	11,3kNm	0,05%
F	10kNm	0,10%
G	11,3kNm	0,10%
H	10kNm	0,05%
I	11,3kNm	0,10%

Tabela 14 – Sensores não rotativos de torque encontrados no mercado

Marca	Faixa nominal	Precisão
<b>A'</b>	<b>5kNm</b>	<b>0,10%</b>
B'	5,6kNm	0,10%
C'	5,6kNm	0,10%
<b>D'</b>	<b>5kNm</b>	<b>0,03%</b>
E'	5kNm	0,10%
F'	10kNm	0,10%
G'	5kNm	0,05%
H'	5kNm	0,03%
I'	5,6kNm	0,10%

Quando analisados os sensores encontrados no mercado, viu-se que nenhum deles poderia atender a demanda de faixa de medição e precisão dos ensaios estipulados. Por isso, uma análise de custo x benefício foi realizada.

Dois cenários foram analisados, a utilização de sensores de torque da marca A e A' por serem os com menor custo e precisão dentro da média e, a utilização de sensores B e D' por possuírem o menor custo com uma maior precisão.

A tabela 15, a seguir, mostra claramente quais as faixas de parafusos e porcas que podem ser medidos com cada conjunto de sensores de torque obtendo resultados com erros menores que 2%.

Tabela 15 – Relação dos diâmetros ensaiados com erros abaixo de 2%

Diâmetros	A e A'		B e D'	
	L7	Inconel 718	L7	Inconel 718
M39	✓	✓	✓	✓
M36	✓	✓	✓	✓
M33	✓	✓	✓	✓
M30	✓	✓	✓	✓
M27	✓	✓	✓	✓
M24	✓	✓	✓	✓
M20	-	✓	✓	✓
M16	-	-	-	✓
M14	-	-	-	-
M12	-	-	-	-
Custo	R\$ X		R\$ ~2X	

A decisão visando o maior custo benefício foi a utilização dos sensores de torque das marca A e A'. Algumas soluções foram analisadas para que ensaios de todos os parafusos previstos (M12 a M39 – 1/2" a 1 1/2") possam ser ensaiados dentro do erro estipulado pela norma. Estas análises estão descritas no capítulo VI.

Além do custo benefício dos sensores A e A', o sensor *da marca A'* não rotativo de torque pode ser comprado com proteção IP68 – o que facilita a realização de ensaios submersos em trabalhos futuros.

### 3.3.3 Ângulo

A medição de ângulo deve ser realizada com um erro menor que 2° ou +/- 2% do valor medido, como citado no item 2.1.2. O encoder a ser utilizado deve ser de no mínimo 180 pulsos.



## CAPÍTULO IV

### DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

Neste capítulo será abordado a construção da máquina de torque e tensão, desde seu design até as características e utilidade de cada componente utilizado. A máquina de torque e tensão baseada na norma ISO 16047:2005 deve medir no mínimo dois torques, a força e o ângulo de aperto como explicado no item 2.1.1 da revisão bibliográfica.

A figura 13 mostra um dos conceitos de construção para uma MTT. Em uma análise da esquerda para direita desta montagem pode entender todo o funcionamento básico do equipamento projetado.

O primeiro componente nomeado *Test fastener* (Parafuso de teste) recebe um torque de aperto  $T$ . O segundo componente, *Washer sledge* (arruela de contato), gera uma resistência por atrito ao giro da cabeça do parafuso, chamado de torque de atrito entre as faces do parafuso/porca e a superfície de aperto,  $T_b$ .

O item *Load Cell* (célula de carga) é utilizada para medir a força de aperto causada pelo parafuso e porca. O *Thrust Bearing* (rolamento axial) é utilizado para que a porca em interação com o parafuso de teste esteja “livre” para girar. Isto é, permitir que todo o torque que é transmitido por atrito dos fios de rosca do parafuso para a porca possa ser medido pelo sensor de torque *Torque Transducer* fixado do lado direito da montagem. Portanto o torque medido pelo sensor de torque à direita é igual ao torque transmitido pelos fios de rosca do parafuso para a porca, chamado de  $T_{th}$ .

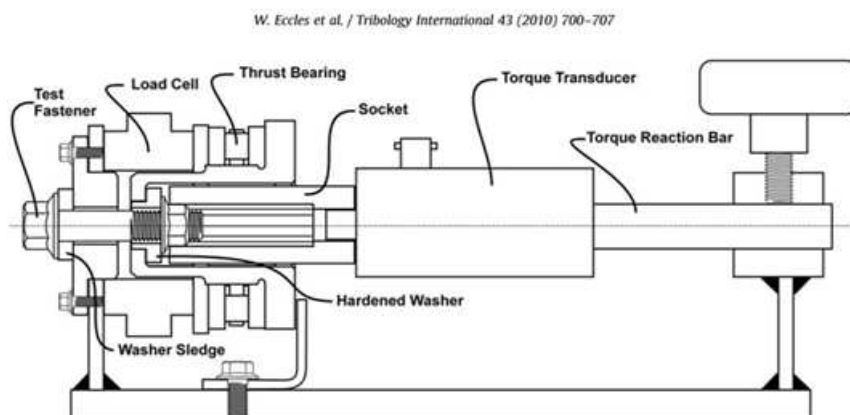


Figura 13 – Conceito de máquina de torque e tensão [ECCLES, W. et al, 2010. – adaptado]

## 4.1 Design

Feitas as análises de outros equipamentos, decidiu-se utilizar o conceito mostrado pelo esquema da fig. 13. O grande desafio foi conseguir realiza-la nas dimensões e na robustez necessária. Resistencia a força axial de até 1MN e torque de até 10kNm. A figura 14 ilustra o conceito utilizado em um diagrama de blocos.

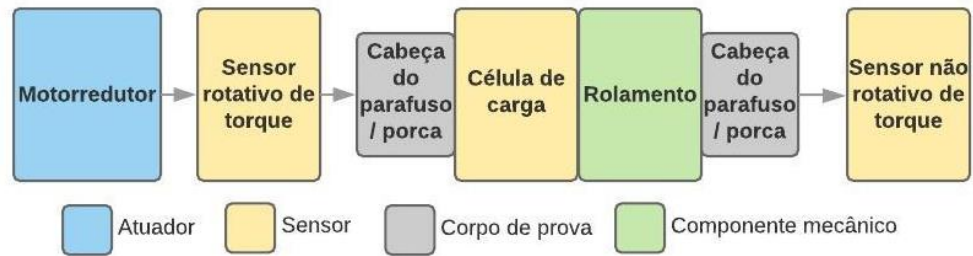


Figura 14 – Diagrama de blocos máquina MTT

A figura 15 mostra a montagem final da MTT projetada e, a figura 16 uma vista de corte com os componentes identificados para melhor compreensão.

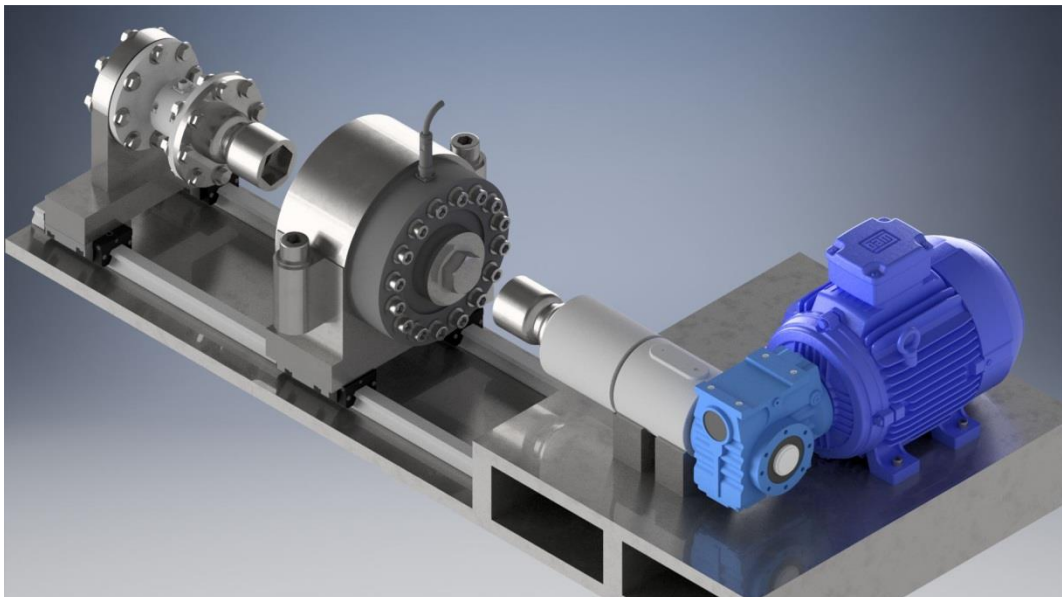


Figura 15 – Montagem final MTT

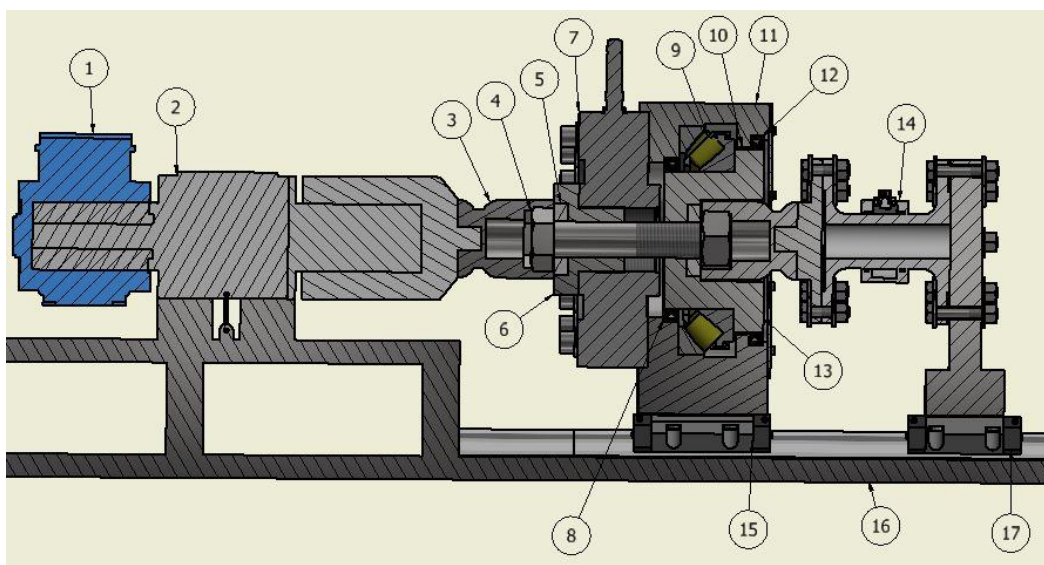


Figura 16 – Desenho de montagem com identificação dos principais componentes

Sendo:

1. Motorreductor
2. Sensor rotativo de torque
3. Soquete para aplicação de torque
4. Parafuso ensaiado
5. Superfície de contato ensaiada ou arruela ensaiada
6. Acoplamento da célula de carga e porta corpo de prova
7. Célula de carga
8. Retentor
9. Rolamento axial autocompensador de rolos
10. Anel deslizante
11. Mancal bipartido – estrutura de fixação dos componentes definidos
12. Retentor
13. Acoplamento do rolamento e porta corpo de prova
14. Sensor não rotativo de torque
15. Guia linear
16. Bancada
17. Guia linear

## 4.2 Componentes comerciais utilizados e funções

Para melhor entendimento, todos os componentes serão abordados mostrando sua função dentro da montagem e suas principais características e propriedades físicas.

### 4.2.1 Motorreductor

O Motorreductor foi o tipo de motor escolhido devido ao alto torque necessário para

a realização dos ensaios (10kNm). O dimensionamento do mesmo foi realizado baseando-se nas velocidades de aperto e torque máximo requerido.

Utilizando-se da expertise do fornecedor a demanda de entrega de 10kNm(vide tabela 07) na ponta do redutor a uma velocidade de 10 a 15 rpm foi solicitada. Foi especificado uma redução de 121,296 que entrega até 13kNm acoplado a um motor elétrico de corrente alternada 4 polos de 20CV/15kw (1750rpm).

A faixa de velocidades de 10 a 15 rpm foi estipulada baseada nos intervalos de velocidade estipulados pela norma ISO 16047:2005 para o aperto durante os ensaios, vide item 2.1.5.

Para ensaios fora desta faixa de velocidade, deve se avaliar o torque necessário pelo ensaio (diâmetro e material do elemento ensaiado) e a curva de torque do motor para garantir a atuação do Motorreductor. Há perdas de potencia do motor à baixas velocidades, por isso, deve-se fazer esta avaliação ou um sistema de troca de redução (embreagem) deve ser construído (trabalhos futuros) – solução até então desconsiderada.

#### **4.2.2 Sensor rotativo de torque**

Para medição do torque aplicado ao parafuso ou porca ensaiados fez-se necessário a utilização de um sensor de torque rotativo e como explicado no item 3.1.2.

#### **4.2.3 Célula de carga**

Para medição da força de aperto da junta aparafusada foi definida a célula de carga, conforme item 3.1.1.

#### **4.2.4 Rolamento**

O bom funcionamento do rolamento neste conceito de máquina é de extrema importância. A escolha do tipo de rolamento a ser utilizado se baseou nas recomendações do catálogo do fabricante, que mostra que para altas cargas axiais os rolamentos mais indicados são os rolamentos axiais autocompensadores de rolos.

A partir desta informação buscou-se um rolamento que suporta a carga máxima de aperto utilizada nos ensaios (666,2 kN - item 3.2.1). Como a célula de carga utilizada tem seu limite de ensaio igual a 1MN, decidiu-se dimensionar o rolamento também com esta resistência para que o mesmo não fosse um limitante, caso haja necessidade de ensaiar até cargas mais elevadas em ensaios futuros.

O rolamento escolhido pode ser visto na fig. 17. Suas principais dimensões são o

diâmetro externo de 250 mm, diâmetro interno de 150 mm e espessura de 60 mm. A suas capacidades de carga são, dinâmica básica igual a 1000kN e estática básica 2850kN.

O rolamento foi dimensionado pela carga dinâmica apesar de ser utilizado parado. Esta definição se deu devido ao fato de que apesar do rolamento não girar durante o ensaio, o comportamento desejado é o de rotação livre (dinâmico).



Figura 17 – Rolamento autocompensador de rolos

- **Lubrificante**

A recomendação do fabricante quanto à lubrificação é a utilização de óleo e, para baixas velocidades de rotação pode-se utilizar graxa. Como a aplicação da máquina de torque e tensão é de baixa velocidade, foi definida a utilização de graxa por ser uma lubrificação mais limpa e de fácil utilização.

A graxa foi definida pelo catálogo do fabricante, sendo a mais recomendada para a aplicação do equipamento projetado (alta carga axial e baixa rotação). A graxa definida tem viscosidade entre 400 – 450 mm<sup>2</sup>/s à 40 °C.

#### **4.2.5 Retentores**

A definição dos retentores foi através do catálogo do fabricante. Primeiramente, devido ao lubrificante do rolamento escolhido, foi definido o material do retentor como sendo de nitrílica, como mostra a fig. 18 retirada do catálogo *Sabó*.

Código do elastômero, de acordo com as Normas ISO 1629 e DIN 3761	Tipo de Borracha	Limite de temperatura mínima de trabalho (°C)	Límites de Temperatura máxima de trabalho (°C)							Aplicações Gerais
			Óleos para motor	Óleo para Caixa de Mudanças	Óleos Hipóides	Óleos p/ Transm. Automática (A.T.F.)	Graxa	Gasolina + Óleo Motor 2T	Álcool + Aditivos	
NBR	Nitrílica	-35	110	110	110	120	90	100	100	Material normalmente utilizado para máquinas e equipamentos industriais. Muito utilizado na indústria automotiva para aplicações gerais.
ACM	Poliacrílica	-15	130	120	120	130	-	-	-	Material largamente utilizado para motores e transmissões na indústria automobilística.
MVQ	Silicone	-50	150	-	-	130	-	-	-	Material usualmente empregado em motores de elevado desempenho e em conversores de torque de transmissões automáticas.
FPM	Fluorelastômetro	-30	150	150	150	150	-	125	125	Material empregado em motores e transmissões, altamente solicitados.

Figura 18 – Materiais de retentores x lubrificantes x temperaturas [Sabó., 2018.

Disponível em: <https://www.sabo.com.br/reposicao/catalogos>. Acesso em: 10 abril 2018]

O modelo definido para a aplicação foi o BRG, vedação principal de borracha com mola, proteção contra poeira e recoberto externamente com borracha. A proteção contra poeira evita a contaminação da câmara de lubrificação do rolamento.

Foram necessários dois retentores para vedação da câmara do rolamento, sendo eles de dimensões iguais a 150x180x15 mm e 200x230x15 mm.

As tolerâncias dos alojamentos dos retentores são padronizadas pelo fabricante e estão mostradas no item 4.3.1 do presente capítulo.

#### 4.2.6 Anel deslizante

O rolamento axial de rolos para manter-se centralizado necessita de uma pré-carga por ser um componente composto por duas partes separáveis (anel e gaiola de rolos). Como o sistema é utilizado para ensaios de parafuso, durante a troca dos corpos de prova não existe carga axial no conjunto. Por isso, fez-se necessária a utilização de um anel de deslizamento para manter a estrutura montada e alinhada enquanto não haja ensaios.

A figura 19 abaixo mostra a capacidade do anel deslizante a cargas radiais mantendo sua característica de baixo coeficiente de atrito, permitindo o giro e o movimento linear das peças suportadas por ele.

O dimensionamento do anel de deslizamento foi realizado baseando-se no catálogo do fabricante. Para cálculo da espessura ( $E$ ) do anel deslizante é necessário conhecer o diâmetro do eixo em giro ( $d_N$ ), a pressão suportada pelo material ( $Pr$ ) e, a máxima carga radial ( $F_r$ ) sobre o anel (Vide formula 13).

$$E = \frac{F_r \times f}{d_N \times Pr} \quad (13) \quad [\text{Catálogo Trelleborg}]$$

Sendo  $f$  o fator de segurança, e o valor sugerido pelo fabricante igual a dois. A força radial máxima igual ao peso das peças livres (rolamento e acoplamento), o diâmetro do “eixo” igual a 200 mm e a pressão suportada pelo material igual a 15N/mm<sup>2</sup>. Encontra-se o valor de 0,66 mm, visto na tab. 16.

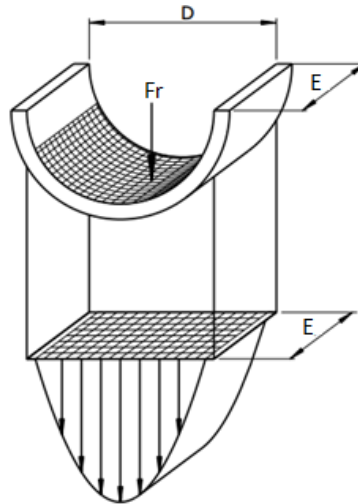


Figura 19 – Dimensões de cálculo da espessura necessária ao anel deslizante [Trelleborg. 2018. Disponível em <http://www.trelleborg.com/en>. Acesso em: 14 junho 2018]

O valor encontrado de  $E$  é muito baixo, então, foi definido o menor anel deslizante com espessura igual a 9,7 mm.

Tabela 16 – Cálculo da espessura do anel deslizante

$F$	$f$	$d_N$	$Pr$	$T$
1000 N	2	200 mm	15N/mm <sup>2</sup>	<b>0,66 mm</b>

#### 4.2.7 Sensor não rotativo de torque

Para medição do torque reativo ou torque transmitido pelos fios de rosca do parafuso & porca fez-se necessário a utilização de um sensor de torque não rotativo. Este sensor mede o torque necessário para impedir que a porca gire. Porca que tende a girar por transmissão de torque do parafuso para ela, ou vice versa. E, o modelo foi definido conforme item 3.1.2.

#### 4.2.8 Soquetes

A demanda de ensaios de diversos diâmetros de parafusos e porcas exige que a

máquina de torque e tensão seja muito versátil e adaptável. A utilização de soquetes comerciais para aperto e travamento de porcas e parafusos facilitou a alteração da estrutura de ensaio e simplificou a concepção do equipamento.

Como são esperados ensaios de parafusos de M12 até M39 ou de  $\frac{1}{2}$ " até 1.  $\frac{1}{2}$ " os soquetes sextavados longos e simples de impacto, encaixe 1", e s variando de 19mm a 115mm foram definidos.

A medida  $s$ , em que os soquetes se baseiam é a distancia entre as faces mais próximas da cabeça sextavada de um parafuso ou de uma porca. Foram analisadas as medidas de  $s$  de todos os parafusos e porcas ensaiadas (norma ISO 4014, ISO 4032) para definição deste intervalo.

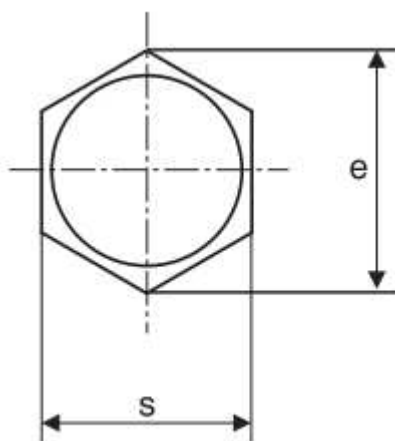


Figura 20 – Representação cabeça de parafuso e suas medidas [norma ISO 4014]

#### **4.2.9 Guias lineares**

A rotina de ensaio requer mobilidade dos instrumentos de medição, bem como da estrutura para montagem e desmontagem dos corpos ensaiados (porcas, parafusos e arruelas/superfícies de aperto).

A máquina de torque e tensão é composta basicamente por três submontagens.

1. Motorreductor, sensor rotativo de torque, encoder e soquete de aperto.
2. Célula de carga, rolamento axial autocompensador de rolos e mancal.
3. Soquete de travamento e sensor não rotativo de torque.

Para possibilitar os ensaios, duas destas três submontagens tiveram de ser moveis. Por questões de dificuldade de alinhamento, peso elevado e maior valor agregado o conjunto número um foi mantido fixo.

- **Montagem**



A partir desta definição, deve-se montar primeiramente o conjunto 01 na bancada de testes e, em seguida alinhar a montagem das guias lineares com o mesmo. Feito isso se deve montar os conjuntos dois e três fazendo o ajuste fino de alinhamento na acoplagem entre os patins e os respectivos conjuntos.

A movimentação dos patins com as submontagens dois e três permitem a realização dos ensaios de forma simples e rápida. As figuras 21, 22 e 23 mostram como é rotina de ensaios planejada passo a passo.

- **Rotina de ensaio**

Primeiro passo é inserir os corpos de prova de superfície e/ou arruelas de prova no alojamento dedicado. Em seguida, inserir o parafuso e a porca. Feito isso, se movimenta o conjunto dois até que acople ao eixo aplicador de torque, vindo do motor. Trava-se a posição dos patins a partir de um freio ou batente e, se movimenta o conjunto três até o travamento da porca/parafuso com a ponta do eixo do sensor de torque reativo e se trava a posição dos patins da mesma forma que o primeiro.

Terminado o ensaio, se deve destravar os patins volta-los a posição inicial e retirar os corpos ensaiados. Então, a máquina de torque e tensão estará pronta para um novo ensaio.

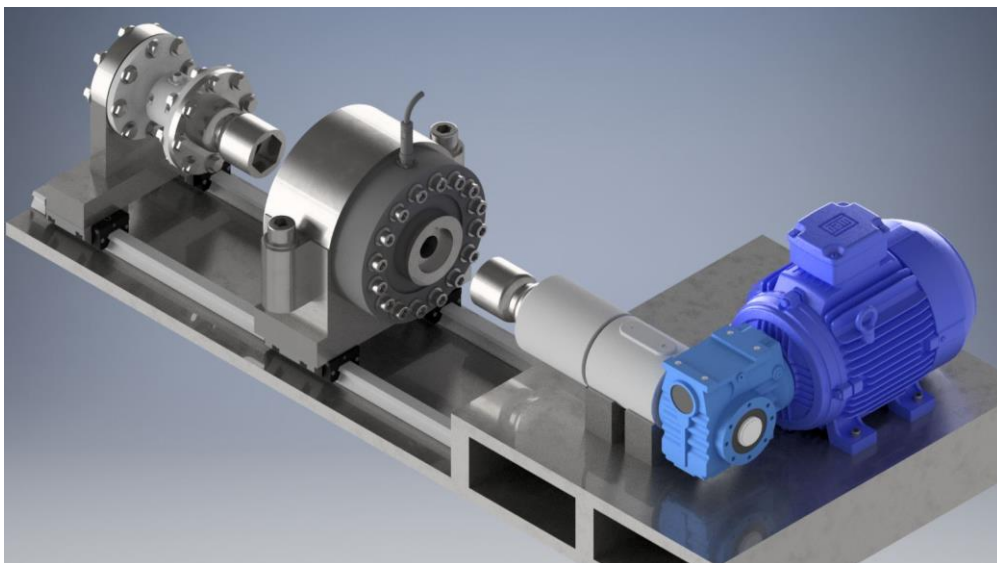


Figura 21 – Rotina de ensaio – passo 01

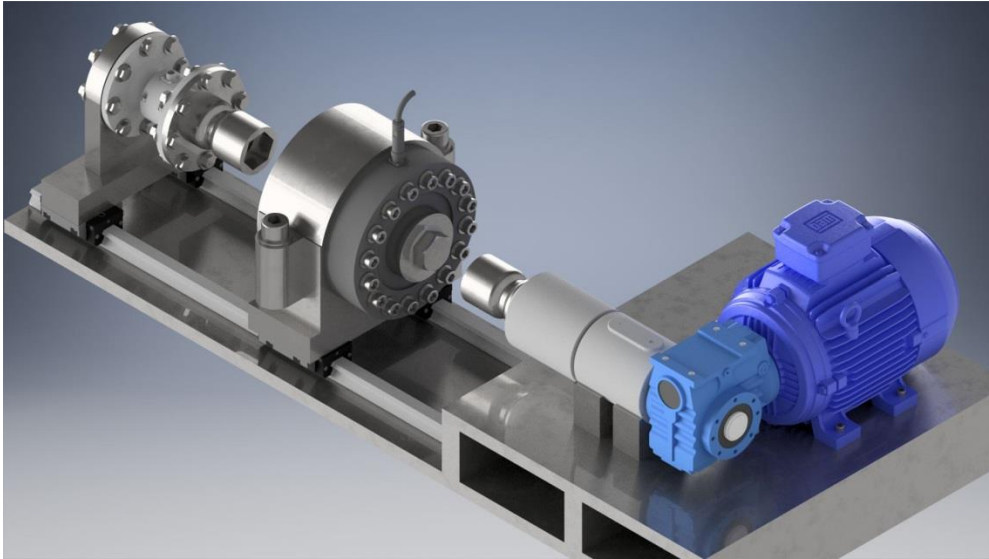


Figura 22 – Rotina de ensaio – passo 02

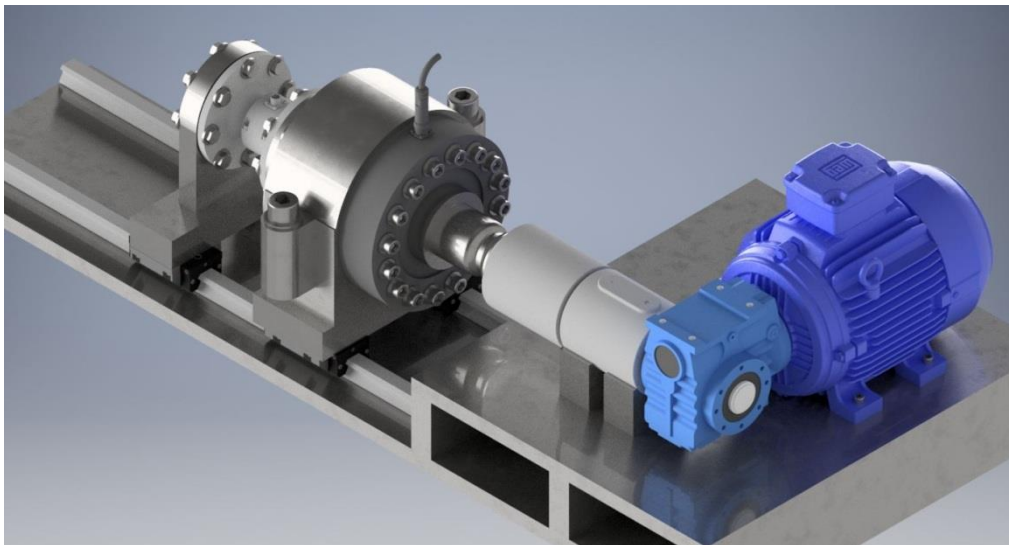


Figura 23 – Rotina de ensaio – passo 03

Os passos 04 e 05 são simplesmente o retorno aos passos 02 e 01, respectivamente.

- **Esforços & dimensionamento**

As guias lineares além de suportar o peso dos componentes fixados em seus patins, terão de manter o posicionamento das submontagens durante o ensaio. Devido ao torque transmitido do parafuso para submontagem dois, um momento  $Tt$  gera forças de compressão e tração nos patins, como mostra a figura 24.

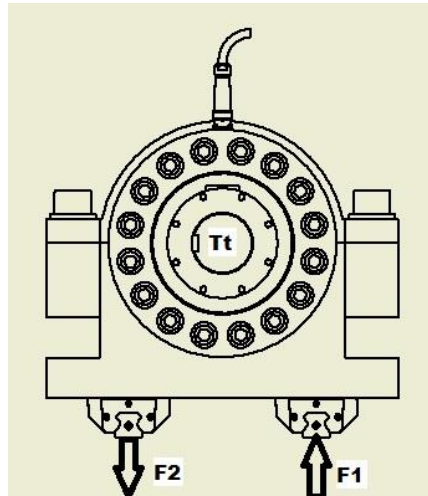


Figura 24 – Diagrama de corpo livre submontagem dois

Considerando o torque  $T_t$  transmitido igual 10kNm (limite do sensor rotativo de torque), calcula-se os seguintes esforços nas guias da submontagem dois.

Somatório das forças em y:

$$\sum F_y = 0 \quad (14)$$

$$F_1 - F_2 = 0$$

$$F_1 = F_2$$

Somatório dos momentos em z:

$$\sum M_z = 0 \quad (15)$$

$$T_t - F_1 \cdot R - F_2 \cdot R = 0$$

$$F_1 = F_2 = F$$

$$F = T_t / 2R$$

$$F = \frac{10000}{2 * 0,1145}$$

$$F = 43.700 \text{ N}$$

A força de tração e compressão que as guias lineares do conjunto dois devem suportar é igual a **43.700 N**. E as guias do conjunto três que é responsável por travar o torque reativo,  $T_{th}$  (valor máximo igual a metade do torque total, 5kNm) devem suportar cargas de tração e compressão iguais a **21.850 N**, realizados os mesmos cálculos.

A tabela 17 mostra as guias selecionados, suas capacidades de resistência a forças de compressão e tração e, os respectivos esforços envolvidos que foram calculados.

Tabela 17 – Resultados consolidados dimensionamento das guias lineares

Sub-montagem	Torque associado	Força/esforço calculado	Capacidade de carga dinâmica, C	Capacidade de carga estática, Co
02	10 kNm	43.700 N	70.000 N	175.000 N
03	5 kNm	21.850 N	59.000 N	140.000 N

Como pode ser visto na tabela 17, as guias estão dimensionadas baseando-se nas cargas dinâmicas visando uma maior segurança na aplicação. Além das cargas exercidas nas guias, o tamanho dos patins foi determinante na escolha dos modelos, sendo o modelo para submontagem dois o de patins longos devido à espessura do mancal que é apoiado sobre ele, essa diferença pode ser vista na fig. 25.

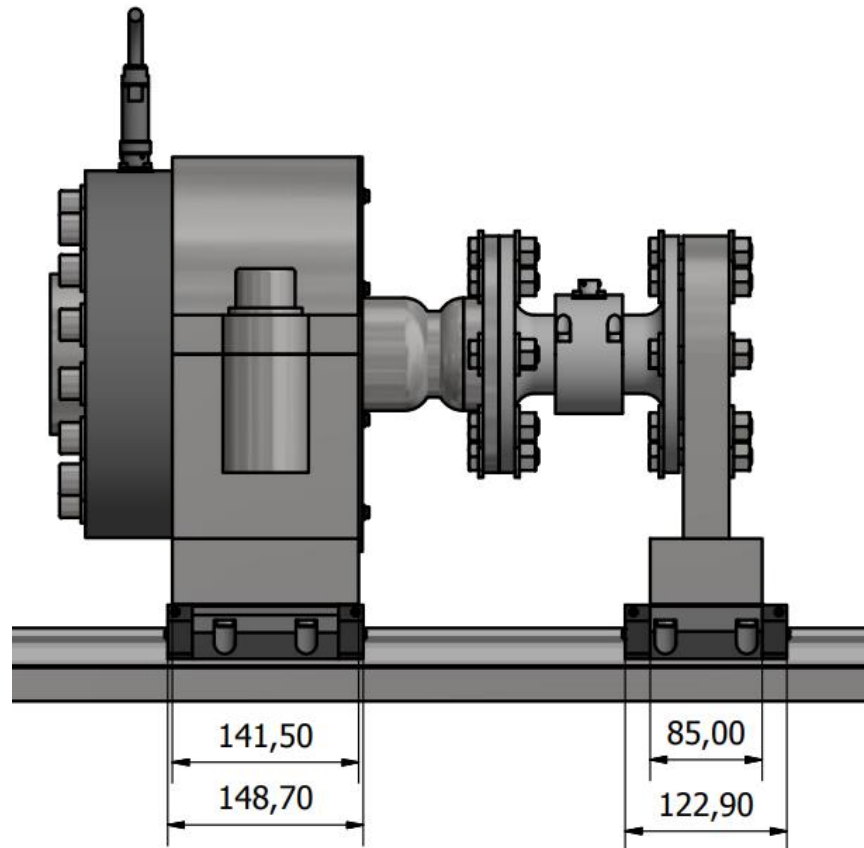


Figura 25 – Dimensões dos patins x espessuras dos componentes ficados

### 4.3 Peças fabricadas

Visando a menor complexidade e preço do equipamento o máximo de itens comerciais foram utilizados, porém algumas peças serão fabricadas e, para isso, foram projetadas, dimensionadas e simuladas. Buscou-se, assim, atingir o melhor desempenho e

características para a máquina de torque e tensão alinhado com a segurança e vida útil do projeto.

#### **4.3.1 Mancal**

A montagem da célula de carga deve ser feita, por recomendação do fabricante, pela fixação de sua coroa, anel externo. E a aplicação de esforços em seu diâmetro interno. Esta característica da célula de carga é devido ao fato de que a medição é feita a partir da deformação por carga cisalhante entre a coroa externa e a interna.

A coroa da célula de carga é fixada em uma das extremidades do mancal e o mancal ficará fixo, como mostra a figura 26. No mancal também são fixados o rolamento axial autocompensador de rolos, os dois retentores, o anel deslizante e uma tampa de proteção dos elementos girantes (rolamento + acoplamento).

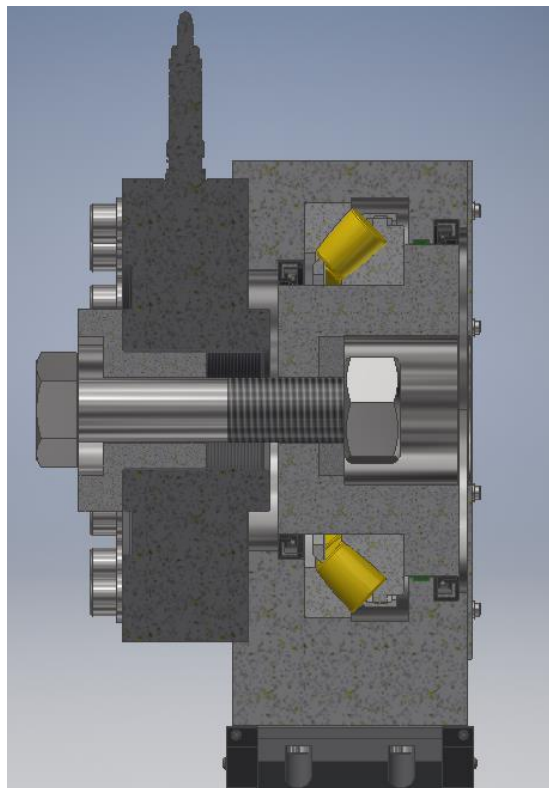


Figura 26 – Mancal e peças fixadas

Com o objetivo de facilitar a montagem de todos os componentes dentro do mancal, o mesmo será produzido em duas peças, foi definido um mancal bipartido para a aplicação. Os alojamentos do rolamento, retentores e anel deslizante foram especificados com referência no catálogo de seus fabricantes. Vide figura 27, 28 e 29, respectivamente.

Dimensões do encosto

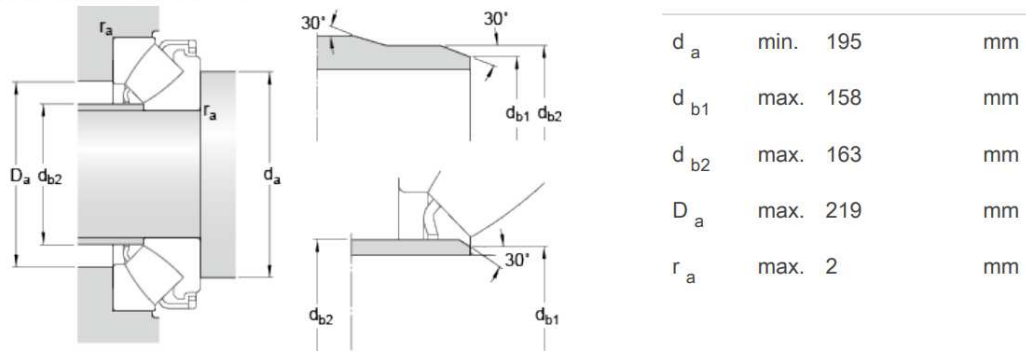


Figura 27 – Dimensões do encosto para o rolamento [SKF. 2018. Disponível em: <http://www.skf.com/mx/products/bearings-units-housings/product-tables.html>. Acesso em: 13 abril 2018]

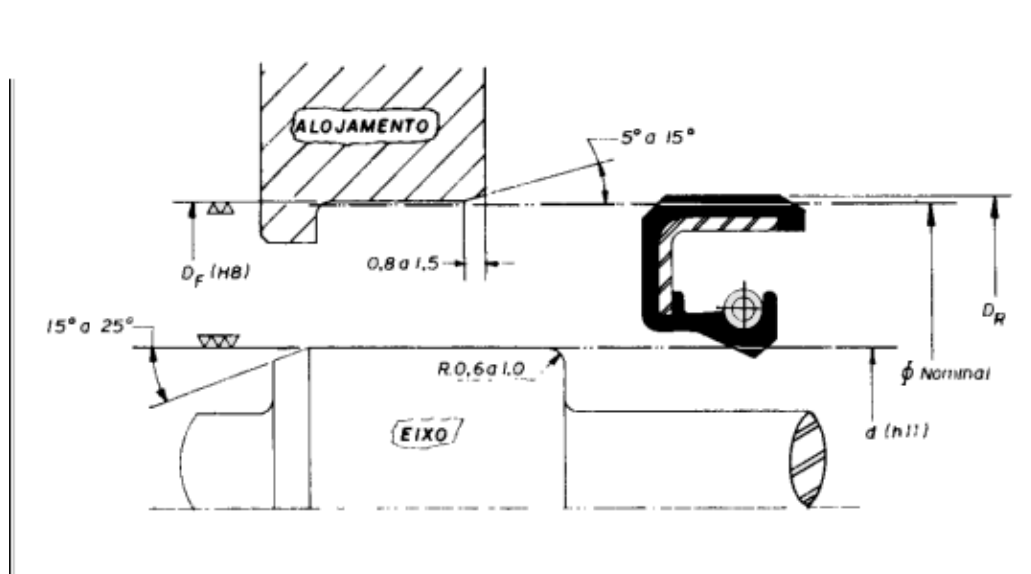


Figura 28 – Alojamento de retentores [Sabó,. 2018. Disponível em: <https://www.sabo.com.br/reposicao/catalogos>. Acesso em: 14 abril 2018]

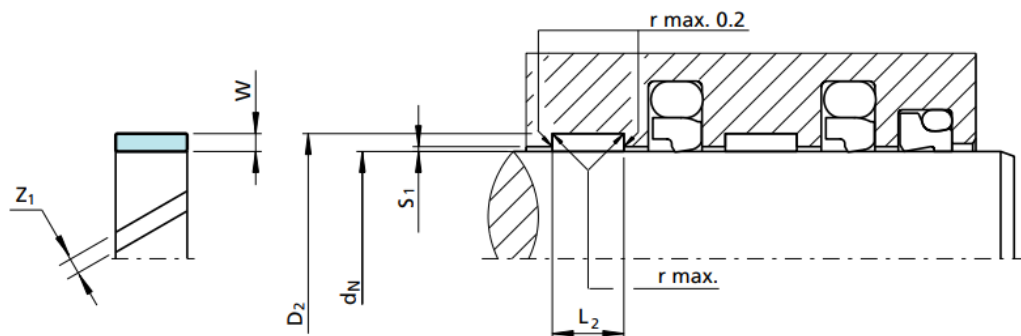


Figura 29 – Alojamento de anéis deslizantes para eixos [Trelleborg. 2018. Disponível em: <http://www.trelleborg.com/en>. Acesso em: 14 junho 2018]

- **Simulação**

A partir dos esforços existentes durante o ensaio (fig. 30), foi feito o diagrama de corpo livre do mancal e, existem, basicamente, três esforços atuando no mesmo. São eles: Torque transmitido pelo aperto e, as forças de aperto que aparecem nos dois sentidos do mancal, comprimindo uma de suas faces, como mostra a fig. 31.

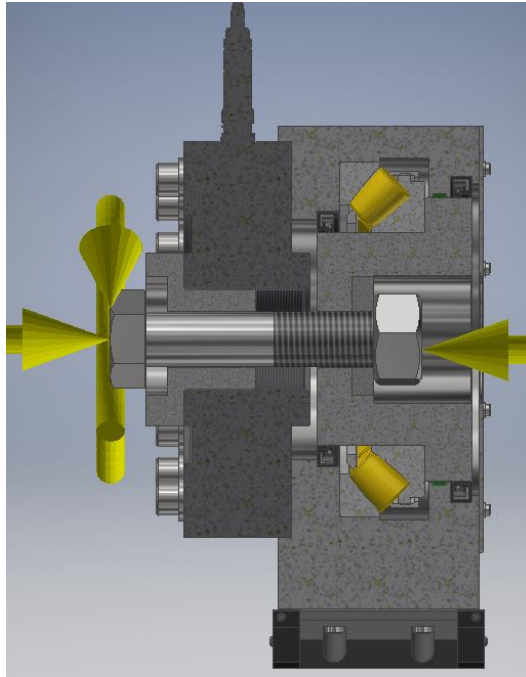


Figura 30 – Esforços existentes durante o ensaio que são transmitidos ao mancal (torque de aperto & força de aperto (compressão))

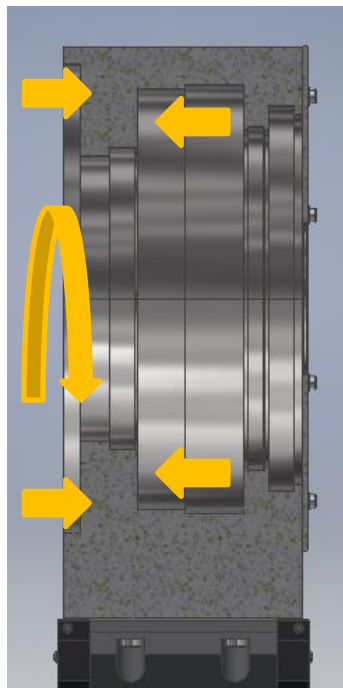
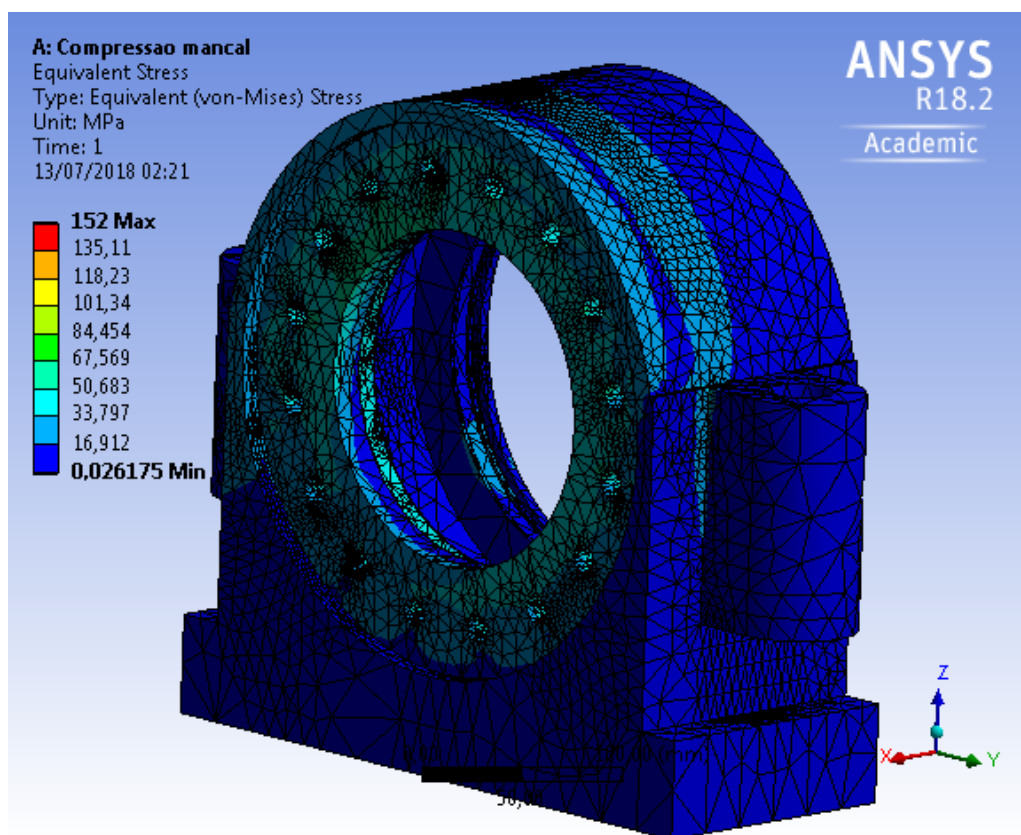


Figura 31 – Diagrama de corpo livre Mancal

Para simulação da construção do mancal foram consideradas as maiores cargas possíveis de serem transmitidas ao mancal. O torque considerado foi de 10kNm, o que significa que todo o torque utilizado para aperto do parafuso seria transmitido por atrito entre as faces do parafuso ou porca apertado e a superfície apertada, ou seja, uma situação extrema.

E as forças foram consideradas as forças máximas que podem ser ensaiadas igual 1MN, limitada pela célula de carga e rolamento. Portanto, também considerada uma situação extrema.

Devido a robustez do mancal, as cargas encontradas foram baixas, máxima de 152 MPa, como visto na figura 32. O material de fabricação do mancal poderia ser um aço comum, 1045, por exemplo.

Figura 32 – Resultado tensão equivalente da simulação do mancal no *software* Ansys

#### 4.3.2 Acoplamento da célula de carga

O acoplamento da célula de carga é o item 6 mostrado na fig. 16. Ele é fixado na célula de carga pela rosca central M72 até que faeeie a superfície de menor diâmetro da célula de carga. Tem como objetivo transmitir a força de aperto para a célula de carga.



Em seu corpo há um alojamento para o corpo de prova de superfície de aperto (como arruela ou simulação do material em que o parafuso é apertado diretamente). Este corpo de prova de superfície está não só submetido a força axial, mas também a torque. Devido a isso o formato do corpo de prova é um anel chavetado e o alojamento é um rebaixo em anel com rasco de chaveta.

- **Simulação**

Os esforços atuantes nesta montagem podem ser visto na fig. 33, abaixo.

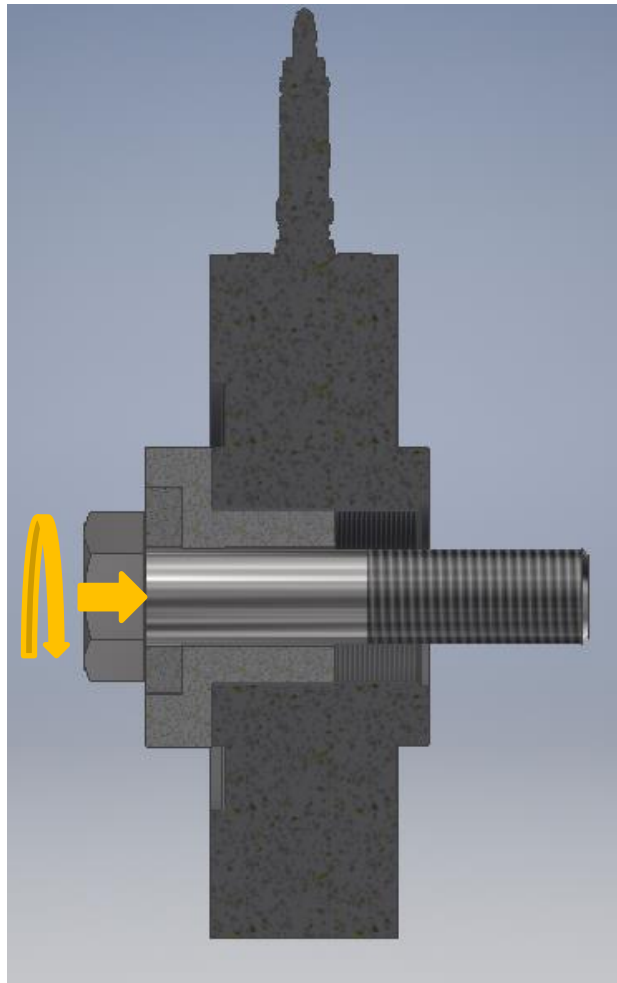


Figura 33 – Montagem acoplamento à célula de carga

Os esforços presentes neste conjunto são o torque vindo do motor para a cabeça do parafuso e transmitido ao conjunto por atrito. E a força de aperto do parafuso que gera uma deformação do centro da célula de carga em relação à coroa externa fixada ao mancal. Esta deformação propicia a medição da carga de aperto, como visto no item 4.3.1.

Realizando o diagrama de corpo livre do acoplamento da célula de carga & superfície de contato ensaiada, tem se um torque que será considerado 10kNm, como no

item 4.3.1. E uma força de aperto também considerada igual aos valores praticados pela simulação do mancal, item 4.3.1, igual a 1MN. A distribuição destas cargas pode ser vista no diagrama de corpo livre, fig. 34.

Os resultados da simulação são apresentados separadamente. Primeiro o resultado do acoplamento e em seguida da superfície de contato ou corpo de prova de superfície ensaiado.

O corpo de prova de superfície é um elemento que simula a peça unida em loco, por exemplo, flanges, chapas, roda, viga etc. Este alojamento criado no acoplamento foi realizado para que possam ser ensaiados diferentes superfícies de união e caso necessário ensaiar também as arruelas.

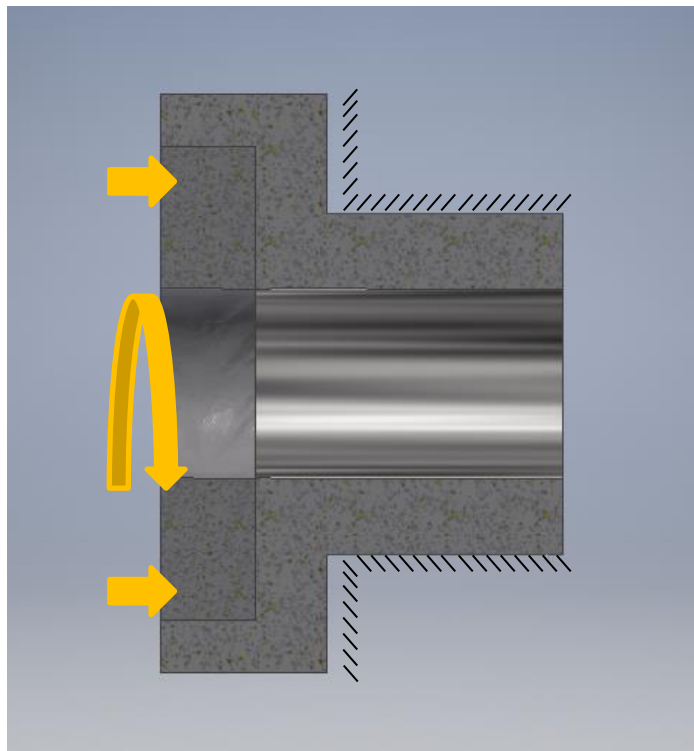


Figura 34 – Diagrama de corpo livre acoplamento da célula de carga & superfície de ensaio

Os resultados obtidos para o acoplamento mostram tensões na ordem de 300 Mpa, o que permite a construção do acoplamento com coeficiente de segurança maior que 3. O acoplamento será feito em aço SAE 4340 com dureza RC entre 40 e 42 – tendo um limite de escoamento próximo a 1000 MPa. Os resultados estão na fig. 35.

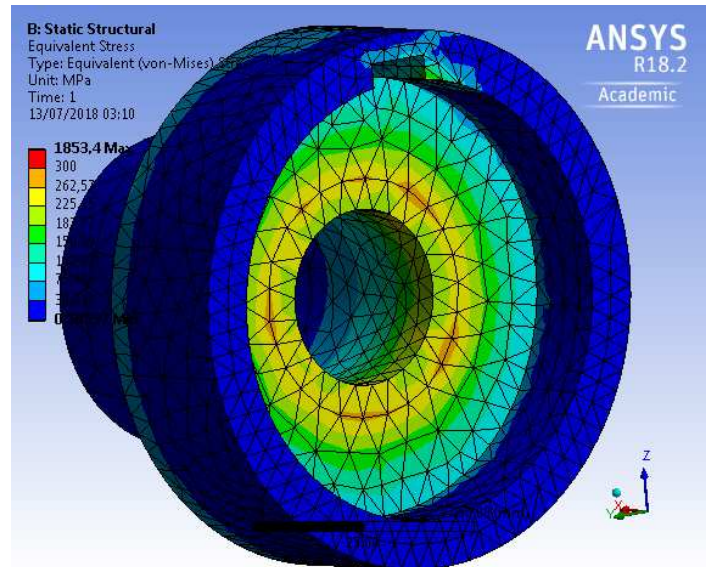


Figura 35 – Resultado simulação com *software Ansys* do acoplamento da célula de carga

Ao analisarmos os resultados obtidos da superfície de ensaio altas cargas são percebidas devido ao contato direto com a cabeça do parafuso/porca função que geralmente é exercida por uma arruela.

A arruela promove a distribuição de uma carga concentrada (face do parafuso em contato com a arruela) por toda a área da arruela. Ao analisarmos o resultado obtido na figura 38, percebe-se que há cargas altas na superfície em contato com a cabeça do parafuso/porca, porém ao analisarmos as deformações da mesma região, fica evidente que existem apenas pequenas deformações devido a estas altas cargas, ao analisar as figuras 36 e 37.

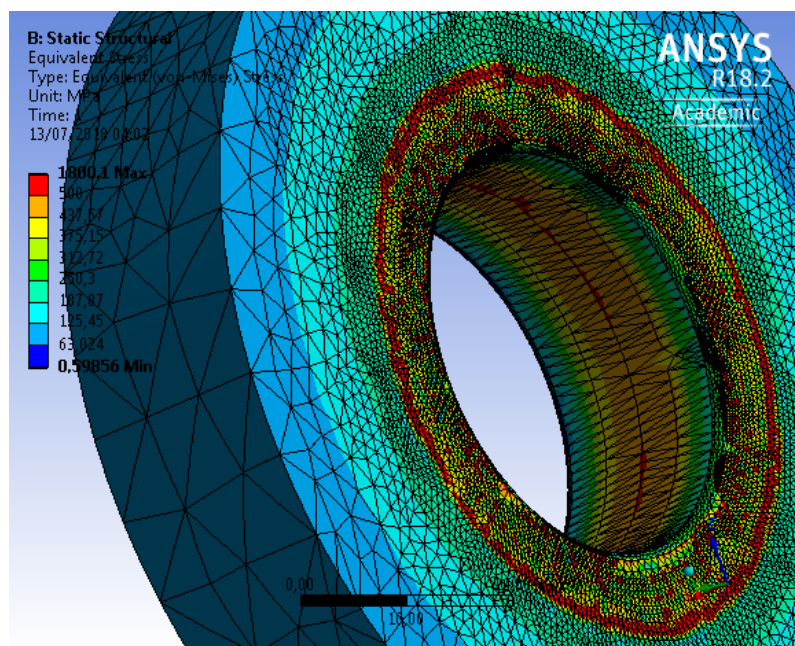


Figura 36 – Resultado de tensão equivalente na superfície de ensaio – *software Ansys*

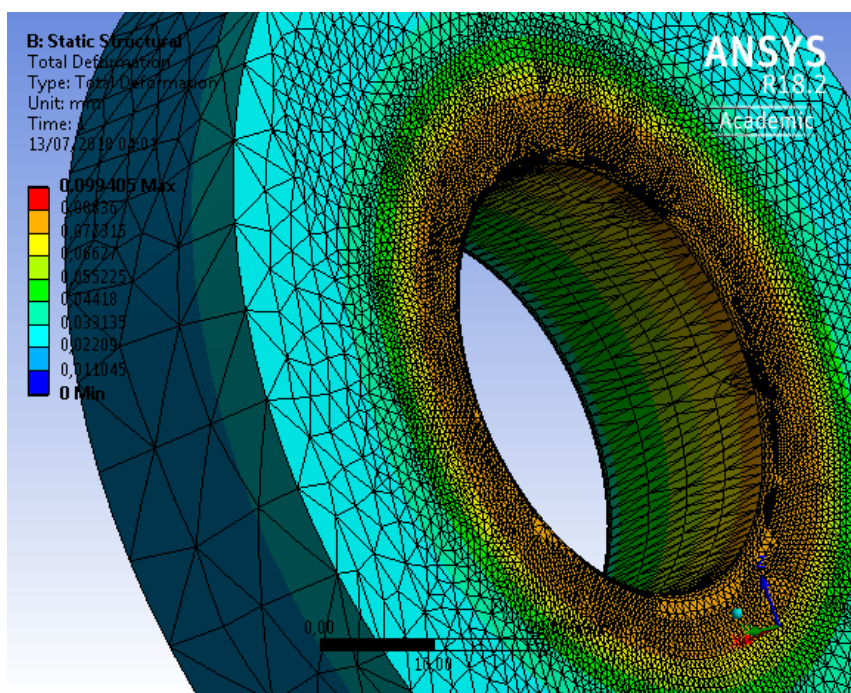


Figura 37 – Resultado de deformação na superfície de ensaio – software Ansys

Portanto, pode-se dizer que as altas cargas encontradas são as cargas inerentes ao processo de aparafusamento e que causam deformações superficiais na superfície que está em contato com a cabeça do parafuso ou com a porca. Estas deformações acontecem até uma profundidade que não afeta o acoplamento projetado e, portanto, não gera risco à estrutura da máquina de torque e tensão.

Ao analisarmos as mínimas espessuras de arruelas exigidas por norma ISO 7093-1, tem-se a espessura mínima de 8 mm para parafusos M39. O corpo de prova tem 20 mm de espessura na simulação acima. O que mostra coerência na análise da simulação do acoplamento da célula de carga & superfície de contato ensaiada.

#### **4.3.3 Acoplamento do Rolamento**

O acoplamento do rolamento, item 13 mostrado na fig. 16 é fixado no rolamento axial autocompensador de rolos por interferência. Além de transmitir a carga axial e o torque de rosca do elemento de fixação para o rolamento, seu formato tem por objetivo, também a redução do limite inferior de comprimentos de parafusos possíveis de serem ensaiados pela MTT.

A concepção inicial teve como limitante o valor de 250 mm, ou seja, só poderiam ser ensaiados parafusos com comprimento acima de 250 mm, valor que nesta versão final, após mudanças de conceito e otimizações realizadas, reduziu-se para 220 mm. As simulações foram realizadas em paralelo validando todas as alterações/otimizações. A

figura 38 mostra a construção/conceito da montagem onde fica claro a melhoria para o ensaio de parafusos mais curtos trazida pelo desenho desta peça.

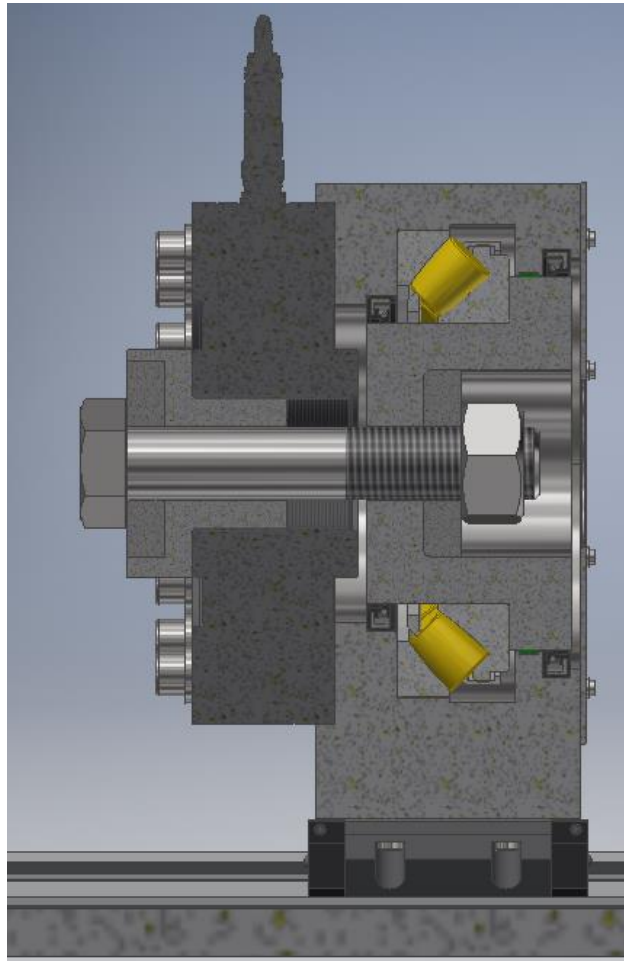


Figura 38 – Montagem do acoplamento do rolamento - Redução do comprimento mínimo dos parafusos ensaiados

O acoplamento do rolamento também tem um alojamento para corpos de prova de superfícies (arruelas ou superfícies reais em que os parafusos são utilizados), porém este alojamento não é chavetado, tampouco o corpo de prova. Este formato obteve melhores resultados durante as otimizações e como o elemento roscado deste lado da montagem é travado não se faz necessário o travamento da superfície, já que o próprio elemento já é/está impedido de girar além de não haver esta necessidade por parte da norma ISO 16047:2005 como é previsto o travamento da superfície do lado esquerdo da montagem (por onde ocorre o aperto).

A superfície externa desta peça deve ter as tolerâncias e restrições de eixos como citado no item 4.3.1, já que está em contato direto com os retentores e anel de deslizamento

- **Simulação**

Os esforços atuantes nesta montagem são provenientes do aperto do parafuso e são transmitidos pela porca ao acoplamento. Como a porca é travada pelo soquete engastado ao sensor não rotativo de torque, apenas o esforço de carga axial aparece na montagem acoplamento & corpo de prova de superfície. Na figura 39 pode se visualizar as forças atuantes no sistema e, a fig. 40, o diagrama de corpo livre do acoplamento junto ao corpo de prova de superfície.

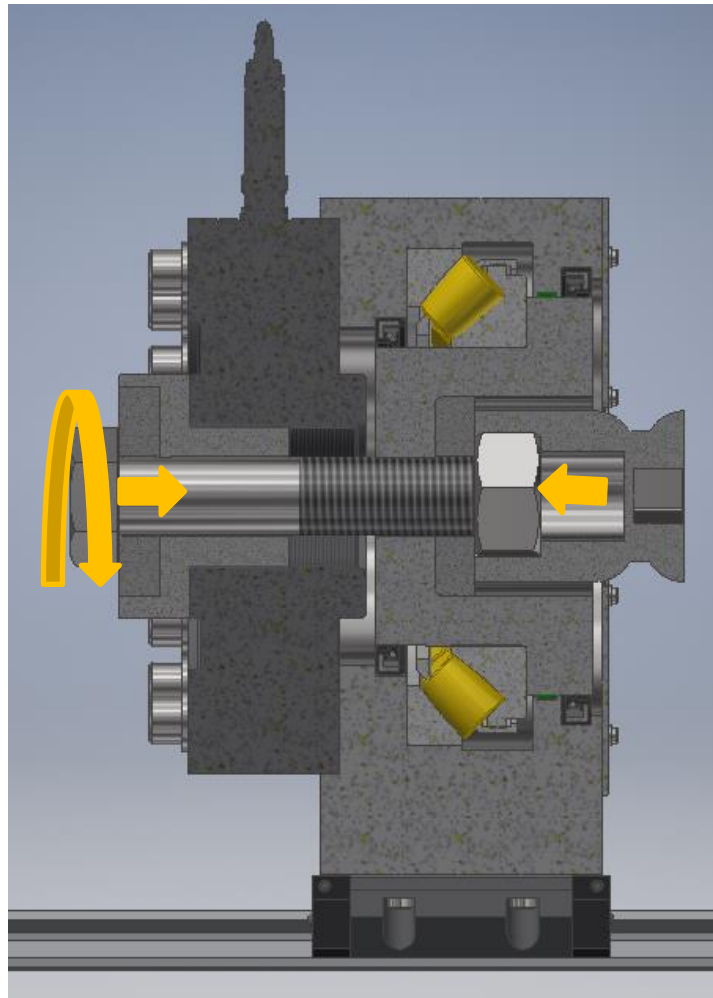


Figura 39 – Esforços atuantes durante os ensaios.

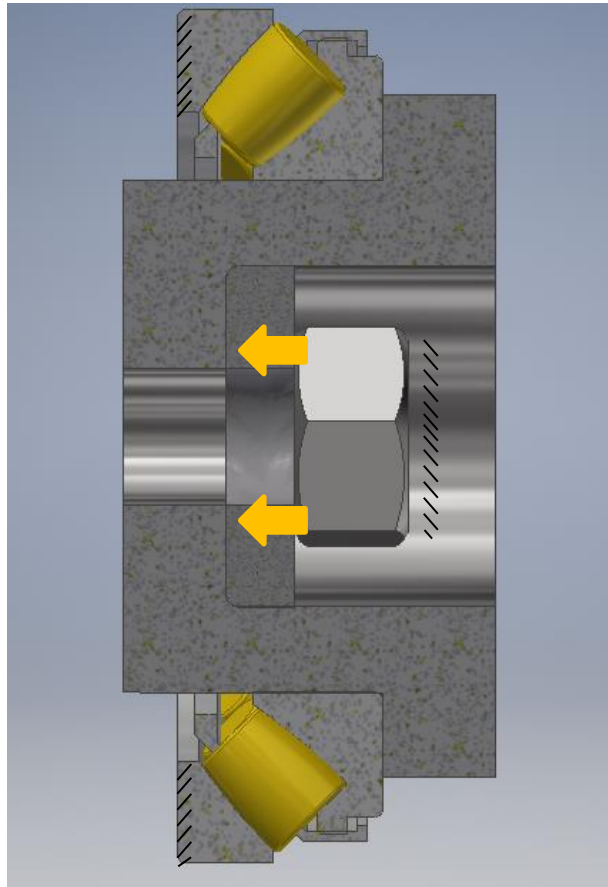


Figura 40 – Diagrama de corpo livre do acoplamento do rolamento.

O único esforço presente, portanto, neste conjunto é a força de aperto da junta transmitida pela porca à superfície de prova e acoplamento, como mostra o diagrama de corpo livre na fig. 40.

A força de aperto para simulação, seguiu a linha de considerações das outras simulações apresentadas. Foi considerada uma força de aperto igual a 1MN, situação extrema.

Os resultados da simulação são apresentados separadamente. Primeiro o resultado do acoplamento e em seguida da superfície de contato ou corpo de prova de superfície ensaiado, como realizado no item 4.3.2 com o acoplamento da célula de carga.

Os resultados obtidos para o acoplamento mostram tensões na ordem de 500 Mpa, como o limite de escoamento do material aço SAE 4340 beneficiado (dureza de 40 a 42 RC) é entorno de 1.000Mpa, o coeficiente de segurança, portanto, é igual a 2. Como a carga utilizada para simulação foi uma carga de 1MN, ou seja, 1,5 vezes a força máxima de aperto esperada nos ensaios (666,2kN), pode-se dizer que o coeficiente de segurança 2 é satisfatório.

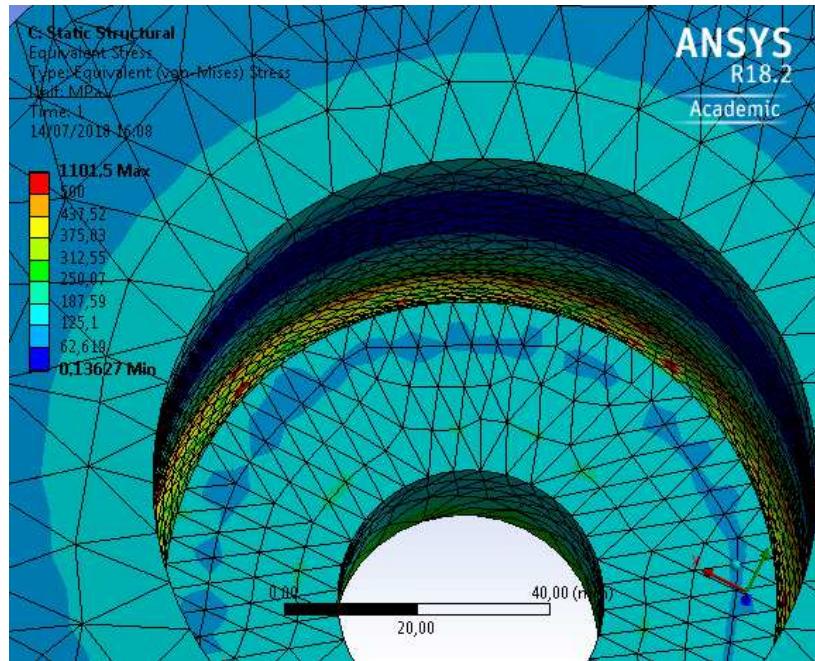


Figura 41 – Resultado simulação de tensão no acoplamento do rolamento *software Ansys*

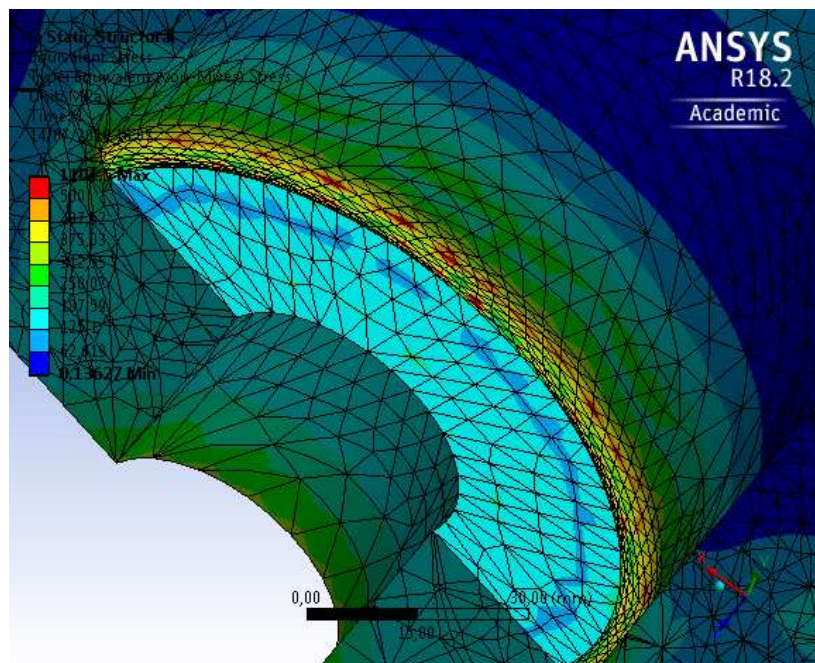


Figura 42 – Resultado simulação de tensão no acoplamento do rolamento *software Ansys*  
– Vista em corte

A figura 41 e 42 mostram a presença de cargas pontuais maiores de 500 MPa no raio de arredondamento da peça, para averiguar o risco destas cargas pontuais, foi realizada uma análise de deformação. Os resultados da simulação de deformação (fig. 43) mostram níveis de deformação abaixo de 0,2mm e, na região onde existem cargas pontuais mais altas, as deformações estão na ordem de 0,1mm, o que mostra que as cargas pontuais não causam risco à estrutura da peça projetada.



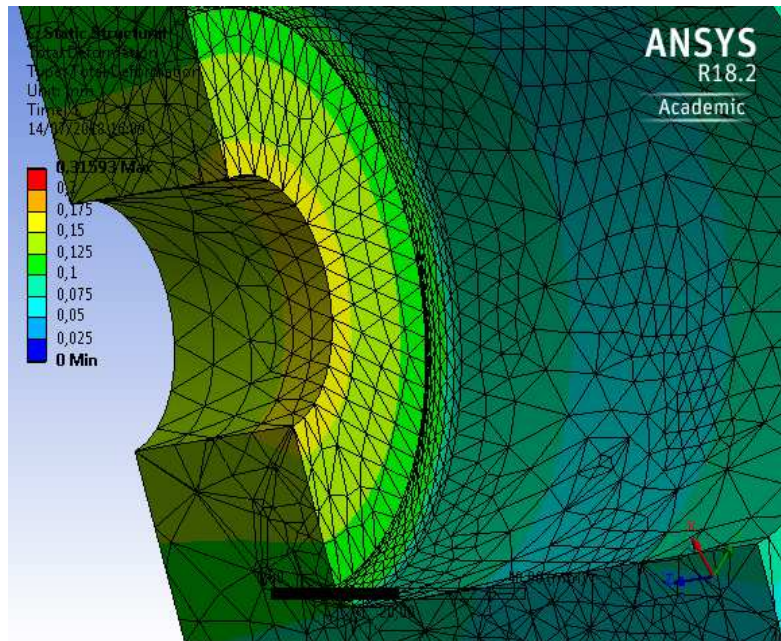


Figura 43 – Resultado simulação de deformação com *software Ansys* do acoplamento do rolamento

E quando analisados os resultados das tensões para o corpo de prova de superfície, as tensões encontradas estão na ordem de 600 Mpa (Fig. 44), porém há uma certa concentração de carga na região de contato entre o a porca/parafuso e o corpo de prova de superfície.

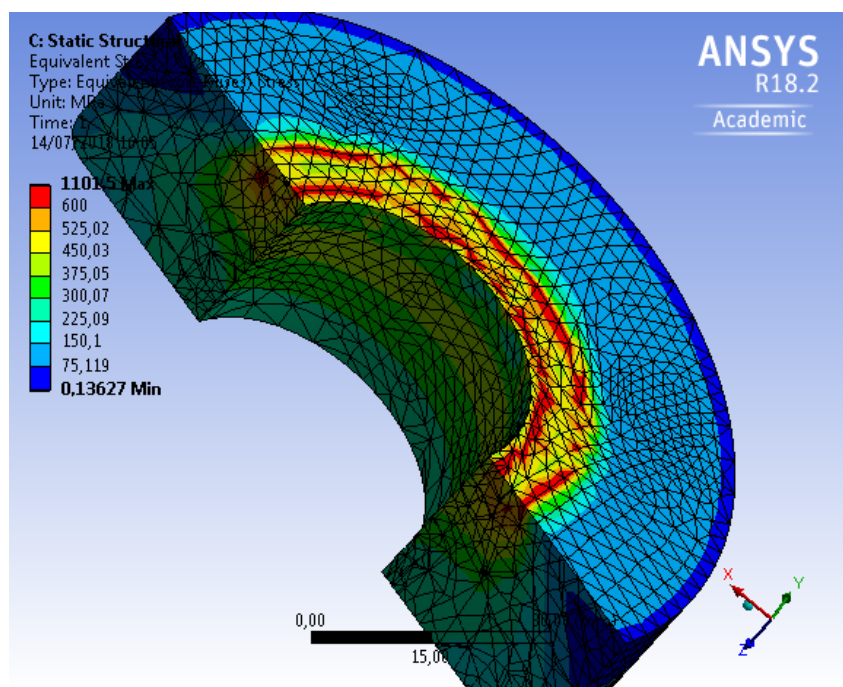


Figura 44 – Resultado de tensão equivalente na superfície de ensaio do acoplamento do rolamento – *software Ansys*

Como visto anteriormente estes corpos funcionam como arruelas, que tem a função de resistir a altas cargas e distribuí-las em seu corpo (aumentar a região de aplicação da força entre parafusos & corpo unido), portanto, a concentração de carga na superfície é aceitável e, explicada pelo contato cabeça do parafuso/porca e superfície de aperto.

Pela norma ISO 7093-1 a espessura mínima da arruela para esta aplicação M39 é de 8mm para que possa deformar e distribuir esta carga. Então uma análise de deformação foi feita em forma de validação da simulação.

Ao analisarmos o resultado obtido na figura 45, percebe-se que há deformações na ordem de 0,2mm por toda a peça e uma pequena região superfície com deformações de até 0,316mm. Como as maiores deformações não chegam a espessura mínima dada pela norma ISO 7093-1 pode-se dizer que é aceitável o resultado da deformação do corpo de prova, uma vez que o mesmo foi feito para deformar e tem-se, aqui, única e exclusivamente o objetivo de evitar a deformação do acoplamento e seu alojamento de amostras.

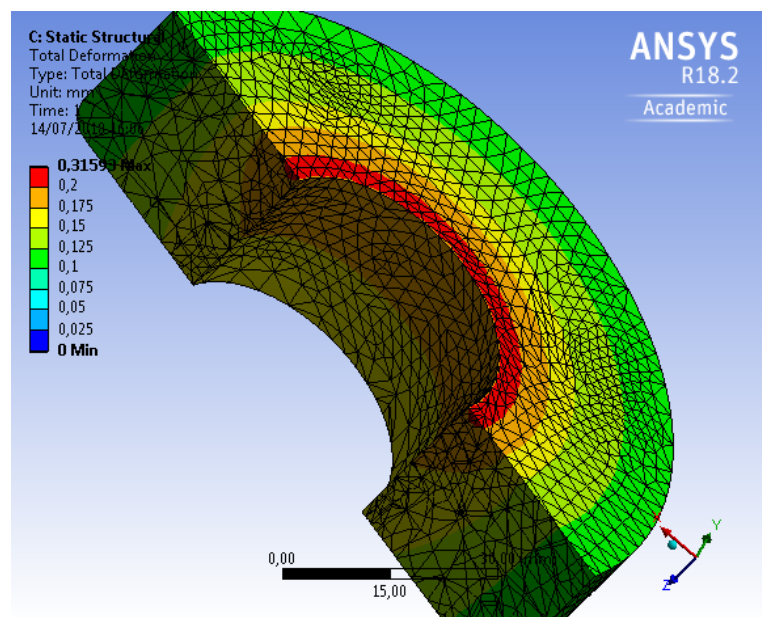


Figura 45 – Resultado de deformação na superfície de ensaio do acoplamento do rolamento

#### 4.3.4 Planificações e tolerâncias

As planificações foram realizadas no próprio software *Inventor* utilizado para realização do projeto. Como a maior parte das peças são comerciais, e, por isso, não necessitam ser planificadas. A planificação mais importante é a planificação de montagem da máquina, que mostra todos os componentes utilizados, seus nomes e respectivos códigos de compra.

As tolerâncias utilizadas nos desenhos foram baseadas nos catálogos dos fabricantes quando se remetia a alojamento de produtos comerciais e, utilizou-se da

expertise do *Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste* em elaboração de projetos, para a determinação das outras tolerâncias de projeto.

A construção e planificação dos acoplamentos dos motores e dos sensores de torque não foram realizadas, pois estes itens ainda não foram confirmados, portanto, há possibilidade de troca em detrimento e otimizações de projeto.

## CAPÍTULO V

### CONCLUSÕES

Neste trabalho foi desenvolvido uma máquina de torque e tensão para atender à norma 16047:2005 As principais características descritivas da máquina de torque e tensão final projetada são:

- Possibilidade de ensaio de parafusos com diâmetro entre M12 & M39 ( $\frac{1}{2}$ " e 1.  $\frac{1}{2}$ "). Sendo os ensaios realizados entre as bitolas:
  - M27 & M39 (1" a 1.  $\frac{1}{2}$ ") em qualquer material (propriedades entre ASTM L7 e Inconel 718) ensaios com o erro dentro do estipulado pela norma ( $\pm 2\%$ );
  - M20 & M24 ( $\frac{3}{4}$ " a 1") em material Inconel 718 ensaios também com erro dentro do estipulado pela norma ( $\pm 2\%$ );
  - M12 & M24 ( $\frac{1}{2}$ " a 1") possuem erros maiores que o estipulado pela norma ( $\pm 2\%$ ):
    - Para M12 ( $\frac{1}{2}$ ") em L7 o erro pode variar de 5,5% a 12,8% & em Inconel 718 de 3,9% a 9,0%;
    - Para M14 ( $\frac{1}{2}$ ") em L7 o erro pode variar de 3,6% a 8,3% & em Inconel 718 de 2,5% a 5,8%;
    - Para M16 ( $\frac{1}{2}$ ") em L7 o erro pode variar de 1,9% a 4,6% & em Inconel 718 de 1,3% a 3,2%;
    - E para M20 ( $\frac{1}{2}$ ") em L7 o erro pode variar de 0,9% a 2,3% & em Inconel 718 o erro está abaixo de  $\pm 2\%$ .
- Os materiais previstos para ensaio são matérias cujas propriedades mecânicas estão dentro da faixa de propriedades onde as propriedades do ASTM L7 são o limite inferior e as do Inconel 718 o limite superior;
- O comprimento mínimo dos elementos de fixação deve ser 220 mm, ou seja, o comprimento L dos parafusos deve ser tal, que  $L \geq 220mm$ ;
- As velocidades de ensaios entre 5 rpm e 40 rpm, sendo de 10 a 15 rpm as velocidades mais recomendadas para utilização do motor definido;

- Podem ser realizados ensaios com diferentes lubrificantes, revestimentos e tratamentos superficiais dos elementos de fixação;
- Está prevista a utilização do equipamento para ensaios com reutilização dos corpos de prova (ensaios de reaperto vs. Mudanças nas características do elemento de fixação);
- Não foi previsto o ensaio até o limite de escoamento e/ou fratura dos componentes ensaiados, embora para diâmetros até M27 ou 1" estes ensaios sejam possíveis;
- A classe de parafusos não foi definida e a taxa de carga prova adota foi de 0,88 (referencia das classes 10.9 e 12.9 de parafusos métricos);
- Os tipos de parafusos previstos para ensaios são: parafusos de cabeça sextavada externa e interno (allen/soquete) e conjunto estojo + porcas;
- A utilização de corpos de prova específicos em substituição da arruela no ensaio foi prevista e, portanto, o ensaio pode ser realizando simulando ambientes reais de utilização quando não há a utilização de arruelas na aplicação original;
- As características a serem medidas previstas são:
  - Coeficiente de torque,  $K$
  - Coeficiente de atrito total,  $\mu_{tot}$
  - Coeficiente de atrito dos fios de rosca,  $\mu_{th}$
  - Coeficiente de atrito da face da cabeça do parafuso/porca,  $\mu_b$
- Uma pré-carga na montagem é prevista nos momentos de não utilização da máquina para evitar, assim, a danificação desnecessária dos componentes deslizantes/girantes e da vedação. A pré-carga deve ser na ordem de 1,5kN o que pode ser gerado pelo simples aperto de um parafuso M12.

## **CAPÍTULO VI**

### **PROJETOS FUTUROS**

A seguir listam-se oportunidades de otimização do projeto, desde a utilização de novos conceitos à escolha de diferentes componentes e fornecedores.

#### **6.1 Conceito célula de carga dupla**

O conceito de célula dupla de carga já é fornecido por alguns fabricantes de máquinas de torque e tensão, a grande diferença desta célula de carga é a medição não só de força axial, mas também de torque reativo. Alguns fabricantes fornecem esse tipo de sensor, porém com custo elevado ou em faixa de medição que não atende a demanda atual do projeto.

A grande vantagem de utilização deste tipo de sensor é a eliminação do rolamento axial da montagem, deixando-a, assim, uma máquina mais simples e “curta”, ensaiando, possivelmente, parafusos de menores comprimentos.

#### **6.2 Otimização dos componentes fabricados e da montagem reduzindo o limite inferior de comprimento dos parafusos ensaiados**

O conceito da montagem utilizado, bem como o design das peças fabricadas foram desenvolvidos e, em detrimento das cargas atuantes, dimensionados. A otimização desta montagem, seja ela por eliminação/substituição de componentes mecânicos e/ou redução do tamanho de peças fabricadas, podem gerar uma diminuição considerável no limite inferior de comprimento de parafusos ensaiados.

#### **6.3 Avaliação da utilização e compra de conjunto de sensores de torque e associa-los buscando uma melhor performance/resultados vs. custo**

O presente projeto se limitou ao orçamento de dois sensores de torque. Porém, em decorrência melhorias no projeto, a compra de sensores diferentes dos definidos pode ser favorável e este deve ser um estudo realizado minuciosamente comparando os pros e

contras de cada possibilidade possível.

O conceito do aperto de parafusos impõe a necessidade de medir o torque de um elemento girante e o torque de um elemento não girante. A figura 46 mostra a atual configuração, juntamente com três possíveis combinações de sensores que podem auxiliar na execução de ensaios de parafusos de faixas de diâmetro mais abrangente e com menor erro.

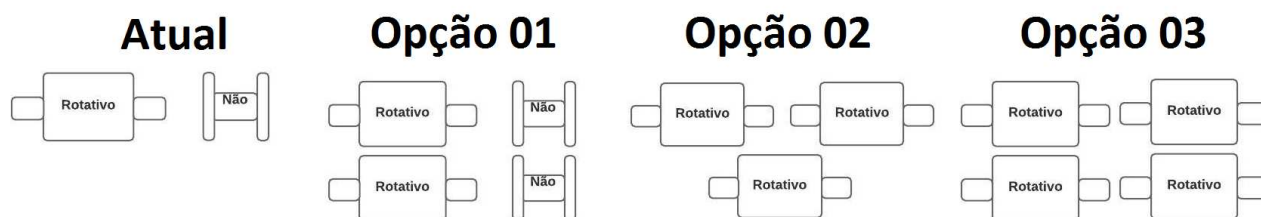


Figura 46 – Possíveis combinações de sensores de torque para medição dos torques de diferentes diâmetros de parafusos

A melhoria trazida pela utilização de mais sensores de torque é aproximar o fundo de escala do sensor às medições que se deseja realizar. Por exemplo, com os dois sensores de torque um de 10kNm e outro de 5kNm a precisão deve ser igual a 0,016% (item 3.1.2). Quando se reduz o fundo de escala do sensor, a precisão do mesmo poderá ser mais alta (0,1, exemplo) pois trabalhará mais próximo a seu fundo de escala.

**Opção 01:** Utilização dos sensores atualmente definidos até que seja necessário outros dois sensores (um rotativo e um não rotativo) com menor fundo de escala.

**Vantagens:** Manutenção do projeto atual, ganho de uma nova faixa de utilização dos sensores e baixa montagem e desmontagem de sensores.

**Desvantagens:** Necessidade de outros dois novos sensores para somente uma única faixa de medição a mais.

**Opção 02:** Utilização de dois sensores rotativos na atual configuração sendo um deles engastado para não girar. A partir de projetos futuros, a compra de apenas um sensor é necessária para criar-se uma nova faixa de utilização dos sensores.

**Vantagens:** Mesmas da opção 01 com apenas a compra de um sensor e pequena alteração do projeto atual.

**Desvantagens:** Este sensor adicional ainda não garante o ensaio com erros menores que 2% para todos os diâmetros demandados. Nível alto de desmontagens e montagens para adaptação da máquina.

**Opção 03:** Evolução da opção 02, porém cria-se a possibilidade de utilizar 03 faixas de utilização dos sensores. Ex: utilização dos seguintes sensores: 10kNm, 5kNm, 2,5kNm e 1,25kNm.

Pode-se realizar as seguintes combinações (10kNm & 5kNm), (5kNm & 2,5kNm) e (2,5kNm & 1,25kNm).

**Vantagens:** Grande chance de ensaiar todos os diâmetros definidos com erros menores que 2% (depende da precisão dos sensores utilizados)

**Desvantagens:** Alto grau de manutenção e troca de sensores dentro da montagem do sistema.

#### **6.4 Elaboração, desenvolvimento e construção de sensores de torque capazes de medir com a precisão necessária da MTT**

A precisão de 0,016% para sensores de torque não foi encontrada no mercado, porém existem células de carga muito precisas no mercado que podem ser adaptadas para se construir um sensor de torque nesta precisão, deve-se, portanto, avaliar a possibilidade deste projeto, viabilidade, custo e tempo de desenvolvimento para a realização do mesmo.

#### **6.5 Simplificação da rotina de ensaios MTT**

A rotina de ensaio criada para a atual *MTT*, é básica e simples, porém é totalmente manual. Pode se desenvolver automação e maior simplicidade à rotina de ensaios da *MTT*. Deve se avaliar se este é o ponto de maior importância nos ensaios, já que o teste é, por natureza, relativamente rápido e simples.

#### **6.6 Montagem e teste da máquina de torque e tensão**

A montagem e teste da máquina é um projeto futuro que começa assim que as peças são pedidas. É uma fase de grande importância para que o objetivo final (a realização dos ensaios) seja alcançado com sucesso. Demanda alto conhecimento do projeto e habilidades técnicas e manuais.

#### **6.7 Implementação da instrumentação e elaboração de interface com usuário/ procedimentos padronizados (POP) e sistemas de segurança**

Assim que a máquina se encontra, mecanicamente, pronta para uso. Deve-se realizar toda a instrumentação, rotinas de ensaio, interface com o usuário e criados os



sistemas de segurança da máquina. Este projeto demanda alto conhecimento do sistema e dos componentes elegidos.

### **6.8 Adaptações para ensaios de parafusos em meio submerso**

Caso a haja necessidade de ensaios de parafusos submersos, a adaptação da máquina a estas condições pode gerar um grande projeto mecânico que envolve toda a teoria e prática utilizada para desenvolver o modelo para ensaio não submersos. E, assim, pode se aproximar de condições reais de aplicação de parafusos em submarinos, por exemplo.

## CAPÍTULO VII

### REFERÊNCIAS

NASCIMENTO JR, Hermano. **Estudo da relação Torque x Força tensora e do coeficiente de atrito em parafusos revestidos isentos de cromo hexavalente.** Belo Horizonte, 2003.

Norton, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada. 4.ed.** Porto Alegre, Bookman, 2013. 1028 p. (Capítulo 14)

MUNIZ, José Maria; SINATORA, Amilton. **Fenômenos tribológicos intrínsecos ao travamento de juntas de engenharia aparafusadas.** São Paulo, 2007

NASSAR, Sayed A.; ZAKI, Amro M. **Effect of coating thickness on the friction coefficients and torque-tension relationship in threaded fasteners.** Journal of Tribology, v. 131, n. 2, p. 021301, 2009.

CROTTY, David. **Torque and tension control for automotive fasteners.** Metal finishing, v. 97, n. 5, p. 44-50, 1999.

KELLERMANN, R.; KLEIN, H. Chr. **Untersuchungen über den Einfluß der Reibung auf Vorspannung und Anzugsmoment von Schraubenverbindungen.** Konstruktion, v. 7, n. 2, p. 54-68, 1955.

MORGAN, R. C.; HENSHALL, J. L. **The Torque–Tension Behaviour of 22× 1.5 mm Bolts for Fixing Spigot-Located Wheels on Heavy Commercial Vehicles.** Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, v. 210, n. 3, p. 209-214, 1996.

JIANG, Y.; CHANG, J; LEE C. **An experimental study of the torque-tension relationship for bolted joints,** International Journal of Materials and Product Technology, Volume 16, Numbers 4-5/2001, 2004.

SHOBERG, Ralph S. **Engineering fundamentals of threaded fastener design and analysis.** I. Fastening, v. 6, n. 2, p. 26-29, 2000.

ECCLES, William. **Tribological aspects of the self-loosening of threaded fasteners**. 2010. Tese de Doutorado. University of Central Lancashire.

ECCLES, W.; SHERRINGTON, Ian; ARNELL, Robert Derek. **Frictional changes during repeated tightening of zinc plated threaded fasteners**. Tribology international, v. 43, n. 4, p. 700-707, 2010.

ISO, BSEN. 16047: 2005. **Fasteners—torque/clamp force testing**, 2005.

ISO, Norma. 898-1. (2009). **ISO 898-1 Mechanical properties of fasteners made**, 2016.

ISO, Norma. 7093-1:2000. **Plain Washers**. 2000.

ISO, Norma. 273-1979. **Metric Bolts and Screws**. 1979.

ISO, Norma. 4762:2004. **Zylinderschrauben mit Innensechskant**. 2004.

ISO, E. N. 4014: 2000. **Hexagon head bolts** — Product grades A and B (ISO, v. 4014, 1999).

ISO, E. N. 4032. **Hexagon nuts, style 1-Product grades A and B** (ISO, v. 4032, 1999).

ASTM. **Standard specification for alloy-steel and stainless steel bolting for high temperature or high pressure service and other special purpose applications**. 2012.

**AEROSPACE, S. A. E. Aerospace Material Specification: AMS 5662**. In: SAE International. 2009.