

LUCAS VIANA SANTANA

**APRIMORAMENTO DO PROJETO DE UMA MÁQUINA DE
TORQUE E TENSÃO PARA AVALIAR COEFICIENTES DE
ATRITO DE FIXADORES**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2019

LUCAS VIANA SANTANA

**APRIMORAMENTO DO PROJETO DE UMA MÁQUINA DE
TORQUE E TENSÃO PARA AVALIAR COEFICIENTES DE
ATRITO DE FIXADORES**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para obtenção do título de **bacharel em engenharia mecânica**.

Área de concentração: projeto mecânico.

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

UBERLÂNDIA - MG

2019

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais e irmãs por todo apoio e incentivo durante a minha trajetória acadêmica.

Ao professor Sinésio Domingues Franco pela orientação, apoio e principalmente pela oportunidade de fazer parte do LTAD.

Aos engenheiros Rodrigo Freitas da Silva Alvarenga, Douglas Teruyuki Cabral e Henry Fong Hwang por contribuírem na orientação do trabalho.

Aos engenheiros Fernando Buiatti Rodrigues, Dênis Soares de Freitas e Juliano Oséias de Moraes pelo apoio técnico.

À Petrobras pelo investimento e confiança no projeto.

SANTANA, L. V., **APRIMORAMENTO DO PROJETO DE UMA MÁQUINA DE TORQUE E TENSÃO PARA AVALIAR COEFICIENTES DE ATRITO DE FIXADORES**. Trabalho de conclusão de curso de graduação em engenharia mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia-MG.

Resumo

Este trabalho apresenta a otimização do projeto conceitual de uma máquina de torque e tensão (MTT) desenvolvida por Alves (2018). O objetivo da máquina é realizar ensaios seguindo a norma ISO 16047:2005 que é uma atualização da norma DIN 946. Os parâmetros que podem ser determinados com o equipamento são: torque total aplicado (T), torque de atrito dos filetes de rosca (T_{th}), ângulo de giro do fixador, força de compressão na junta aparafusada (F). Estes por sua vez permitem o cálculo de importantes parâmetros para o estudo de elementos de fixação, como: coeficiente de torque (K), coeficiente de atrito total, (μ_{tot}), coeficiente de atrito dos filetes de rosca (μ_{th}) e coeficiente de atrito na face da cabeça do parafuso/porca (μ_b). Além disso, o equipamento será capaz de fornecer os gráficos de força de aperto *versus* ângulo de giro, torque aplicado *versus* ângulo de giro e torque aplicado *versus* força de aperto.

Os requisitos para dimensionamento do equipamento são: parafusos com bitola de $\frac{1}{2}$ " a $1\frac{1}{2}$ ", para os materiais ASTM A320 L7 e Inconel 718 com limite de escoamento de 1034 Mpa (AMS 5662M, 2004) e comprimento de 200 a 450 mm.

As principais otimizações atingidas foram referentes ao sistema de potência, estrutura da máquina, medição de ângulo, dimensionamento das guias lineares e mancal.

Palavras-chave: *máquina de torque e tensão, coeficiente de atrito, parafusos, estojos, fixadores.*

SANTANA, L. V., **IMPROVEMENT OF A TORQUE TENSION MACHINE TO EVALUATE COEFFICIENTS OF FRICTION OF FASTENERS**. Undergraduate thesis in mechanical engineering, Federal University of Uberlandia, Uberlândia-MG.

Abstract

This work presents an improvement of the conceptual design of a torque tension machine developed by Alves (2018). The purpose of the machine is to perform tests according to the ISO 16047:2005 which is an update of the DIN 946. The parameters to be determined with the equipment are: total torque applied (T), thread torque (T_{th}), angle of turn of the fastener and compression force of the bolted joint (F). These allow the calculation of important parameters to study clamping elements, such as torque coefficient (K), coefficient of total friction (μ_{tot}), coefficient of friction between threads (μ_{th}) and coefficient of friction between bearing surfaces (μ_b). In addition, the equipment will be able to plot graphs of clamp force *versus* angle of turn, torque applied *versus* angle of turn and torque applied *versus* clamp force.

The requirements for equipment design are: fasteners with diameters of ½" to 1. ½", the materials are ASTM A320 and Inconel 718 with yield strength of 1034 MPa and the length of 200 to 450 mm.

The main improvements are related to the power system, machine structure, angle measurement, linear guide design and ball bearing.

Key words: *Torque Tension Machine, friction coefficient, bolt, stud, fastener.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	– a) junta de tração. b) junta de cisalhamento.....	3
Figura 2. 2	– Representação esquemática da relação entre amplitude da tensão cíclica e tensão média através da linha de Goodman (HUDGINS; JAMES, 2014).....	4
Figura 2.3	– cilindro e pistão principal após o acidente: (a) pistão principal, (b) cilindro principal com 16 parafusos fraturados (Molaei <i>et al</i> , 2015 – adaptado).	5
Figura 2. 4	– Exemplo de identificação de parafusos sextavados externos. Onde, “a” indica o fabricante e “b” indica a classe de propriedades mecânicas (ISO 898-1, 2009).	7
Figura 2. 5	– Exemplo de identificação nos parafusos sextavados internos.....	7
Figura 2. 6	– Exemplo de identificação em estojos. a) identificação do fabricante e classe de propriedades mecânicas na parte sem rosca de um estojo. b) Se o estojo possuir todo o corpo rosqueado a identificação deve ser na ponta (ISO 898-1, 2009).	8
Figura 2. 7	– Representação do significado da classe de resistência..	9
Figura 2. 8	– Diagrama de corpo livre do ensaio.	11
Figura 2. 9	– Comportamento de uma curva típica de torque aplicado x força tensora para aperto e reaperto (ALVES, 2018, <i>apud</i> , ECCLES, B., 2014b).	12
Figura 2.10	– Quatro zonas do processo de parafusamento (ALVES, 2018, <i>apud</i> , SHOBERG, 2000).	13
Figura 4. 1	– Concepção da MTT desenvolvida por Alves (2018).	22
Figura 4.2	– Vista isométrica com indicação dos principais componentes do equipamento otimizado.	22
Figura 4.3	– Relação entre tensão e frequência de alimentação de um motor através de um inversor de frequência (WEG, 2017).	25

Figura 4. 4	– Característica do (torque) versus frequência (WEG, 2017).	26
Figura 4.5	– Variação do coeficiente de atrito com velocidade de aperto, utilizando 5 reapertos do mesmo parafuso (ZOU, 2007 – adaptado).– Curva de potência do Servo Motor especificado inicialmente (DELTA ELECTRONICS, 2014 – adaptado).	26
Figura 4.6	– Curva de potência do Servo Motor especificado inicialmente (DELTA ELECTRONICS, 2014 – adaptado)..	27
Figura 4.7	– Sistema de parafusamento da Rexroth. 1: rolamento de fuso. 2: transdutor de torque. 3: adaptador para a utilização de transdutor de torque redundante. 5: redutor planetário. 6: transmissão transversal. 7: Motor CC. (BOSCH REXROTH, 2010).	29
Figura 4. 8	– Sistema de comando e potência da Rexroth (BOSCH REXROTH, 2010).	30
Figura 4. 9	– Multiplicador de torque da Gedore (GEDORE, 2018). ...	30
Figura 4. 10	– Fluxograma do sistema de aquisição de dados, controle e supervisão da máquina.	32
Figura 4. 11	– Torquímetro Rotativo M425 S4-B (DATUM ELECTRONICS, 2015).	33
Figura 4.12	– Torquímetro Estático FF425 S4-A (DATUM ELECTRONICS, 2018).	34
Figura 4.13	– Local de instalação do <i>encoder</i>	38
Figura 4.14	– <i>Encoder</i> incremental da RLS. Composto por um anel magnetizado e um leitor magnético (RLS, 2018).	38
Figura 4.15	– Célula de carga U10M da HBM (HBM. 2019. Disponível em: https://www.hbm.com/pt/2410/u10-u10m-u10s/ . Acesso em: 01 de julho de 2019).	41
Figura 4.16	– Vista isométrica do mancal bi partido e os elementos que garantem o alinhamento correto e fixação.	42

Figura 4.17	– Desenho 3D do rolamento autocompensador de rolos FAG (ALVES, 2018)– Sistema para proteção da célula de carga. (a) vista do sistema montado. (b) vista explodida do sistema.	43
Figura 4.18	– Sistema para proteção da célula de carga. (a) vista do sistema montado. (b) vista explodida do sistema.	46
Figura 4.19	– Desenho técnico da bucha para cobrir a rosca da célula de carga.	47
Figura 4.20	– Simulação via elementos finitos da tensão <i>Von-Mises</i> no suporte de torque. Momento de 6000 Nm foi aplicado no furo central.	48
Figura 4.21	– Cargas atuantes no suporte do torquímetro estático. Momento torçor: MT = 6000 [Nm]. Força peso: FP = 400 [N].	49
Figura 4.22	– Orientação dos eixos coordenados dos patins sob os quais estão sendo atuados as cargas da Tabela 4.7.	50
Figura 4.23	– Simulação via elementos finitos da tensão <i>Von-Mises</i> atuante na estrutura da máquina.	52
Figura 4.24	– Disposição dos amortecedores de vibração <i>Vibra Stop</i> , tamanho intermediário, parafuso 1 polegada na base da máquina.	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1	– Comparação entre o coeficiente de atrito obtido pela norma ISO 16047:2005 (2005) e API 6A (2004) para o parafuso M39 com diferentes torques aplicados.	17
Tabela 3.2	– Comparação entre o coeficiente de atrito obtido pela norma ISO 16047 (2005) e API 6A (2004) para o parafuso M20 com diferentes torques aplicados.	18
Tabela 3.3	3 – Máximo coeficiente de atrito permitido para parafusos de diferentes diâmetros.	20
Tabela 4.1	– Comparação da massa dos diferentes sistemas de potência.	31
Tabela 4.2	– Erro associado no conjunto de torquímetros, rotativo 10 kNm e estático 5 kNm, considerando μ variando entre 0,08 e 0,27.	35
Tabela 4.3	– Erro associado no conjunto de torquímetros, rotativo 2 kNm e estático 1 kNm, considerando μ variando entre 0,08 e 0,27.	35
Tabela 4.4	– Erro associado no conjunto de torquímetros, rotativo 10 kNm e estático 5 kNm, considerando μ variando entre 0,12 e 0,27.	36
Tabela 4.5	– Erro associado no conjunto de torquímetros, rotativo 2 kNm e estático 1 kNm, considerando μ variando entre 0,12 e 0,27.	36
Tabela 4.6	– Valores de torque dissipado no rolamento em Nm para os diferentes parafusos.	45
Tabela 4.7	– Resultado gerado pelo programa de elementos finitos. Na tabela podem-se observar as forças (<i>Force reaction</i>) e momentos (<i>Moment Reaction</i>) atuantes nos guias lineares.	50
Tabela 4.8	– Comparação entre as cargas atuantes e as permitidas nos guias lineares. Valores para carga permitida retirados do manual OBR [201-?].	51
Tabela 4.9	– Força vertical atuante nos amortecedores do lado da estrutura submetido a compressão.	53

LISTA DE SÍMBOLOS E SIGLAS

- D** – Diâmetro nominal do parafuso;
- P** – Passo da rosca do parafuso;
- d₂** – Diâmetro primitivo da rosca do parafuso;
- d_h** – Diâmetro do furo de passagem do parafuso nas juntas;
- D_o** – Diâmetro externo da superfície da face de apoio da cabeça do parafuso ou porca;
- μ_{th}** – Coeficiente de atrito da rosca;
- μ_b** – Coeficiente de atrito entre as superfícies de apoio;
- T** – Torque aplicado pelo motor;
- F** – Força de aperto do parafuso.
- T_b** – Torque de atrito entre as faces de apoio;
- T_{th}** – Torque de atrito entre a rosca do parafuso e da porca;
- D_b** – Diâmetro médio da face de apoio da cabeça do parafuso ou porca.
- K** – Coeficiente do torque.
- d_n** – Diâmetro médio da superfície de contato da cabeça do parafuso;
- f₂** – Coeficiente de atrito de rosca;
- f_n** – Coeficiente de atrito da cabeça do parafuso;
- λ** – $\tan^{-1}(L\pi d_2)$;
- f** – Coeficiente de atrito do parafuso;
- E** – É o diâmetro básico da rosca;
- K** – É o chanfro interno da porca;
- D** – É o diâmetro maior da rosca;
- n** – Rotação [rpm];
- f** – Frequência da rede [Hz];
- s** – Escorregamento;
- p** – Número de polos;
- V₁** – Tensão (V);
- K₂** – Constante, depende do material e projeto do motor;
- φ_m** – Fluxo de magnetização (Wb);
- I₂** – Corrente elétrica (A);
- K₁** – Constante, depende do material e projeto do motor;
- i** – Redução;

- n_1 – Rotação de saída do servo motor [rpm];
- n_2 – Rotação de saída do redutor [rpm];
- T_1 – Torque na ponta do eixo do servo motor [Nm];
- T_2 – Torque na ponta do eixo do redutor [Nm];
- H – Rendimento devido às perdas do redutor;
- A_M – Erro de magnetização;
- D_e – Diâmetro externo do encoder;
- SDE – Erro de interpolação em graus;
- E_e – Erro de excentricidade em graus;
- e – Excentricidade em [μm];
- M – Momento total dissipado no rolamento;
- M_0 – Parcela de momento dependente da sollicitação;
- M_1 – Parcela do momento independente da sollicitação;
- d_m – Diâmetro médio do rolamento;
- d_r – Diâmetro nominal do furo do rolamento;
- D_r – Diâmetro nominal externo do rolamento;

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1 Propriedades Mecânicas dos Parafusos	6
2.3 Correlações entre torque e tensão	9
2.4. Controle de Aperto a Partir do Ângulo de Giro	12
2.5 Concepção da MTT	14
CAPÍTULO 3 – COMPARATIVO COM OUTRAS NORMAS E LIMITES DE PROJETO	16
3.1. Comparação com Diferentes Normas	16
3.2. Definição dos Limites Da Máquina	18
3.2.1 Requisitos Gerais.....	18
3.2.2. Definição do Intervalo de Coeficiente de Atrito	19
CAPÍTULO 4 – DESENVOLVIMENTO DO PROJETO	21
4.1. Sistema de Potência	23
4.2 Instrumentação.....	32
4.2.1 Torquímetros	33
4.2.2 Encoder	37
4.2.3 Célula de carga.....	40
4.3 Mancal bi partido	41
4.4 Atrito do Rolamento.....	42
4.5 Proteção da Célula de Carga	45
4.6 Dimensionamento das Guias Lineares.....	48
4.7 Base e Amortecedores	51
CAPÍTULO 5 – CONCLUSÕES	54
CAPÍTULO 6 – TRABALHOS FUTUROS	57

CAPÍTULO 7 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	58
Anexo 01	62
Anexo 02	63

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

O controle de tensão aplicado em parafusos é de extrema importância, principalmente em parafusos de grandes dimensões utilizados em plataformas *offshore* e em componentes submarinos. Tensões aplicadas fora da faixa desejada podem gerar e/ou contribuir para o aparecimento de graves problemas, como vazamentos, deformações e ruptura de parafusos e/ou demais componentes da estrutura, fratura assistida por hidrogênio e corrosão sob tensão. Estes problemas além de poderem causar perdas econômicas, podem gerar impactos ambientais e danos físicos a pessoas.

O dimensionamento correto de uma junta aparafusada engloba vários fatores, como por exemplo, a seleção correta dos materiais e o cálculo do torque a ser aplicado nos parafusos necessário para atingir a tensão desejada.

Alves (2018) desenvolveu o projeto conceitual de uma máquina de torque e tensão cujo objetivo é determinar parâmetros necessários para o cálculo do coeficiente de atrito entre a rosca de fixadores e a porca e do coeficiente de atrito entre a cabeça do parafuso ou superfície da porca e a superfície de contato. A partir do cálculo dos coeficientes de atrito, pode-se então calcular o torque necessário a ser aplicado em um parafuso para que uma junta aparafusada atinja determinada tensão de projeto. A máquina, no entanto, necessitava de algumas otimizações no que tange à especificação do motor, montagem do mancal, dimensionamento da base, especificação do *encoder*, revisão do guia linear, cálculo de perda no rolamento e proteção da célula de carga (que estava submetida a um alto torque). Neste sentido, o atual projeto visa aprimorar a máquina desenvolvida por Alves (2018).

As diversas ocorrências de falhas em parafusos já registradas mostram a necessidade da MTT para uma correta determinação do torque a ser aplicado em fixadores. Portanto, o principal objetivo da MTT é avaliar a influência de diversos tipos de lubrificantes nos coeficientes de atrito de diferentes parafusos, efeito do não uso de lubrificantes, reutilização dos parafusos, condições de revestimento e tratamento de superfície, etc. Visando a melhoria dos procedimentos de instalação, planos de manutenção, projeto de novos equipamentos e confiabilidade de maquinário em juntas aparafusadas.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O propósito de um parafuso ou um conjunto de parafusos é criar uma força de aperto entre dois ou mais corpos, o que é chamado de junta aparafusada. A força de aperto inicial que surge após aplicar um torque no parafuso é denominada como “pré-carga”. Em juntas de tensão os parafusos devem apertar os membros com força suficiente para impedir a separação entre eles. Caso haja tensão de cisalhamento nas juntas, os parafusos devem impedir o deslizamento entre os membros. Na Figura 2.1 a) tem-se o exemplo de junta de tração e na Fig. 2.1 b) uma junta de cisalhamento (BICKFORD, 2008).

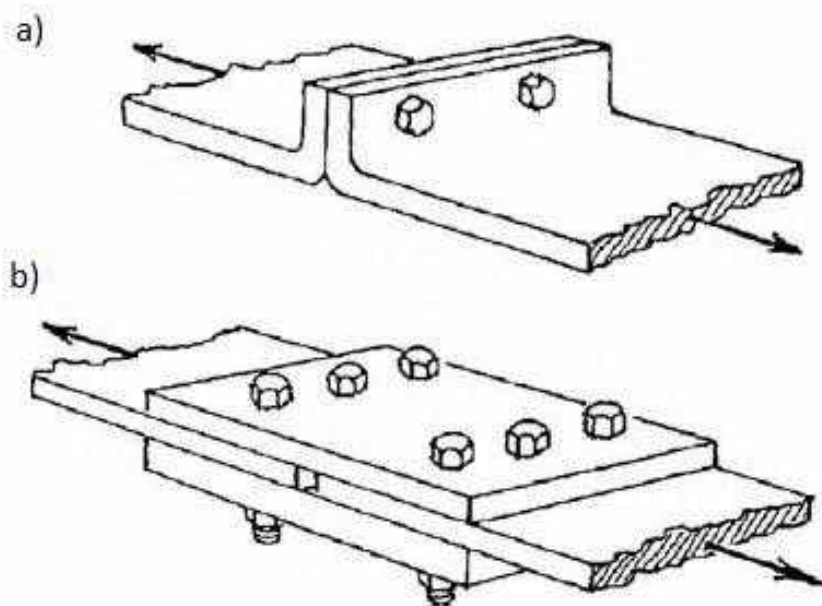


Figura 2.1 – a) junta de tração. b) junta de cisalhamento (BICKFORD, 2008)

A tensão no parafuso deve ser grande o suficiente para evitar vazamentos e o desaperto quando exposto a vibrações, ciclos térmicos e impactos. Altas tensões também tornam o parafuso menos susceptível à fadiga. Por outro lado, tensões elevadas demais podem fazer o parafuso escoar/fraturar, além de torná-lo mais susceptível à fratura assistida pelo hidrogênio e corrosão sob tensão. Além disso, essas elevadas tensões podem danificar os elementos da junta ou vedação. A vida por fadiga às vezes também é reduzida devido às altas tensões, apesar de que este é um fenômeno mais comum quando o fixador é utilizado com tensão insuficiente para manter a junta adequadamente unida (BICKFORD, 2008).

Segundo Hudgins e James (2014) a maioria das falhas em parafusos são causadas por fadiga, sendo que o aumento da pré-carga resulta em uma diminuição da amplitude da tensão cíclica ao mesmo tempo que aumenta a tensão média. Dessa forma, quando se trata de uma análise por fadiga, é necessário observar a correlação entre a tensão média e a amplitude da tensão cíclica. Essa correlação pode, por exemplo, ser analisada pela linha de Goodman (Figura 2. 2). Qualquer ponto na linha de Goodman ou acima dela representa falha por fadiga. Ainda na Figura 2. 2 é possível observar o aumento da tensão cíclica média reduz a máxima amplitude da tensão cíclica permitida.

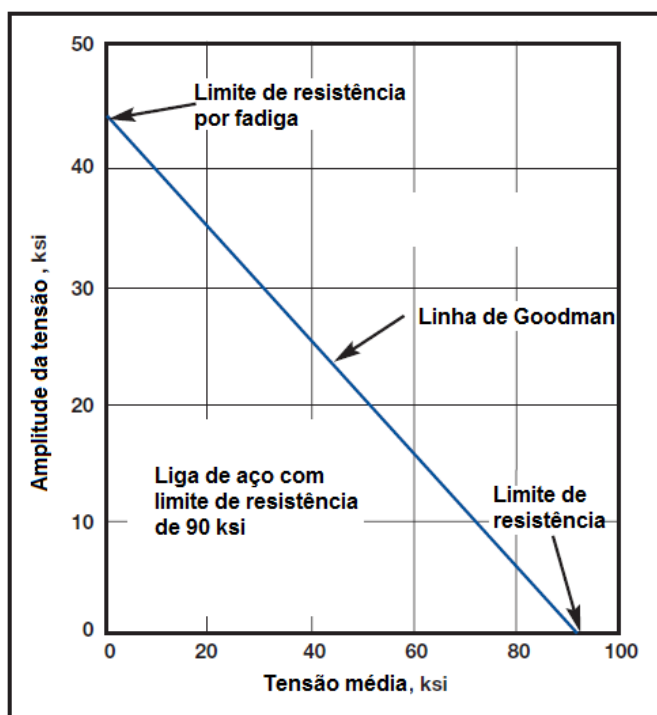


Figura 2. 2 – Representação esquemática da relação entre amplitude da tensão cíclica e tensão média através da linha de Goodman (HUDGINS; JAMES, 2014).

Molaei *et al.* (2015) relatou uma análise de falha de um filtro prensa, equipamento utilizado para separação de resíduo sólido do líquido. Na Figura 2.3 pode-se observar o pistão principal e o cilindro do filtro prensa, a falha se deu devido à fratura de 16 parafusos M36 que conectam o cilindro (Figura 2.3b) no corpo do filtro prensa. A conclusão do trabalho foi que a falha se deu por fadiga devido a uma baixa pré-carga aplicada nos parafusos.

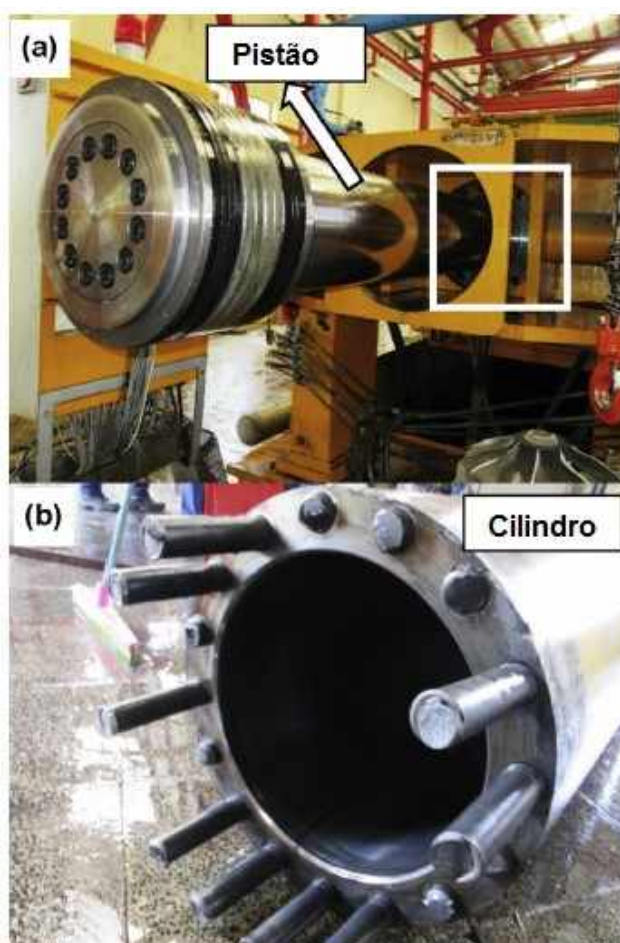


Figura 2.3 – cilindro e pistão principal após o acidente: (a) pistão principal, (b) cilindro principal com 16 parafusos fraturados (Molaei *et al.*, 2015 – adaptado).

Apesar da necessidade de um controle adequado da pré-carga, não há uma maneira direta, amplamente utilizada e difundida de medi-la nas operações de instalação e manutenção. A maneira mais conhecida, usual e barata de se fazer esse controle é a partir do torque (BICKFORD, 2008). Este, por sua vez, está diretamente relacionado com o coeficiente de atrito da junta aparafusada.

O conhecimento do coeficiente de atrito entre o parafuso e a porca é de extrema importância no dimensionamento de uma junta aparafusada, pois é ele o responsável por impedir que o parafuso gire após realizar o aperto de uma porca. Quando alto demais, o resultado é uma elevada tensão na seção transversal do parafuso, o que pode impossibilitar que se atinja a pré-carga adequada sem que o parafuso se danifique ou se rompa. Por isso, além do conhecimento, é essencial que se estabeleçam limites para os valores de utilização do coeficiente de atrito (BICKFORD, 2008).

Por isso, além do conhecimento, é essencial que se estabeleça limites para o coeficiente de atrito. Segundo Eccles *et al.* (2009) as montadoras de veículos, *Ford*, *Renault* e *Peugeot-Citroen* especificaram como um coeficiente de atrito aceitável o valor entre 0,12 e 0,18. Fabricantes alemães, como *Porsche* e *Volkswagen*, estabeleceram limites mais baixos (0,09 até 0,14). Esses valores foram obtidos de acordo com a padronização da norma DIN 946, que é a versão antiga da ISO 16047.

Diversos autores como Bickford (2008) e Shoberg (2000) mostram que há diversos fatores que influenciam no valor do coeficiente de atrito, tornando-o complexo. Alguns desses fatores são listados a seguir:

- Dureza das partes envolvidas;
- Acabamento superficial;
- Tipo de material;
- Espessura, condição e tipo de revestimento, quando presente;
- O tipo, quantidade, condição, método de aplicação, contaminação e temperatura do lubrificante envolvido;
- Velocidade de aperto da porca;
- O encaixe entre os fios de rosca;
- Presença ou ausência de arruelas.

2.1 Propriedades Mecânicas dos Parafusos

A necessidade da MTT em questão é principalmente para desenvolver estudos com fixadores (parafusos e estojos) de Inconel 718 e ASTM A320 L7. No entanto, a definição destes materiais é importante apenas para definição dos limites

da máquina, que depende do limite de escoamento do material, ou seja, nada impede que algum outro material seja ensaiado desde que o limite de escoamento seja menor que do Inconel 718 por possuir o maior limite de escoamento. Dessa forma, uma revisão sobre as propriedades mecânicas de outros parafusos torna-se interessante.

A norma ISO 898-1 trata sobre as propriedades mecânicas de fixadores de aço liga e aço carbono. Normalmente, os parafusos possuem uma identificação de propriedades mecânicas e do fabricante na cabeça (Figura 2. 4 e Figura 2. 5),

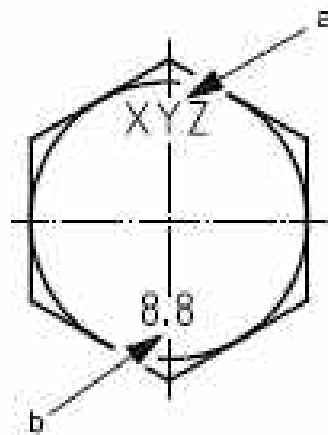


Figura 2. 4 – Exemplo de identificação de parafusos sextavados externos. Onde, “a” indica o fabricante e “b” indica a classe de propriedades mecânicas (ISO 898-1, 2009).

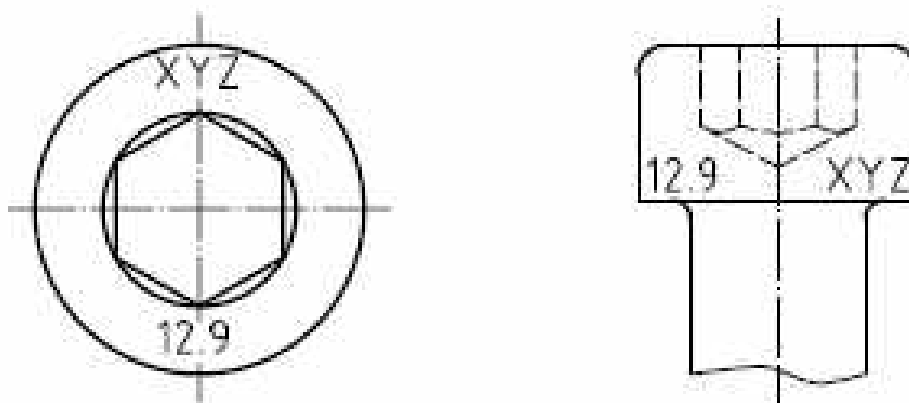


Figura 2. 5 – Exemplo de identificação nos parafusos sextavados internos (ISO 898-1, 2009).

Caso o estojo possua uma região sem rosca, é comum que a identificação seja feita nela. Se o corpo do estojo for inteiramente roscado, a identificação será colocada na ponta, onde pode ser que a identificação do fabricante seja omitida (Figura 2. 6)

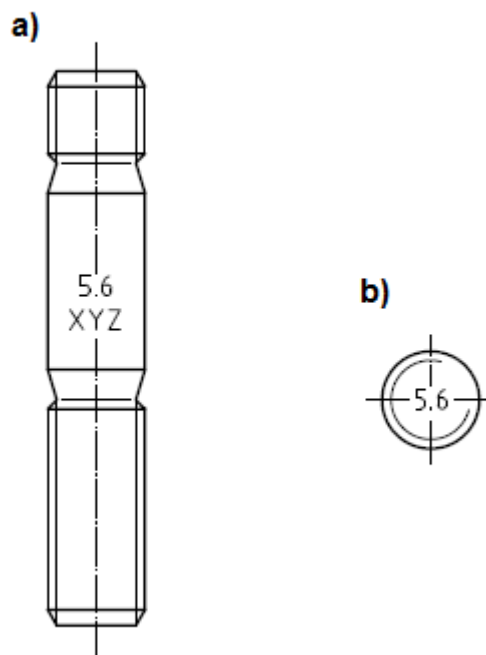


Figura 2. 6 – Exemplo de identificação em estojos. a) identificação do fabricante e classe de propriedades mecânicas na parte sem rosca de um estojo. b) Se o estojo possuir todo o corpo rosqueado a identificação deve ser na ponta (ISO 898-1, 2009).

O primeiro número da classe de propriedades mecânicas representa o limite de resistência a tração nominal do parafuso, em MPa, dividido por 100. O segundo número, representa um valor decimal que, multiplicado pelo limite de resistência nominal, resulta no limite de escoamento nominal. Por exemplo, um parafuso de classe 8.8, possui 800 MPa de limite de resistência nominal e 640 MPa de limite de escoamento nominal (Figura 2. 7). Vale ressaltar que, as propriedades mecânicas nominais não correspondem ao valor exato, por exemplo, um parafuso M12 x 15,

classe 10.9 possui o limite de resistência à tração nominal de 1000 MPa mas o real está entre 1040 a 1220 MPa (GARCIA, 2011).

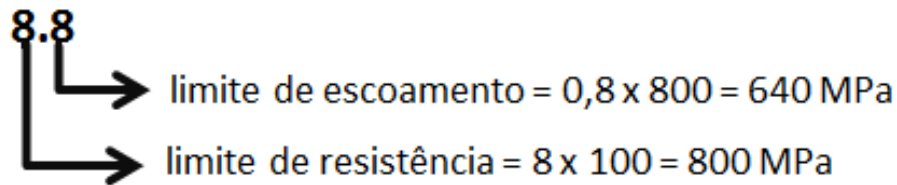


Figura 2. 7 – Representação do significado da classe de resistência.

A dureza e composição química do parafuso também são bem definidas para cada classe de resistência e podem ser obtidos consultando a norma ISO 898-1.

2.3 Correlações entre torque e tensão

Durante o dimensionamento de uma junta aparafusada, o que importa de fato é a tensão que surge entre os elementos, pois é ela a responsável por manter os elementos unidos corretamente. Além disso, se alta demais, pode danificar o parafuso e/ou elementos da junta. Porém, como já mencionado, não existe uma forma prática e barata de medir a tensão, por isso, torna-se necessário calculá-la. Uma forma usual de se fazer este cálculo é medindo o torque.

A norma ISO 16047:2005 (2005) apresenta uma equação (Eq. (2.1)) para o cálculo do torque em função dos parâmetros geométricos e dos coeficientes de atrito. O objetivo da Eq. 2.1 é basicamente dizer qual o torque necessário a se aplicar em um parafuso para obter a pré-carga “F” que tensiona a junta aparafusada.

$$T = F \left[\frac{1}{2} \left(\frac{P + 1,154\pi\mu_{th}d_2}{\pi - 1,154\mu_{th}\frac{P}{d_2}} \right) + \mu_b \left(\frac{D_o + d_h}{4} \right) \right] \quad (2.1)$$

Onde:

- d: diâmetro nominal do parafuso;
- P: passo da rosca;

- d_2 : diâmetro primitivo da rosca do parafuso;
- d_h : diâmetro do furo de passagem do parafuso nas juntas;
- D_o : diâmetro externo da superfície da face de apoio da cabeça do parafuso ou porca;
- μ_{th} : coeficiente de atrito da rosca;
- μ_b : coeficiente de atrito entre as superfícies de apoio;
- T : Torque aplicado;
- F : Força de aperto do parafuso (pré-carga).

Os coeficientes de atritos “ μ_{th} ” e “ μ_b ” devem ser calculados seguindo a metodologia da ISO 16047:2005 (2005) a partir das Eq. (2.2) e (2.3).

$$\mu_{th} = \frac{\frac{T_{th}}{F} - \frac{P}{2\pi}}{0,577d_2} \quad (2.2)$$

$$\mu_b = \frac{T_b}{0,5D_bF} \quad (2.3)$$

Onde:

- T_b : Torque de atrito entre as faces de apoio;
- T_{th} : Torque de atrito entre a rosca do parafuso e da porca;
- D_b : diâmetro médio da face de apoio da cabeça do parafuso ou porca, calculado conforme a Eq. (2.4).

$$D_b = \frac{D_o + d_h}{2} \quad (2.4)$$

A dinâmica do ensaio consiste no aperto do parafuso (ou estojo) em uma junta aparafusada, conforme ilustrado no diagrama de corpo livre da Figura 2. 8. Os torques que serão medidos pelos sensores de torque são: torque de

acionamento (T) e o torque da rosca (T_{th}). O torque de atrito da cabeça do parafuso será calculado pela diferença entre estes dois torques (Eq. 2.5).

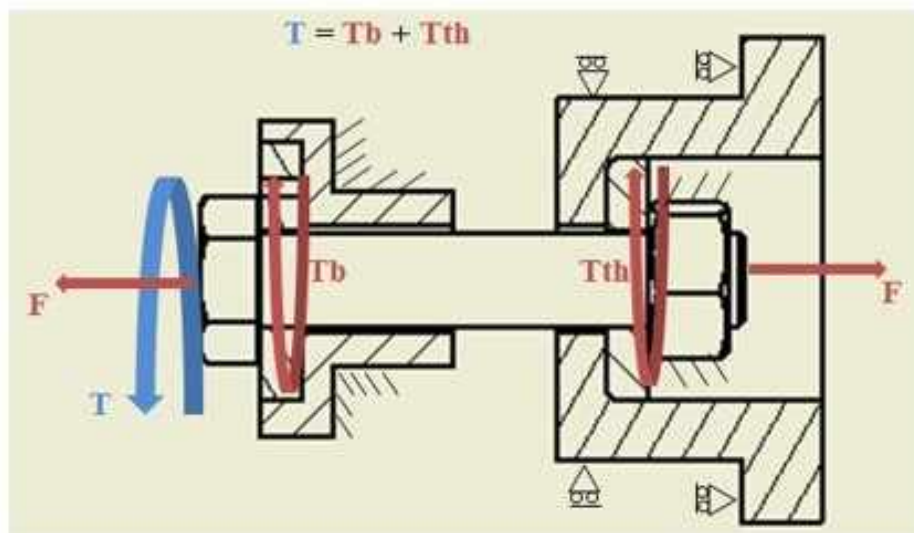


Figura 2. 8 – Diagrama de corpo livre do ensaio.

$$T_b = T - T_{th} \quad (2.5)$$

Outra forma mais simples de calcular a tensão no parafuso em função do torque é a partir da observação de que a tensão é diretamente proporcional ao torque aplicado. Essa relação é dada pela Eq. (2.6), apresentada pela ISO 16047:2005 (2005) e diversos autores como Shigley *et al.* (2005) e Bickford (2008).

$$T = KFd \quad (2.6)$$

Onde:

- K: Coeficiente do torque.

A constante “K” não é o coeficiente de atrito, mas sim uma constante de proporcionalidade obtida experimentalmente através da relação entre torque e tensão. Na Figura 2. 9 pode-se observar a relação quase que linear entre torque e tensão. Além disso, nota-se a influência do reaperto no parafuso. Após dez reapertos foi necessário um torque mais elevado para se conseguir a mesma tensão

obtida no aperto inicial. Acredita-se que isso aconteça pelo dano causado à superfície após sucessivos reapertos.

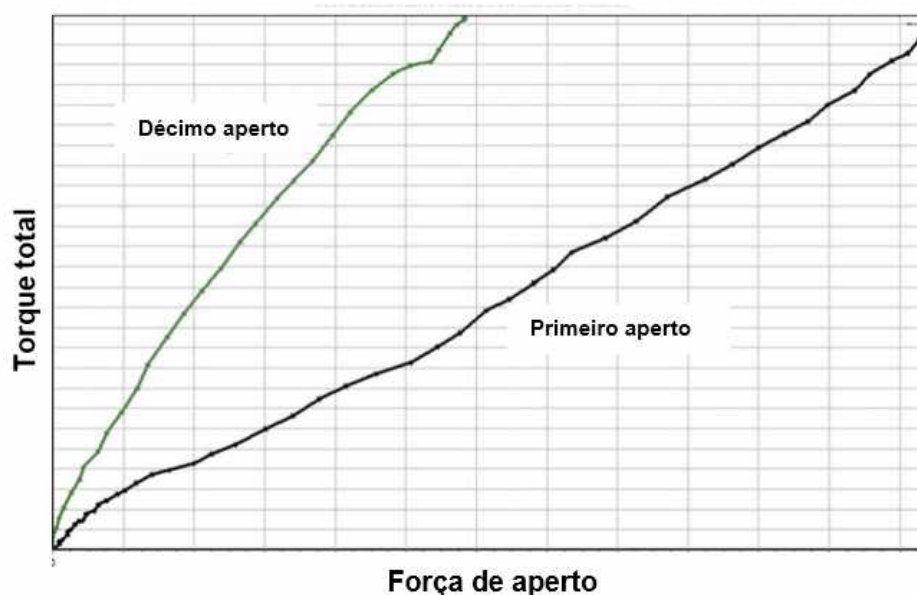


Figura 2. 9– Comportamento de uma curva típica de torque aplicado x força tensora para aperto e reaperto (ALVES, 2018, *apud*, ECCLES, B., 2014b).

A vantagem de usar o coeficiente “K” para o cálculo do torque é que nele está incluso tudo o que possa afetar a relação entre torque e tensão, incluindo atrito, torção, flexão, deformação plástica das roscas e qualquer outro fator que se tenha desconsiderado. A desvantagem é que o coeficiente pode ser determinado unicamente por experimentos e deve ser avaliado para cada aplicação particular, sendo necessária a realização de diversos experimentos para a determinação de um valor médio. Fazendo isso, pode-se conhecer a pré-carga mínima e máxima a partir de um determinado torque aplicado, dentro de um dado intervalo de confiança (BICKFORD, 2008).

2.4. Controle de Aperto a Partir do Ângulo de Giro

Para certos parafusos, é possível obter uma menor dispersão de valores de tensão quando o parafuso é apertado até um certo nível de torque e, então, é adicionado um ângulo de giro ao invés de realizar somente o controle de torque. (SHOBERG, 2000).

Para juntas aparafusadas onde a segurança e o desempenho confiável dependem da tensão inicial criada pelo parafuso, tanto o torque quanto o ângulo de giro devem ser controlados durante o processo de parafusamento. À medida que cada fixador é instalado, a curva de ângulo de torque deve ser comparada aos limites estabelecidos do processo de montagem para que a pré-carga de montagem especificada tenha sido atingida (SHOBERG, 2000).

Uma curva típica do comportamento de torque *versus* ângulo é apresentada na Figura 2.10. Esta curva é importante, por exemplo, para se determinar o ponto de pré-torque, que é o valor de torque a partir do qual será adicionado um ângulo de giro, o limite de escoamento e o limite de resistência do parafuso.

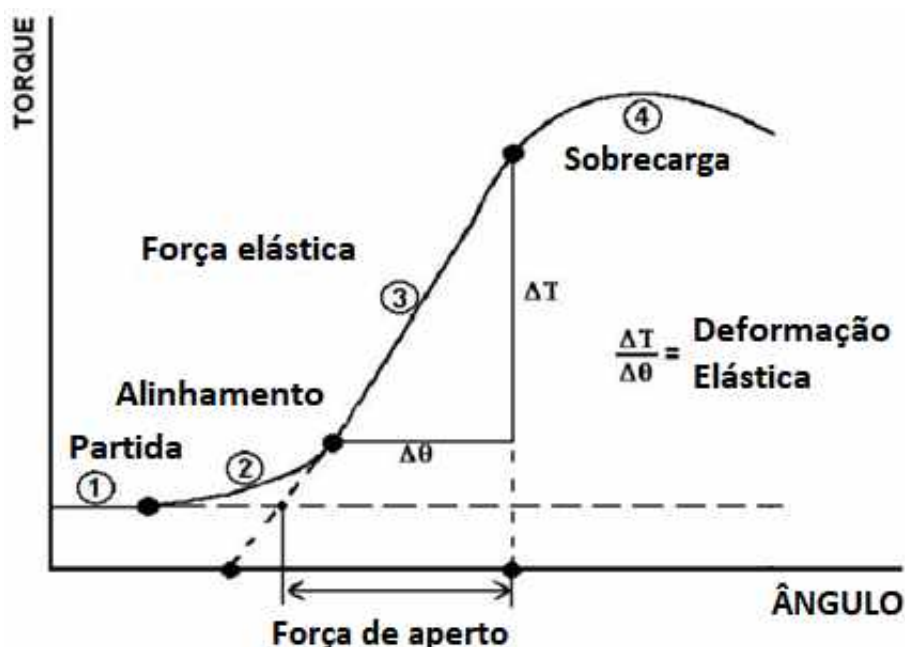


Figura 2.10 – Quatro zonas do processo de parafusamento (ALVES, 2018, *apud*, SHOBERG, 2000).

Partida (1): é a região onde ainda não iniciou uma força tensora na junta aparafusada, pois ainda não há o contato da porca ou cabeça do parafuso com a superfície de apoio. A única resistência que se tem ao movimento até este momento é o torque de atrito de rosca.

Zona de alinhamento (2): esta se inicia logo após o término da região de partida. Aqui começa a surgir uma força tensora, porém com um comportamento não

linear o que torna essa região indesejável para se usar como qualquer tipo de referência, como por exemplo, o ponto de pré-torque.

Zona de aperto elástico (3): nesta região é de deformação elástica pura, onde a inclinação da curva torque x ângulo é constante. A inclinação desta região representa uma característica importante da junta aparafusada, uma vez que a partir do seu produto com o ângulo de giro, obtém-se a força tensora atingida.

Zona de sobrecarga (4): nesta fase as deformações são predominantemente plásticas.

Segundo Shoberg (2000), o procedimento de aperto fundamental utilizando o método de controle pelo torque e ângulo é da seguinte forma:

1. Aplica-se um torque inicial com o valor do “pré-torque” estabelecido previamente.
2. É adicionado um ângulo de giro para finalizar a instalação.

2.5 Concepção da MTT

Eccles *et al.* (2009) apresentam uma concepção comumente utilizada para ensaios de torque e tensão (Figura 2. 11). No equipamento desenvolvido por Eccles *et al.* (2009), um torque é aplicado na cabeça de um parafuso que está no interior de uma célula de carga. A porca, no extremo do parafuso, é travada por um soquete conectado a um transdutor de torque. A medida que o torque aplicado, surge a pré-carga que é medida pela célula de carga, o torque de atrito dos filetes de rosca que é medido pelo transdutor de torque, e o torque de atrito da cabeça do parafuso calculado pela diferença entre torque aplicado e o torque de atrito dos filetes de rosca (Eq. 2.5). A superfície de ensaio tem por objetivo simular a superfície real na qual o parafuso será colocado. O objetivo do rolamento é fazer com que todo torque dos filetes de rosca seja medido pelo transdutor de torque. Observe na Figura 2. 11, que se ao invés do rolamento tivéssemos uma estrutura rígida, parte do torque de atrito dos filetes de rosca seria transmitido para estrutura, o que comprometeria o ensaio.

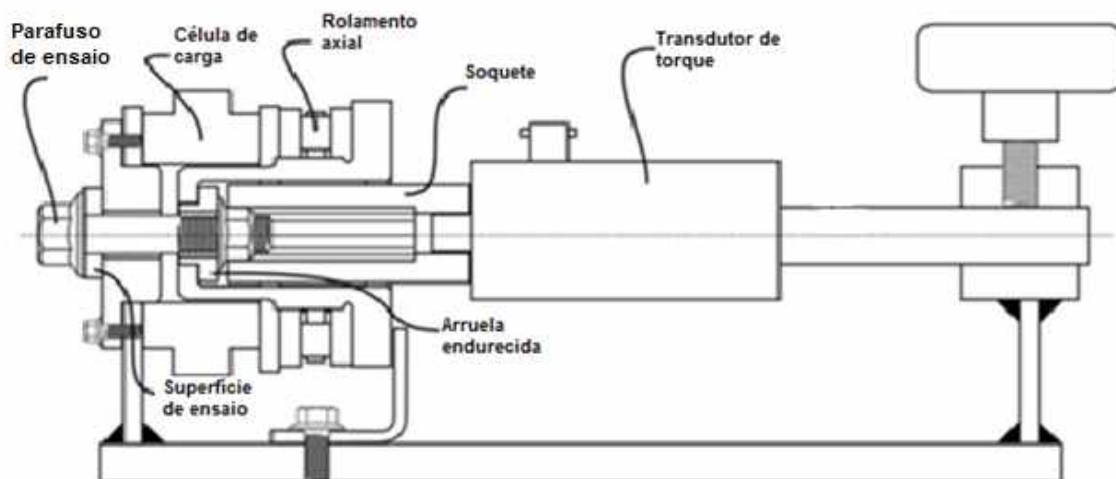


Figura 2. 11 – Concepção da máquina de torque e tensão desenvolvida por Eccles *et al.* (2009).

CAPÍTULO 3

COMPARATIVO COM OUTRAS NORMAS E LIMITES DE PROJETO

Aqui serão abordados os limites e requisitos do projeto. Além disso, será apresentada uma análise da equação fornecida pela norma ISO 16047:2005 (2005) e um estudo comparativo com diferentes normas que descrevem procedimentos de parafusamento para indústrias petroleiras.

3.1. Comparação com Diferentes Normas

Apesar da norma que rege o ensaio utilizar a Eq. 2.1 para o cálculo do torque, existem outras normas que fornecem fórmulas diferentes, como a API 6A (2004) e a ASME PCC-1 (2010). Dessa forma, foi feito um estudo para comparar essas fórmulas e verificar se a utilização da Eq. 2.1, fornecida pela ISO 16047:2005 (2005), fornece resultados semelhantes com o das outras normas. Isso é importante para verificar se a utilização dos resultados dos coeficientes de atrito obtidos pela MTT não trará nenhum problema se houver interesse de inseri-los nas Eqs. 3.1 e 3.2, que são fornecidas por normas que tratam do dimensionamento de estruturas de plataformas *offshore*. A Eq. (3.1) descreve o cálculo do torque conforme a norma ASME PCC-1 (2010) e a Eq. (3.2) segundo a API 6A (2004).

$$T = \frac{F}{2} \left[d_n f_n + d_2 \left(\frac{f_2 + \cos(\alpha) \tan(\lambda)}{\cos(\alpha) - f_2 \tan(\lambda)} \right) \right] \quad (3.1)$$

Onde:

d_n : diâmetro médio da superfície de contato da cabeça do parafuso;

f_2 : coeficiente de atrito de rosca;

f_n : coeficiente de atrito da cabeça do parafuso;

λ : é igual a $\tan^{-1}(L\pi d_2)$.

$$T = \frac{FE(P + \pi fES)}{2(\pi E - PfS)} + Ff \left(\frac{H + D + K}{4} \right) \quad (3.2)$$

Onde:

f: coeficiente de atrito do parafuso;

E: é o diâmetro básico da rosca;

H: é uma medida da porca, dada por $1,5D + 3,175$ mm;

K: é o chanfro interno da porca que vale 3,175 mm;

D: é o diâmetro maior da rosca.

A Eq. (3.1), quando manipulada algebricamente, fica idêntica à Eq. (2.1). Já a Eq. (3.2), fornecida pela API 6A (2004), é um pouco diferente. Nesse sentido foi realizado um estudo comparativo entre os resultados do coeficiente de atrito para cada uma das equações (Tabela 3.1 e Tabela 3.2). Nesta comparação, foi considerado o coeficiente de atrito igual para a rosca (μ_{th}) e a cabeça do parafuso (μ_b).

Tabela 3.1 – Comparação entre o coeficiente de atrito obtido pela norma ISO 16047:2005 (2005) e API 6A (2004) para o parafuso M39 com diferentes torques aplicados.

M39				
API 6a		ISO 16047:2005		$1 - \frac{f(API)}{f(ISO)}$
Torque [Nm]	f	Torque [Nm]	f	
2.000,000	0,043	2.000,000	0,043	0,49%
4.000,000	0,100	4.000,000	0,100	0,63%
6.000,000	0,156	6.000,000	0,157	0,67%
8.000,000	0,212	8.000,000	0,214	0,69%
10.000,000	0,269	10.000,000	0,270	0,70%

Tabela 3.2 – Comparação entre o coeficiente de atrito obtido pela norma ISO 16047 (2005) e API 6A (2004) para o parafuso M20 com diferentes torques aplicados.

M20				
API 6a		ISO 16047:2005		$1 - \frac{f(API)}{f(ISO)}$
Torque [Nm]	f	Torque [Nm]	f	
500,000	0,091	500,000	0,095	3,43%
750,000	0,145	750,000	0,150	3,49%
1.000,000	0,198	1.000,000	0,206	3,52%
1.250,000	0,252	1.250,000	0,261	3,53%
1.500,000	0,305	1.500,000	0,316	3,53%

O coeficiente de atrito “f” das Tabela 3.1 e Tabela 3.2 foi calculado a partir das Eqs. 2.1 e 3.2, dadas respectivamente pelas normas ISO 16047:2005 (2005) e API 6A (2004). Como já mencionado, para um dado parafuso, a maioria dos parâmetros das equações serão constantes, uma vez que, se trata de parâmetros geométricos e relativos ao material em questão. A força tensora “F” também será conhecida, uma vez que, foi estabelecido o objetivo de se atingir 75% do limite de escoamento do material. O que varia de fato é o torque aplicado e o coeficiente de atrito. Na norma ISO 16047:2005 (2005) os coeficientes de atrito são chamados de “ μ_b ” e “ μ_{th} ”, porém, uma vez que foram considerados iguais para efeito de cálculo, foram renomeados para “f” nas Tabela 3.1 e Tabela 3.2. Dessa forma, foram calculados os valores de coeficiente de atrito, a partir de um procedimento iterativo, para diferentes valores de torque, para as duas normas em questão e comparado os resultados.

Como se pode observar, para parafusos menores a diferença entre as duas normas se torna mais evidente. Para parafusos M39, por exemplo, a diferença foi de no máximo 0,7%, já para os parafusos M20, a diferença máxima foi de 3,5%.

3.2. Definição dos Limites da Máquina

3.2.1 Requisitos Gerais

Os limites da máquina foram definidos por Alves (2018), com exceção do intervalo de comprimento dos parafusos e intervalo de coeficiente de atrito, os demais foram mantidos:

- ✓ Ensaios de parafusos e estojos M20 (3/4") até M39 (1.1/2") com comprimento mínimo de 200 mm e máximo de 450 mm. O comprimento máximo pode ser ajustado para um valor maior fabricando-se novos componentes mecânicos de maior espessura;
- ✓ Materiais: ASTM A320 L7 com limite de escoamento de 725 MPa (ASTM A320, 2012) e Inconel 718 com limite de escoamento de 1034 MPa (AMS 5662M, 2004);
- ✓ Ambiente de ensaio: ar ambiente;
- ✓ Temperatura de ensaio: temperatura ambiente, respeitando o limite estabelecido pela norma ISO 16047 (2005) de 10 a 35°;
- ✓ Tensão máxima de ensaio: 75 % do limite de escoamento;
- ✓ Estado dos corpos de prova: com e sem lubrificantes;
- ✓ Reutilização de fixadores deverá ser ensaiada;
- ✓ Intervalo do coeficiente de atrito: 0,08 a 0,27;
- ✓ Rotação do parafuso: próximo à mínima estabelecida pela norma ISO 16047:2005(2005) (5 rpm para tamanhos do M16 ao M39 e 10 rpm para os parafusos M12 até M16);
- ✓ Erro máximo permissível: 2%.

3.2.2. Definição do Intervalo de Coeficiente de Atrito

Valores típicos para coeficiente de atrito estão entre 0,08 e 0,18 (ECCLES, 2014a). Essa faixa de atrito também pode ser observada no trabalho de Zou *et al.* (2007), onde o efeito no coeficiente de atrito para lubrificação com óleos, graxas e lubrificantes sólidos foram analisados. A análise foi realizada em parafusos M12 classe 8.8 rosca fina e grossa com 5 reapertos.

A MTT está sendo projetada para um intervalo do coeficiente de atrito total entre 0,08 e 0,27. Esse limite é difícil de estabelecer com precisão uma vez que depende de vários fatores como já mencionado na revisão bibliográfica. Porém, no trabalho realizado por Zou (2007) observa-se que com 5 reapertos o maior valor do coeficiente de atrito para os lubrificantes testados foi cerca de 0,20. Como o projeto do MTT visa inclusive ensaiar parafusos sem lubrificantes, esse valor pode ser maior até mesmo que 0,27 dependendo do número de reapertos. Porém, o custo pode ser

muito alto se a máquina for projetada para um coeficiente de atrito elevado, uma vez que os esforços são consideravelmente aumentados e será necessário sensores que atendam um range maior

Considerando então o maior coeficiente de atrito, $\mu = 0,27$, o maior torque calculado pela Eq. 2.1 será de 9929 Nm, para o parafuso M39, de Inconel 718. Nessa configuração é possível realizar os ensaios com uma tensão de até 75 % do limite de escoamento. A norma ISO 16047(2005) estabelece que os ensaios devem ser realizados até no mínimo 75 % da força de prova (FP). Portanto, a tensão almejada para o ensaio está acima da mínima requerida pela norma. Caso se deseje realizar ensaios para tensões maiores que 75 % do limite de escoamento, alguma(s) das seguintes condições deve(m) ser imposta(s):

- ✓ Se o ensaio for sem lubrificante, não ensaiar reapertos, uma vez que reapertos tendem a aumentar o coeficiente de atrito;
- ✓ Caso se deseje ensaiar reapertos, realizar ensaios lubrificados;
- ✓ Se necessário ensaiar reapertos sem lubrificantes para tensões maiores que 75 % do limite de escoamento, não poderão ser ensaiados os parafusos de Inconel 718 com os maiores diâmetros.

O máximo valor do coeficiente de atrito (μ), considerando iguais os coeficientes de atrito da rosca e da cabeça do parafuso, em função do diâmetro de alguns parafusos de Inconel 718 é mostrado na Tabela 3. Pela análise dessa tabela pode-se verificar o diâmetro máximo que poderá ser ensaiado caso o coeficiente de atrito seja maior que 0,27.

Tabela 3.3 – Máximo coeficiente de atrito permitido para parafusos de diferentes diâmetros.

Parafuso	M39	M36	M27	M20
μ máximo	0,27	0,33	0,80	1,10

CAPÍTULO 4

DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

O projeto conceitual da máquina de torque e tensão foi elaborado por Alves (2018) e, a partir desse projeto, foram realizadas modificações e melhorias para desenvolvimento de uma nova versão. Neste capítulo serão abordadas as principais modificações realizadas com as devidas justificativas através do comparativo com a versão desenvolvida por Alves (2018).

Na fase de especificação dos requisitos do maquinário foi utilizada a seguinte metodologia:

1. Estudo da norma ISO 16047:2005, pesquisa e estudo da dinâmica do ensaio: resultados esperados para fins de dimensionamento do sistema;
2. Pesquisa e especificação da geometria dos corpos de prova;
3. Cotação de componentes separadamente e de maquinários completos;
4. Comparação das diversas soluções encontradas;
5. Ajuste/customização e verificação da melhor solução encontrada;
6. Especificação dos componentes.

A Figura 4. 1 mostra uma vista isométrica da concepção da MTT desenvolvida por Alves (2018). A Figura 4.2 mostra uma vista isométrica do projeto otimizado, onde mudanças significativas podem ser observadas no sistema de acionamento e estrutura.



Figura 4. 1 – Concepção da MTT desenvolvida por Alves (2018).

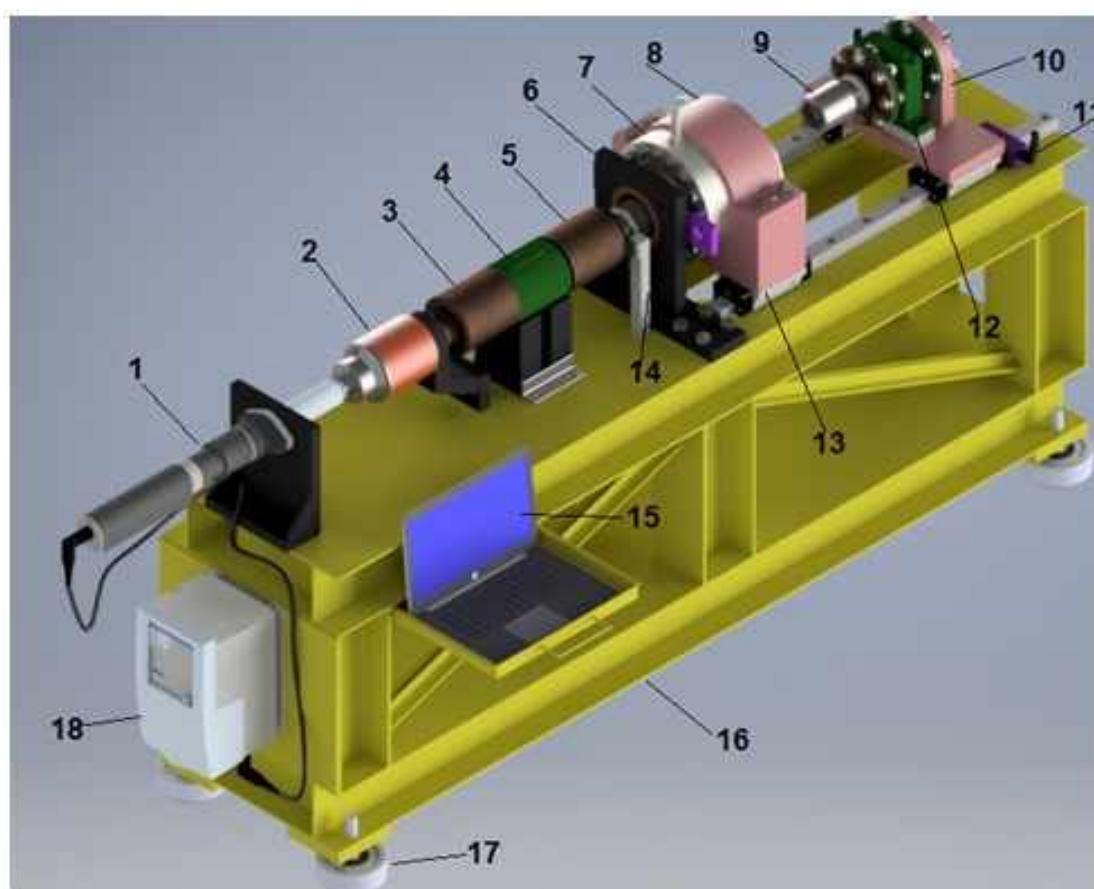


Figura 4.2 – Vista isométrica com indicação dos principais componentes do equipamento otimizado.

Abaixo está a listagem dos itens numerados da Fig. 4.2:

- 1: Motorreductor de corrente contínua (CC);
- 2: Multiplicador de torque;
- 3: Luva para conectar o multiplicador de torque no torquímetro rotativo;
- 4: Torquímetro rotativo;
- 5: Luva para conectar o torquímetro rotativo no soquete que aperta o parafuso;
- 6: Suporte de torque;
- 7: Célula de carga;
- 8: Mancal;
- 9: Soquete para travar a porca do parafuso;
- 10: Suporte do torquímetro estático;
- 11: Trava para guia linear;
- 12: Torquímetro estático;
- 13: Guia linear;
- 14: Suporte do leitor magnético do encoder;
- 15: Computador para supervisão;
- 16: Base da máquina em perfil W;
- 17: Amortecedores de vibração;
- 18: Sistema de comando e potência.

4.1. Sistema de Potência

Inicialmente, o projeto da máquina tinha como fonte de potência um motor de indução trifásico com redutor conforme apresentado no trabalho de Alves (2018). Porém, foi avaliado também um sistema composto por servomotor e um redutor planetário e um motor de corrente contínua com redutor e multiplicador de torque. A partir da análise desses sistemas decidiu-se então alterar o sistema de potência conforme as justificativas adiante.

É interessante para o sistema de aplicação de torque trabalhar com a menor rotação possível, pois, dessa forma, consegue-se utilizar uma menor potência e é necessária uma menor taxa de aquisição de sinais dos instrumentos de medição para atendimento aos requisitos da norma. Para tanto, com motores de indução, seria necessário realizar o dimensionamento do motorreductor de forma que o mesmo fosse capaz de ensaiar os parafusos M16 até o M39 próximo de 5 rpm. Contudo,

para os parafusos M12 ao M16, seria necessário um inversor de frequência para aumentar a rotação para 10 rpm ou um redutor alternativo.

A relação entre frequência e rotação de um motor de indução obedece a seguinte relação dada pela Eq.4.1 (WEG, 2017).

$$n = \frac{120 \times f \times (1 - s)}{p} \quad (4.1)$$

Onde:

n = rotação [rpm];

f = frequência da rede [Hz];

s = escorregamento;

p = número de polos.

Da Equação 4.1 conclui-se que para aumentar a rotação de um motor deve-se então aumentar a frequência. Neste sentido, os inversores de frequência atuam transformando a tensão da rede, de amplitude e frequência constantes, em uma tensão de amplitude e frequência variável, ou seja, o inversor é uma fonte de frequência variável para o motor. O torque na ponta do eixo do motor é calculado pela Eq. 4.2 (WEG, 2017):

$$T = K_1 \phi_m I_2 \quad (4.2)$$

Onde:

T : torque disponível na ponta de eixo (N.m);

ϕ_m : fluxo de magnetização (Wb);

I_2 : corrente (A);

K_1 : constante, depende do material e projeto.

O fluxo de magnetização " Φ_m " é calculado pela seguinte relação:

$$\phi_m = K_2 \frac{V_1}{f} \quad (4.3)$$

Onde:

V_1 : tensão (V);

K_2 : constante, depende do material e projeto.

A partir das Eqs. 4.2 e 4.3 observa-se que o inversor deve também variar a amplitude da tensão de alimentação, caso contrário, o fluxo do campo magnético iria enfraquecer com o aumento da frequência (Eq. 4.3) e, conseqüentemente, o torque disponível na ponta do eixo também diminuiria (Eq. 4.2). Para que não aconteça isso, o inversor mantém a relação V/f linear até a frequência nominal de operação do motor (Figura 4.3).

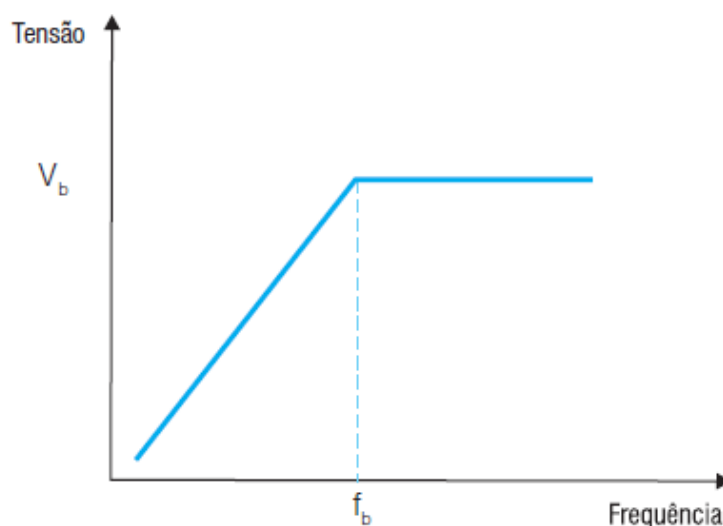


Figura 4.3 – Relação entre tensão e frequência de alimentação de um motor através de um inversor de frequência (WEG, 2017).

Acima da frequência base (nominal), a tensão que o inversor fornece, que é a mesma que a tensão nominal do motor, permanece constante e, conseqüentemente, há um enfraquecimento do campo magnético. Portanto, em motores de indução, o torque é constante apenas até a frequência nominal. Acima desta, há uma queda do torque (Figura 4. 4) (WEG, 2017). Portanto, como o projeto visa uma futura adaptação para ensaios em parafusos menores em rotação mais elevada, o acionamento via motor de indução torna-se inadequado uma vez que seria necessário trabalhar acima da frequência nominal.

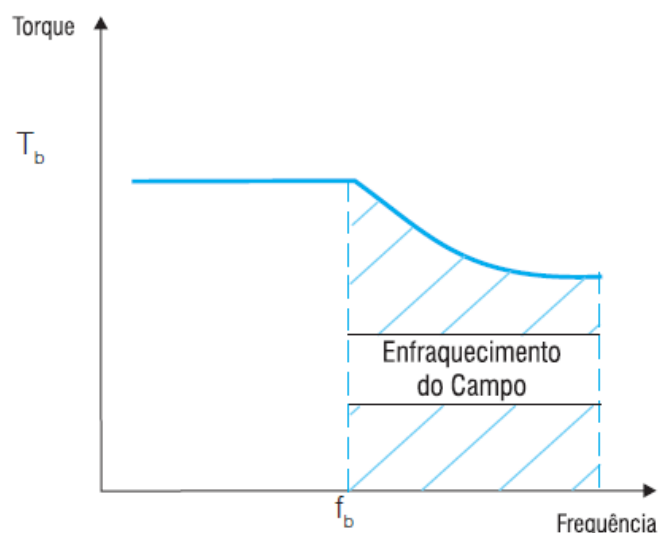


Figura 4. 4 – Característica do (torque) *versus* frequência (WEG, 2017).

Outro problema destes motores, é que, conforme mostrado pela WEG (2017), há um variação da velocidade com o aumento da carga devido ao escorregamento sendo que a norma ISO 16047:2005 (2005) exige ensaios com velocidade constante. Uma possível explicação para a exigência de velocidade constante é a padronização dos ensaios, uma vez que, segundo Zou (2007), o coeficiente de atrito varia para diferentes faixas de rotação. Na Figura 4.5 pode-se observar a variação do coeficiente de atrito para diferentes velocidades de aperto, onde o mesmo parafuso foi ensaiado cinco vezes com lubrificante sólido.

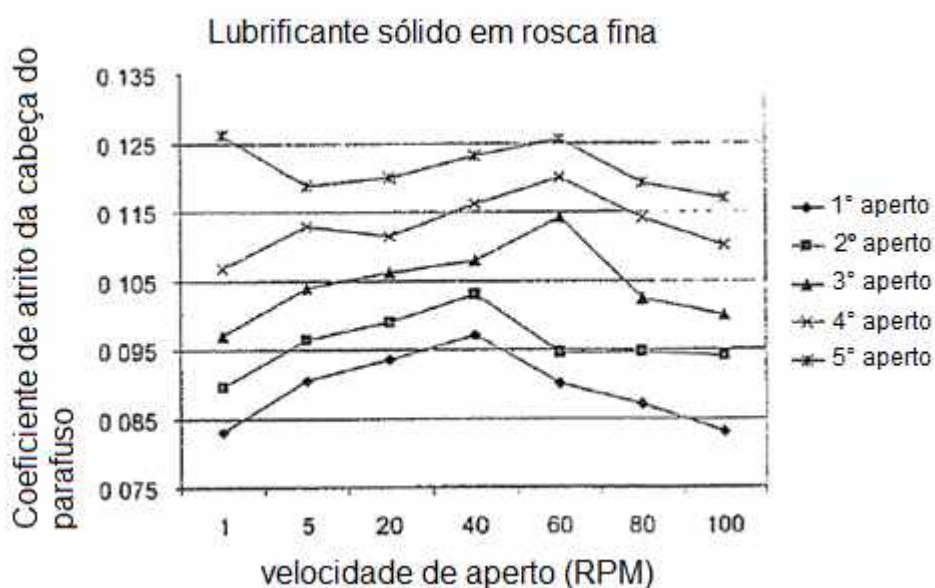


Figura 4.5 – Variação do coeficiente de atrito com velocidade de aperto, utilizando 5 reapertos do mesmo parafuso (ZOU, 2007 – adaptado).

A princípio, a alternativa escolhida para o motor de indução foi a de um servo motor com redutor planetário. Esta solução se mostrou melhor principalmente por atender o requisito da norma de velocidade constante. Além disso, o redutor planetário se mostrou muito mais econômico e compacto do que o antigo redutor de engrenagens helicoidais, uma vez que de maneira geral consegue-se uma redução muito maior por estágio com engrenagens planetárias. O anexo 01 mostra as especificações técnicas e desenho do redutor planetário.

A Figura 4.6 mostra a curva de torque do servo motor. Para uma condição de controle adequada, ou seja, manter a velocidade constante com aumento do torque, a engenharia de aplicação de alguns fornecedores de servo motores recomendou que o mesmo trabalhasse na região de torque contínuo (Figura 4.6). Como exige a norma ISO 16047:2005 (2005), parafusos do M16 ao M39 devem ser ensaiados na faixa de velocidade entre 5 e 15 rpm, enquanto que parafusos M12 ao M16 devem ser ensaiados na faixa de 10 a 40 rpm. Mais informações do servo motor estão no Anexo 02.

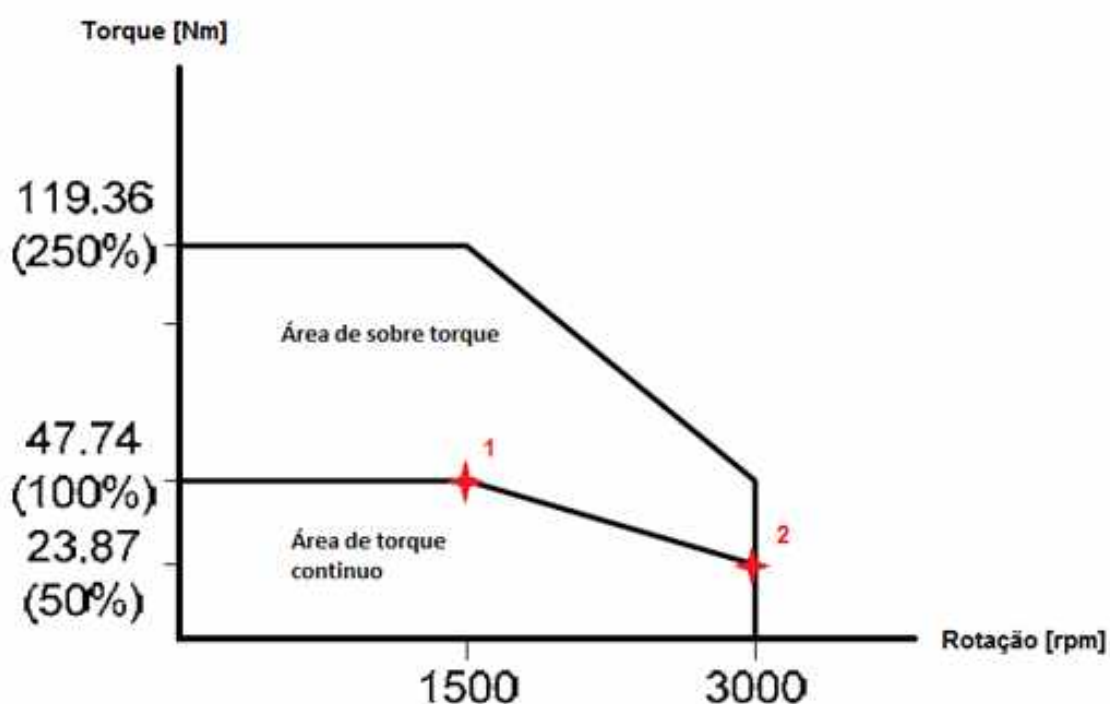


Figura 4.6 – Curva de potência do Servo Motor especificado inicialmente (DELTA ELECTRONICS, 2014 – adaptado).

Os pontos 1 e 2 da Figura 4.6 referem-se, respectivamente, à região de trabalho de parafusos tamanho M16 até o M39 e à região de trabalho dos parafusos de tamanho M12 até M16. A rotação na saída do redutor é calculada pela equação 4.4:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (4.4)$$

Onde:

i: redução;

n_1 : rotação de saída do servo motor [rpm];

n_2 : rotação de saída do redutor [rpm].

Como o redutor planetário possui redução de $i = 256,8$, tem-se uma rotação de saída com o motor trabalhando no ponto 1 de:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1500}{256,8} = 5,84 \text{ [rpm]}$$

Com o motor trabalhando no ponto 2, a redução na saída do redutor será:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{3000}{256,8} = 11,68 \text{ [rpm]}$$

O torque na saída do redutor é calculado pela equação 4.5:

$$T_2 = T_1 \times i \times \eta \quad (4.5)$$

Onde:

T_1 : Torque na ponta do eixo do servo motor [Nm];

T_2 : Torque na ponta do eixo do redutor [Nm]

η : rendimento devido às perdas do redutor.

A informação recebida do fornecedor é de que o rendimento do redutor é de $\eta = 0,95$. Portanto, o torque máximo entregue ao sistema será:

$$T_2 = T_1 \times i \times \eta = 47,74 \times 256,8 \times 0,95 = 11,646 \text{ [Nm]}$$

Portanto, com este servo motor e o redutor especificado no Anexo 01, conseguem-se os torques necessários para ensaiar parafusos M16 ao M39 com 5,84 rpm e M12 ao M16 com 11,68 rpm, o que faz do servo motor uma boa opção para o equipamento.

Apesar da viabilidade do servo motor, o projeto passou por uma nova otimização com a utilização de um sistema próprio para aparafusamento. Trata-se de um sistema composto por motor de corrente contínua com redutor planetário (Figura 4.7) e um multiplicador de torque (Figura 4.9).

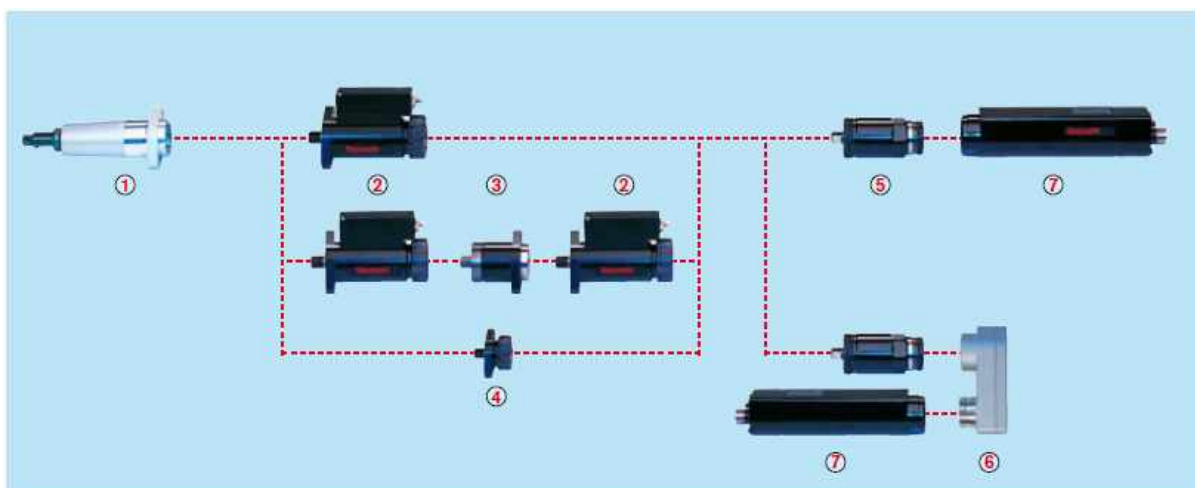


Figura 4.7 – Sistema de parafusamento da Rexroth. 1: rolamento de fuso. 2: transdutor de torque. 3: adaptador para a utilização de transdutor de torque redundante. 5: redutor planetário. 6: transmissão transversal. 7: Motor CC. (BOSCH REXROTH, 2010).

O sistema utilizado será composto pelos itens 1, 4, 5 e 7 da Figura 4.7, que correspondem, respectivamente, ao rolamento de fuso (que será conectado a um soquete para apertar o parafuso), adaptador (utilizado para conectar o redutor no rolamento de fuso), o redutor e o motor CC. O item 2 é um transdutor de torque, este não será utilizado, pois ao invés deste, será colocado mais próximo do parafuso o torquímetro rotativo especificado no capítulo 4.2.1.

O controle do sistema de parafusamento será realizado pelo sistema de comando e potência (Figura 4. 8). Dentre as principais características do sistema de comando e potência é a possibilidade de livre programação através de um CLP de acordo com a norma IEC 61131-3 e o fato de ser compacto (dimensões de 358 x 210 x 253 mm).



Figura 4. 8– Sistema de comando e potência da Rexroth (BOSCH REXROTH, 2010).

O conjunto do motor CC (corrente contínua) com redutor consegue gerar um torque de 500 Nm e 145 rpm. Para atingir o torque de projeto será empregado um multiplicador de torque (Figura 4. 9), que é um equipamento comumente empregado em parafusadeiras e que possui a mesma função de um redutor (reduzir rotação e aumentar torque).



Figura 4. 9 – Multiplicador de torque da Gedore (GEDORE, 2018).

Conforme o manual do fornecedor (GEDORE, 2018), o equipamento possui um torque de entrada máximo de 410 Nm e a saída é de 10000 Nm (fator de redução de 28,5:1). Uma grande vantagem desse produto é que ele possui um mecanismo de proteção contra sobretorque não destrutivo. Caso o motor entregue uma carga acima dos 410 Nm devido a algum erro na programação do ensaio ou falha no sistema, o mecanismo de escape será acionado, emitindo um ruído audível. Nessa situação o multiplicador não será danificado, podendo a operação continuar normalmente. Este tipo de mecanismo é importante por uma questão de segurança do operador da máquina e para o próprio equipamento por ser dimensionado para um torque máximo de 10000 Nm. Caso seja escolhido um outro tipo de multiplicador de torque, que não possua este sistema de segurança, é recomendável a utilização de algum acoplamento com pino fusível ou limitador de torque, que são sistemas que cumprem com uma função semelhante.

A grande vantagem do sistema com motor de corrente contínua é que ele é muito mais compacto que o sistema com servo motor. Essa diferença é mostrada na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Comparação da massa dos diferentes sistemas de potência.

	Equipamento (Marca)	Massa (Kg)
Sistema com motor CC	Motor CC (Rexroth)	6,4
	Redutor (Rexroth)	3,7
	Adaptador (Rexroth)	2,2
	Rolamento de fuso (Rexroth)	3
	Multiplicador de torque (Gedore)	13,7
	Total	29
Sistema com servo motor	Servo Motor (Delta) + Drive	37
	Redutor Planetário	135
	Acoplamento + limitador de torque	93
	Total	265

4.2 Instrumentação

A Figura 4. 10 mostra um esboço do projeto elétrico do sistema. Os sensores, que serão identificados adiante, serão conectados a um controlador lógico programável (CLP), o qual transmitirá um comando até o sistema de comando e potência que é o “*Drive*” do sistema de parafusamento. O CLP também transmitirá as informações de leitura dos sensores até um computador que utilizará o *software Labview* como supervisor para o tratamento de dados e plotagem dos gráficos necessários.

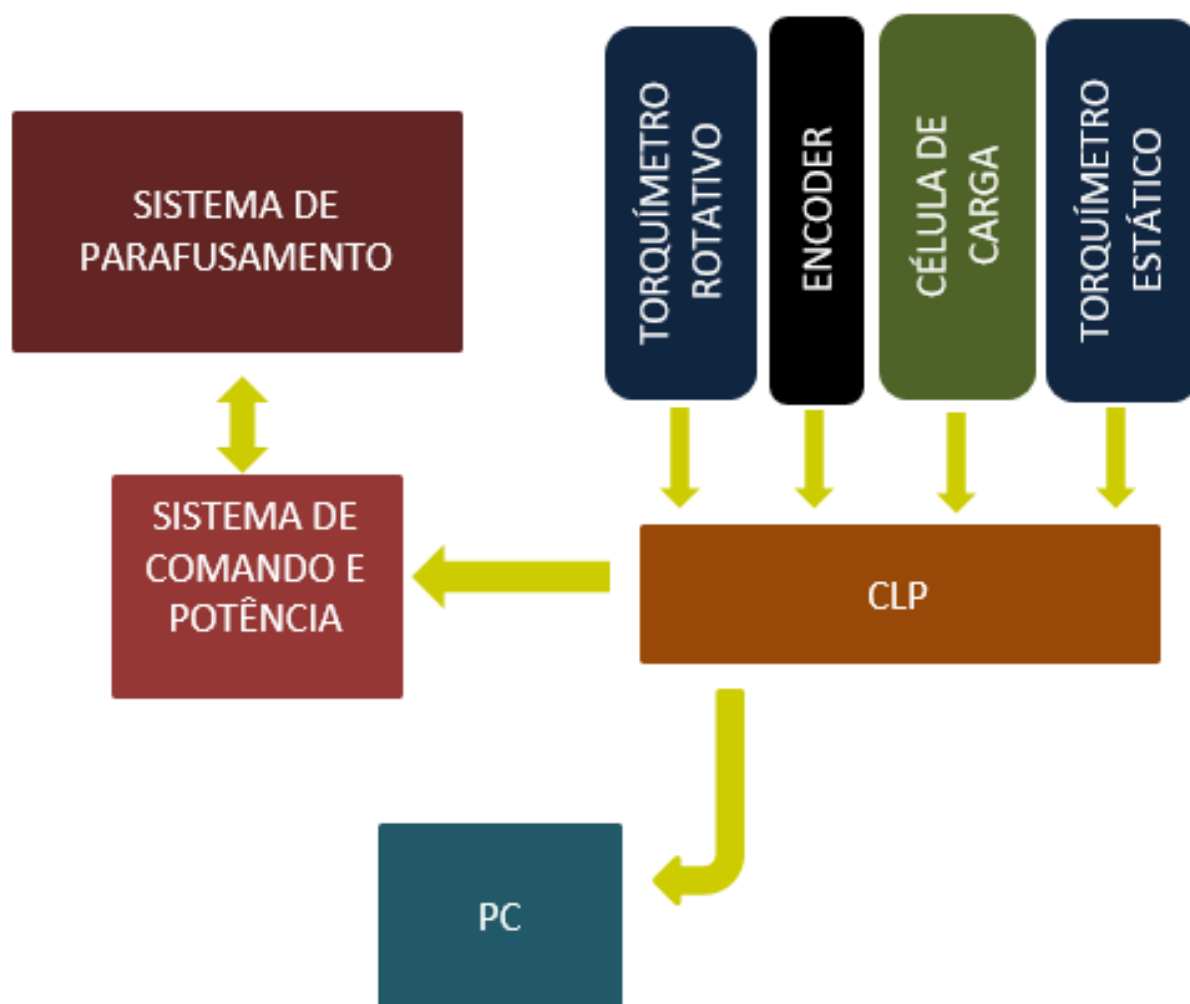


Figura 4. 10 – Fluxograma do sistema de aquisição de dados, controle e supervisão da máquina.

Adiante serão apresentadas informações técnicas dos sensores do MTT. Estes foram especificados principalmente na necessidade do *range* e do erro máximo aceitável estabelecido pela norma ISO 16047:2005 de 2% ou 2 graus em ângulo.

4.2.1 Torquímetros

Serão necessários dois sensores de torque para o ensaio. Ambos podem funcionar de forma rotativa, porém, o torquímetro utilizado para medir o torque de atrito das roscas irá funcionar de forma estática.

Torquímetro rotativo (Figura 4. 11):

1. Fabricante Datum Electronics
2. Modelo: M425 S4-B
3. Faixa de medição: 0 a 10000 Nm
4. Precisão: melhor que 0,1 %
5. Taxa de amostragem: 1000 amostras por segundos
6. Interface universal Datum incluso
7. Certificado de calibração incluso



Figura 4. 11 – Torquímetro Rotativo M425 S4-B (DATUM ELECTRONICS, 2015).

Torquímetro Estático (Figura 4.12):

1. Fabricante Datum Electronics
2. Modelo: FF425 S4-A
3. Faixa de medição: 0 a 5000 Nm
4. Precisão: melhor que 0,1 %

5. Interface universal Datum incluso
6. Certificado de calibração incluso



Figura 4.12 – Torquímetro Estático FF425 S4-A (DATUM ELECTRONICS, 2018).

São necessários dois torquímetros, sendo um rotativo de 10 kNm (Figura 4. 11) que será utilizado para medir o torque total aplicado no parafuso e um estático de 5 kNm (Figura 4.12), que será utilizado para medir apenas o torque na rosca do parafuso.

Para que se possa ensaiar todos os parafusos dentro da faixa de erro permitida (2%) é necessário mais de um jogo de torquímetros. A Tabela 4.2 mostra o erro para os parafusos a serem ensaiados utilizando como jogo de torquímetro o rotativo de 10 kNm e o estático de 5 kNm, onde as células vermelhas representam o erro máximo acima do limite máximo permitido pela norma ISO 16047:2005 (2005) e as células verdes representam os erros que ficaram dentro do limite aceitável pela mesma norma. Nesta análise foram considerados os coeficientes de atrito variando entre 0,08 e 0,27. A Tabela 4.3 é uma sugestão para uma adaptação futura do projeto para conseguir melhorar o erro para os parafusos menores, onde será necessário utilizar um jogo de torquímetro com rotativo de 2 kNm e reativo de 1 kNm.

Tabela 4.2 – Erro associado no conjunto de torquímetros, rotativo 10 kNm e estático 5 kNm, considerando μ variando entre 0,08 e 0,27.

	Erro associado 10 kN-5kN			
	L7		Inconel 718	
	$\mu = 0,27$	$\mu = 0,08$	$\mu = 0,27$	$\mu = 0,08$
M12 ($\approx 1/2''$)	5,9%	17,5%	4,2%	11,2%
M14	3,7%	11,1%	2,7%	7,1%
M16	2,4%	7,3%	1,7%	4,6%
M20 ($\approx 3/4''$)	1,2%	3,7%	0,9%	2,4%
M22	0,9%	2,8%	0,6%	1,8%
M24 ($\approx 1''$)	0,7%	2,2%	0,5%	1,4%
M27	0,5%	1,5%	0,3%	1,0%
M36	0,2%	0,6%	0,1%	0,4%
M39 ($\approx 1.1/2''$)	0,2%	0,5%	0,1%	0,1%

Tabela 4.3 – Erro associado no conjunto de torquímetros, rotativo 2 kNm e estático 1 kNm, considerando μ variando entre 0,08 e 0,27.

	Erro associado 2 kN-1kN			
	L7		Inconel 718	
	$\mu = 0,27$	$\mu = 0,08$	$\mu = 0,27$	$\mu = 0,08$
M12	0,1%	3,5%	0,8%	2,2%
M14	0,7%	2,2%	0,5%	1,4%
M16	0,5%	1,5%	0,3%	0,9%
M20	0,2%	0,7%	0,2%	0,5%
M22	0,2%	0,4%	0,1%	0,4%

Apesar dos elevados valores de erro para os parafusos com diâmetros menores, foi utilizado um valor muito baixo do coeficiente de atrito (0,08). Este coeficiente só é atingido para alguns lubrificantes. Os valores mais comuns de coeficiente de atrito em parafusos lubrificadas estão entre 0,12 e 0,14. As Tabela 4.4 Tabela 4. 5 mostram como ficaria o erro com os dois jogos de torquímetros com o coeficiente de atrito variando entre 0,12 e 0,27.

Tabela 4.4 – Erro associado no conjunto de torquímetros, rotativo 10 kNm e estático 5 kNm, considerando μ variando entre 0,12 e 0,27.

	Erro associado 10 kN-5kN			
	L7		Inconel 718	
	$\mu = 0,27$	$\mu = 0,12$	$\mu = 0,27$	$\mu = 0,12$
M12 ($\approx 1/2''$)	5,9%	12,5%	4,2%	8,0%
M14	3,7%	7,9%	2,7%	5,0%
M16	2,4%	5,1%	1,7%	3,3%
M20 ($\approx 3/4''$)	1,2%	2,6%	0,9%	1,7%
M22	0,9%	1,9%	0,6%	1,2%
M24 ($\approx 1''$)	0,7%	1,5%	0,5%	1,0%
M27	0,5%	1,1%	0,3%	0,7%
M36	0,2%	0,4%	0,1%	0,3%
M39 ($\approx 1.1/2''$)	0,2%	0,3%	0,1%	0,1%

Tabela 4. 5 – Erro associado no conjunto de torquímetros, rotativo 2 kNm e estático 1 kNm, considerando μ variando entre 0,12 e 0,27.

	Erro associado 2 kN-1kN			
	L7		Inconel 718	
	$\mu = 0,27$	$\mu = 0,12$	$\mu = 0,27$	$\mu = 0,12$
M12	0,1%	2,5%	0,8%	1,6%
M14	0,7%	1,6%	0,5%	1,0%
M16	0,5%	1,0%	0,3%	0,7%
M20	0,2%	0,5%	0,2%	0,3%
M22	0,2%	0,2%	0,1%	0,2%

Baseado nessa análise decidiu-se adquirir um torquímetro rotativo de 10 kNm e um estático de 5 kNm. Esse conjunto permite realizar os ensaios com os erros das Tabela 4.2Tabela 4.4. Ou seja, considerando o coeficiente de atrito comumente utilizado quando se lubrifica parafusos ($\mu = 0,12$) pode-se realizar ensaios com o erro permitido pela norma (2%) para o parafuso M22 em diante.

Caso futuramente haja a necessidade de se melhorar o erro para os parafusos menores, será necessário comprar um torquímetro rotativo de 2 kNm e um reativo de 1 kNm. Com essa configuração, pode-se ensaiar os parafusos M22 e menores para

$\mu = 0,08$, ou M20 e menores para $\mu = 0,12$ com os erros apresentados nas Tabela 4.3 Tabela 4. 5.

Logo, verifica-se que a máquina atual prioriza os ensaios em parafusos de tamanho entre M20 e M39. Com possibilidade de implementação futura de outros intervalos se necessário.

4.2.2 Encoder

Como já discutido na revisão bibliográfica (Cap. 2.4), a medição do ângulo de giro é um parâmetro importante para o estudo de juntas aparafusadas, pois com essa medição torna-se possível realizar estudos sobre o controle da pré-carga a partir do ângulo de rotação e sobre o comportamento das diferentes zonas da curva torque (ou tensão) *versus* ângulo de giro (Figura 2.10). O projeto de Alves (2018) não inclui a utilização de um *encoder*, uma vez que não é necessário para calcular os coeficientes de atrito e torque (Eqs. 2.1, 2.2 e 2.3). Porém, em virtude da ampliação das possíveis pesquisas com a máquina, foi optado por uma melhoria através da adição do *encoder*. Ademais, para colocá-lo, não é necessária nenhuma modificação da concepção da máquina. É necessária apenas uma usinagem na luva onde o mesmo será instalado (Figura 4.13)

A norma ISO 16047:2005 permite um erro máximo de 2° na medição de ângulo. Assim, o *encoder* foi especificado atendendo este critério. O objetivo do *encoder* é gerar dados para plotar gráficos de torque em função do ângulo de giro do parafuso ou força tensora em função do ângulo de giro do parafuso. Portanto, quanto mais próximo o *encoder* estiver do parafuso, mais exata será a leitura, uma vez que será evitada a influência de deformações elásticas de outros componentes do sistema. Dessa forma, o local escolhido para a instalação do encoder foi na luva que conecta o torquímetro rotativo no soquete que aperta o parafuso (Figura 4.13).

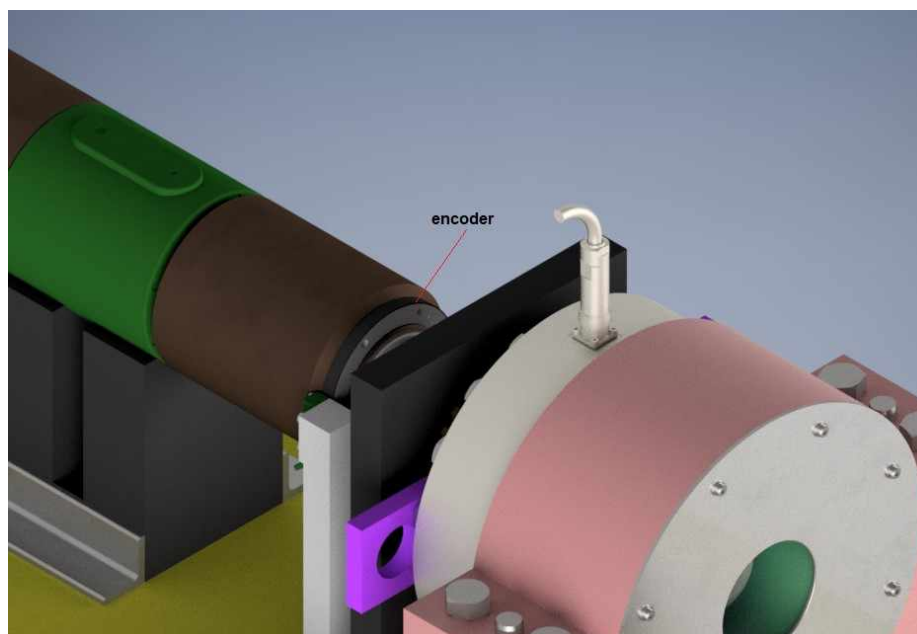


Figura 4.13 – Local de instalação do *encoder*.

Devido à necessidade apenas da medição da posição angular, contada a partir do primeiro pulso, foi escolhido um encoder incremental da marca RLS. Trata-se de um anel magnetizado e um leitor magnético (Figura 4.14).



Figura 4.14 – *Encoder* incremental da RLS. Composto por um anel magnetizado e um leitor magnético (RLS, 2018).

O cálculo do erro do *encoder* será apresentado adiante e foi realizado seguindo a metodologia do manual do anel magnetizado (RLS, 2017).

Erro de magnetização: este erro acontece devido à presença de imperfeições no material usado e de desvios oriundos do processo de magnetização. Este erro pode ser calculado seguindo a Eq. 4.6:

$$A_M = \pm \frac{4,6}{D_e} \quad (4.6)$$

$$A_M = \pm \frac{4,6}{122} = 0,038^\circ$$

Onde:

A_M : erro de magnetização;

D_e : diâmetro externo do *encoder*;

Erro de interpolação: este é um erro de causado por imperfeições nos comprimentos dos polos. Pode ser calculado pela Eq. 4.7:

$$SDE = \pm \frac{0,58}{D} \quad (4.7)$$

$$SDE = \pm \frac{0,58}{122} = 0,005^\circ$$

Onde:

SDE: erro de interpolação em graus.

Erro de excentricidade: este erro é causado devido ao desalinhamento do centro do *encoder* com o eixo de rotação. Pode ser calculado a partir da Eq. 4.8

$$E_e = \pm 0,114 \frac{e}{D} \quad (4.8)$$

$$E_e = \pm 0,114 \times \frac{50}{122} = 0,047^\circ$$

Onde:

E_e : Erro de excentricidade em graus;

e : excentricidade em [μm]. O Valor de 50 foi obtido como um valor intermediário dos valores de excentricidades padrões indicados no manual do *encoder* (RLS, 2017).

O erro total é obtido pela soma de todos os erros:

$$erro = A_M + SDE + E = \pm 0,09^\circ$$

É interessante observar que não há o que se fazer para reduzir o erro de magnetização ou de interpolação. Portanto, se desejado melhorar o erro, a única forma é atuando sobre o erro de excentricidade. Além do mais, este corresponde a uma parcela significativa do erro total.

Para que a resolução não seja um fator limitante da precisão do *encoder*, foi optado pela escolha de um *encoder* com uma resolução menor que o erro máximo. Dessa forma, foi escolhido um *encoder* de 6208 pulsos por resolução. Assim, tem-se:

$$Resolução = \frac{360^\circ}{PPR} = \frac{360^\circ}{6208} = 0,058^\circ$$

Onde:

PPR: pulsos por revolução

Assim, tem-se as seguintes especificações para o *encoder*:

1. Marca: RLS;
2. Tipo: *encoder* incremental rotativo magnético;
3. Erro máximo: $\pm 0,09^\circ$;
4. Resolução: 6208 PPR;
5. Modelo do anel magnético: MR122E;
6. Modelo do leitor: LM13.

4.2.3 Célula de carga

A pré-carga máxima acontece quando realizado ensaio no fixador de maior diâmetro e limite de escoamento, ou seja, um fixador M39 de Inconel 718. Nesta situação, no aperto máximo programado (75% do limite de escoamento) tem-se uma pré-carga de 757,044 kN. Para medição desta pré-carga, será utilizado uma célula de carga, especificada por Alves (2018), com fundo de escala de 1 MN, precisão de

0,05%, modelo U10M da marca HBM (Figura 4.15). Segundo Alves (2018) a célula de carga atende a faixa dos fixadores M12 até M39 dentro do erro máxima de 2 % dado pela norma ISO16047:2005 (2005).



Figura 4.15 – Célula de carga U10M da HBM (HBM. 2019. Disponível em: <https://www.hbm.com/pt/2410/u10-u10m-u10s/>. Acesso em: 01 de julho de 2019)

4.3 Mancal bipartido

Inicialmente foi avaliado o projeto de um mancal inteiriço. Todavia, visando uma maior facilidade na montagem e desmontagem do rolamento, foi decidido fazer o mancal bipartido. Para garantir uma montagem precisa torna-se necessária a utilização de pinos guia. Dessa forma, os dois pinos guia (Figura 4.16) garantem uma montagem quase que perfeita, enquanto os parafusos fixam as partes superior e inferior do mancal.

Durante o projeto também foi pensado nos procesos de fabricação dos componentes que não são padronizados. O mancal, por exemplo, será usinado. Neste processo, será utilizado um bloco bi partido, fixado com os pinos guia e parafusos, e depois será feito um torneamento interno dando a forma final do mancal. Tanto os parafusos quanto os pinos guia são importantes durante o processo de torneamento interno. O parafuso tem o objetivo de manter o bloco bi partido unido enquanto suporta os esforços de usinagem. Já os pinos guia têm o objetivo de evitar quaisquer desalinhamentos que possam surgir devido às pequenas folgas que existem entre os parafusos e os furos.

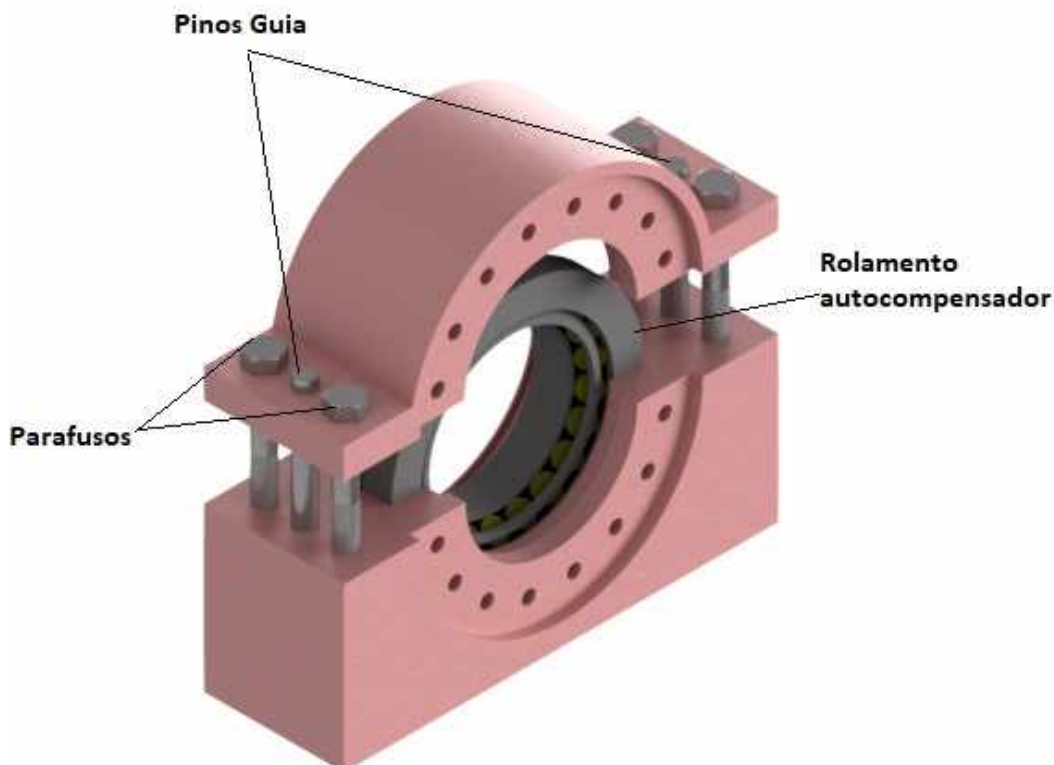


Figura 4.16 – Vista isométrica do mancal bi partido e os elementos que garantem o alinhamento correto e fixação.

O material a ser utilizado no mancal será o aço AISI 1045 por possuir um bom custo benefício. A simulação das tensões no mancal é apresentada no trabalho de ALVES (2018), onde se observa um valor máximo de 150 MPa. Conforme o *handbook* Stell Dynamics (201-). O aço AISI 1045 possui limite de escoamento entre 310 e 530 MPa. Portanto, se considerarmos o menor valor, de 310 MPa, ainda tem-se um coeficiente de segurança acima de dois. Conclui-se, portanto que o aço AISI 1045 é viável para o projeto do mancal.

4.4 Atrito do Rolamento

Nas considerações feitas até agora se desprezou o atrito do rolamento, ou seja, todo o torque de atrito dos filetes de rosca do parafuso foi considerado como sendo transmitido para o torquímetro estático. Porém, na prática, isso não ocorre, uma vez que, apesar do objetivo do rolamento ser o de permitir uma rolagem livre,

ainda há um pouco de torque dissipado na rolagem dos rolos e em deslizamento (ROLAMENTOS FAG, 1999). Portanto, este torque dissipado no rolamento deve ser calculado e somado ao torque de atrito lido do torquímetro estático.

O rolamento utilizado é um axial autocompensador de rolos marca FAG e já foi especificado no trabalho de ALVES (2018) (Figura 4.17). Dessa forma, o cálculo do momento dissipado no rolamento será realizado seguindo a metodologia apresentada no catálogo da FAG.



Figura 4.17 – Desenho 3D do rolamento autocompensador de rolos FAG (ALVES, 2018).

O momento total dissipado é obtido através da soma de duas parcelas:

$$M = M_0 + M_T \quad (4.9)$$

Onde:

M = momento total dissipado no rolamento;

M_0 = parcela de momento dependente da sollicitação;

M_T = parcela do momento independente da sollicitação;

O cálculo da parcela M_0 envolve a multiplicação de alguns termos pela velocidade do rolamento. Como a velocidade é nula, essa parcela será zero. Portanto, basta apenas calcular a parcela de momento M_T seguindo a Eq. 4.10:

$$M_T = f_1 P_1 d_m \quad (4.10)$$

Onde:

f_1 : coeficiente para a grandeza da sollicitação (tabelado);

P_1 [N]: sollicitação correspondente a M_1 (tabelado);

d_m [mm] = $(D_r + d_r)/2$ diâmetro médio do rolamento;

d_r [mm]: diâmetro nominal do furo do rolamento;

D_r [mm]: diâmetro nominal externo do rolamento.

Para rolamentos axiais autocompensadores de rolos o valor de f_1 deve ser entre 0,00023 a 0,00033. O manual recomenda a utilização do maior valor para as séries de rolamento mais larga. Dos rolamentos axiais autocompensadores de rolos, há três séries: 292E, 293E e 294E. O rolamento escolhido é da série 293E, que possui a largura intermediária. Portanto, o valor adotado para f_1 será o valor médio:

$$f_1 = \frac{0,00023 + 0,00033}{2} = 0,00028$$

Para este tipo de rolamento, P_1 vale a força axial, que é a força que tensiona o parafuso e é calculada a partir da Eq. 4.11.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (4.11)$$

$$F = \sigma A$$

Onde:

σ : tensão aplicada no parafuso que foi definida no projeto como 75% do limite de escoamento do parafuso;

F: Força axial;

A: área da seção transversal do parafuso. Pode ser obtida por uma tabela da norma ASME PCC-1 (2010).

O rolamento possui diâmetro externo de 250 mm e interno de 150 mm, portanto, o valor de d_m será:

$$d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{250 + 150}{2} = 200 \text{ mm}$$

Da Eq. 4.10, tem-se que M_T vale:

$$M_T = 0,00028 \times 0,2 \times \sigma \times A = 0,056FA \text{ [Nmm]}$$

Como se pode observar, o valor M_T depende apenas do material do parafuso, que terá diferentes tensões de escoamento e da bitola. A Tabela 4. 6 mostra o valor de M_T para os diferentes parafusos ensaiados.

Tabela 4. 6 – Valores de torque dissipado no rolamento em Nm para os diferentes parafusos.

Material	Bitola do parafuso						
	M20	M24	M27	M30	M33	M36	M39
Inconel 718	10,6	15,3	20	25,2	31,1	37,6	44,6
ASTM A320 L7	7,4	10,7	14	17,6	21,76	26,3	31,3

4.5 Proteção da Célula de Carga

A célula de carga disponível no LTAD foi projetada para suportar principalmente esforços de tensão axial. Por isso, foi desenvolvido um mecanismo (Figura 4.18) para impedir que o torque transmitido ao parafuso passe para a célula de carga.

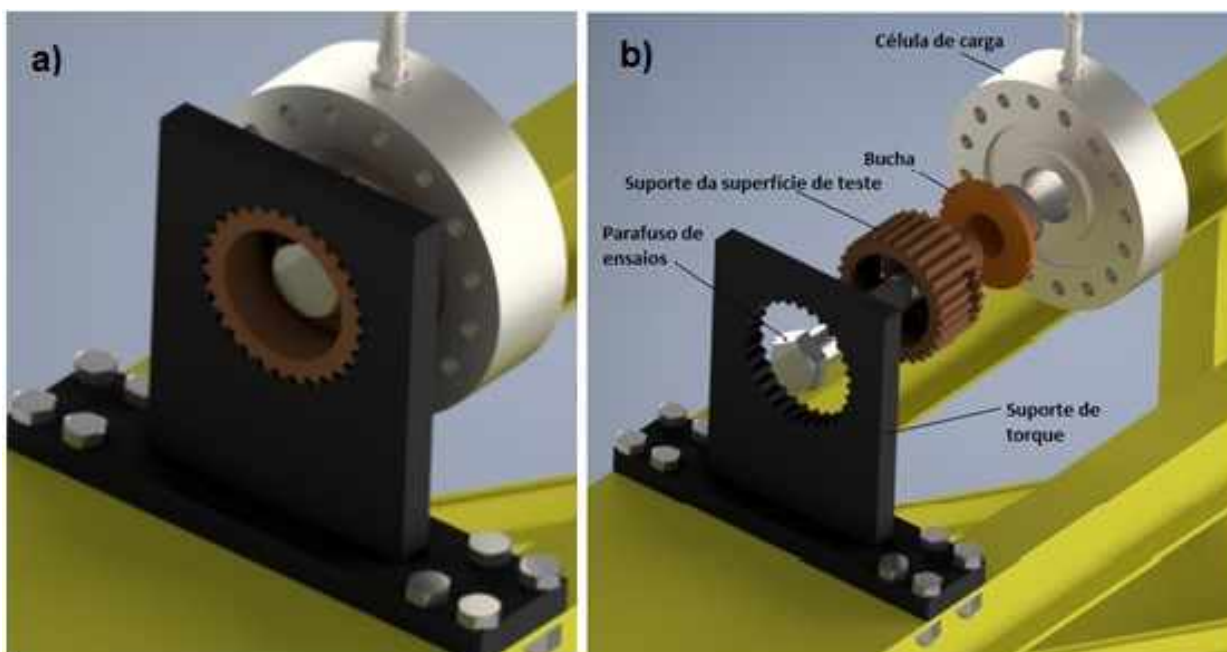


Figura 4.18 – Sistema para proteção da célula de carga. (a) vista do sistema montado. (b) vista explodida do sistema.

Com o objetivo de proteger os filetes de rosca da célula de carga, uma bucha será rosqueada em seu furo interno. O suporte da superfície de teste é encaixado no furo central da bucha que possui a superfície interna lisa, impedindo a transmissão do torque até a célula de carga. Durante o ensaio, o torque de atrito da cabeça do parafuso será transmitido ao suporte da superfície de teste que está fixo somente na placa “Suporte de torque”. Portanto, todo o torque de atrito proveniente da cabeça do parafuso, será transmitido à base da máquina.

Para encaixar a bucha na célula de carga deve-se utilizar uma chave gancho 120 a 130 milímetros. Os rasgos da bucha foram dimensionados de acordo com a norma DIN 981 (1993) (Figura 4.19) por ser uma norma que diversos fabricantes utilizam para o fornecimento do tipo de ferramenta necessária.

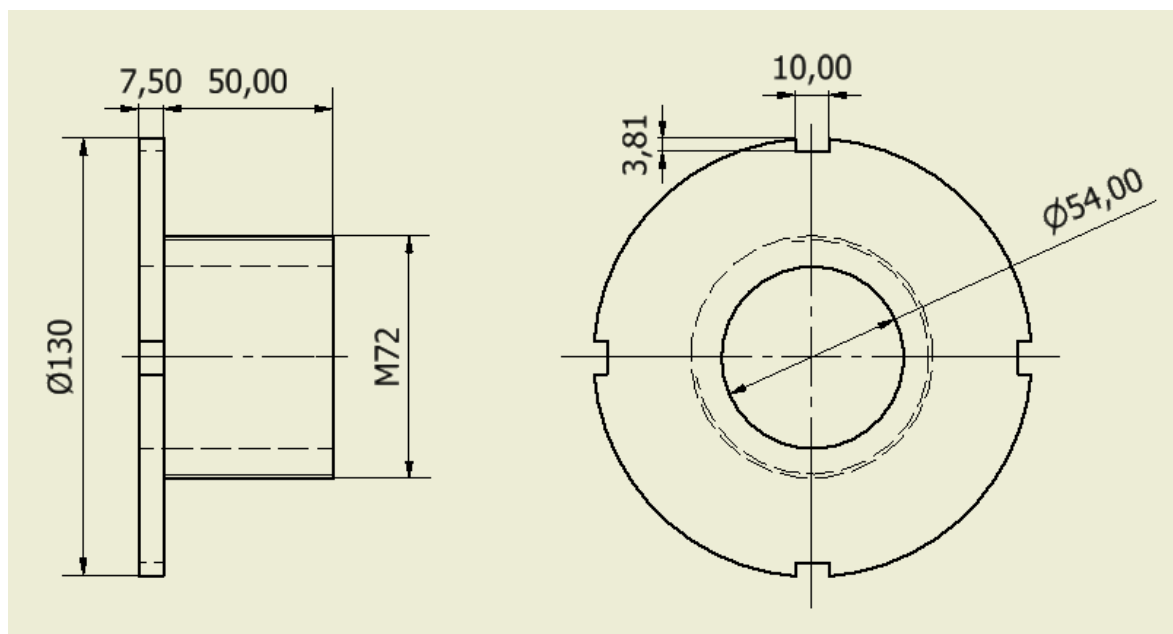


Figura 4.19 – Desenho técnico da bucha para cobrir a rosca da célula de carga.

A chapa que transfere o torque para a base da máquina foi simulada via elementos finitos para verificar se está corretamente dimensionada (Figura 4.20). O momento máximo considerado foi de 6000 Nm, que é aproximadamente o maior valor esperado de torque da cabeça do parafuso (ou porca no caso de ensaio em estojo). Como se pode observar, valores em alguns pontos específicos tiveram uma tensão mais elevada de 150 MPa, mas no geral, a peça em questão ficou submetida a uma tensão entre 0 e 100 MPa. Dessa forma, um aço de baixo carbono, com limite de escoamento de 250 MPa é suficiente para a fabricação do componente.

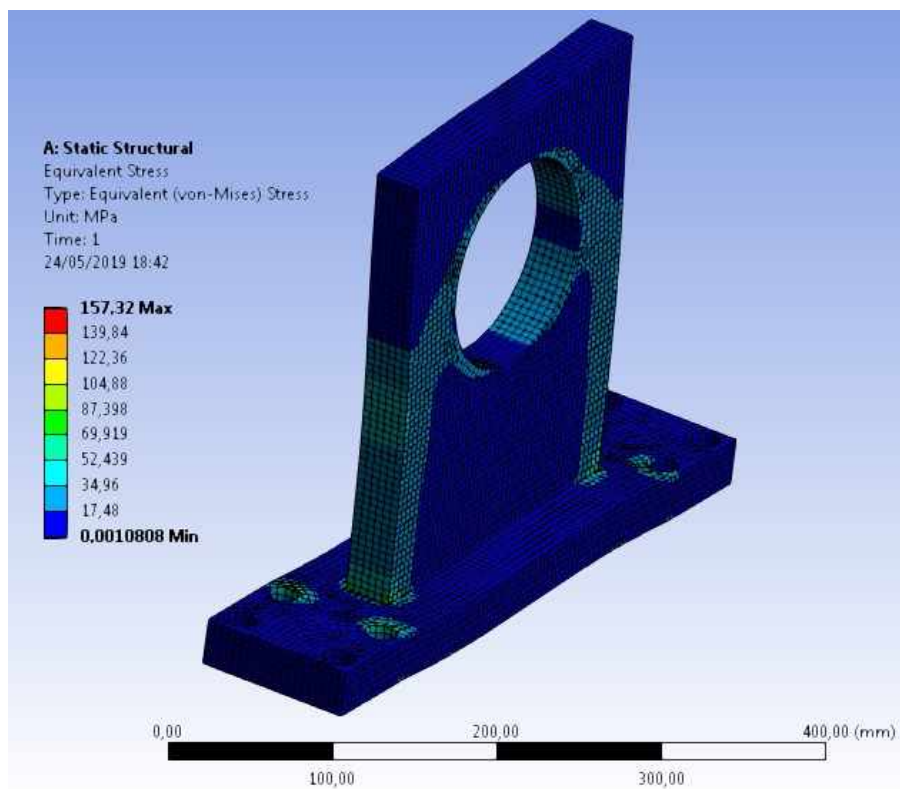


Figura 4.20 – Simulação via elementos finitos da tensão *Von-Mises* no suporte de torque. Momento de 6000 Nm foi aplicado no furo central.

4.6 Dimensionamento das Guias Lineares

No projeto há quatro patins de guias lineares: dois que suportam o mancal e dois que estão sob o suporte do torquímetro estático (ver Figura 4.2). A carga mais crítica que gera reações nos patins é o momento aplicado no parafuso e não o peso da estrutura. Devido ao mecanismo criado para transferir o torque que seria aplicado na célula de carga para a base (Cap 4.5), os patins que suportam o mancal estarão submetidos apenas ao peso de alguns componentes. Portanto, por serem mais críticos, apenas os patins sob o suporte do torquímetro estático (Figura 4.21) serão dimensionados.

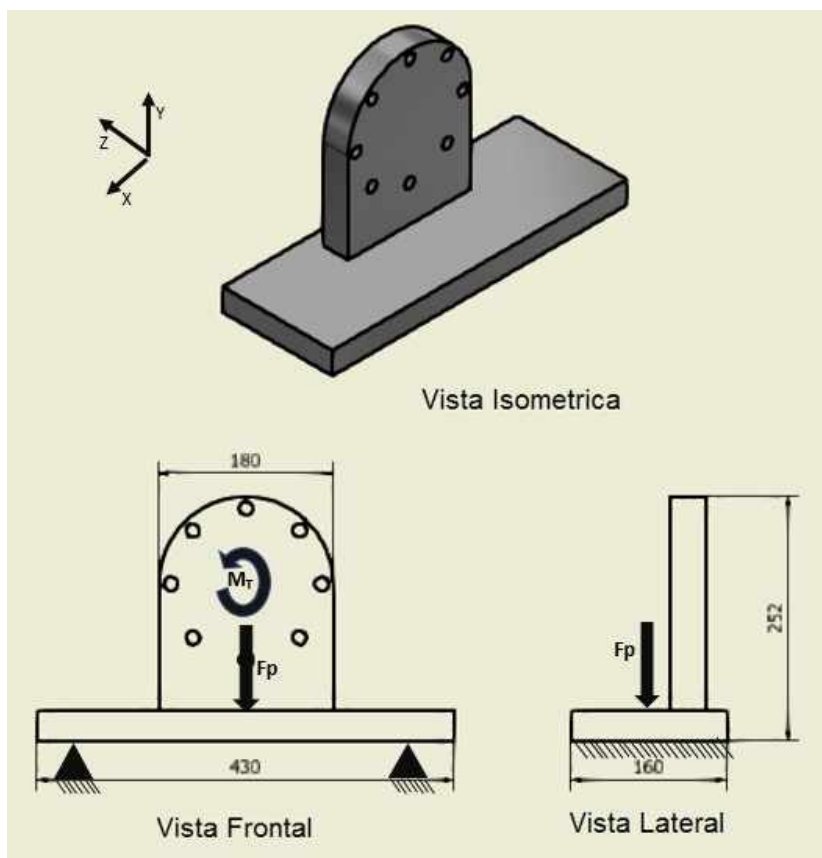


Figura 4.21 – Cargas atuantes no suporte do torquímetro estático. Momento torçor: $M_T = 6000$ [Nm]. Força peso: $F_P = 400$ [N].

Para o dimensionamento de guias lineares deve-se avaliar a carga estática e os momentos que eles suportam. Para calcular os esforços atuantes nos patins foi realizada uma simulação por um *software* de elementos finitos. As áreas que os patins estão fixos foram consideradas como engastadas, os esforços atuantes podem ser observados na Figura 4.21. A carga “ M_T ” refere-se ao momento torçor transmitido pelo torquímetro estático, que segundo alguns autores como Bickford (2008) e Shoberg (2000), varia entre 40 e 60% do torque total aplicado. Foi considerado o caso mais crítico, ou seja, 60% do torque aplicado se transformou em torque de atrito nos filetes de rosca do parafuso e chegou até a estrutura em questão. O momento “ M_T ” vale, portanto, 6000 [Nm]. A força “ F_P ” refere-se à força peso que foi considerada como atuante no centro da placa e vale aproximadamente 400 [N].

A Tabela 4.7 foi gerada automaticamente pela simulação onde se podem observar as forças de reação atuantes nos patins.

Tabela 4.7 – Resultado gerado pelo programa de elementos finitos. Na tabela podem-se observar as forças (“*Force reaction*”) e momentos (“*Moment Reaction*”) atuantes nos guias lineares.

Object Name	Moment Reaction	Moment Reaction 2	Force Reaction	Force Reaction 2
State	Solved			
Definition				
Type	Moment Reaction		Force Reaction	
Location Method	Boundary Condition			
Boundary Condition	Fixed Support	Fixed Support 2	Fixed Support	Fixed Support 2
Orientation	Global Coordinate System			
Summation	Centroid			
Suppressed	No			
Options				
Result Selection	All			
Display Time	End Time			
Results				
X Axis	-1,3e+006 N-mm	1,3e+006 N-mm	-114,97 N	114,66 N
Y Axis	-3,7004e+005 N-mm	-3,6825e+005 N-mm	33318 N	-32918 N
Z Axis	-2,1474e+006 N-mm	-2,1189e+006 N-mm	-2381,6 N	2381,6 N
Total	2,5374e+006 N-mm	2,513e+006 N-mm	33403 N	33004 N

Na Figura 4.22 pode-se observar a orientação do guia sob os eixos coordenados.

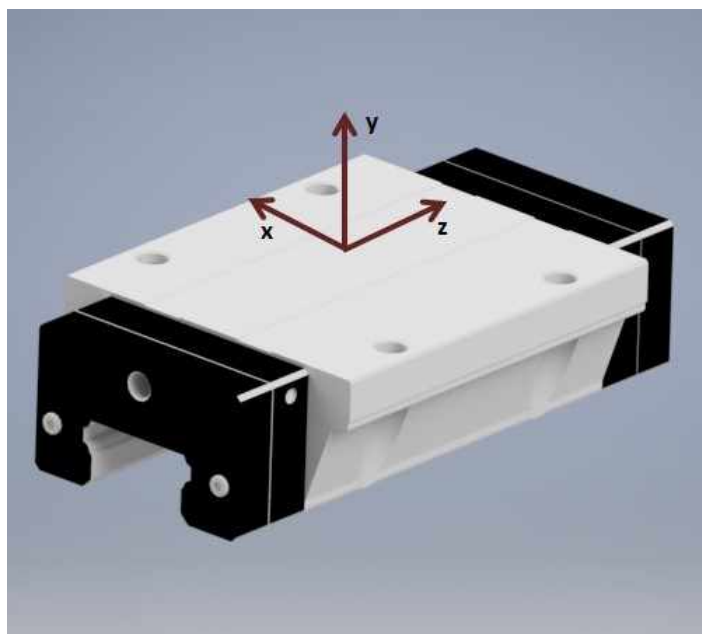


Figura 4.22 – Orientação dos eixos coordenados dos patins sob os quais estão sendo atuados as cargas da Tabela 4.7.

A Tabela 4.8 mostra a comparação entre os resultados obtidos da Tabela 4.7 para um dos patins e a carga permitida que foi obtida do manual do fabricante (OBR, 201-?). A partir dos fatores de segurança calculados pela divisão da carga permitida pela carga atuante, conclui-se que os patins estão bem dimensionados (Tab. 4.8), cujo modelo escolhido é o MSA 45 LE.

Tabela 4.8 – Comparação entre as cargas atuantes e as permitidas nos guias lineares. Valores para carga permitida retirados do manual OBR [201-?].

Carga	Carga atuante	Carga permitida	Fator de segurança
Carga estática	33318 [N]	154311 [N]	4,63
Momento x	1300 [Nm]	3070 [Nm]	2,36
Momento y	370 [Nm]	3070 [Nm]	8,29
Momento z	2147 [Nm]	3364 [Nm]	1,56

4.7 Base e Amortecedores

No trabalho de Alves (2018) não há uma simulação ou dimensionamento da base, uma vez que o foco de seu projeto foi na concepção do equipamento e nos critérios do ensaio. Portanto, o próximo passo do presente trabalho será o dimensionamento da estrutura que suporta máquina.

A base da máquina foi projetada com perfis W da Gerdau, de bitola 150 x 22.5 (H), ou seja, a bitola é de 150 mm e a massa linear de 22,5 kg/m. O principal motivo para a escolha dos perfis W para o projeto da base é que estes possuem alto momento de inércia no eixo x, o que traz a capacidade de suportar um momento fletor elevado em torno do eixo x. O material escolhido foi o ASTM A572 grau 50 por ser um aço recomendado para estruturas metálicas em geral e máquinas (GERDAU, 201-?a). Trata-se de um aço de baixa liga e alta resistência se comparado com aços carbonos comuns, cujo limite de escoamento fornecido pelo catálogo da Gerdau é de 345 MPa e limite de resistência de 450 MPa (GERDAU, 201-?b).

A estrutura foi simulada considerando um torque de 5000 Nm na chapa de suporte de torque e 5000 Nm no suporte do torquímetro estático. Como condição de contorno, tem-se os quatro furos onde serão encaixados os amortecedores de

vibração considerados como engastes. O tamanho dos elementos da malha utilizada foi de 15 mm e as áreas de engastes receberam um refinamento extra. A Figura 4.23 mostra o resultado da simulação por elementos finitos da estrutura. Como se pode observar, de forma geral, a tensão na estrutura fica em torno de 0 a 60 MPa, com alguns pontos de concentração de tensão que possuem tensões mais elevadas na ordem de 135 MPa.

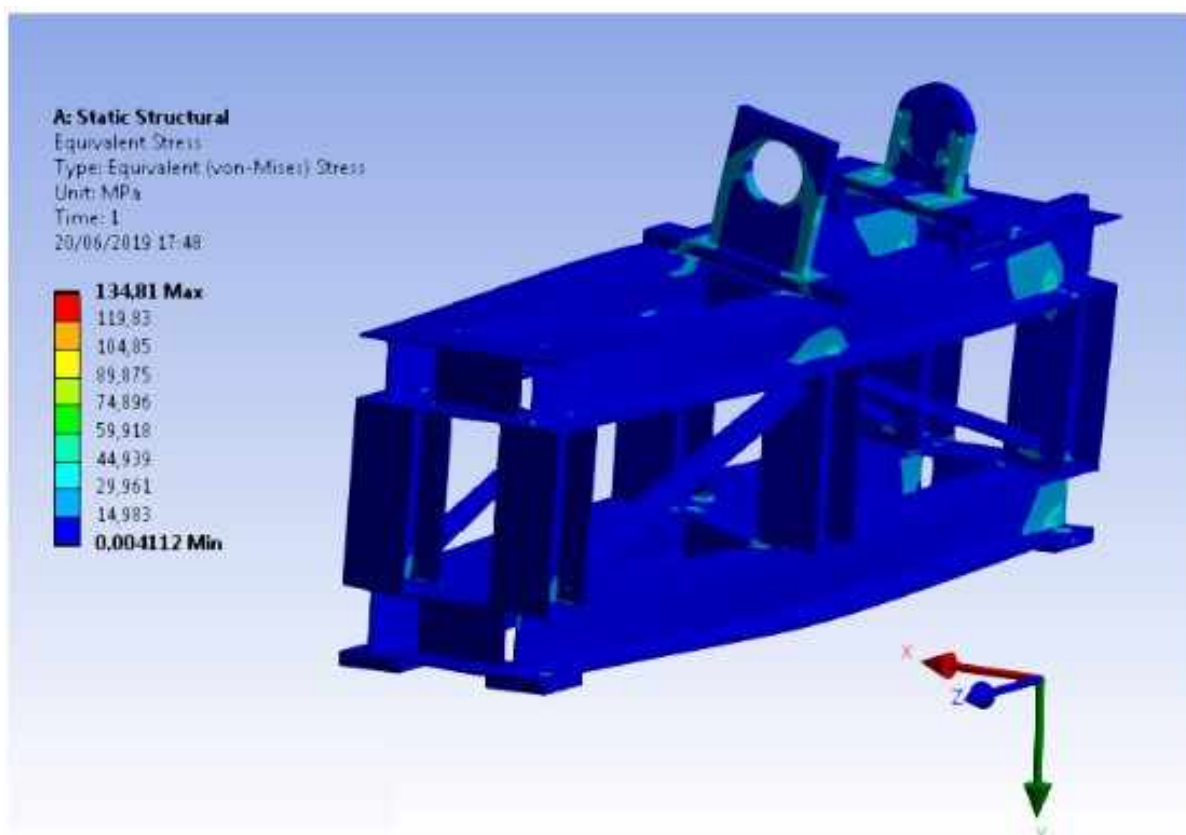


Figura 4.23 – Simulação via elementos finitos da tensão *Von-Mises* atuante na estrutura da máquina.

Toda essa estrutura é suportada por quatro amortecedores de vibrações da marca *Vibra Stop*. Na Figura 4.24 pode-se observar a forma como eles estão dispostos pela estrutura.

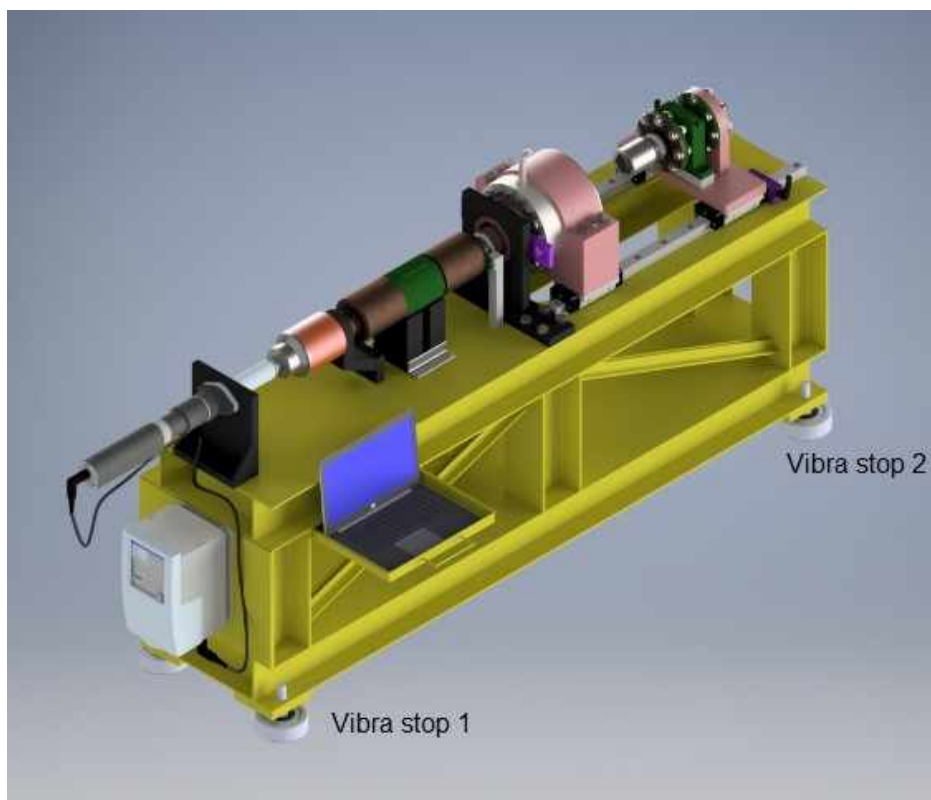


Figura 4.24 – Disposição dos amortecedores de vibração *Vibra Stop*, tamanho intermediário, parafuso 1 polegada na base da máquina.

As reações sobre os amortecedores foram então determinados na simulação para que os mesmos pudessem ser dimensionados corretamente (Tabela 4.9). Segundo o catálogo do *Vibra Stop* (VIBRA STOP, 201-?) a linha tradicional tamanho intermediário com parafuso de 1" suporta uma carga estática de 5000 kgf, que equivale a aproximadamente 50000 N. Como se pode observar na Tabela 4.9 a maior força vertical atuante é de 19534 N no amortecedor 2, portanto, o mesmo atende a solicitação com um coeficiente de segurança de 2,56.

Tabela 4.9 – Força vertical atuante nos amortecedores do lado da estrutura submetido a compressão.

Amortecedor	Força Compressiva Atuante [N]	Força Compressiva Permitida [N]	Fator de Segurança
Vibra Stop 1	8264	50000	6,05
Vibra Stop 2	19534	50000	2,56

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES

Neste trabalho foram realizadas otimizações de uma máquina de torque e tensão que foi iniciado por Alves (2018). Como se trata de um equipamento voltado para a realização de pesquisas, é necessário todo o cuidado para que o projeto atenda os requisitos de ensaio produzindo resultados precisos e que atenda os requisitos da norma que rege o mesmo (ISO 16047:2005).

As diversas etapas do projeto foram realizadas, revistas e otimizadas. Dentre essas etapas destaca-se o sistema de potência, que como foi mencionado no Cap. 4.1, passou por diversas transformações, iniciando por um motor de indução trifásico, modificado para um servo motor e posteriormente para um sistema próprio de parafusamento.

A demanda do projeto é de uma ampla faixa de tamanhos de parafuso (M12 até M39), que devido às limitações de precisão dos sensores, torna-se inviável a construção de um único equipamento atendendo toda essa faixa. Dessa forma, foi definido como prioridade os parafusos de maiores bitolas, parafusos com tamanhos M20 ou menores podem estar submetidos a erros superiores aos máximos permitidos pela norma ISO 16047:2005 (2005). Uma adaptação futura do equipamento é possível e necessária para que se consiga atender toda a faixa requerida de ensaio dentro dos padrões da norma.

Outros avanços importantes a partir do trabalho inicial desenvolvido por Alves (2018) foram:

1. Dimensionamento e especificação a partir de simulação por elementos finitos das cargas atuantes nos guias lineares, concluindo que, os esforços mais críticos atuantes são momentos fletores.
2. Cálculo do torque dissipado por atrito no rolamento e a recomendação de que o mesmo seja somado ao torque lido no torquímetro estático.
3. Recomendação da utilização de pinos guias nos mancais, uma vez que serão necessários para uma usinagem precisa de um bloco bipartido. Ademais, a utilização dos pinos guias possibilitará uma montagem precisa do conjunto mancal com rolamento.
4. Abordagem da importância de um mecanismo para proteção da célula de carga, evitando que a mesma seja submetida a um alto torque.
5. Especificação de um novo sistema de potência, onde se objete uma redução considerável da massa. Além disso, foi abordado o problema da utilização de um motor de indução trifásico devido à característica de variação da velocidade com o aumento da carga.
6. Especificação de um *encoder* e a abordagem de sua importância no estudo de torque e tensão em fixadores.

Por fim, a construção do equipamento possibilitará o desenvolvimento de diversas pesquisas em elementos de fixação:

- a. Determinação dos coeficientes de atrito sob determinadas condições de lubrificações, de materias e acabamentos da junta aparafusada. Dessa forma, será possível dizer qual o torque necessário a se aplicar no parafuso ou estojo para atingir a tensão requerida.
- b. Determinação do torque e força de escoamento do parafuso. Para tal efeito, o ensaio deve ocorrer até o escoamento do parafuso, como o foco central do projeto é a determinação dos coeficientes de atrito com apertos até 75% de limite de escoamento, este tipo de ensaio não abrange toda a faixa de parafusos e coeficientes de atritos de projeto. Caso seja necessário este tipo de ensaio, deve-se fazer um estudo sob até quais condições o ensaio é possível.
- c. Assim como os ensaios do limite de escoamento são possíveis, ensaios de torque e força de ruptura também são possíveis, porém a limitação da máquina será ainda maior. Portanto, novamente, se necessário este tipo de

ensaio, deve-se estudar e estimar os esforços que serão atingidos para verificar a viabilidade.

- d. Elaboração da curva torque ou força *versus* ângulo de giro (Figura 2.10) a partir da qual será possível calcular o ângulo de giro a se aplicar no parafuso para obter a tensão de projeto requerida.

CAPÍTULO 6

TRABALHOS FUTUROS

Devido à complexidade do projeto, torna-se necessário revisões e otimizações para que a máquina possa ser fabricada com confiabilidade. Dessa forma, aqui serão abordados os principais pontos que necessitam serem trabalhados para a concepção final do equipamento:

- a. Projeto elétrico. No momento atual, a máquina está com todos os sensores necessários especificados, porém, é necessário a elaboração do projeto elétrico, especificação do CLP de forma que se estabeleça uma boa comunicação com os sensores e o Sistema de Comando e Potência. Especificação do PC e programação do *labview* para atender a rotina de ensaio.
- b. Adaptação da máquina para ensaios de fixadores na faixa de M12 até M20. Algumas sugestões para o desenvolvimento desta etapa são:
 - ✓ Avaliação da utilização de arruelas de cargas ao invés da célula de carga. Estes componentes são basicamente células de carga com espessura reduzida, o que os tornam interessantes devido ao pequeno comprimento dos parafusos.
 - ✓ Avaliação da utilização de células duplas de carga ao invés do sistema de célula de carga com torquímetro estático.

CAPÍTULO 7

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVES, A. E. **Projeto de um equipamento para a avaliação da interação entre porca, parafuso e arruela em juntas aparafusadas**. 2018. Trabalho de conclusão de curso.

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

API 6A:2004. **Specification for Wellhead and Christmas Tree Equipment**. The United States of America, American Petroleum Institute, 2004.

ASME PCC-1:2010. **Guidelines for Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly**. An American National Standard, 2010.

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

BICKFORD, J. H. **Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints: Non-Casketed Joint**. 4.ed, Columbus: L. L. Faulkner. 2008. 515p.

BOSCH REXROTH. **Sistema de parafusamento Rexroth 350**. Murrhardt, 2010.

DATUM ELECTRONICS. **FF425 Flanged Torque Transducer User Guide**. East Cowes, 2018.

DATUM ELECTRONICS. **M425 Torque Transducer Handbook and Installation Guide**. East Cowes, 2015.

DELTA ELECTRONICS. **Delta High Resolution AC Servo Drive for Network Communication Applications ASDA-A2 Series User Manual**. Taoyuan City, 2014.

DIN 981. **Rolling bearings – Locknuts**. Deutsches Institut für Normung, 1993.

ECCLES, B. **A new approach to the tightness checking of bolts**. Bolt Science, p. 112-114, 2014a.

ECCLES, B. **The Re-use of Threaded Fasteners**. Bolt Science, p. 76-78, 2014b.

ECCLES, W.; SHERRINGTON, I.; ARNEL, R.D. **Frictional changes during repeated tightening of zinc plated threaded fasteners**. Tribology International, p. 700 – 707, 2009.

GARCIA, R. **Conceitos Gerais Sobre Torque e Processos de Torque: Conceitos Relevantes Sobre Coeficiente de Atrito**. Revista do Parafuso. Revista do Parafuso. 2011.

GEDORE. **Torque Solutions**. São Leopoldo, 2018.

GERDAU. **Folheto eletrônico Barras e Perfis**. [201-?a]. Disponível em: <<https://www.gerdau.com/br/pt/productsservices/products/Document%20Gallery/catalogo-barras-e-perfis.pdf>> Acesso em: 14 de jun. 2019.

GERDAU. **Folheto eletrônico Perfis Estruturais Gerdau Tabela de Bitolas**. [201-?b]. Disponível em: <<https://www.gerdau.com/br/pt/productsservices/products/Document%20Gallery/perfil-estrutural-tabela-de-bitolas.pdf>> Acesso em: 14 de jun. 2019.

HUDGIN, A. JAMES, B. Fatigue of threaded fasteners. Advance Materials & Processes, FASM Exponent Failure Analysis Associates Menlo Park, Calif, 2014.

ISO 16047:2005. **Fasteners - Torque/clamp force testing**. Switzerland, International Organization for Standardization, 2005.

ISO 898-1. Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel. Switzerland, International Organization for Standardization, 2009.

OBR EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS LTDA. **Guias Lineares**. [Joinville], [201-?].

PAIXÃO, J. P. **Controle de velocidade de motores elétricos**. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2009.

RLS Merilna Tehnika. **LM13 incremental magnetic encoder system**. Komenda, 2018.

RLS Merilna Tehnika. **Incremental magnetic rings**. Komenda, 2017.

ROLAMENTOS FAG LTDA. **Rolamentos FAG: Rolamentos de esferas, rolamentos de rolos, caixas, acessórios**. Santo Amaro, 1999.

SHIGLEY, J. E., Mischke, C. R. e Budynas, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 8.ed. Porto Alegre: Bookman. 2005. 1084p.

Sh.Molaei, R.Alizadeh, M.Attarian and Y.Jaferian. **A failure analysis study on fracture connecting bolts of a filter press**. Case Studies in Engineering Failure Analysis 4, 2015, pp 26–38.

SHOBERG, Ralph S. **Engineering fundamentals of threaded fastener design and analysis**. I. Fastening, 2000.

STEEL DYNAMICS, INC. **Chemical Compositions and Metallurgical Data**. 2.ed. Pittsboro, [201-?].

VIBRA STOP. **Catálogo eletrônico Vibra Stop**. São Paulo, [201-?]. Disponível em: <<http://www.vibra-stop.com.br/vibra-stop/download/Catalogo.pdf>> Acesso em: 14 de jun. de 2019.

WEG. **Motores elétricos: Guia de especificação**. Jaraguá do Sul: WEG, 2017.

ZOU, Q.; SUN, T.S.; NASSAR, S.A.; BARBER, G. C. and GUMUL, A.K. **Effect of lubrication on friction and torque-tension relationship in threaded fasteners**. Tribology Transactions, 50, p. 127-136, 2007.

Anexo 01

Especificações técnicas da opção de redutor planetário para ser utilizado com o servo motor:

1. Redutor planetário coaxial Regianna Reduttori
2. Redução total: 256,8
3. Torque nominal: 10940 Nm
4. Fator de serviço: 2,06 sobre a potência instalada
5. Peso: 150 Kg
6. Folga angular: entre $0,39^\circ$ e $0,82^\circ$
7. Eficiência: 95%

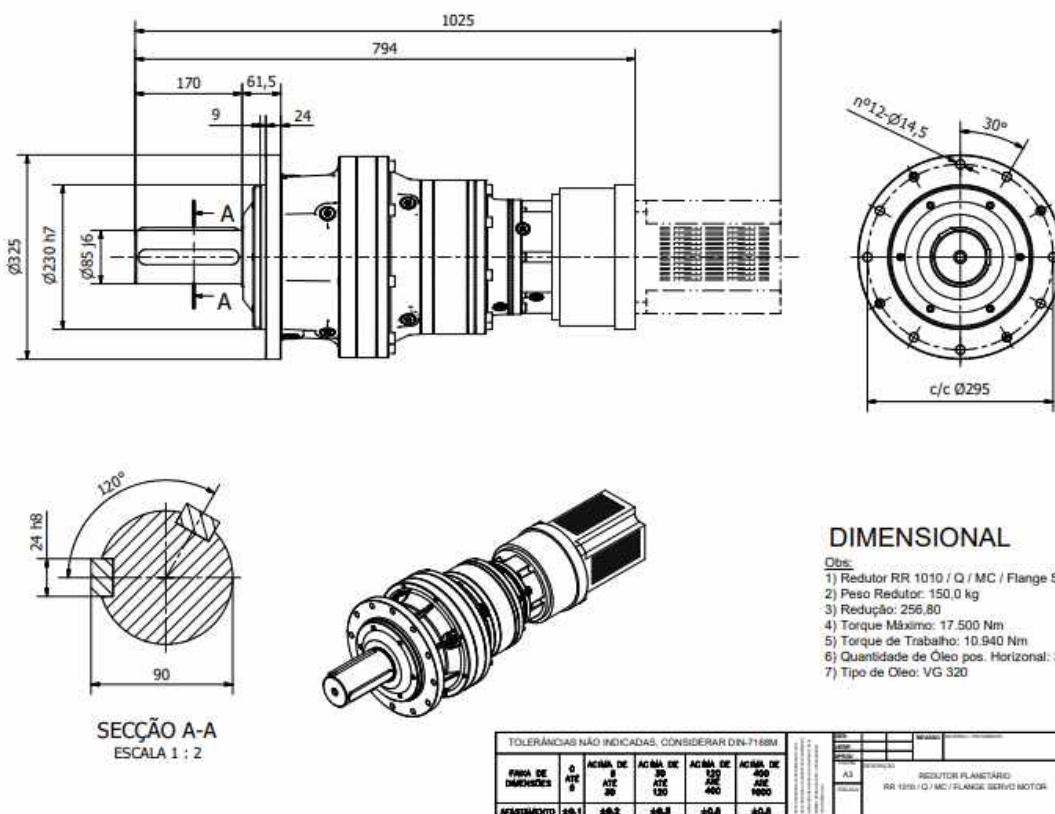


Figura 1 – Conjunto servo motor com redutor

Anexo 02

Especificações técnicas do servo motor (Figura 2):

1. Servo Motor 7,5 kW Delta
2. Modelo: ECMA-F11875P3
3. Torque nominal: 47,74 Nm
4. Torque de pico: 119.36
5. Rotação nominal: 1500 rpm
6. Máxima rotação 3000 rpm
7. 220 V
8. Modelo Servo Driver: ASD-A2-7523-M

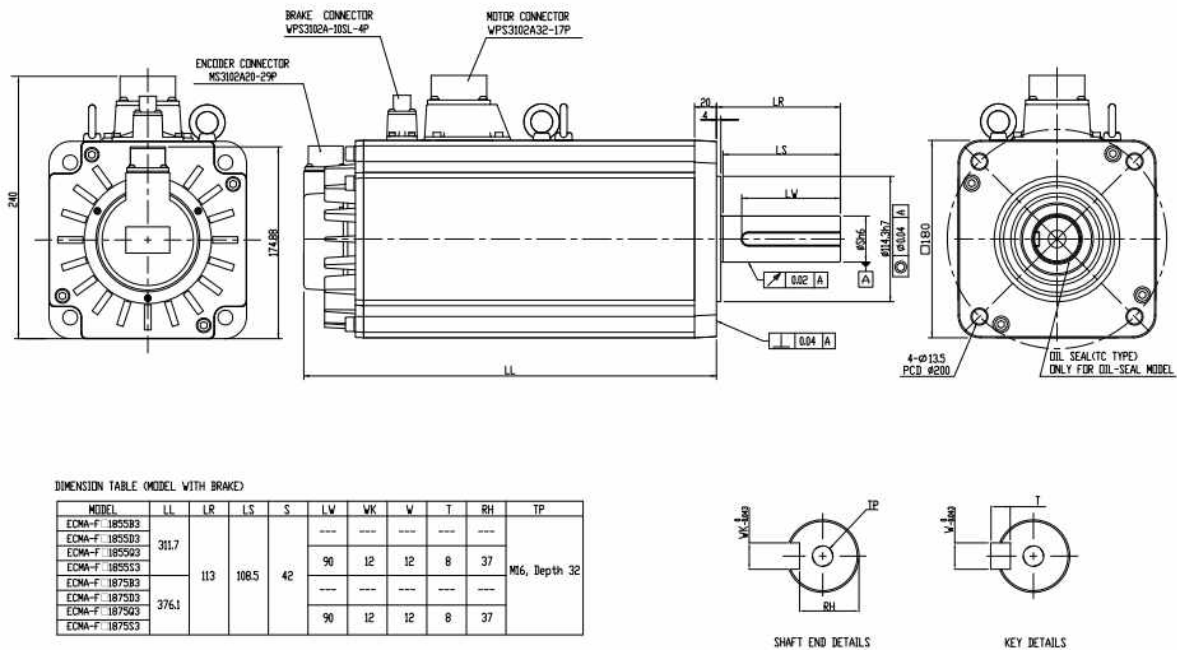


Figura 2 – Desenho técnico do servo motor DELTA ECMA