

STHELLA COLMANETTI SOUSA

**PROJETO DE EQUIPAMENTO PARA GERAÇÃO DE
PRÉ – TRINCAS EM AMOSTRAS CILÍNDRICAS COM
ENTALHE HELICOIDAL**



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

2018

STHELLA COLMANETTI SOUSA

**PROJETO DE EQUIPAMENTO PARA GERAÇÃO DE PRÉ – TRINCAS
EM AMOSTRAS CILÍNDRICAS COM ENTALHE HELICOIDAL**

Trabalho de conclusão de curso apresentado
ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos
requisitos para a obtenção do título de BACHAREL em
ENGENHARIA MECÂNICA.

Área de concentração: Tribologia e Materiais.

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

Co - orientador: Msc. Henry Fong Hwang

UBERLÂNDIA - MG

2018

PROJETO DE EQUIPAMENTO PARA GERAÇÃO DE PRÉ – TRINCAS EM AMOSTRAS CILÍNDRICAS COM ENTALHE HELICOIDAL

Projeto de conclusão de curso **APROVADO** pelo
Colegiado do Curso de Graduação em Engenharia
Mecânica da Faculdade de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Uberlândia.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Prof. Dr. Ing. Sinésio D. Franco
Universidade Federal de Uberlândia

Prof. Msc. Rafael Ariza Gonçalves
Universidade Federal de Uberlândia

Prof. Dr. Jose Antônio Ferreira Borges
Universidade Federal de Uberlândia

Eng. M.Sc. Henry Fong Hwang
Universidade Federal de Uberlândia

UBERLÂNDIA - MG

2018

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer àqueles que estiveram ao meu lado e me mantiveram firme nos momentos difíceis. Assim, agradeço à minha família, que mesmo longe, sempre trouxe o apoio e o suporte necessários, e que sempre me encorajaram a dar o meu melhor durante a minha graduação e durante a execução desse trabalho. Aos meus amigos e colegas que não cessaram em me ajudar sempre que necessário. Aos engenheiros Henry Fong Hwang e Juliano Oséias de Moraes pelo suporte durante a concepção do projeto. Ao meu orientador Prof. Dr. -Ing. Sinésio Domingues Franco pelo conhecimento compartilhado, pelos conselhos ofertados e suporte prestado. E ao Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste em parceria com a Petrobras por proporcionar uma excelente estrutura para a realização desse projeto.

SOUSA, C.S. **Projeto de Equipamento para Geração de Pré – Trincas em Amostras Cilíndricas com entalhe helicoidal**. 2018. 82f. Projeto de Conclusão de Curso, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil.

RESUMO

O interesse pela análise de materiais está cada vez maior, definir as propriedades específicas de cada material, com o custo mínimo e a maior confiabilidade dos resultados, é extremamente importante para a engenharia. Atualmente, há inúmeros testes capazes de determinar as características de aços, cerâmicos, polímeros, entre outros. Um dos novos testes em desenvolvimento é o SNTT (*"Spiral Notch Torsion Test"*), o qual visa definir a tenacidade de diversos materiais com uma amostra cilíndrica com entalhe helicoidal de tamanho reduzido. Para que o teste seja eficaz a amostra deve conter uma pré-trinca, ou seja, uma simulação de um defeito natural. Dessa forma o trabalho realizado tem como objetivo projetar um equipamento capaz de abrir essa trinca inicial. Para o desenvolvimento do projeto adotou-se dimensões iniciais tanto para os corpos de prova quanto para os componentes do equipamento. Com intuito de verificar se as dimensões estabelecidas são adequadas, realizou-se o dimensionamento para fadiga. Além do memorial de cálculo, fez-se uma simulação utilizando o software *Autodesk Inventor R* visando comparar ambos os resultados. Após a verificação dimensional, pode-se fazer a seleção de mancais de rolamentos, chavetas e perfis estruturais. Por fim, os resultados obtidos foram satisfatórios, todos os componentes do mecanismo resistem aos esforços críticos, além de serem facilmente comerciáveis, fabricáveis e montáveis.

Palavras-chave: SNTT, Tenacidade, pré-trinca, desenvolvimento de equipamento.

SOUSA, C.S. **Design of Equipment for Generation of Pre - Cracks in helical notch Cylindrical Samples**. 2018. 82f. Graduation Project, Federal University of Uberlandia, Uberlandia, Brazil.

ABSTRACT

The interest in materials analysis is higher than ever, to define specific properties of each material, with minimal costs and major reliability on results, is extremely important to engineering. Nowadays, there are many capable tests that define steel, ceramic, polymers specific characteristic. The newest test in development that identifies fracture toughness is SNTT ("Spiral Notch Torsion Test"), it uses small helical notch cylindrical specimens. To certify that the test is efficient, the specimen must have an initial crack, which simulates a natural defect on the material. So, this project aims the development of a machine that is able to open a pre crack on specimen. To construct the machine some consideration was made, first the size of samples and equipment components was defined. In order to verify the established dimensions, a stress analysis considering fatigue was made. Besides calculation's memorial, a 3D simulation was created, using the software Autodesk Inventor R to compare both results. After the dimensional verification, a selection of components such as bearings, keyways and structure profile was made. Therefore, the results obtained were satisfactory, all the components of the mechanism resist the critical forces, besides they can be easily found, manufactured and assembled.

Key-words: SNTT, Fracture toughness, pre crack, development of equipment.

LISTA DE TABELAS

Tabela 3. 1 - Resultados da simulação - amostra 6 mm.	26
Tabela 3. 2 - Resultados da simulação - amostra 25 mm.	26
Tabela 3. 3 - Parâmetros para o fator de modificação de superfície. Shigley (2005)	36
Tabela 3. 4 - Efeito da temperatura de operação sobre a resistência à tração do aço. Shigley (2005).....	37
Tabela 3. 5 - Fator de confiabilidade. Shigley(2005).....	38
Tabela 3. 6 - Fatores de modificação para o pistão.	38
Tabela 3. 7 - Fatores de modificação para a camisa do cilindro.	46
Tabela 3. 8 - Fatores de modificação para o eixo roscado.	54
Tabela 3. 9 - Configurações de malha disco.....	57
Tabela 3. 10 - Configurações de malha eixo roscado.....	58
Tabela 3. 11 - Configurações de malha cilindro mecânico.....	60
Tabela 4. 1 - Resultados encontrados a partir dos cálculos de resistência dos materiais. ...	68
Tabela 4. 2 - Resultados encontrados a partir da simulação.	69
Tabela 4. 3 - Informações básicas rolamentos selecionados.....	69

LISTA DE FIGURAS

Figura 2. 1 - Modos de trinca superficial (I) abertura, (II) deslizamento e (III) rasgamento. Souza (2011).	16
Figura 2. 2 - Amostra utilizada no ensaio SENB. ASTM E399-90(1997).	17
Figura 2. 3 - Modelo esquemático do suporte do ensaio de flexão em três pontos. ASTM E399-90(1997).	17
Figura 2. 4 - Amostra do ensaio compacto de tensão .ASTM E399-90(1997)	18
Figura 2. 5 - Dispositivo que aplica a tensão no corpo de prova . ASTM E399-90(1997). ...	18
Figura 2. 6 - Amostra SNTT sujeita ao cisalhamento puro. ASTM E399-90(1997)	20
Figura 3. 1 - Máquina de abertura de pré-trinca em amostras SNTT	22
Figura 3. 2 - Amostra SNTT e suas respectivas dimensões. Wang; Liu (2003)	23
Figura 3. 3 - Representação 3D encaixe amostra.	24
Figura 3. 4 - Representação da força aplicada e ângulo utilizados na simulação.	27
Figura 3. 5 - Representação trigonométrica do mecanismo.	28
Figura 3. 6 Cilindro mecânico elaborado para transmitir torque na amostra.	30
Figura 3. 7 - Diagrama de corpo livre do pistão.	30
Figura 3. 8 - Diagrama de momento fletor e esforço cortante – software FTOOL	32
Figura 3. 9 - Representação das tensões no círculo de Mohr . Shigley (2005)	33
Figura 3. 10 - Diagrama SxN para aço. Shigley (2005)	35
Figura 3. 11 - Gráfico teórico concentrador de tensão. Shigley (2005)	39
Figura 3. 12 - Gráfico constante de Neuber. Shigley (2005)	40
Figura 3. 13 - Representação 3D camisa do cilindro.	42
Figura 3. 14 - Diagrama de corpo livre camisa do cilindro mecânico.	42
Figura 3. 15 - Diagrama de momento fletor e esforço cortante.	44
Figura 3. 16 -- Especificação das variáveis. Shigley (2005)	47
Figura 3. 17 - Gráfico teórico concentrador de tensão – perfil vazado. Shigley (2005).	48
Figura 3. 18 - Representação 3D do eixo roscado.	49
Figura 3. 19 - Diagrama de corpo livre eixo roscado.	50
Figura 3. 20 - Diagrama de momento fletor e esforço cortante para o eixo.	51
Figura 3. 21 - Gráfico teórico concentrador de tensão para o eixo. Shigley, (2005)	55
Figura 3. 22 - Simulação indicando a deformação considerando as forças aplicadas no disco.	57
Figura 3. 23 - Simulação indicando a tensão considerando as forças aplicadas no disco. ...	58

Figura 3. 24 - Simulação indicando a tensão e deformação considerando as forças aplicadas no eixo.	59
Figura 3. 25 - Simulação indicando a tensão considerando as forças aplicadas no cilindro mecânico.	60
Figura 3. 26 - Simulação indicando a deformação considerando as forças aplicadas no cilindro mecânico.	61
Figura 3. 27 - Vista em corte do mecanismo de suporte da amostra.	63
Figura 3. 28 - Informações rolamento 210. LBCR(2018).	64
Figura 3. 29 - Tabela de rolamentos lineares LBCR. LBCR(2018)	65
Figura 3. 30 - Informações básicas rolamento 6305. Catálogo Interativo – SKF,(2017).	66
Figura 3. 31 - Acoplamento cilindro mecânico ao eixo suporte da amostra, vista em corte.	67
Figura 3. 32 - Especificação dimensões do perfil . GERDAU (2018)	67
Figura 4. 1 - Máquina de abertura de pré-trinca para amostras SNTT.....	69

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

A	Área da seção transversal	$[mm^2]$
a	Tamanho da trinca	$[mm]$
B	Largura	$[Mm]$
C	Capacidade de carga dinâmica	$[N]$
D	Diâmetro externo	$[mm]$
d	Diâmetro interno	$[Mm]$
d_e	Diâmetro equivalente	$[Mm]$
E	Módulo de elasticidade	$[N/mm^2]$
F_a	Carga axial real	$[N]$
F_r	Carga radial real	$[N]$
G	Módulo de cisalhamento	$[N/mm^2]$
H	Potência do motor	$[CV]$
I	Momento de inércia	$[mm^4]$
I_p	Momento polar de inércia	$[mm^4]$
K	Fator de intensificação de tensão	
K_a	Fator de superfície	
K_b	Fator de tamanho	
K_c	Fator de carregamento	
K_d	Fator de temperatura	
K_e	Fator de confiabilidade	
K_f	Fator de efeitos diversos	
K_{IC}	Tenacidade à fratura no modo de abertura I	

K_t	Fator de concentração de tensão	
K_{fm}	Fator de efeitos diversos tensões médias	
L_h :	Vida útil	[h]
M	Momento	[Nmm]
n	Coeficiente de segurança	
P	Carga dinâmica equivalente	[N]
q	Sensibilidade ao entalhe	
R	Raio círculo de Mohr	[MPa]
S_e	Limite de resistência a fadiga	[MPa]
S'_e	Limite de fadiga em relação ao limite de resistência a tração	[MPa]
S_{ut}	Tensão de resistência à tração considerando fadiga	[MPa]
S_y	Tensão de resistência à tração	[MPa]
T	Torque máximo	[Nmm]
V	Esforço cortante	[N]
ν	Coeficiente de Poisson	
W	Comprimento	[mm]
x	Fator de carga radial	
y	Fator de carga axial	

Letras Gregas

γ	Deformação de cisalhamento	[Mm]
σ	Limite de escoamento	[MPa]
σ_a	Tensão de escoamento alternada	[MPa]
σ_{eq}	Tensão equivalente	[MPa]
σ_m :	Tensão de escoamento média	[MPa]
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão de escoamento máxima	[MPa]
σ_{med}	Tensão de escoamento média	[MPa]
$\sigma_{m\acute{i}n}$	Tensão de escoamento mínima	[MPa]
τ	Tensão de cisalhamento	[MPa]

τ_a	Tensão de cisalhamento alternada	[MPa]
τ_m	Tensão de cisalhamento média	[MPa]
τ_{max}	Tensão crítica de cisalhamento	[MPa]
$\tau_{m\acute{a}x}$	Tensão de cisalhamento máxima	[MPa]
$\tau_{m\acute{i}n}$	Tensão de cisalhamento mínima	[MPa]
φ	Ângulo de torção	[Rad]
Φ	Diâmetro	[mm]

Lista de abreviaturas e acrônimos

ASTM	American Society for Testing and Materials
CT	Teste de tração compacta
SENB	Teste de flexão em três pontos
SNTT	Spiral notch torsion test

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	iii
RESUMO.....	iv
ABSTRACT	v
LISTA DE TABELAS.....	vi
LISTA DE FIGURAS	vii
LISTA DE SÍMBOLOS	ix
CAPÍTULO I	13
Introdução	13
CAPÍTULO II	15
Revisão Bibliográfica.....	15
CAPÍTULO III	22
Projeto.....	22
3.1 Parâmetros de amostra	23
3.2 Seleção do motor	26
3.3 Dimensionamento componentes críticos.....	29
3.4 Seleção dos rolamentos	62
3.5 Chaveta e base do mecanismo	67
CAPÍTULO IV	68
Resultados.....	68
CAPÍTULO V	70
Conclusão.....	70
CAPÍTULO VI	71
Referência Bibliográfica	71
Anexo I – Planificação	viiv

CAPÍTULO I

Introdução

De acordo com Wang et al., (2014), a análise de materiais permite ao engenheiro conhecer o tempo de vida do material, o quanto ele resiste sujeito a um esforço, e se é adequado para devida aplicação. O conhecimento nessa área cresceu bastante e atualmente existem diversos tipos de equipamentos que determinam as propriedades dos materiais, como ensaio Charpy, Izod, flexão em três pontos, entre outros.

Segundo Raman et al., (2007), o ensaio que está sendo amplamente estudado é o teste de torção com entalhe helicoidal (*SNTT – spiral notch torsion test*), o qual utiliza amostras circulares, com entalhe V feito a partir de um ângulo de 45°, para determinar a tenacidade (K_{IC}).

A tenacidade pode ser entendida como uma propriedade intrínseca do material, conforme apresentado por Shigley, et al., (2005), ela depende amplamente do modo de trinca superficial, do processamento do material, temperatura e estado de tensão.

Atualmente os ensaios existentes utilizam amostras com dimensões maiores como estabelecidos em normas tal qual ASTM E-399. No entanto, ensaios com amostras menores são mais viáveis economicamente, pois a carga utilizada é menor comparada às amostras comuns. Além desse fator, corpos de prova de dimensões reduzidas podem ser retirados de equipamentos em operação. Pesquisas relacionadas ao novo ensaio apontam que o SNTT é um método confiável para se analisar amostras de dimensões reduzidas. Devido a amostra ser cilíndrica, um estado de torção pura é criado, independentemente do tamanho. Dessa forma, o Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste da Universidade Federal de Uberlândia, financiado pela Petrobras, visa desenvolver um equipamento que utiliza essa

metodologia para análise de diferentes materiais. Segundo Wang et al., (2014) esse novo teste permite o ensaio de materiais como aço, cerâmica, entre outros.

Para que o ensaio SNTT seja realizado é necessário preparar a amostra, ou seja, abrir uma pré-trinca. Essa fissura inicial é muito importante para o ensaio, pois de acordo com a norma ASTM (1997), ela representa um defeito natural do material, aumentando assim a confiabilidade do teste.

Dessa forma, o trabalho realizado tem como objetivo projetar uma máquina que seja capaz de abrir a pré-trinca no corpo de prova. Para o desenvolvimento desse projeto, inicialmente foi realizada uma revisão bibliográfica para entender melhor sobre o SNTT, suas aplicabilidades e as formas existentes de se abrir uma trinca inicial na amostra, além de obter conhecimento a respeito dos testes de tenacidade mais comuns.

A concepção do projeto foi baseada em um mecanismo “biela-manivela” muito comum na mecânica. Posteriormente cálculos de resistência, dimensionamento de eixos e rolamentos para vida infinita foram realizados, atendendo ao limite de resistência do material considerando fadiga. O software Autodesk Inventor R foi utilizado para simular principais esforços.

CAPÍTULO II

Revisão Bibliográfica

Conforme apresentado por Haag et al., (2012), a análise de materiais é essencial para se projetar estruturas de sistemas mecânicos. Dessa forma o estudo da mecânica da fratura surge como uma maneira de se avaliar o comportamento de materiais que contém trincas. Observar o tamanho de uma trinca e o quanto ela cresce são cruciais para definir a vida do material.

Outro ponto importante no estudo de trincas de materiais, conforme Irwin et al., (1964), é entender como ela ocorre. O processo de fratura é composto por etapas como acúmulo de danos, nucleação, propagação de trincas e falha final. De acordo com Irwin, o processo de fratura ocorre devido ao campo de tensão em volta da ponta da trinca em um material elástico linear que pode ser definido como fator de intensificação de tensão K . Dessa forma, uma trinca se propaga quando o fator de intensidade de tensões (K) supera a tenacidade à fratura no modo de abertura I (K_{IC}).

O fator de intensidade de tensão pode ser definido como:

$$K = \sigma\sqrt{\pi a} \quad (2.1)$$

K : Fator de intensidade de tensão.

σ : Tensão aplicada ao componente.

a : Tamanho da trinca.

Em seu trabalho, Irwin (1964) definiu que a tensão global ao redor da trinca é uma combinação de três possíveis modos de trinca superficial, esses modos são o de abertura (I), deslizamento (II) e rasgamento (III) e seus respectivos fatores de intensidade de tensões (K) são K_I , K_{II} e K_{III} .

O modo de abertura (I) é encontrado em esforços de tração e flexão, no qual a descontinuidade do deslocamento é perpendicular a trinca. O modo de deslizamento (II) ocorre quando há um cisalhamento puro, dessa forma a descontinuidade está no plano paralelo a direção da trinca. Já o modo de rasgamento (III), o material está sujeito a carregamentos de torção, assim as descontinuidades dos deslocamentos são adjacentes em sentidos opostos ao plano da trinca.

Os modos citados anteriormente podem ser vistos na figura 2.1 abaixo:

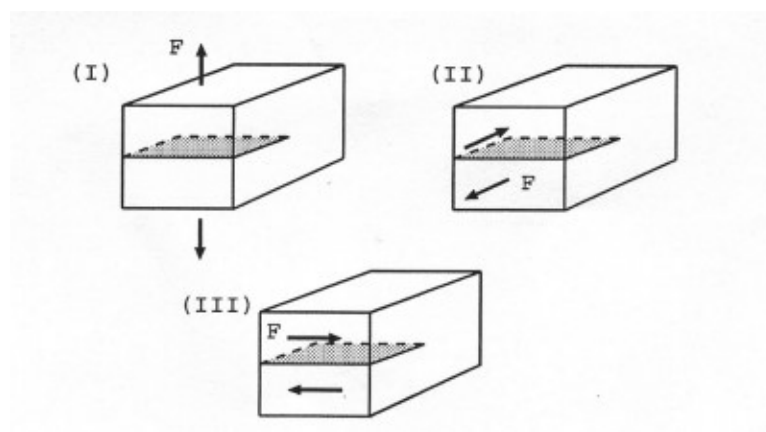


Figura 2. 1 - Modos de trinca superficial (I) abertura, (II) deslizamento e (III) rasgamento. Souza (2011).

De acordo com Gupte e Banerjee et al., (1984), dentre os fatores mostrados acima, o modo de abertura é o mais estudado analiticamente e experimentalmente

De uma forma geral, conforme apresentado por Gupte e Banerjee et al., (1984), o fator de intensidade de tensão K mede o quanto um material trincado suporta esforços sem que ocorra fratura, considerando a geometria e o comprimento da amostra. O valor limite é considerado K_C , se $K > K_C$ uma trinca é aberta na amostra. Considerando o corpo de prova no estado plano de tensão e com o modo de abertura (I) essa propriedade K_C passa a ser conhecida como tenacidade a fratura em estado plano de deformação K_{IC} .

Segundo Raman et al., (2007), existem alguns ensaios para definir a tenacidade de materiais, os mais conhecidos são flexão de três pontos ("single edge notch bending - SENB") e compacto de tração ("compact tension - CT").

O teste de flexão em três pontos, conhecido como SENB, permite que haja tração no material sem que as condições sejam tão críticas comparadas ao ensaio de tração comum.

Para realizar o teste, conforme descrito em ASTM E399-90(1997), é necessário um corpo de prova pré-trincado com entalhe, as dimensões podem ser vistas na figura 2.2.

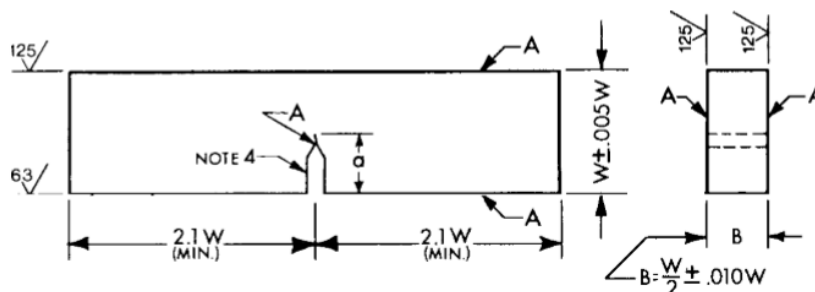


Figura 2. 2 - Amostra utilizada no ensaio SENB. ASTM E399-90(1997).

As dimensões são definidas em função do comprimento da amostra, sendo que:

- W: Comprimento
- B: Largura
- a: Entalhe + trinca.

A amostra é posicionada em uma superfície, as laterais estão apoiadas sobre rolos os quais permitem um descolamento limitado da amostra. Uma carga é aplicada ao meio da mostra, oposto ao entalhe. Um extensômetro é posicionado no entalhe com o intuito de medir a deformação sofrida.

O mecanismo onde é analisada a amostra está representado na figura 2.3 abaixo:

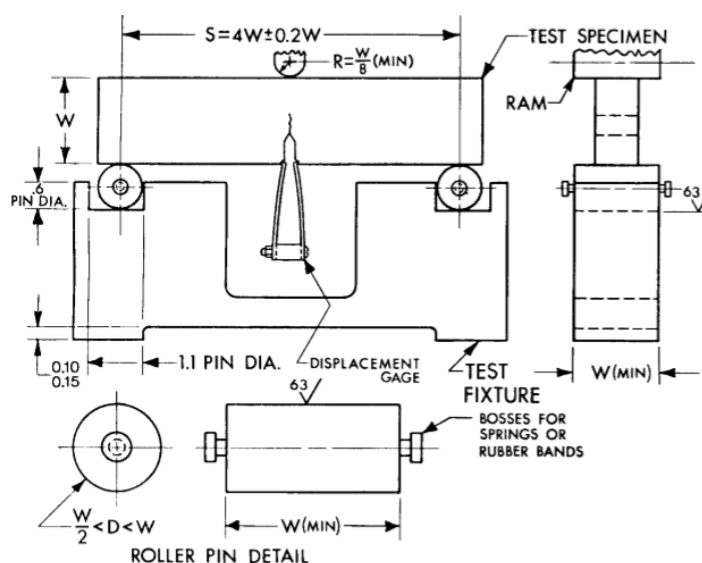


Figura 2. 3 - Modelo esquemático do suporte do ensaio de flexão em três pontos. ASTM E399-90(1997).

Outro mecanismo que faz análise de tenacidade de materiais é o teste compacto de tração, conhecido como CT, o qual utiliza uma amostra pré-trincada como pode visto na figura 2.4 abaixo.

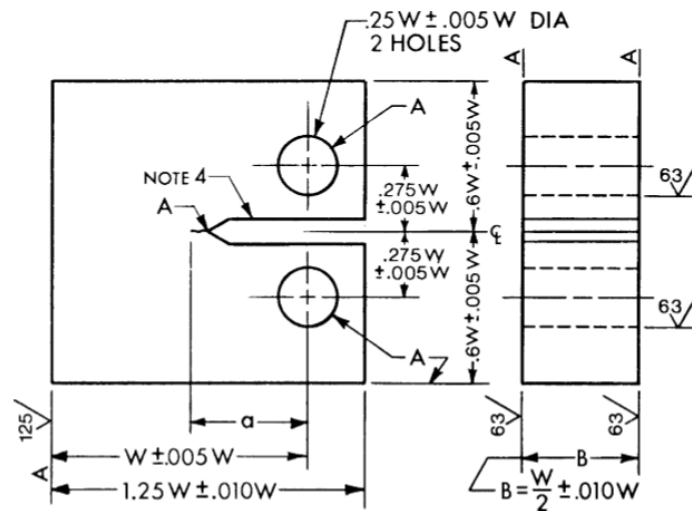


Figura 2. 4 - Amostra do ensaio compacto de tensão .ASTM E399-90(1997)

A amostra representada acima é posicionada em um aparato como pode ser observado na figura 2.5 abaixo. Ele é o responsável por aplicar a carga no corpo de prova.

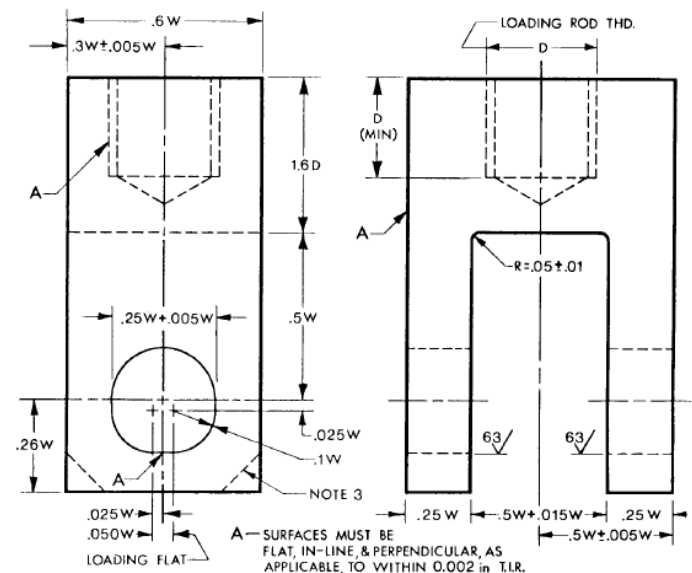


Figura 2. 5 - Dispositivo que aplica a tensão no corpo de prova . ASTM E399-90(1997).

Conforme apresentado pela norma ASTM E399-90(1997), o ensaio consiste em aplicar cargas no centro dos furos, do corpo de prova (CT) (figura 2.4), em sentido oposto, ou uma carga em um dos furos e o outro furo fixado. Essa carga é aplicada utilizando o dispositivo

mostrado na figura 2.5. Essas cargas geram esforços que causam uma fratura na ponta da trinca pré-existente, podendo assim medir qual é a tenacidade à fratura, K , do material ensaiado.

Os corpos de prova CT são utilizados na área de mecânica de fraturas e testes de corrosão, como descrito em ASTM E399-90(1997), a fim de estabelecer valores de resistência à fratura para um material. De acordo com os padrões, a dimensão restritiva da amostra de CT é a espessura do material. As amostras CT são usadas para experimentos onde há escassez de material disponível devido ao seu design compacto.

De acordo com Wang et. al., (2014), a resistência a fratura de materiais metálicos é determinada utilizando os testes padrões, baseados em normas como a American Society for Testing and Materials (ASTM). Esses ensaios utilizam amostras com espessura e volume suficientes, ou seja, garantem uma condição de tensão no plano da trinca. Entretanto a confiabilidade desses testes passa a ser questionada quando o corpo de prova tem suas geometrias reduzidas comparada ao tamanho das amostras estipulado pelo padrão ASTM.

Para que os testes mencionados ocorram também é necessário preparar com uma pré-trinca. Estudos tem mostrado que não é viável obter a tenacidade a partir de um entalhe mecanizado, o ideal é fazer o entalhe e simular uma pequena trinca por fadiga. A trinca inicial tem como objetivo simular um defeito natural do material a ser testado.

Segundo ASTM E399-90(1997), para se abrir uma pré-fissura por fadiga é necessário aplicar uma carga cíclica ao entalhe do corpo de prova. O número de ciclos pode variar entre 10^4 e 10^6 dependendo do tamanho, preparação do entalhe e a intensidade da carga. A tensão aplicada na amostra não deve exceder 80% do valor de K_{IC} do material. Grande parte dos ciclos são utilizados para iniciar a trinca na raiz do entalhe, os outros ciclos são responsáveis pelo crescimento da trinca

Existem outras formas de se acelerar o processo de abertura de uma trinca, (1) criando um entalhe com uma ponta muito afiada, (2) utilizando um entalhe Chevron e (3) pressionamento controlado, na qual o entalhe da amostra é pressionado com uma carga selecionada até a trinca ser aberta, no entanto não é muito aconselhável por gerar tensões residuais na ponta da trinca.

Considerando-se que o método utilizado seja o mecanismo de fadiga, conforme Souza (2011), o equipamento deve distribuir uniformemente a carga através da amostra, caso contrário a trinca não crescerá de forma uniforme. A distribuição de tensão deve ser simétrica no plano da trinca, senão pode ocorrer um desvio dessa trinca e o resultado poderá ser afetado. A amostra deve ser devidamente tratada termicamente para a condição a qual será testada.

Outro fator que deve ser levando em consideração, conforme descrito em ASTM E399-90(1997), é o posicionamento do corpo de prova, ele deve ser colocado com precisão no dispositivo de aplicação da carga e devidamente protegido para que nenhuma perturbação externa afete no processo. É importante que o teste seja cuidadosamente monitorado até a abertura da trinca.

Como descrito por Souza (2011), há outras formas de se obter uma trinca inicial, uma delas é o processo conhecido como *tapping on*. O método consiste é aplicar impactos sucessivos com uma ferramenta afiada na raiz do entalhe previamente aberto da amostra. Porém mesmo com esses diferentes métodos o mais utilizado e mais confiável é o por fadiga.

Com a amostra já preparada, o teste de torção SNTT pode ser realizado. Esse ensaio foi patenteado por Wang e Liu pelo Laboratório Nacional Oak Ridge (Oak Ridge National Laboratory - ORNL) em 2002, conforme apresentado por Raman et al.,(2007), foi desenvolvido para medir a resistência intrínseca à fratura (K_{IC}) de materiais estruturais. O teste é capaz de analisar uma grande variedade de matérias como aços, cerâmicas e compósitos. Seu princípio de funcionamento, de acordo com Wang et al. (2014), se baseia em aplicar torção pura em uma amostra cilíndrica, a qual possui um entalhe – V que a contorna em 45°.

Como apresentado em ASTM E399-90(1997), a utilização de um código de elementos finitos 3D, a tenacidade à fratura (K_{IC}) pode ser determinada a partir de um torque aplicado e analisando o comprimento final da trinca. A amostra está sujeita a uma torção pura, a qual gera um campo de tensão tração/compressão a 45° no plano ortogonal, independente do diâmetro do corpo de prova. O estado plano de tensão é mantido em todo o plano normal ao entalhe espiral. Devido a uniformidade em todo plano de tensão, a trinca tende a se propagar perpendicularmente em direção ao eixo da amostra ao longo dos conóides, como pode ser visto na figura 2.6 abaixo.

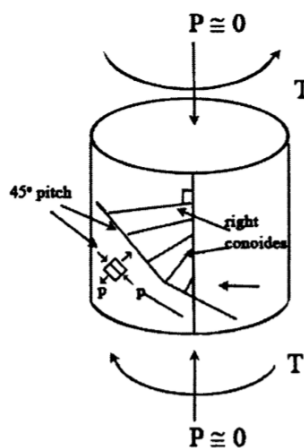


Figura 2. 6 - Amostra SNTT sujeita ao cisalhamento puro. ASTM E399-90(1997)

Portanto esse novo método de definir a tenacidade de materiais visa analisar de forma confiável amostras com dimensões menores, pois obtém um verdadeiro plano de tensão na abertura da trinca. Conforme Raman et al.,(2007), é possível obter um controle da propagação da trinca, reduzir a incerteza para K_{IC} e por fim avaliar a fratura causada por mais de um dos modos.

CAPÍTULO III

Projeto

A concepção do projeto tem como base um mecanismo “biela-manivela”, o equipamento visa abrir pré-trincas em amostras com diâmetros de 6 mm, 12 mm e 25 mm.

Para que a trinca inicial seja aberta é necessário que um torque seja aplicado repetitivamente no corpo de prova. A aplicação do torque é proveniente de um motor elétrico acoplado ao cilindro mecânico, ou seja, a rotação do motor gera um deslocamento angular no pistão, por consequência aplica a torção na amostra. A figura 3.1 abaixo ilustra o mecanismo:

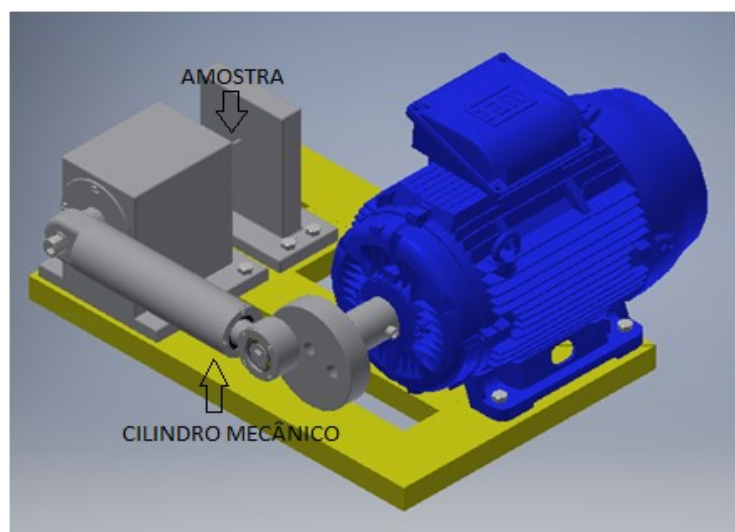


Figura 3. 1 - Máquina de abertura de pré-trinca em amostras SNTT.

3.1 Parâmetros de amostra

A primeira etapa do projeto é definir as dimensões do corpo de prova, com base nessas informações todo o mecanismo é projetado. O corpo de prova estabelecido tem um comprimento fixo de 3,5" (88,9 mm) e os respectivos diâmetros de 6 mm, 12 mm e 25 mm. A amostra possui em entalhe a um ângulo de 45° como pode ser observado na figura 3.2 abaixo:

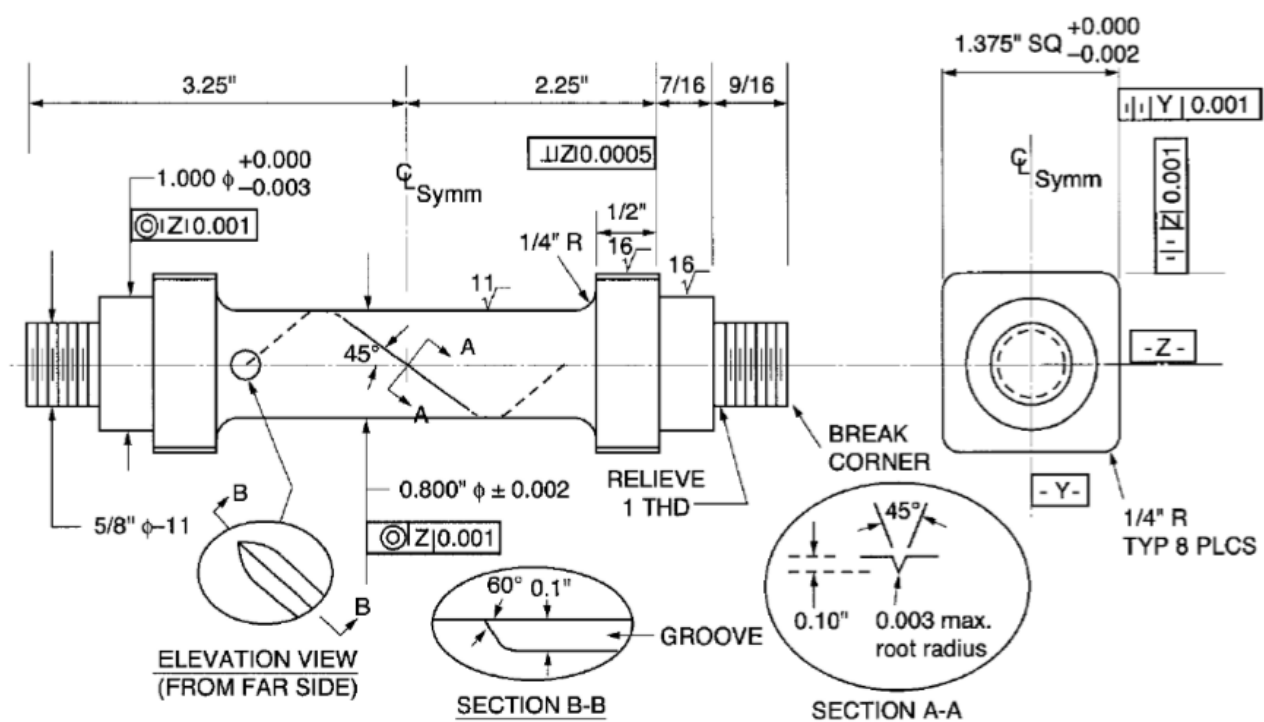


Figura 3. 2 - Amostra SNTT e suas respectivas dimensões. Wang; Liu (2003)

É importante ressaltar que a forma de fixação da amostra é diferente do retratado na figura acima. O encaixe será feito a partir das extremidades quadradas como representada na figura 3.3. Essa furação quadrada pode ser feita utilizando uma fresa, mais especificações das dimensões estão nos desenhos em anexo.

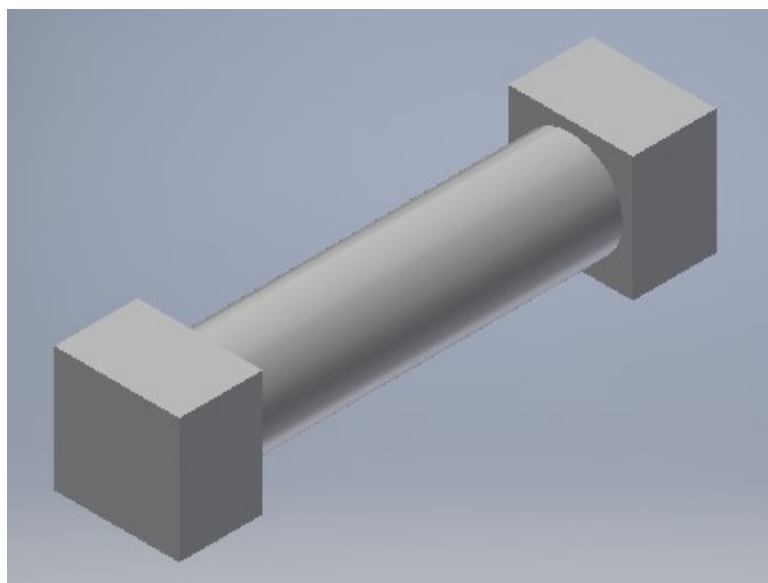


Figura 3. 3 - Representação 3D encaixe amostra.

De acordo com Rasma (2015), para se definir os parâmetros básicos da amostra, os cálculos realizados utilizaram o aço ABNT 4140 como referência. Dessa forma, tem-se que:

Módulo de elasticidade (E): $E = 200 \text{ GPa} = 2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

Limite de escoamento (σ): $\sigma = 1500 \text{ MPa} = 1,5 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$

Coefficiente de Poisson (ν): $\nu = 0,3$

Tensão crítica de cisalhamento (τ_{max}): $\tau_{max} = 750 \text{ MPa} = 7,5 \cdot 10^2 \text{ N/mm}^2$

Segundo Timoshenko (1994), o torque pode ser calculado da seguinte forma:

Memorial de cálculo para amostra $\phi=6 \text{ mm}$:

- Momento polar de inércia (I_p)

$$I_p = \frac{\pi}{2} r^4 = \frac{\pi}{2} 3^4 = 127,17 \text{ mm}^4 \quad (3.1)$$

- Módulo de cisalhamento (G)

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} = \frac{2 \cdot 10^5}{2(1+0,3)} = 7,69 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2 \quad (3.2)$$

- Deformação de cisalhamento (γ)

$$\gamma = \frac{\tau_{max}}{G} = \frac{750}{7,69 \cdot 10^4} = 0,0097 \text{ mm} \quad (3.3)$$

- Ângulo de torção (φ)

$$\varphi = \frac{\gamma L}{r} = \frac{0,0097 \cdot 88,9}{3} = 0,287 \text{ rad} = 16^\circ \quad (3.4)$$

- Torque máximo (T)

$$T = \frac{\varphi I_p G}{L} = \frac{0,287 \cdot 127,17 \cdot 7,69 \cdot 10^4}{88,9} = 3,158 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.5)$$

Memorial de cálculo para amostra $\phi=25 \text{ mm}$:

- Momento polar de inércia (I_p)

$$I_p = \frac{\pi}{2} r^4 = \frac{\pi}{2} 12,5^4 = 38330,078 \text{ mm}^4 \quad (3.6)$$

- Módulo de cisalhamento (G)

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} = \frac{2 \cdot 10^5}{2(1 + 0,3)} = 7,69 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2 \quad (3.7)$$

- Deformação de cisalhamento (γ)

$$\gamma = \frac{\tau_{max}}{G} = \frac{750}{7,69 \cdot 10^4} = 0,0097 \text{ mm} \quad (3.8)$$

- Ângulo de torção (φ)

$$\varphi = \frac{\gamma L}{r} = \frac{0,0097 \cdot 88,9}{12,5} = 0,0689 \text{ rad} = 4^\circ \quad (3.9)$$

- Torque máximo (T)

$$T = \frac{\varphi I_p G}{L} = \frac{0,0689 \cdot 38330,078 \cdot 7,69 \cdot 10^4}{88,9} = 2,3 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.10)$$

3.2 Seleção do motor

Definidos os parâmetros de torção o próximo passo é selecionar o motor. Segundo Shigley, et al. (2005) para se abrir uma trinca, é necessário que a amostra esteja sujeita a receber 80% da tensão máxima suportada pelo material. No caso do aço ABNT 4140 tem-se $\tau_{max} = 750 \text{ MPa}$, logo a amostra deve receber uma tensão de aproximadamente 600 Mpa.

Com o intuito de definir um tamanho de braço, uma simulação é feita utilizando o software Autodesk Inventor tanto para a amostra de diâmetro 6 mm, quanto para a amostra de diâmetro 25 mm. Os valores obtidos estão descritos na tabela 3.1 e 3.2 abaixo:

Tabela 3. 1 - Resultados da simulação - amostra 6 mm.

Amostra 6 mm - informações força					
<i>Braço</i> [mm]	Carga [N]	Tensão [Mpa]	Deslocamento [mm]	Ângulo [rd]	Ângulo [°]
100	7615	600	17,36	0,17188695	9,8483965
150	5055	600	24,6	0,16255297	9,3135989
200	3800	600	31,84	0,15787513	9,0455789
250	3043	600	39,07	0,15502603	8,8823371
300	2535	600	46,31	0,15315777	8,7752936
400	1845	600	59,12	0,14673767	8,407449
500	1470	600	73,15	0,14526942	8,3233244

Tabela 3. 2 - Resultados da simulação - amostra 25 mm.

Amostra 25 mm - informações força					
<i>Braço</i> [mm]	Carga [N]	Tensão [Mpa]	Deslocamento [mm]	Ângulo [rd]	Ângulo [°]
100	11160	600	4,826	0,04822259	2,7629507
150	7393	600	6,883	0,0458545	2,6272694
200	5529	600	8,947	0,04470519	2,561419
250	4411,5	600	11,04	0,04413133	2,5285388
300	3668	600	13,16	0,04383856	2,5117646
400	2671	600	17,09	0,04269903	2,4464743
500	2135	600	21,58	0,04313323	2,4713521

É importante ressaltar que a simulação realizada considerou a força aplicada verticalmente, implicando metade do ângulo de torção necessário para a amostra, conforme figura 3.4 abaixo. Dessa forma os resultados obtidos são referentes a metade do ângulo de torção desejado.

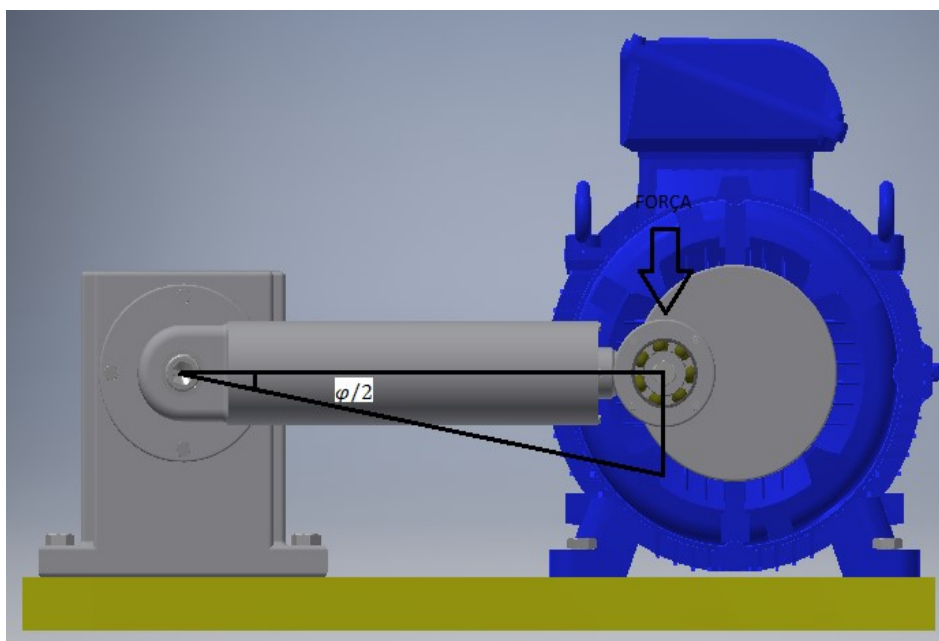


Figura 3. 4 - Representação da força aplicada e ângulo utilizados na simulação.

Assim, de acordo com as informações obtidas pela simulação, o braço mais adequado para o sistema é o 400 mm, pois resultou em um ângulo que mais se aproxima a situação exigida nos parâmetros iniciais.

Para selecionar o motor necessário teve-se como base a situação mais crítica do mecanismo. No caso, a situação que exige maior carga é a amostra de 25 mm, em torno de 2671 N. Conhecendo a força aplicada e o tamanho do braço é possível determinar o torque na amostra. Através dos cálculos mostrados a seguir, o torque no motor é definido e por consequência a potência necessária para o funcionamento do mecanismo.

De acordo com Shigley, et al. (2005), o torque e a potência necessária para o mecanismo podem ser calculados.

Memorial de cálculo.

Através da relação trigonométrica, mostrada na figura 3.5, é possível determinar a distância d_2 , a qual representa a distância excêntrica de aplicação da carga referente ao centro do disco acoplado ao motor.

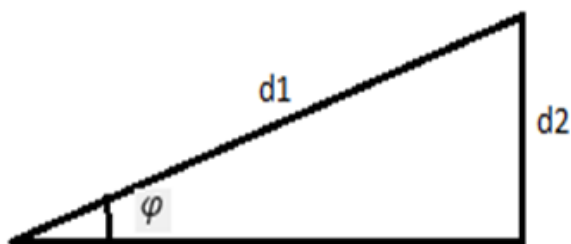


Figura 3. 5 - Representação trigonométrica do mecanismo.

Cálculo de d_2 para a amostra 6 mm

Braço: $d_1 = 400 \text{ mm}$

Ângulo de torção: $\varphi \approx 8,4^\circ$

Utiliza-se a relação de seno em triângulos:

$$\text{sen}(8,4) = \frac{d_2}{400} \quad (3.11)$$

$$d_2 = 58,48 \text{ mm}$$

Cálculo de d_2 para a amostra 25 mm

Braço: $d_1 = 400 \text{ mm}$

Ângulo de torção: $\varphi \approx 2,5^\circ$

Considera-se a relação de triângulos citada anteriormente:

$$\text{sen}(2,5) = \frac{d_2}{400} \quad (3.12)$$

$$d_2 = 17,44 \text{ mm}$$

Com as distâncias definidas é possível calcular o torque da amostra e do motor:

$$\text{Torque} = \text{Força} \times \text{Distância}$$

- Amostra:

$$Ta = F \times d_1 \quad (3.13)$$

$$Ta = 2671 \times 400 = 1,068 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

- Motor:

$$Tm = F \times d2 \quad (3.14)$$

$$Tm = 2671 \times 17,44 = 46582,24 \text{ Nmm}$$

Para calcular a potência do motor, tem-se que:

$$H = T \times n \quad (3.15)$$

H: Potência do motor em W

T: Torque do motor em Nm

n: rotação do motor em rad/s

Adota-se um motor com rotação de 1800 rpm. Então:

$$H = 46582,24 \times 188,4$$

$$H = 8776,1 \text{ W} = 11,8 \text{ CV}$$

Logo, o motor escolhido que mais se aproxima do necessário para o funcionamento do equipamento é o de 12,5 CV.

Como esse mecanismo analisa amostras de diferentes diâmetros é necessário fazer um ajuste de posição do motor, pois o comprimento do cilindro mecânico deve ter um comprimento fixo 400 mm. Dessa forma, a base sustentadora do mecanismo possui oblongos que aproximam ou afastam o motor de acordo com a amostra ensaiada.

3.3 Dimensionamento componentes críticos

A etapa seguinte é a avaliação dos componentes mecânicos mais críticos, passíveis de sofrer ruptura devido à alta rotação e torque.

O primeiro componente analisado é o pistão, ele desliza dentro dos rolamentos lineares à medida que o disco acoplado ao motor gira. A figura 3.6 abaixo representa uma vista em corte do cilindro mecânico.

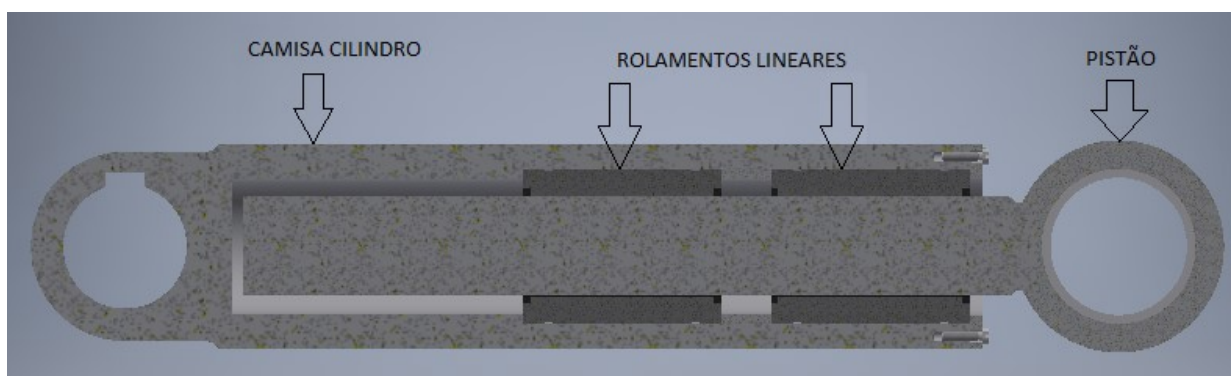


Figura 3. 6 Cilindro mecânico elaborado para transmitir torque na amostra.

A análise do pistão considera o caso mais crítico, amostra com diâmetro 6 mm e uma força de 1845 N. Essa consideração é feita, pois a distância que o pistão estende com a amostra de 6 mm de diâmetro é de 116,96 mm (duas vezes 58,48 mm), enquanto com a amostra de 25 mm o pistão estende 34,88 mm (duas vezes 17,44 mm). Ou seja, como a distância é maior o momento é maior, sendo assim, o caso mais crítico da estrutura é com a amostra de menor diâmetro (6 mm).

O estudo do mecanismo estaticamente é feito considerando os rolamentos lineares como apoios. A distância de aplicação da força até o primeiro rolamento equivale a distância já existente, 60 mm, acrescida de duas vezes o braço " $d_2 = 58,48\text{ mm}$ ", conforme calculado anteriormente.

Assim, um diagrama de corpo livre é construído, a figura 3.7 ilustra os apoios e a força aplicada. Os pontos A e B correspondem a posição dos mancais de rolamento linear, a força é aplicada a extremidade do pistão em seu maior deslocamento.

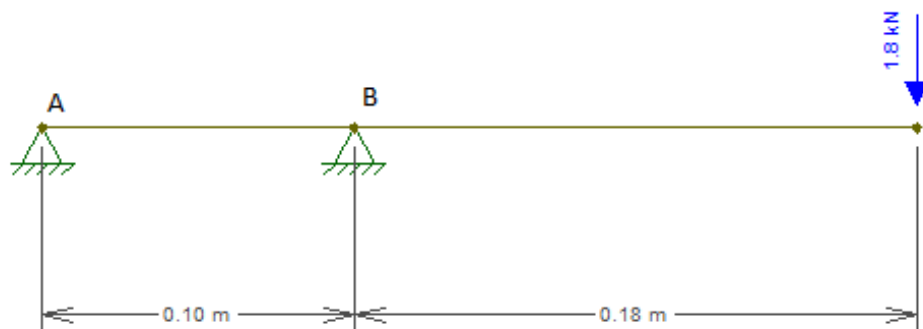


Figura 3. 7 - Diagrama de corpo livre do pistão.

Segundo Shigley, et al. (2005), as reações de apoio, momentos, análise de tensão e fadiga podem ser calculadas pelas seguintes equações:

A primeira etapa é encontrar as reações de apoio:

$$\sum F_y = 0 \quad (3.16)$$

$$F_a = F_b - 1845 \quad (3.17)$$

$$\sum M_A = 0 (\text{Sentido horário } +) \quad (3.18)$$

$$-F_b \cdot 100 + 1845 \cdot (100 + 176,96) = 0 \quad (3.19)$$

$$F_b \cdot 100 = 1845 \cdot (100 + 176,96) \quad (3.20)$$

$$F_b = 5109,9 \text{ N}$$

Ao substituir F_b tem-se:

$$F_a = 3264,9 \text{ N}$$

Com as forças definidas é possível construir o diagrama de momento fletor e esforço cortante.

Memorial de cálculo momento fletor:

Trecho AB pela esquerda ($100 \geq x \geq 0$)

$$M(x) = -F_a \cdot x \quad (3.21)$$

Para $x = 0 \rightarrow M(0) = 0 \text{ Nmm}$

Para $x = 100 \rightarrow M(100) = -326490 \text{ Nmm}$

Trecho BC pela esquerda ($176,96 \geq x \geq 0$)

$$M(x) = -F_a \cdot (x + 100) + F_b \cdot x \quad (3.22)$$

Para $x = 0 \rightarrow M(0) = -326490 \text{ Nmm}$

Para $x = 176,96 \rightarrow M(176,96) = 0 \text{ Nmm}$

Memorial de cálculo esforço cortante:

$$V(x) = \frac{dM}{dx} \quad (3.23)$$

Trecho AB: $V(x) = -F_a = -3264,9 \text{ N}$

Trecho BC: $V(x) = -F_a + F_b = 1845 \text{ N}$

O diagrama construído pode ser visto na figura 3.8 abaixo:

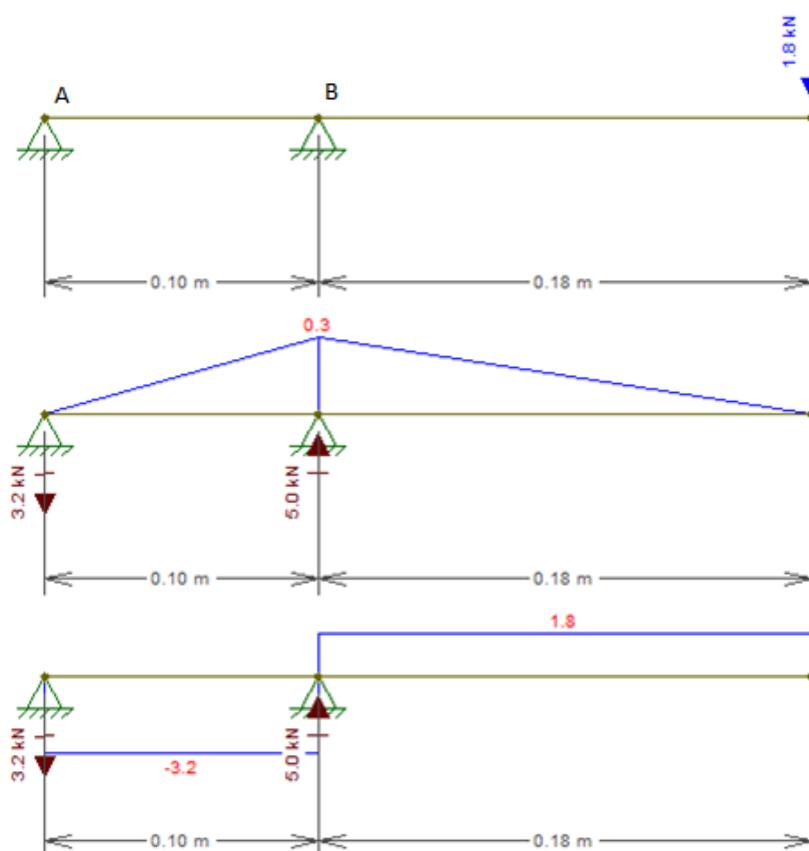


Figura 3. 8 - Diagrama de momento fletor e esforço cortante – software FTOOL.

Após a definição do maior momento fletor e do esforço cortante, é realizado o cálculo das tensões.

De acordo com Shigley, et al. (2005), as equações para análise de tensão são respectivamente:

$$\sigma = \frac{My}{I} \quad (3.24)$$

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (3.25)$$

$$y = \frac{d}{2} \quad (3.26)$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (3.27)$$

$$A = \pi r^2 \quad (3.28)$$

Tem-se que: $M = 326490 \text{ Nmm}$; $V = 3264,9 \text{ N}$ e $d = 40 \text{ mm}$

Assim,

$$\sigma_x = 51,99 \text{ MPa} \quad \sigma_y = 0 \text{ MPa} \quad \text{e} \quad \tau_{xy} = 2,59 \text{ MPa}$$

Para definir as tensões máximas e mínimas, o círculo de Mohr é utilizado. A figura 3.9 abaixo representa a posição das tensões máximas e mínimas.

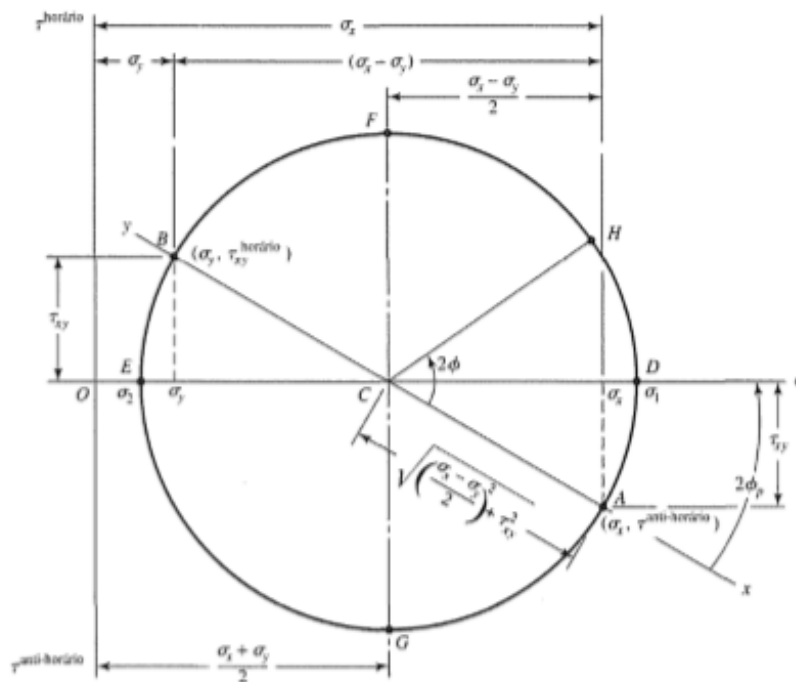


Figura 3. 9 - Representação das tensões no círculo de Mohr . Shigley (2005)

$$\sigma_{med} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad (3.29)$$

$$\sigma_{med} = 25,99 \text{ MPa}$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.30)$$

$$R = 26,12 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \sigma_{\text{med}} + R \quad (3.31)$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 52,11 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{mín}} = \sigma_{\text{med}} - R \quad (3.32)$$

$$\sigma_{\text{mín}} = -0,129 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.33)$$

$$\tau_{\text{máx}} = 26,12 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.34)$$

$$\tau_{\text{mín}} = -26,12 \text{ MPa}$$

Conforme descrito por Shigley, et al. (2005), para realizar a análise estática do componente o material adotado é o aço 1020 ($S_y = 220 \text{ MPa}$, $S_{ut} = 341 \text{ MPa}$)

Aplicando Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{\text{máx}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{máx}}^2} = 69,02 \text{ MPa} \quad (3.35)$$

Critério de segurança:

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{n} \quad (3.36)$$

$$n = \frac{220}{69,02} = 3,18 \quad (3.37)$$

Como o coeficiente de segurança n é maior que 1, o mecanismo está dimensionado. No entanto, o mecanismo sofre um torque repetitivamente, assim a análise por fadiga é extremamente importante.

Logo, o próximo passo é analisar todo o pistão para esse critério. A primeira etapa dessa análise é definir o limite para a vida desejada.

O dimensionamento de aços considerando fadiga leva em conta o gráfico visto na figura 3.10 abaixo.

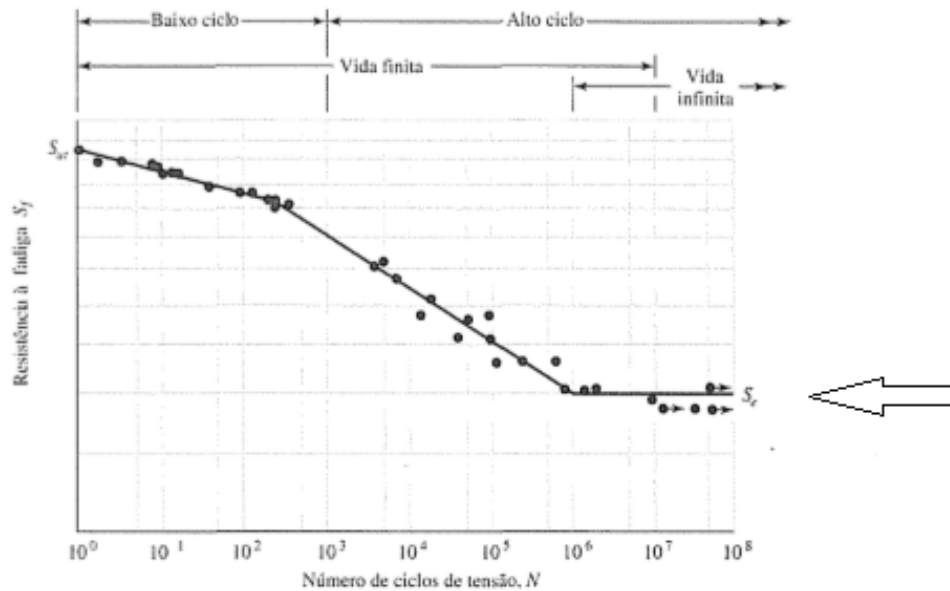


Figura 3. 10 - Diagrama SxN para aço. Shigley (2005)

Como é desejável vida infinita para o mecanismo, o número de ciclos adotado é: $N = 10^6$, dessa forma o limite de fadiga a ser utilizado para cálculos é S_e .

De acordo com Shigley, et al. (2005),

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad (3.38)$$

$$S_{ut} = 341 \text{ MPa} \quad (3.39)$$

$$S'_e = 0,504 \cdot S_{ut} = 171,86 \text{ MPa} \quad (3.40)$$

Já os fatores modificadores do limite de resistência (K) são particularmente definidos para cada situação.

- K_a - Fator de superfície

Esse fator é definido levando-se em conta a superfície do material, substituindo os coeficientes da tabela 3.3 na equação 3.41:

$$K_a = a. (S_{ut})^b \quad (3.41)$$

Tabela 3. 3 - Parâmetros para o fator de modificação de superfície. Shigley (2005)

Acabamento superficial	Fator a (Sut - Mpa)	Expoente b
Retificado	1,58	- 0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	- 0,265
Laminado a quente	57,7	- 0,718
Como forjado	272	- 0,995

Considerando $a = 4,51$ e $b = -0,265$ $S_{ut} = 341 \text{ MPa}$, tem-se:

$$K_a = 0,96$$

- K_b - Fator de tamanho

Para efeitos de flexão esse fator é calculado de acordo com as equações abaixo:

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7,56}\right)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (3.42)$$

No entanto, deve-se levar em conta um diâmetro efetivo, calculado de acordo com a equação a seguir:

$$d_e = 0,37. (d) \quad (3.43)$$

Dessa forma,

$$d_e = 0,37. (40) = 14,8 \text{ mm} \quad (3.44)$$

Logo:

$$K_b = 1,24. (14,8)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,929$$

- K_c – Fator de carregamento

Como o mecanismo está sujeito a flexão, tem-se que:

$$K_c = 1$$

- K_d – Fator de temperatura

Tem-se que:

$$K_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (3.45)$$

O equipamento projetado trabalha a temperatura ambiente, portanto de acordo com a tabela 3.4 abaixo:

$$K_d = 1$$

Tabela 3. 4 - Efeito da temperatura de operação sobre a resistência à tração do aço. Shigley (2005)

Temperatura [°]	St/Srt
20	1
50	1,01
100	1,02
150	1,035
200	1,02
150	1
300	0,975
350	0,943
400	0,9
450	0,843
500	0,768
550	0,672
600	0,549

- K_e – Fator de confiabilidade

Considerando alguns fatores de confiabilidade, adota-se uma confiabilidade de 99% de acordo com a tabela 3.5, logo:

$$K_e = 0,814$$

Tabela 3. 5 - Fator de confiabilidade. Shigley(2005)

Confiabilidade	Variante de Transformação Za	Fator de confiabilidade Ke
50	0	1
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,62

- K_f – Fator de efeitos diversos

Como não há corrosão e tratamentos superficiais com cádmio ou níquel, assume-se que:

$$K_f = 1$$

Com todos os fatores definidos representados na tabela 3.6:

Tabela 3. 6 - Fatores de modificação para o pistão.

Fatores de modificação	
K_a	0,96
K_b	0,929
K_c	1
K_d	1
K_e	0,814
K_f	1

Pode-se calcular S_e :

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad (3.46)$$

$$S_e = 0,96.0,929.1.1.0,814.1.171,86$$

$$S_e = 124,82 \text{ MPa}$$

Ou seja, o limite de resistência do material a fadiga é 124,82 MPa. O próximo passo é determinar as tensões alternadas e médias nominais:

$$\sigma_{0a} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = 26,12 \text{ MPa} \quad (3.47)$$

$$\sigma_{0m} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = 25,99 \text{ MPa} \quad (3.48)$$

$$\tau_{0a} = \frac{\tau_{m\acute{a}x} - \tau_{m\acute{i}n}}{2} = 26,12 \text{ MPa} \quad (3.49)$$

$$\tau_{0m} = \frac{\tau_{m\acute{a}x} + \tau_{m\acute{i}n}}{2} = 0 \text{ MPa} \quad (3.50)$$

Posteriormente, determinar fator de concentração de tensão para fadiga e corrigir as tensões alternadas e médias.

Tem-se que:

$$K_f = (1 + q(K_t - 1)) \quad (3.51)$$

Adota-se que o componente é um eixo flexionado, com redução de diâmetro e com um raio de arredondamento.

A figura 3.11, representa o valor aproximado de K_t , levando em consideração $D = 80 \text{ mm}$, $d = 40 \text{ mm}$ e $r = 5 \text{ mm}$.

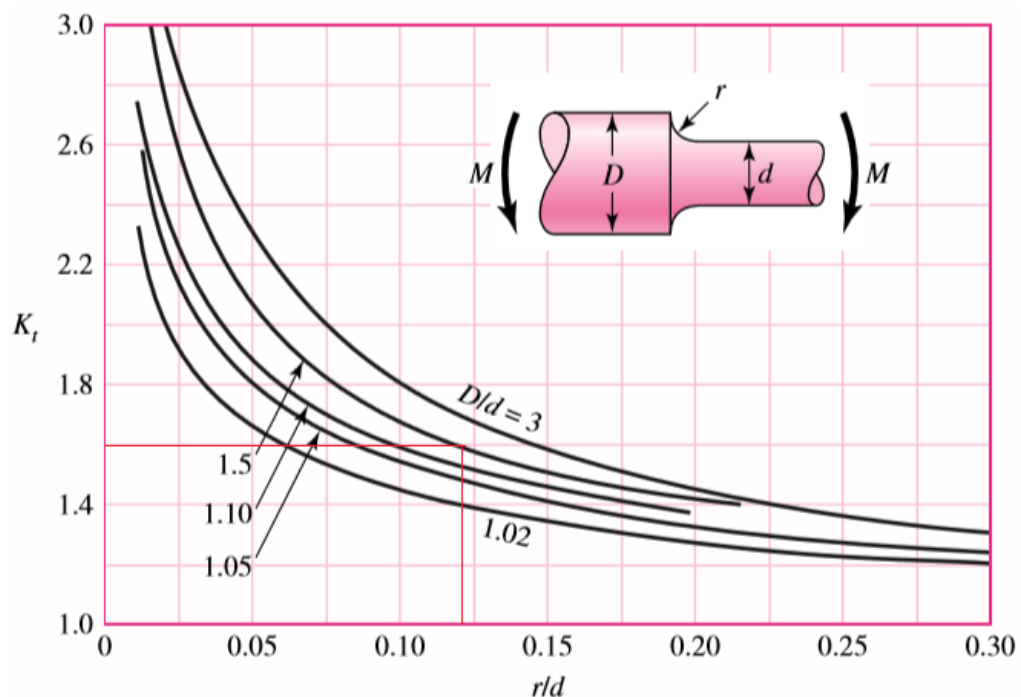


Figura 3. 11 - Gráfico teórico concentrador de tensão. Shigley (2005)

Dessa forma,

$$K_t \cong 1,6$$

Para definir o valor de “q”, tem-se:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (3.52)$$

A partir do gráfico apresentado na figura 3.12, considera-se $\sqrt{a} = 0,14$ levando em conta que o aço utilizado é abaixa liga e o limite de ruptura equivale a 49,5 kpsi.

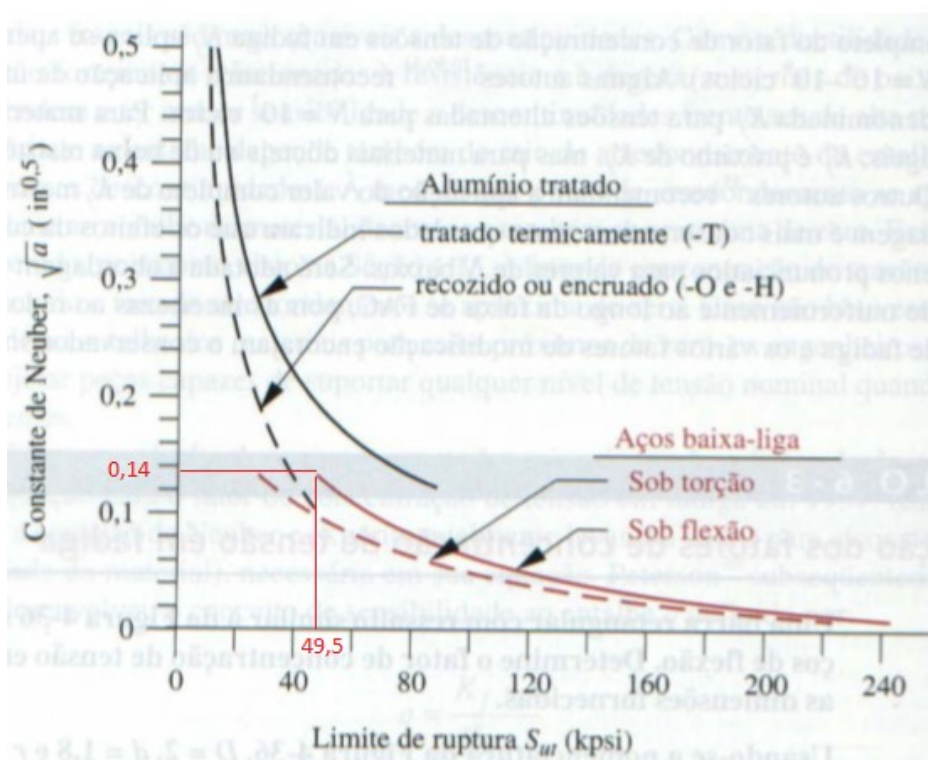


Figura 3. 12 - Gráfico constante de Neuber. Shigley (2005)

Considerando que o raio de arredondamento equivale 5 mm, tem-se:

$$\sqrt{r} = \sqrt{5} = 2,23 \text{ mm} \quad (3.53)$$

Assim,

$$q = 0,94$$

Logo,

$$K_f = 1,56$$

Com o fator de concentração já definido, o próximo passo é verificar o valor de K_{fm} :

Se $K_f \cdot \sigma_{m\acute{a}x} < S_y \rightarrow K_{fm} = K_f$

$$K_f \cdot \sigma_{m\acute{a}x} = 1,56 \cdot 54,055 = 84,33 < 220 \quad (3.54)$$

Logo,

$$K_{fm} = K_f$$

Na sequência, é necessário corrigir as tensões médias e alternadas;

$$\sigma_a = \sigma_{0a} \cdot K_f = 40,85 \text{ MPa} \quad (3.55)$$

$$\sigma_m = \sigma_{0m} \cdot K_{fm} = 40,65 \text{ MPa} \quad (3.56)$$

$$\tau_a = \tau_{0a} \cdot K_f = 40,85 \text{ MPa} \quad (3.57)$$

$$\tau_m = \tau_{0m} \cdot K_{fm} = 0 \text{ MPa} \quad (3.58)$$

Por último, aplicar critério de Gerber para verificar se o coeficiente de segurança está apropriado. De acordo com Gerber, tem-se que:

$$n \frac{\sigma_a}{S_e} + n^2 \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (3.59)$$

Ao substituir os valores e resolver a equação de segundo grau, obtém-se:

$$n = 2,73$$

Ou seja, o diâmetro de 40 mm está adequado para os esforços.

O segundo componente analisado é a camisa do cilindro, sua representação 3D pode ser observada na figura 3.13:

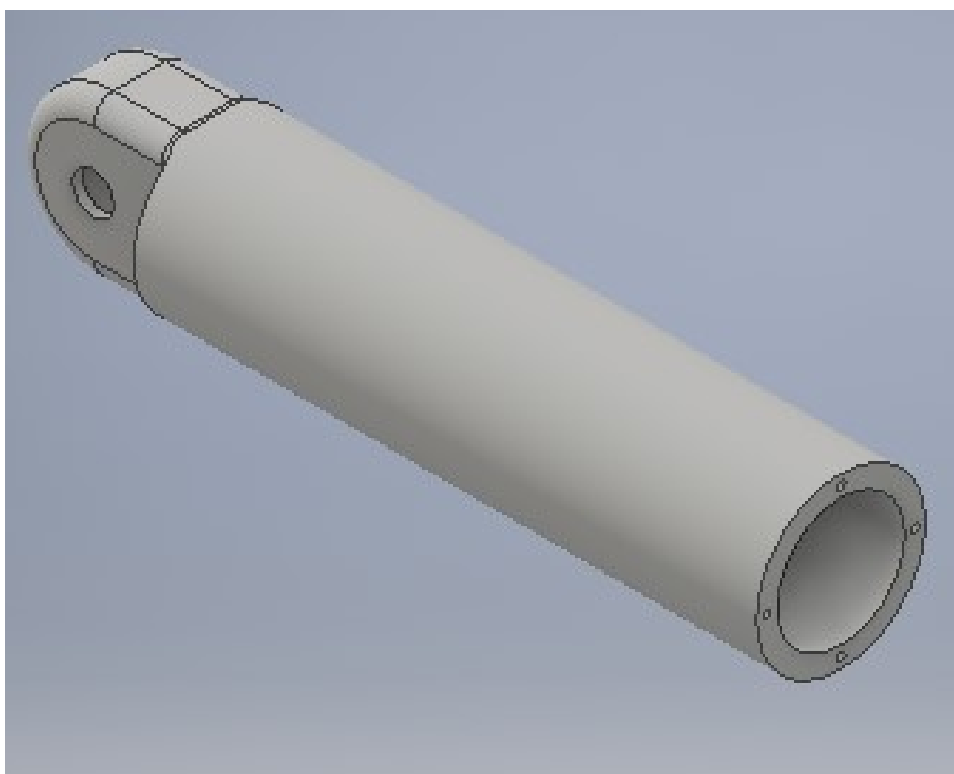


Figura 3. 13 - Representação 3D camisa do cilindro.

Para a análise desse componente mecânico, considera-se o mesmo caso crítico utilizado para dimensionar o pistão, assim as reações de apoio do mancal nos pontos A e B são as mesmas calculadas para o pistão.

O diagrama de corpo livre representado na figura 3.14 abaixo mostra as forças aplicadas e o engaste do mecanismo:



Figura 3. 14 - Diagrama de corpo livre camisa do cilindro mecânico.

Como citado anteriormente, de acordo com Shigley, et al. (2005), as reações de apoio, momentos, análise de tensão e fadiga podem ser calculadas pelas seguintes equações:

$$\sum F_y = 0 \quad (3.60)$$

$$F_c + 3264,9 = 5109,9 \quad (3.61)$$

$$F_c = 5109,9 - 3264,9 = 1845 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0 \text{ (Sentido horário +)} \quad (3.62)$$

$$-F_c \cdot 220 - F_b \cdot (100) + M_c = 0 \quad (3.63)$$

$$M_c = -5109,9 \cdot (100) - 1845 \cdot 220 = -916890 \text{ Nmm}$$

Com as forças definidas e o momento é possível construir o diagrama de momento fletor e esforço cortante:

Memorial de cálculo diagrama momento fletor:

Trecho BA pela direita ($100 \geq x \geq 0$) – (Momento anti-horário positivo)

$$M(x) = F_b \cdot x \quad (3.64)$$

Para $x = 0 \rightarrow M(0) = 0 \text{ Nmm}$

Para $x = 120 \rightarrow M(100) = 510990 \text{ Nmm}$

Trecho AC pela direita ($220 \geq x \geq 0$)

$$M(x) = F_b \cdot (100 + x) - F_a \cdot x \quad (3.65)$$

Para $x = 0 \rightarrow M(0) = 510990 \text{ Nmm}$

Para $x = 220 \rightarrow M(220) = 916890 \text{ Nmm}$

Memorial de cálculo esforço cortante:

$$V(x) = -\frac{dM}{dx} \quad (3.66)$$

Trecho BA: $V(x) = -F_b = -5109,9 \text{ N}$

Trecho AC: $V(x) = -F_b + F_a = -1845 \text{ N}$

O diagrama construído pode ser observado na figura 3.15 a seguir:

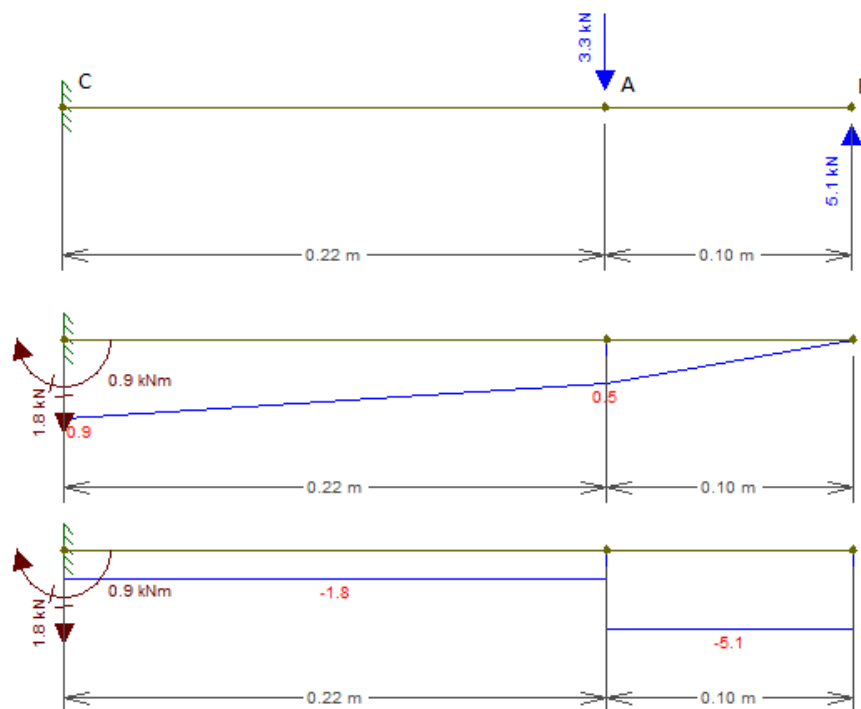


Figura 3. 15 - Diagrama de momento fletor e esforço cortante.

O cálculo das tensões é realizado utilizando as equações abaixo.

$$\sigma = \frac{My}{I} \quad (3.67)$$

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (3.68)$$

$$y = \frac{d}{2} \quad (3.69)$$

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} \quad (3.70)$$

$$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (3.71)$$

Tem-se que: $M = 916890 \text{ Nmm}$ $V = 5109,9 \text{ N}$ $D = 82 \text{ mm}$ e $d = 62 \text{ mm}$. Assim:

$$\sigma_x = 25,17 \text{ MPa} \quad \sigma_y = 0 \text{ MPa} \quad \text{e} \quad \tau_{xy} = 2,26 \text{ MPa}$$

Na análise de tensões utilizando o círculo de Mohr tem-se:

$$\sigma_{med} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad (3.72)$$

$$\sigma_{med} = 12,58 \text{ MPa}$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.73)$$

$$R = 12,78 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_{med} + R \quad (3.74)$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 25,37 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \sigma_{med} - R \quad (3.75)$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = -0,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.76)$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 12,78 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m\acute{i}n} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.77)$$

$$\tau_{m\acute{i}n} = -12,78 \text{ MPa}$$

Após definidas as tensões máximas e mínimas, aplica-se a análise estática para o componente. Conforme o trabalho de Shigley, et al. (2005), o material considerado é o aço 1020 ($S_y = 220 \text{ MPa}$, $S_{ut} = 341 \text{ MPa}$). Ao aplicar Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{m\acute{a}x}^2 + 3 \cdot \tau_{m\acute{a}x}^2} \quad (3.78)$$

$$\sigma_{eq} = 33,68 \text{ MPa}$$

Critério de segurança:

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{n} \quad (3.79)$$

$$n = \frac{220}{33,68} = 6,53$$

Como o coeficiente de segurança é maior que 1 o mecanismo está dimensionado. A análise de fadiga também é necessária para definir se o diâmetro escolhido para o componente está adequado.

Para determinar o limite de fadiga para a vida desejada, o procedimento é o mesmo utilizado para o pistão, muda-se apenas o fator de forma.

- K_b - Fator de tamanho

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7,56}\right)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (3.80)$$

$$d_e = 0,37 \cdot (d)$$

Dessa forma:

$$d_e = 0,37 \cdot (82) = 30,34 \text{ mm}$$

Logo:

$$K_b = 1,24 \cdot (30,34)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,86$$

Tem-se então todos os fatores de modificação como pode ser visto na tabela 3.7 abaixo:

Tabela 3. 7 - Fatores de modificação para a camisa do cilindro.

Fatores de modificação	
K_a	0,96
K_b	0,86
K_c	1
K_d	1
K_e	0,814
K_f	1

Com todos os fatores definidos, pode-se calcular S_e :

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad (3.81)$$

$$S_e = 0,96.0,86.1.1.0,814.1.171,86$$

$$S_e = 115,59 \text{ MPa}$$

Ou seja, o limite de resistência do material a fadiga equivale a 115,59 MPa. Em seguida, as tensões iniciais alternadas e médias devem ser calculadas.

$$\sigma_{0a} = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}}{2} = 12,78 \text{ MPa} \quad (3.82)$$

$$\sigma_{0m} = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}}}{2} = 12,58 \text{ MPa} \quad (3.83)$$

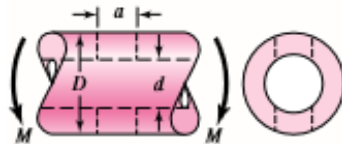
$$\tau_{0a} = \frac{\tau_{\text{máx}} - \tau_{\text{mín}}}{2} = 12,78 \text{ MPa} \quad (3.84)$$

$$\tau_{0m} = \frac{\tau_{\text{máx}} + \tau_{\text{mín}}}{2} = 0 \text{ MPa} \quad (3.85)$$

O próximo passo é definir o fator de concentração de tensão para fadiga e corrigir as tensões alternadas e médias, de acordo com a equação abaixo o fator de concentração pode ser determinado.

$$K_f = (1 + q(K_t - 1)) \quad (3.86)$$

Considera-se o componente como um eixo vazado flexionado. A figura 3.16 abaixo, representa o valor aproximado de K_t , levando em consideração $\frac{a}{D} = 0,3$.



The nominal bending stress is $\sigma_0 = M/Z_{\text{net}}$ where Z_{net} is a reduced value of the section modulus and is defined by

$$Z_{\text{net}} = \frac{\pi A}{32D} (D^4 - d^4)$$

Values of A are listed in the table. Use $d = 0$ for a solid bar

Figura 3. 16 -- Especificação das variáveis. Shigley (2005)

a/D	d/D					
	0.9		0.6		0	
	A	K_t	A	K_t	A	K_t
0.050	0.92	2.63	0.91	2.55	0.88	2.42
0.075	0.89	2.55	0.88	2.43	0.86	2.35
0.10	0.86	2.49	0.85	2.36	0.83	2.27
0.125	0.82	2.41	0.82	2.32	0.80	2.20
0.15	0.79	2.39	0.79	2.29	0.76	2.15
0.175	0.76	2.38	0.75	2.26	0.72	2.10
0.20	0.73	2.39	0.72	2.23	0.68	2.07
0.225	0.69	2.40	0.68	2.21	0.65	2.04
0.25	0.67	2.42	0.64	2.18	0.61	2.00
0.275	0.66	2.48	0.61	2.16	0.58	1.97
0.30	0.64	2.52	0.58	2.14	0.54	1.94

Figura 3. 17- Gráfico teórico concentrador de tensão – perfil vazado. Shigley (2005).

Dessa forma,

$$K_t \cong 2,52$$

A constante de Neuber é a mesma calculada para o pistão Figura 3.12.

$$q = 0,94$$

Logo,

$$K_f = 2,42$$

Na sequência esse valor deve ser verificado.

Caso:

$$\text{Se } K_f \cdot \sigma_{m\acute{a}x} < S_y \rightarrow K_{fm} = K_f$$

$$K_f \cdot \sigma_{m\acute{a}x} = 2,42 \cdot 15,38 = 37,21 < 220 \quad (3.87)$$

Logo,

$$K_{fm} = K_f$$

Posteriormente, é necessário corrigir as tensões médias e alternadas iniciais:

$$\sigma_a = \sigma_{0a} \cdot K_f = 31,06 \text{ MPa} \quad (3.88)$$

$$\sigma_m = \sigma_{0m} \cdot K_{fm} = 30,57 \text{ MPa} \quad (3.89)$$

$$\tau_a = \tau_{0a} \cdot K_f = 31,06 \text{ MPa} \quad (3.90)$$

$$\tau_m = \tau_{0m} \cdot K_{fm} = 0 \text{ MPa} \quad (3.91)$$

Por fim, aplica-se o critério de Gerber.

$$n \frac{\sigma_a}{S_e} + n^2 \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (3.92)$$

Substituindo os valores, resolvendo a equação de segundo grau, obtém-se:

$$n = 3,37$$

Portanto, o diâmetro externo de 82 mm e interno 62 mm está adequado para os esforços.

O terceiro componente crítico analisado é o eixo utilizado para fazer a conexão entre o cilindro mecânico e o motor. A figura 3.18 abaixo ilustra o desenho do componente em 3D.

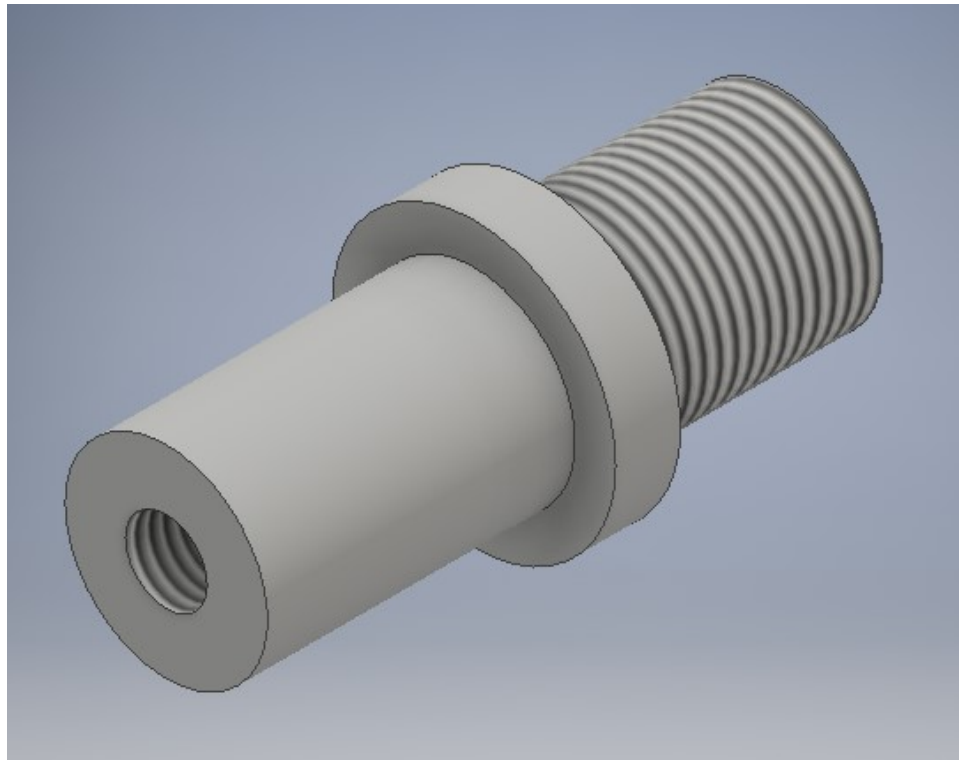


Figura 3. 18 - Representação 3D do eixo roscado.

A análise desse componente é feita para o caso mais crítico, ou seja, a aplicação da carga 2671 N.

O diagrama de corpo livre é construído para definir o tipo de fixação do eixo, além do posicionamento da força aplicada. A figura 3.19 representa o diagrama de corpo livre para o eixo descrito.

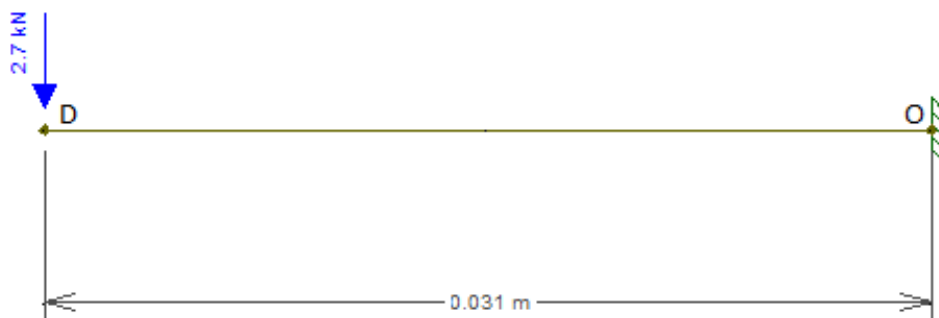


Figura 3. 19 - Diagrama de corpo livre eixo roscado.

De acordo Shigley, et al. (2005), as reações de apoio, momentos, análise de tensão e fadiga podem ser calculadas pelas seguintes equações:

Abaixo segue o memorial de cálculo para defini-las.

$$\sum F_y = 0 \quad (3.93)$$

$$F_O = F_D = 2671 \text{ N}$$

$$M = 2671.31 = 82801 \text{ Nmm}$$

Com as forças definidas é possível construir o diagrama de momento fletor e esforço cortante:

Memorial de cálculo diagrama momento fletor:

Trecho DO pela esquerda ($31 \geq x \geq 0$)

$$M(x) = -F_D \cdot x \quad (3.94)$$

$$\text{Para } x = 0 \rightarrow M(0) = 0 \text{ Nmm}$$

$$\text{Para } x = 31 \rightarrow M(31) = 82801 \text{ Nmm}$$

Memorial de cálculo esforço cortante

$$V(x) = \frac{dM}{dx} \quad (3.95)$$

Trecho GO: $V(x) = -F_D = -2671 \text{ N}$

O diagrama construído está representado na figura 3.20 abaixo.

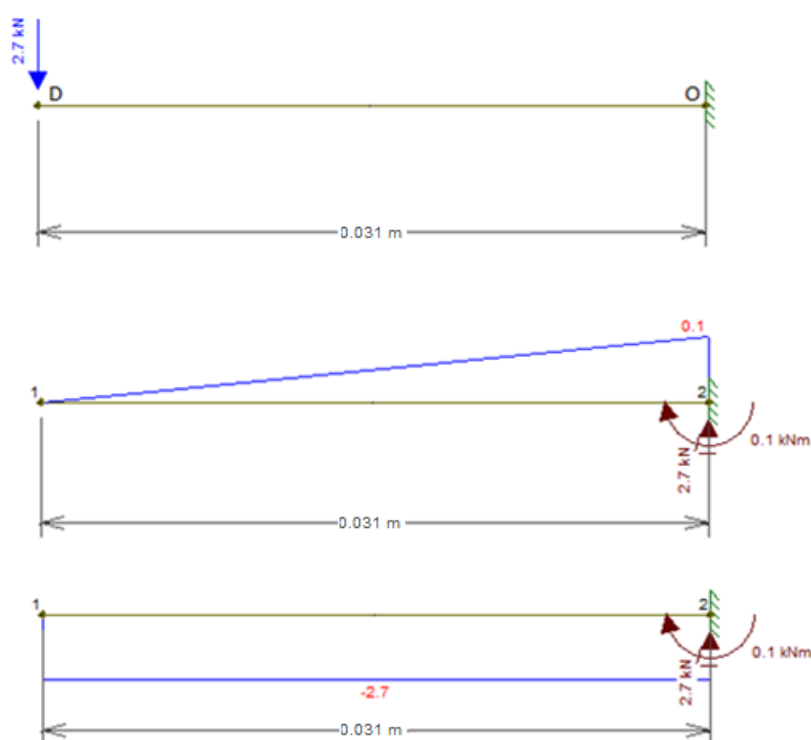


Figura 3. 20 - Diagrama de momento fletor e esforço cortante para o eixo.

Na sequência o cálculo das tensões deve ser feito.

Memorial de cálculo das tensões:

$$\sigma = \frac{My}{I} \quad (3.96)$$

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (3.97)$$

$$y = \frac{d}{2} \quad (3.98)$$

$$I = \frac{\pi(D^4)}{64} \quad (3.99)$$

$$A = \frac{\pi(D^2)}{4} \quad (3.100)$$

Tem-se que: $M = 82801 \text{ Nmm}$ $V = 2671 \text{ N}$ e $d = 25 \text{ mm}$

Assim,

$$\sigma_x = 54 \text{ MPa} \quad \sigma_y = 0 \text{ MPa} \quad \tau_{xv} = 5,44 \text{ MPa}$$

Considera-se o Círculo de Mohr para encontrar as tensões máximas e mínimas do componente:

$$\sigma_{med} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad (3.101)$$

$$\sigma_{med} = 27 \text{ MPa}$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xv}^2} \quad (3.102)$$

$$R = 27,54 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{máx} = \sigma_{med} + R \quad (3.103)$$

$$\sigma_{máx} = 54,54 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{mín} = \sigma_{med} - R \quad (3.104)$$

$$\sigma_{mín} = -0,54 \text{ MPa}$$

$$\tau_{máx} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xv}^2} \quad (3.105)$$

$$\tau_{máx} = 27,54 \text{ MPa}$$

$$\tau_{mín} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xv}^2} \quad (3.106)$$

$$\tau_{mín} = -27,54 \text{ MPa}$$

A análise estática aplicando Von Mises no mecanismo é feita, considera-se o aço 1020 ($S_y = 220 \text{ MPa}$, $S_{ut} = 341 \text{ MPa}$) como base para cálculos.

Memorial de cálculo análise estática:

Aplicando Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{máx}^2 + 3 \cdot \tau_{máx}^2} \quad (3.107)$$

$$\sigma_{eq} = 72,47 \text{ MPa}$$

Critério de segurança:

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{n} \quad (3.108)$$

$$n = \frac{220}{72,47} = 3,03$$

Como o coeficiente de segurança é maior que 1 o mecanismo está dimensionado. Da mesma forma que os casos anteriores, o dimensionamento por fadiga é necessário.

A mesma metodologia é utilizada, primeiro determina-se o limite de fadiga para a vida desejada, muda-se apenas o fator de forma.

- K_b - Fator de tamanho

Como já calculado anteriormente, abaixo segue apenas o memorial de cálculo para o diâmetro adotado.

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7,56}\right)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (3.109)$$

$$d_e = 0,37 \cdot (d)$$

Dessa forma,

$$d_e = 0,37 \cdot (25) = 9,25 \text{ mm}$$

Logo,

$$K_b = 1,24 \cdot (9,25)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,97$$

Tem-se então todos os fatores de modificação como pode ser visto na tabela 3.8 abaixo:

Tabela 3. 8 - Fatores de modificação para o eixo roscado.

Fatores de modificação	
K_a	0,96
K_b	0,97
K_c	1
K_d	1
K_e	0,814
K_f	1

Com todos os fatores definidos, é possível calcular S_e :

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad (3.110)$$

$$S_e = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 171,86$$

$$S_e = 131,25 \text{ MPa}$$

Ou seja, o limite de resistência do material a fadiga é 131,25 MPa. Na sequência, calcula-se as tensões iniciais alternadas e médias:

$$\sigma_{0a} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 27,54 \text{ MPa} \quad (3.111)$$

$$\sigma_{0m} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 27 \text{ MPa} \quad (3.112)$$

$$\tau_{0a} = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 27,54 \text{ MPa} \quad (3.113)$$

$$\tau_{0m} = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 0 \text{ MPa} \quad (3.114)$$

Posteriormente é necessário avaliar o fator de concentração de tensão para fadiga com intuito de corrigir as tensões alternadas e médias iniciais.

$$K_f = (1 + q(K_t - 1)) \quad (3.115)$$

Considera-se o componente como um eixo flexionado, com uma redução de diâmetro e com um raio de arredondamento.

A figura 3.21 abaixo, representa o valor aproximado de K_t , levando em consideração $D = 35 \text{ mm}$, $d = 25 \text{ mm}$ e $r = 1 \text{ mm}$.

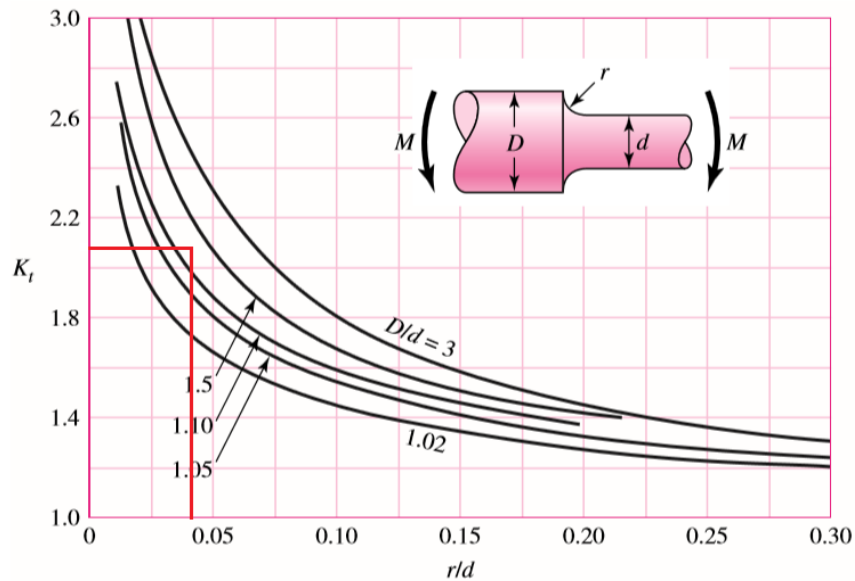


Figura 3. 21 - Gráfico teórico concentrador de tensão para o eixo. Shigley, (2005)

Dessa forma a partir da figura 3.21 tem-se que:

$$K_t \cong 2,1$$

Para definir q, utiliza-se a equação:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (3.116)$$

Tem-se que $\sqrt{a} = 0,14$ pelo gráfico da constante de Neuber, Figura 3.12. Assim,

$$q = 0,87$$

Logo,

$$K_f = 1,957$$

Em seguida é feita a verificação do valor de K_{fm} :

Se $K_f \cdot \sigma_{m\acute{a}x} < S_y \rightarrow K_{fm} = K_f$

$$K_f \cdot \sigma_{m\acute{a}x} = 1,957 \cdot 39,08 = 76,48 < 220 \quad (3.117)$$

Logo,

$$K_{fm} = K_f$$

Assim a correção das tensões alternadas e médias iniciais é feita:

$$\sigma_a = \sigma_{0a} \cdot K_f = 53,9 \text{ MPa} \quad (3.118)$$

$$\sigma_m = \sigma_{0m} \cdot K_{fm} = 52,84 \text{ MPa} \quad (3.119)$$

$$\tau_a = \tau_{0a} \cdot K_f = 53,9 \text{ MPa} \quad (3.120)$$

$$\tau_m = \tau_{0m} \cdot K_{fm} = 0 \text{ MPa} \quad (3.121)$$

Por fim aplica-se o critério de Gerber:

$$n \frac{\sigma_a}{S_e} + n^2 \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (3.122)$$

Substituindo os valores, obtém-se:

$$n = 2,16$$

Como o coeficiente de segurança é maior que 1, o componente está dimensionado.

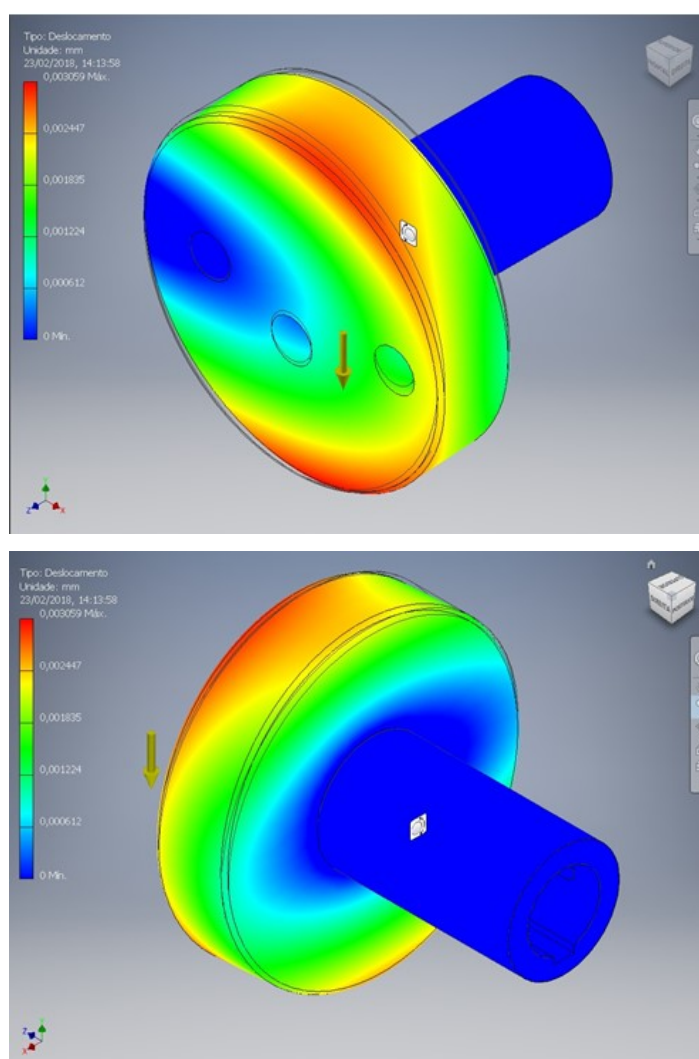
Todos os cálculos estão coerentes com a teoria e foram feitos para um caso ideal. No entanto para complementar o trabalho foi realizada uma simulação utilizando o software *Autodesk Inventor R*.

A malha utilizada para simular o disco contém as seguintes configurações mostradas na tabela 3.9.

Tabela 3. 9 - Configurações de malha disco.

Tamanho médio dos elementos (fração do diâmetro do modelo)	0,1
Tamanho mínimo dos elementos (fração do tamanho médio)	0,2
Fator de nivelamento	1,5
Ângulo máximo de giro	60°
Criar elementos de malha curva	Sim

Como resultado, o deslocamento e a tensão são relativamente pequenos. Uma deformação máxima de 0,0024 mm, indicado na figura 3.22, e uma tensão máxima de 10 MPa, representado na figura 3.23.

**Figura 3. 22** - Simulação indicando a deformação considerando as forças aplicadas no disco.

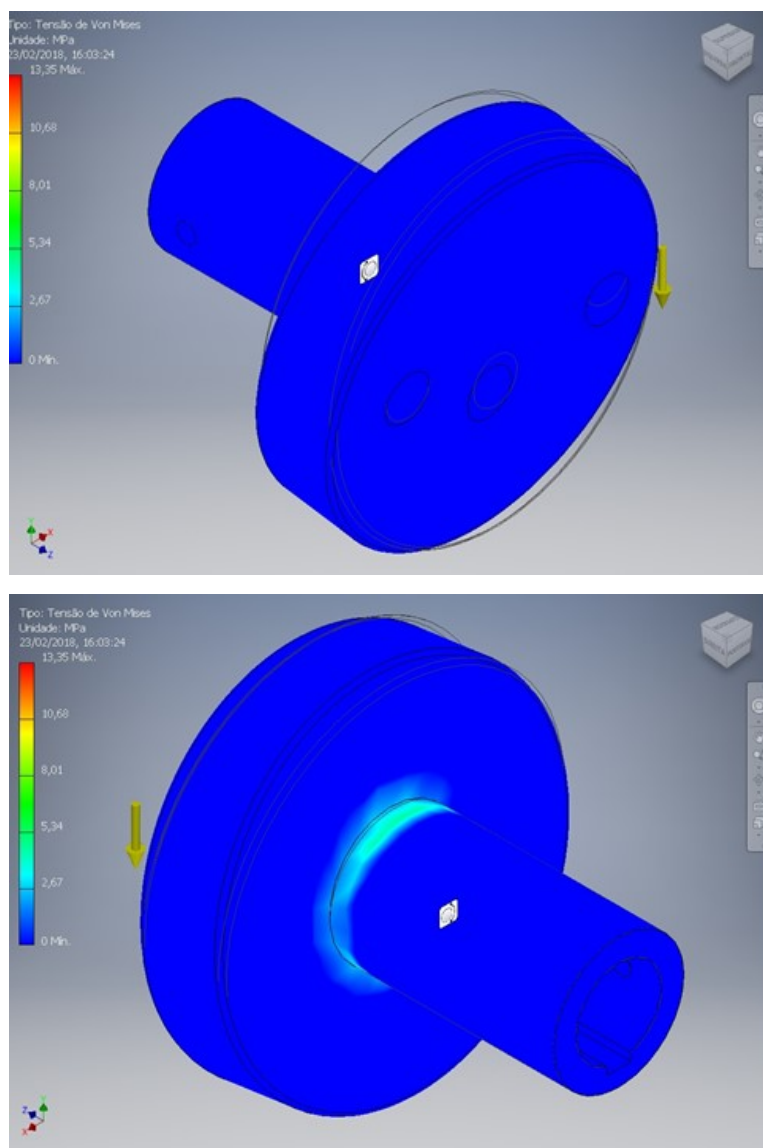


Figura 3. 23 - Simulação indicando a tensão considerando as forças aplicadas no disco.

A malha utilizada para simular o eixo roscado contém as seguintes configurações, mostradas na tabela 3.10.

Tabela 3. 10 - Configurações de malha eixo roscado.

Tamanho médio dos elementos (fração do diâmetro do modelo)	0,1
Tamanho mínimo dos elementos (fração do tamanho médio)	0,2
Fator de nivelamento	1,5
Ângulo máximo de giro	60°
Criar elementos de malha curva	Sim

O eixo roscado apresenta uma tensão máxima equivalente a 37,77 MPa e uma deformação máxima de 0,0102 mm, indicada na figura 3.24, é relativamente baixa, afirmando assim que o diâmetro selecionado está adequado.

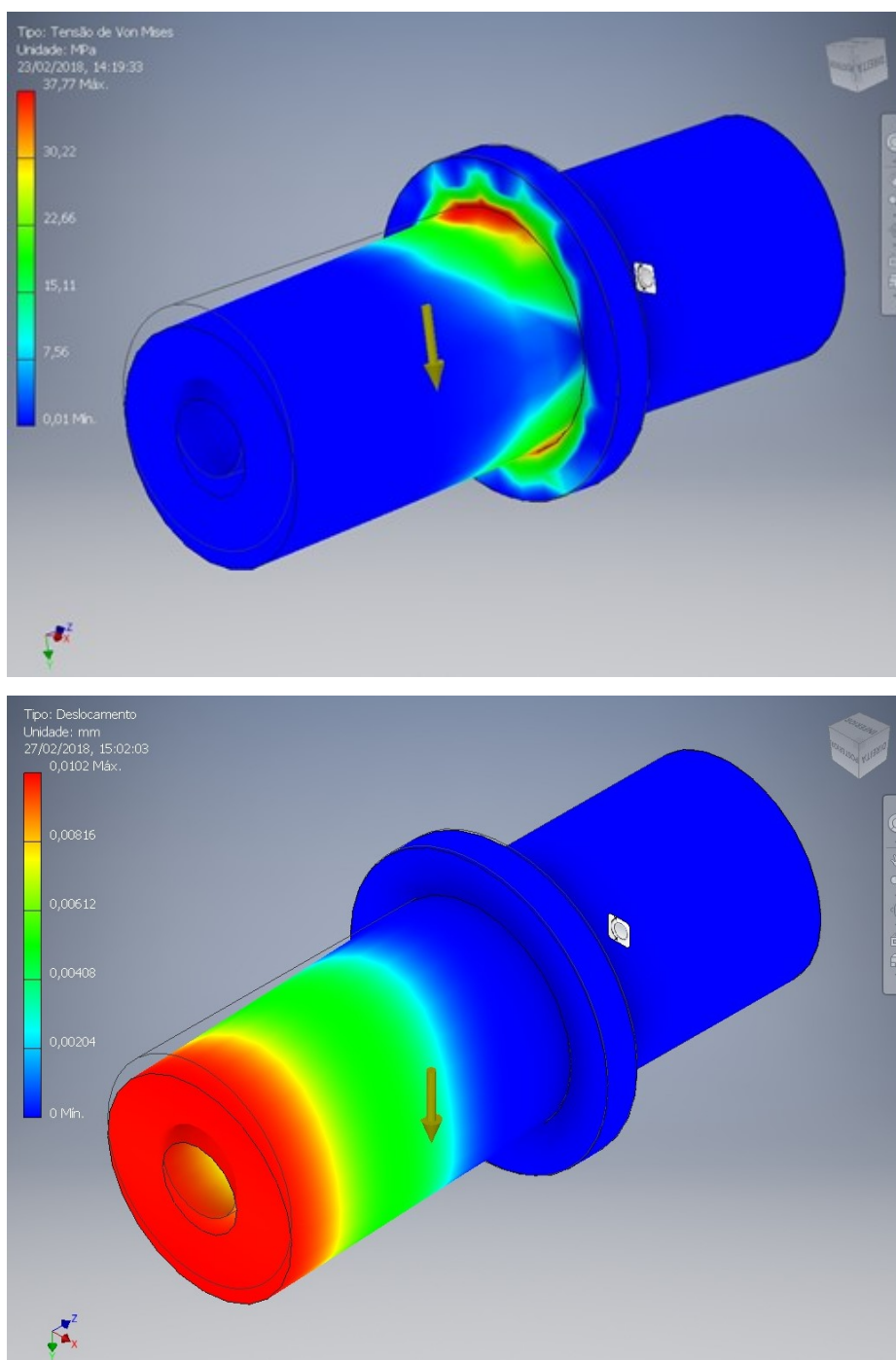


Figura 3. 24 - Simulação indicando a tensão e deformação considerando as forças aplicadas no eixo.

A malha utilizada para simular o cilindro mecânico possui as seguintes configurações, mostradas na tabela 3.11.

Tabela 3. 11 - Configurações de malha cilindro mecânico.

Tamanho médio dos elementos (fração do diâmetro do modelo)	0,1
Tamanho mínimo dos elementos (fração do tamanho médio)	0,2
Fator de nivelamento	1,5
Ângulo máximo de giro	60 °
Criar elementos de malha curva	Não
Usar medida baseada em peça para a malha da montagem	Sim

A figura 3.25 indica a simulação das forças no cilindro mecânico ilustrando uma tensão máxima de 55,77 MPa.

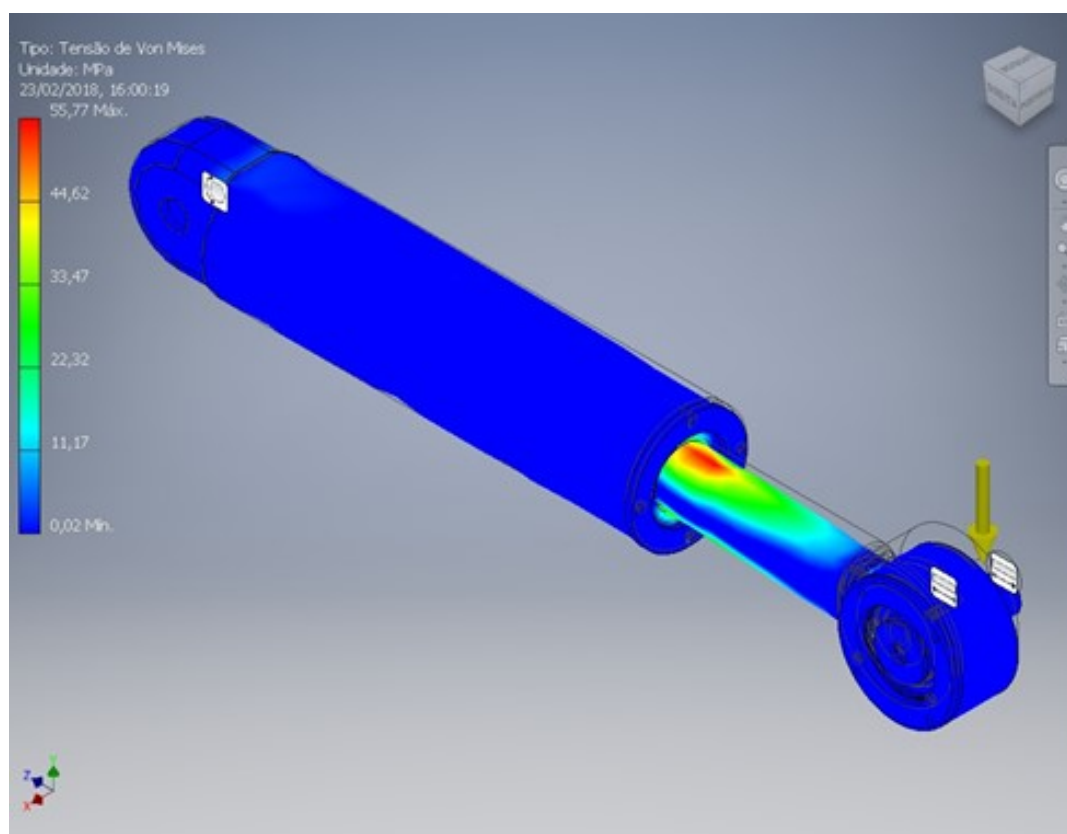


Figura 3. 25 - Simulação indicando a tensão considerando as forças aplicadas no cilindro mecânico.

A figura 3.26, indica simulação das forças no cilindro mecânico representando a deformação máxima equivalente a 0,4593 mm.

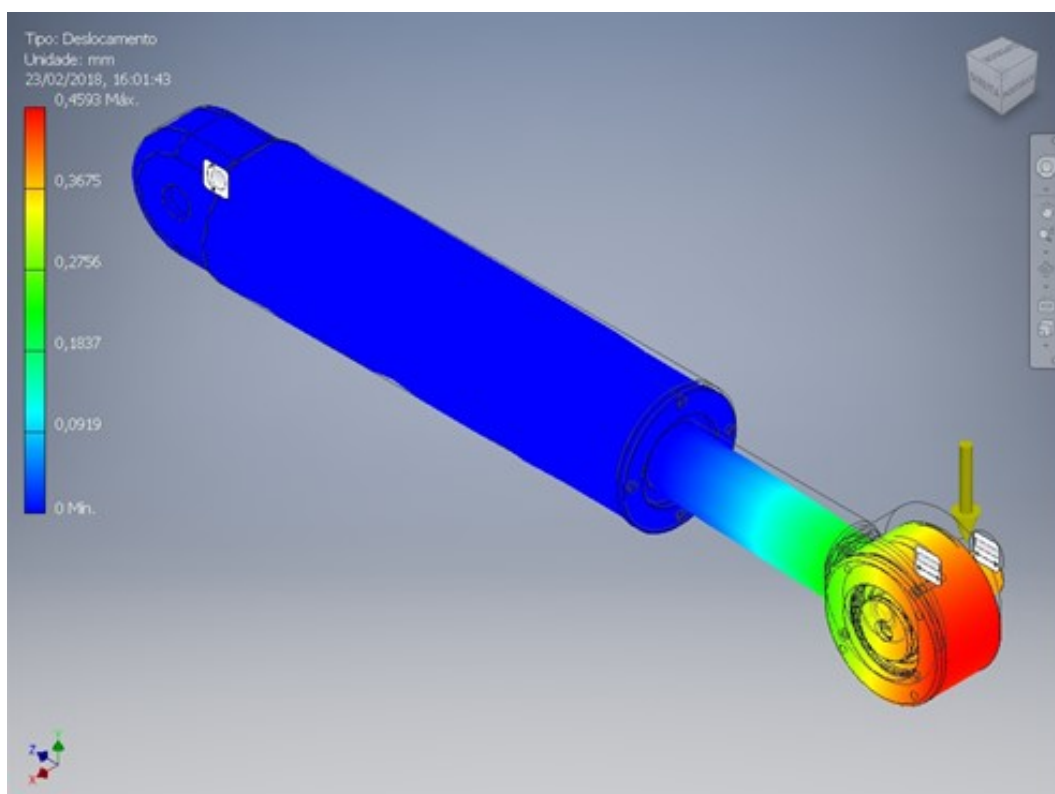


Figura 3. 26 - Simulação indicando a deformação considerando as forças aplicadas no cilindro mecânico.

É importante ressaltar que todo o dimensionamento inicial se baseia em um estado ideal de funcionamento do equipamento. No entanto, a situação real é diferente. No ideal não é levado em consideração nenhuma deformação do mecanismo utilizado para aplicar torque na amostra, ou seja, a amostra recebe totalmente os 80% da tensão máxima suportada pelo material. Porém ocorre uma deformação do cilindro, em torno de 0,4593 mm, essa deformação reduz a tensão a ser entregue para a amostra. Considerando-se que a deformação entregue ao corpo de prova seja o deslocamento simulado (59,12 mm) menos a deformação obtida na simulação (0,4593 mm), tem-se que o deslocamento repassado a amostra equivale a 58,66 mm. Calculando-se a porcentagem de erro, resulta em torno de 1%.

A diferença faz com que demore mais a abrir a pré-trinca no corpo de prova. Ou seja, esse fator pode ser utilizado como uma forma de se corrigir o dimensionamento. Assim, no início do projeto ao se fazer a simulação deve-se considerar em torno de 81% da tensão máxima suportada pelo material para definir as cargas aplicadas no mecanismo.

3.4 Seleção dos rolamentos

Os rolamentos são selecionados de acordo com a carga aplicada e sua posição no mecanismo. No projeto são necessários três tipos de rolamento, um para ser colocado na conexão entre o pistão e o disco acionado pelo motor, outro utilizado no dispositivo que proporciona rotação da amostra e um linear que permite o pistão deslizar dentro da camisa.

Segundo Shigley, et al. (2005), um rolamento tem vida infinita quando trabalha em torno 60000 horas. Todavia, a carga suportada por um rolamento durante um tempo de vida é representada pelas equações abaixo:

- Rolamento de esferas

$$L_h = \frac{10^6}{60 n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (3.123)$$

L_h : Vida útil [h]

n : rotação [rpm]

C : Capacidade de carga dinâmica [N]

P : Carga dinâmica equivalente [N]

$$P = xF_r + yF_a \quad (3.124)$$

x : Fator de carga radial

y : Fator de carga axial

F_r : Carga radial real

F_a : Carga axial real

- Rolamento 1: Rotação amostra

Analisando o mecanismo é possível perceber que o rolamento está sujeito a apenas cargas radiais, não há grandes limitações de tamanhos, sendo assim pode-se colocar um rolamento de esferas. Uma melhor vista do posicionamento desses rolamentos pode ser observada na figura 3.27.



Figura 3. 27 - Vista em corte do mecanismo de suporte da amostra.

Tem-se que:

$$C = 2671 \text{ N}$$

$X = 1,3$ (Fator de carga radial para maquinaria com impacto leve, conforme apresentado por. Shigley (2005))

$$P = 1,3 \cdot 2671 = 3472,3 \text{ N}$$

Com esses valores encontra-se a carga dinâmica básica, que corresponde a carga que o rolamento deve suportar:

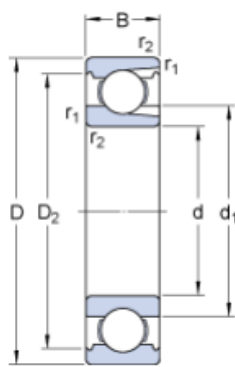
$$60000 = \frac{10^6}{60 \cdot 1800} \left(\frac{C}{3472,3} \right)^3 \quad (3.125)$$

$$C = 64735,5 \text{ N}$$

Dessa forma, a melhor condição é utilizar dois rolamentos, assim a carga suportada para cada rolamento equivale a 32 KN. O escolhido pode ser visto na figura 3.28 com suas respectivas dimensões e carga dinâmica.

210

Dimensões



d	50	mm
D	90	mm
B	20	mm
d ₁	62.51	mm
D ₂	81.61	mm
r _{1,2}	min. 1.1	mm

Dados de cálculo

Classificação de carga dinâmica básica	C	39.1	kN
Classificação de carga estática básica	C ₀	34.5	kN
Limite de carga de fadiga	P _u	1.46	kN
Velocidade de referência		13000	r/min
Velocidade-limite		8000	r/min
Fator de cálculo	k _r	0.04	

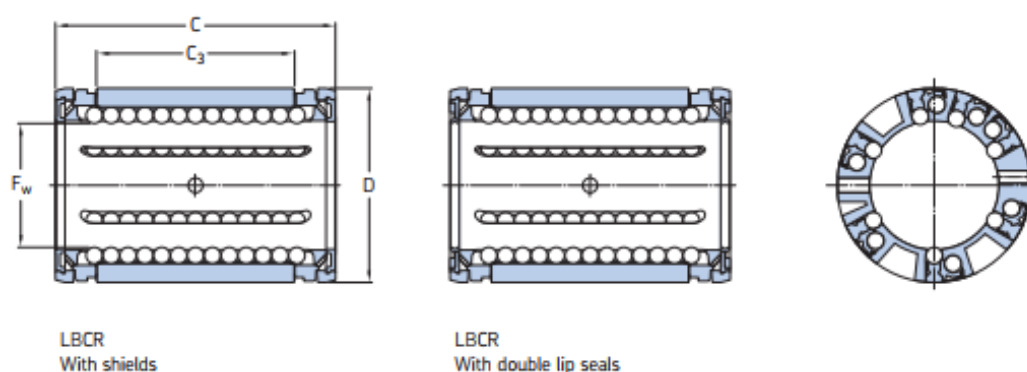
Massa

Massa do rolamento		0.5	kg
--------------------	--	-----	----

Figura 3. 28 - Informações rolamento 210. LBCR(2018).

- Rolamento 2: Linear

Esse modelo de rolamento permite o deslizamento do pistão dentro da camisa do cilindro. Ele é escolhido a partir do diâmetro interno e externo, ou seja, não é necessário calcular a carga dinâmica como no rolamento de esferas. Como o diâmetro interno do pistão dimensionado é como 40 mm, o diâmetro interno do rolamento linear deve ser o mesmo. A figura 3.29 abaixo mostra as dimensões do rolamento selecionado.



Dimensions				No. of ball rows	Basic load ratings		Mass	Designations	
F_w	D	C	C_3		dyn. C	stat. C_0		Linear ball bearing with 2 shields	2 double lip seals
mm				—	N		kg		
5	12	22	12	4	280	210	0,005	LBCR 5 ^{II}	LBCR 5- 2LS ^{II}
8	16	25	14	4	490	355	0,009	LBCR 8	LBCR 8- 2LS
12	22	32	20	6	1 160	980	0,016	LBCR 12 A	LBCR 12 A-2LS
16	26	36	22	6	1 500	1 290	0,021	LBCR 16 A	LBCR 16 A-2LS
20	32	45	28	7	2 240	2 040	0,043	LBCR 20 A	LBCR 20 A-2LS
25	40	58	40	7	3 350	3 350	0,085	LBCR 25 A	LBCR 25 A-2LS
30	47	68	48	7	5 600	5 700	0,13	LBCR 30 A	LBCR 30 A-2LS
40	62	80	56	7	9 000	8 150	0,26	LBCR 40 A	LBCR 40 A-2LS
50	75	100	72	7	13 400	12 200	0,46	LBCR 50 A	LBCR 50 A-2LS
60	90	125	95	7	20 400	18 000	0,82	LBCR 60 A	LBCR 60 A-2LS
80	120	165	125	7	37 500	32 000	1,9	LBCR 80 A	LBCR 80 A-2LS

Figura 3. 29 - Tabela de rolamentos lineares LBCR. LBCR(2018)

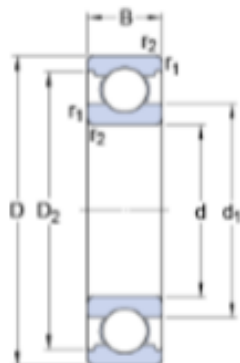
- Rolamento 3: Conexão pistão e disco

Analisando o mecanismo é observado que o rolamento está sujeito a apenas cargas radiais. Há limitação de tamanho, pois o eixo onde o rolamento é posicionado tem um diâmetro de 25 mm. Assim, dois rolamentos 6305 com diâmetro interno 25 mm, diâmetro externo 62 mm e uma carga de 23,4 kN são adequados para a aplicação. A figura 3.30 descreve mais detalhes sobre a especificação desse componente.

6305

Popular item
SKF Explorer

Dimensões



d	25	mm
D	62	mm
B	17	mm
d ₁	36.6	mm
D ₂	52.7	mm
r _{1,2}	min. 1.1	mm

Dados de cálculo

Classificação de carga dinâmica básica	C	23.4	kN
Classificação de carga estática básica	C ₀	11.6	kN
Limite de carga de fadiga	P _u	0.49	kN
Velocidade de referência		24000	r/min
Velocidade-limite		16000	r/min
Fator de cálculo	k _r	0.03	
Fator de cálculo	f ₀	12	

Massa

Massa do rolamento	0.23	kg
--------------------	------	----

Figura 3. 30 - Informações básicas rolamento 6305. Catálogo Interativo – SKF,(2017).

É importante ressaltar, que não há necessidade de calcular a carga dinâmica desse componente, uma vez que o eixo roscado já está dimensionado. Ou seja, o diâmetro interno do rolamento já está pré-estabelecido. Além disso, foram utilizados dois mancais, aumentando assim a resistência dos componentes.

3.5 Chaveta e base do mecanismo

A conexão entre o cilindro e a amostra ocorre por meio de uma chaveta, mostrada na figura 3.31. As dimensões utilizadas atenderam a norma DIN 6885/, DIN 6885-1,(1968)

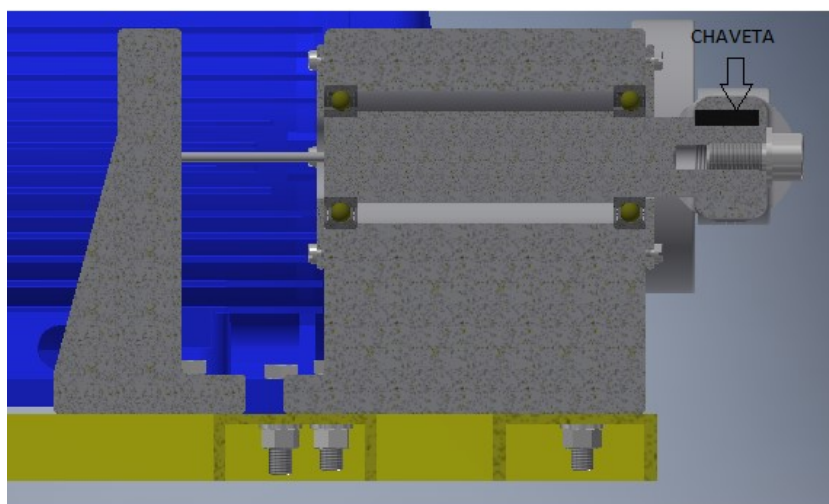


Figura 3. 31 - Acoplamento cilindro mecânico ao eixo suporte da amostra, vista em corte.

A base de todo o mecanismo foi selecionada utilizando um perfil U bitola 4" com as dimensões mostradas na figura 3.32 abaixo:

Perfil U						
Bitola	Peso Nominal	ALMA		MESA		Área
		d	t _w	b _f	t _f	
pol.	kg/m	mm	mm	mm	mm	cm ²
3"	6,10	76,20	4,32	35,81	6,93	7,78
	7,44		6,55	35,05	6,93	9,48
4"	8,04	101,60	4,67	40,23	7,52	10,10
	9,30		6,27	41,83	7,52	11,90
6"	12,20	152,40	5,08	48,77	8,71	15,50
	15,62		7,98	51,66	8,71	19,90
8"	17,10	203,20	5,59	57,40	9,50	21,68
	20,50		7,70	59,51	9,50	25,93
10"	22,77	254,00	6,10	66,04	11,10	29,00
	29,76		9,63	69,57	11,10	37,90
12"	30,80	305,00	7,20	74,00	12,70	39,30
	37,00		9,80	77,00	12,70	47,40

Figura 3. 32 - Especificação dimensões do perfil . GERDAU (2018)

CAPÍTULO IV

Resultados

A partir da simulação inicial, as forças máximas aplicadas foram respectivamente de 1845 N para a amostra de 6 mm e 2671 N para a amostra de 25 mm, ambas foram utilizadas como referência para todo o projeto.

Cálculos realizados a partir do livro de Projeto em Engenharia Mecânica Shigley, et al. (2005), possibilitaram encontrar o torque na amostra e no motor, por consequência a potência necessária para que o motor funcione equivalente a 12,5 CV.

A análise estática e por fadiga dos componentes críticos permite mostrar que os diâmetros estabelecidos atendem aos esforços do mecanismo, sem que haja fratura dos componentes. Pode-se afirmar que as dimensões são adequadas, pois os coeficientes de segurança são maiores que 1. A tabela 4.1 mostra o diâmetro estabelecido e respectivo valor do coeficiente de segurança.

Tabela 4. 1 - Resultados encontrados a partir dos cálculos de resistência dos materiais.

Componente	Diâmetro interno [mm]	Diâmetro externo [mm]	Coeficiente segurança
Pistão	40	-	2,73
Camisa	62	82	3,37
Eixo	25	-	2,16

A simulação utilizando o software Autodesk Inventor permite verificar se os resultados encontrados através dos cálculos estão coerentes. A tabela 4.2 ilustra as tensões e deformações máximas aplicadas ao mecanismo em funcionamento.

Tabela 4. 2 - Resultados encontrados a partir da simulação.

Componente	Tensão máxima [Mpa]	Deformação máxima [mm]
Cilindro	55,77	0,4593
Disco	13,35	0,003059
Eixo	37,77	0,0102

Uma informação que deve ser ressaltada nos resultados é a deformação do cilindro mecânico encontrada a partir da simulação, em torno de 0,4593 mm. Ela representa uma perda de tensão aplicada na amostra. Ou seja, deveria chegar 80% da tensão máxima suportada pelo material, no entanto chega em torno de 79 %. Essa diferença pode ser utilizada como fator de correção para o projeto. Ou seja, aumentar a porcentagem utilizada inicialmente para os cálculos de 80% para 81%.

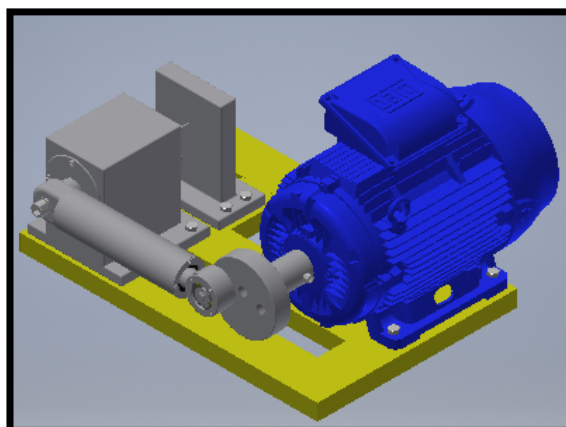
Uma vez definidos os esforços, tensões e dimensões do mecanismo, a seleção dos rolamentos se tornou possível. Eles atenderam ao requisito de vida infinita e limitações de dimensão. Os três rolamentos escolhidos encontram-se na tabela 4.3 abaixo:

Tabela 4. 3 - Informações básicas rolamentos selecionados.

Rolamento	Diâmetro externo [mm]	Diâmetro interno [mm]	Largura [mm]	Carga dinâmica [kN]
210	90	50	20	39,1
LBCR-40	62	40	80	9
6305	62	25	17	23,4

As informações dimensionais de cada componente que compõem a máquina estão descritas nos desenhos em anexo.

Por fim o projeto está adequado e capaz de abrir a pré-trinca na amostra. A figura 4.1 representa o mecanismo pronto.

**Figura 4. 1** - Máquina de abertura de pré-trinca para amostras SNTT.

CAPÍTULO V

Conclusão

A execução deste projeto possibilitou o alcance do objetivo de projetar uma máquina capaz de abrir pré-trincas em amostras helicoidais com entalhe V a 45°.

A utilização de um sistema semelhante ao mecanismo “biela-manivela” torna o projeto simples, com fácil montagem e aplicação. A avaliação dos esforços e dimensionamento foi realizada considerando uma situação ideal, a qual a estrutura não deforma quando o equipamento está em funcionamento. Softwares como o Autodesk Inventor e Ftool auxiliaram na definição das cargas e cálculo dos esforços.

Foram realizados estudos para o dimensionamento do eixo roscado, pistão e camisa do cilindro mecânico, motor elétrico e rolamentos. Os componentes selecionados são comercializáveis e com preço acessível e atendem as condições críticas de segurança. Os perfis U utilizados para a base são facilmente encontrados e geram uma sustentação adequada para o mecanismo.

Desta forma, a construção desse equipamento contribui cientificamente para o estudo da mecânica da fratura, preparando a amostra de dimensões reduzidas para testes de tenacidade, de maneira economicamente viável e alta confiabilidade.

Propõem-se para trabalhos futuros:

Aumentar número de diâmetros de corpos de prova.

Realizar a otimização do projeto considerando a deformação do mecanismo.

Instrumentação do equipamento.

CAPÍTULO VI

Referência Bibliográfica

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. 100 Barr Harbor Dr.. **E 399 – 90 Standard Test Method for Plane-Strain Fracture Toughness of Metallic Materials.** 1. West Conshohocken, PA: Annual Book of ASTM Standards. Copyright ASTM, 1997. 31 p.

CATÁLOGO DE PRODUTOS COMERCIAL GERDAU. Disponível em: <<https://www.comercialgerdau.com.br/pt/productservices/products/Documents/catalogo-de-produtos-cg.pdf>>. Acesso em: 16 fev. 2018.

CATÁLOGO INTERATIVO - SKF. Disponível em: <<http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html>>. Acesso em: 31 out. 2017.

DIN 6885-1 - STANDARD BY DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V., 08/01/1968. (German National Standard). **Drive Type Fastenings without Taper Action; Parallel Keys, Keyways, Deep Pattern.** [S.l.: s.n.], 1968. 3 p.

E. T. RASMA. **Caracterização Estrutural e Mecânica do Aço AISI/SAE 4140 Tratado sob Diferentes Tratamentos Térmicos.** 2015, 128 f. Tese de doutorado – Universidade Estadual do Norte Fluminense. Campos dos Goytacazes.

HAAG, JEFFERSON. **Propagação de trincas por fadiga em arames de alta resistência mecânica**. 2012. 70 f. Tese de graduação em Engenharia Mecânica - Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Rio Grande do Sul.

IRWIN, G. R. Structural Aspects of brittle fracture. In: AGARD 17th S an M Painel Meeting. London. Sept. 1964. **Appl. Mat. Res.** 3(2): 65-81 p.

K. A. GUFTE. S. BANERJEE. Fracture of round bars loaded in mode III and a procedure for K_{ic} determination. **International Journal of Engineering Fracture Mechanics**. Great Britain. v. 9, n. 5, p. 919-946, 1984.

LINEAR BEARING AND UNITS: SKF. Disponível em: <[http://www.skf.com/binary/68-245746/Linear-bearings-and-units---4182_2-EN\(1\).pdf](http://www.skf.com/binary/68-245746/Linear-bearings-and-units---4182_2-EN(1).pdf)>. Acesso em: 20 dez. 2017.

RAMAN, R. K. SINGH; BAYLES, R.; KNIGHT, S. P.; WANG, JY-AN; HINTO, B. R. W.; MUDDLE, B. C. Development of spiral notch torsion test: a new fracture mechanics approach to determination of K_{iscc}. **International Journal of environment-induced cracking of materials**. Australia, v. 2, p.471-481, 14 dez. 2007.

SHIGLEY, JOSEPH E.; MISCHKE, CHARLES R.; BUDYNAS, RICHARD G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7^a. ed. São Paulo: ARTMED® EDITORA S.A, 2005. 960 p.

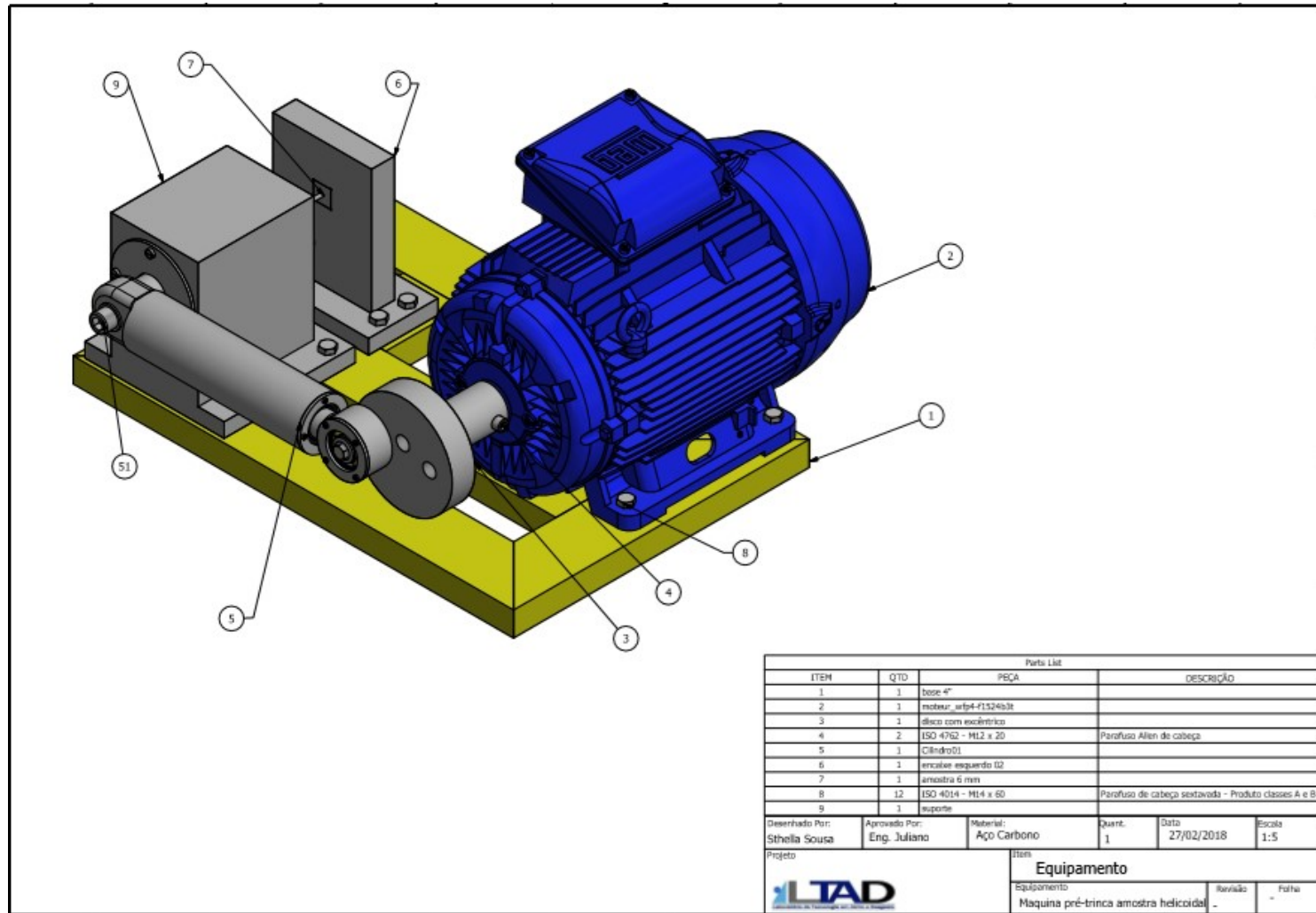
S. P. TIMOSHENKO; J. E. GERE. **Mecânica dos Sólidos**. 1. Ed. São Paulo. LTC, 1994. 268p.

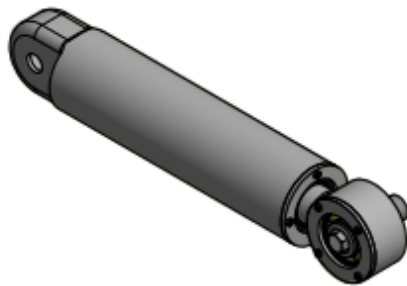
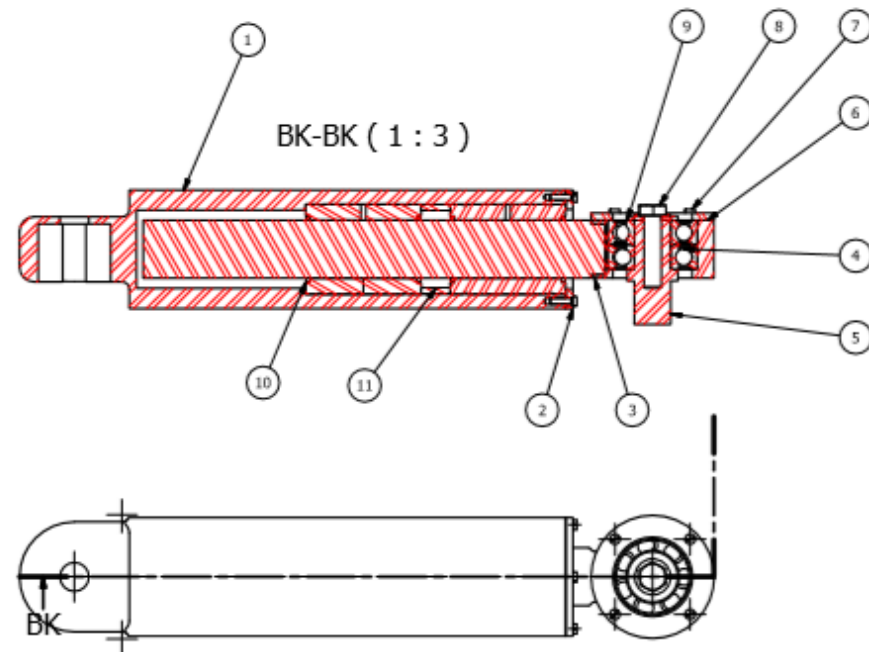
SOUZA, JOELMIR MARIANO DE. **Estudo do ensaio de determinação da tenacidade à fratura em deformação plana (K_{ic}) em PMMA e análise de tensões desenvolvidas por fotoelasticidade**. 2011. 126 f. Tese de doutorado em Engenharia Mecânica - Universidade de São Paulo. São Paulo. Disponível em: <http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3133/.../Tese_Joelmir_Mariano_de_Souza.pdf>. Acesso em: 31 out. 2017.

WANG, JOHN JY-AN; LIU, KEN. The development of in situ fracture toughness evaluation techniques in hydrogen environment. **International Journal of hydrogen energy**. 40, Oak Ridge, USA, p. 12, 19 dez. 2014.

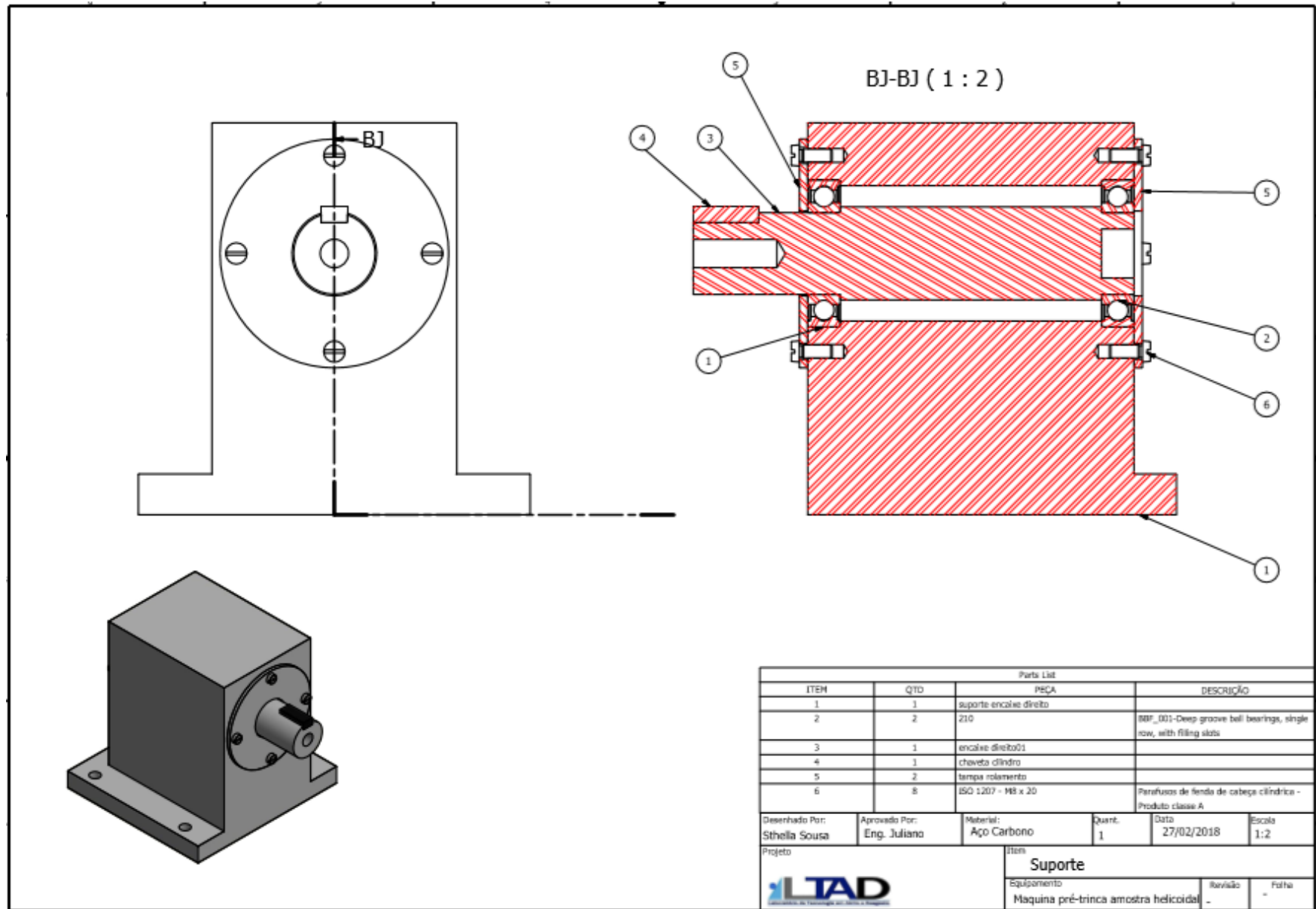
WANG, J. Y-An; C. LIU, KENNETH. **Fracture Toughness Determination Using Spiral-Grooved Cylindrical Specimen and Pure Torsional Loading. US006588283B2.** 08 de jul. de 2003. United States, p. 24.

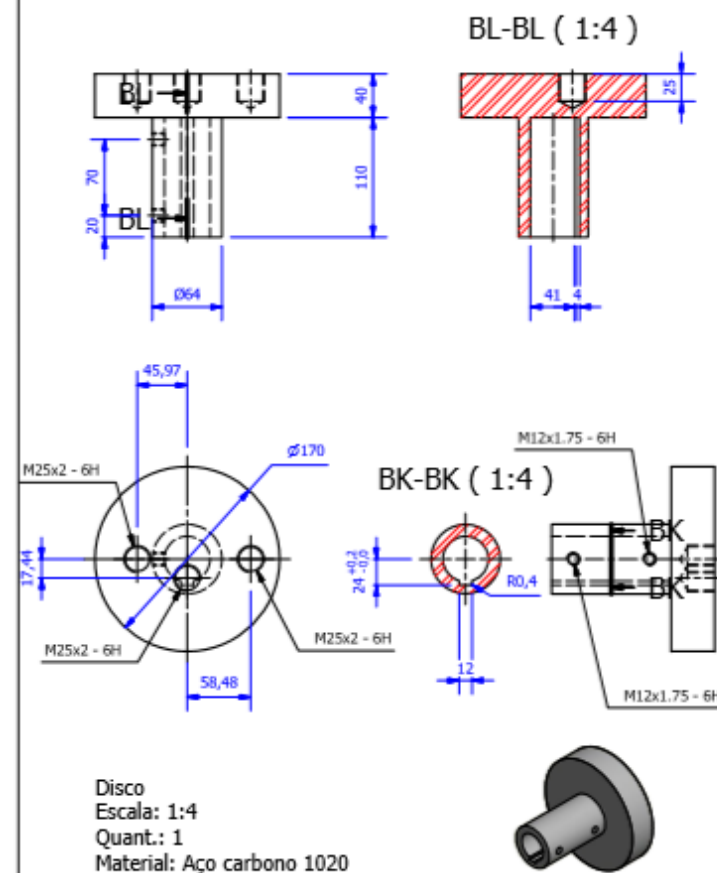
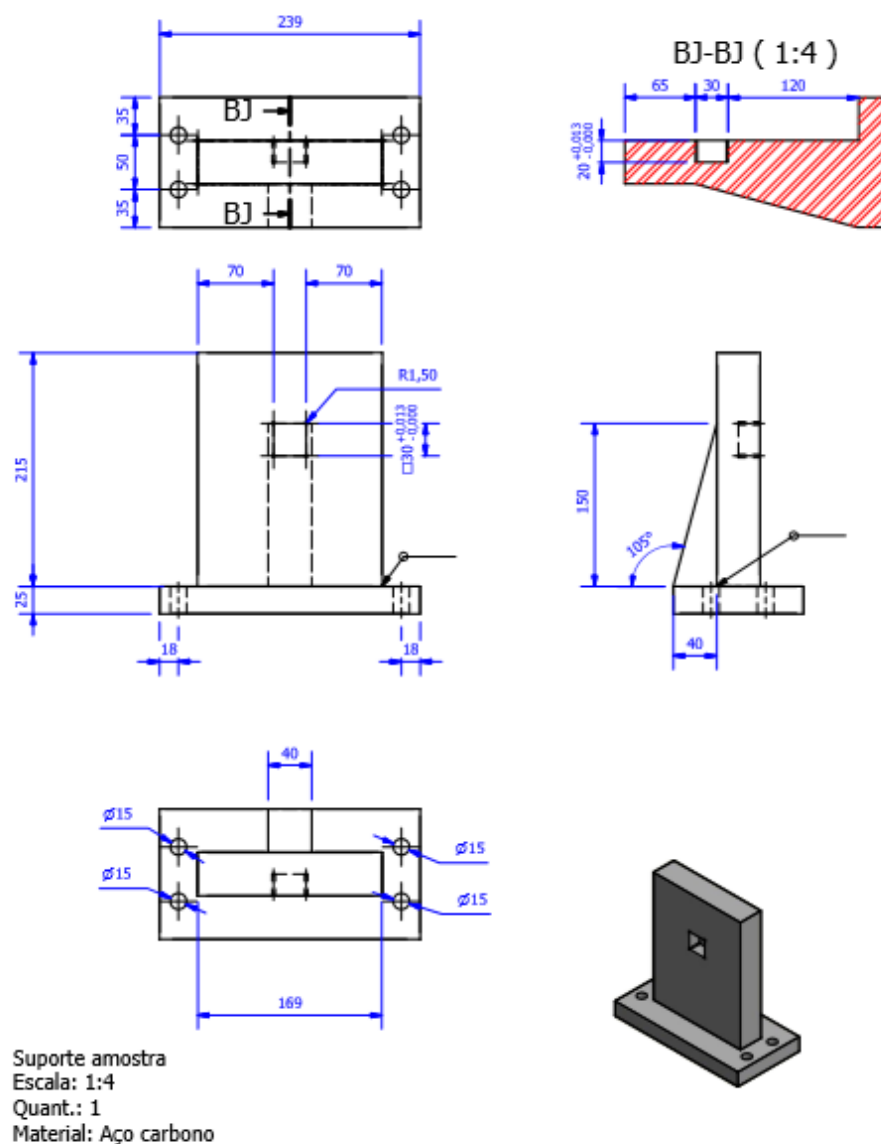
Anexo I – Planificação





Parts List					
ITEM	QTD	PEÇA	DESCRIÇÃO		
1	1	Camisa cilindro hidráulico			
2	1	ampolha rolamento linear			
3	1	Pistão			
4	2	6305	BB1_001_101-Deep groove ball bearings, single row		
5	1	eixo entre disco e pistão 02			
6	1	ampolha rolamento pistão			
7	8	ISO 1207 - M6 x 16	Parafusos de fenda de cabeça cilíndrica - Produto classe A		
8	1	ISO 4014 - M12 x 50	Parafuso de cabeça sextavada - Produto classes A e B		
9	1	suporte interno rolamento pistão 02			
10	2	LBCR40A	LBCR-Linear Ball Bearings - Closed Design		
11	1	suporte rolamento camisa interno			
Desenhado Por:		Aprovado Por:	Materia:	Quant.	Data
Sthella Sousa		Eng. Juliano	Aço Carbono	1	27/02/2018
Projeto		Item		Escala	
				1:3	
				Montagem cilindro mecânico	
				Equipamento	Revisão
				Maquina pré-trinca amostra helicoidal	Folha
					-

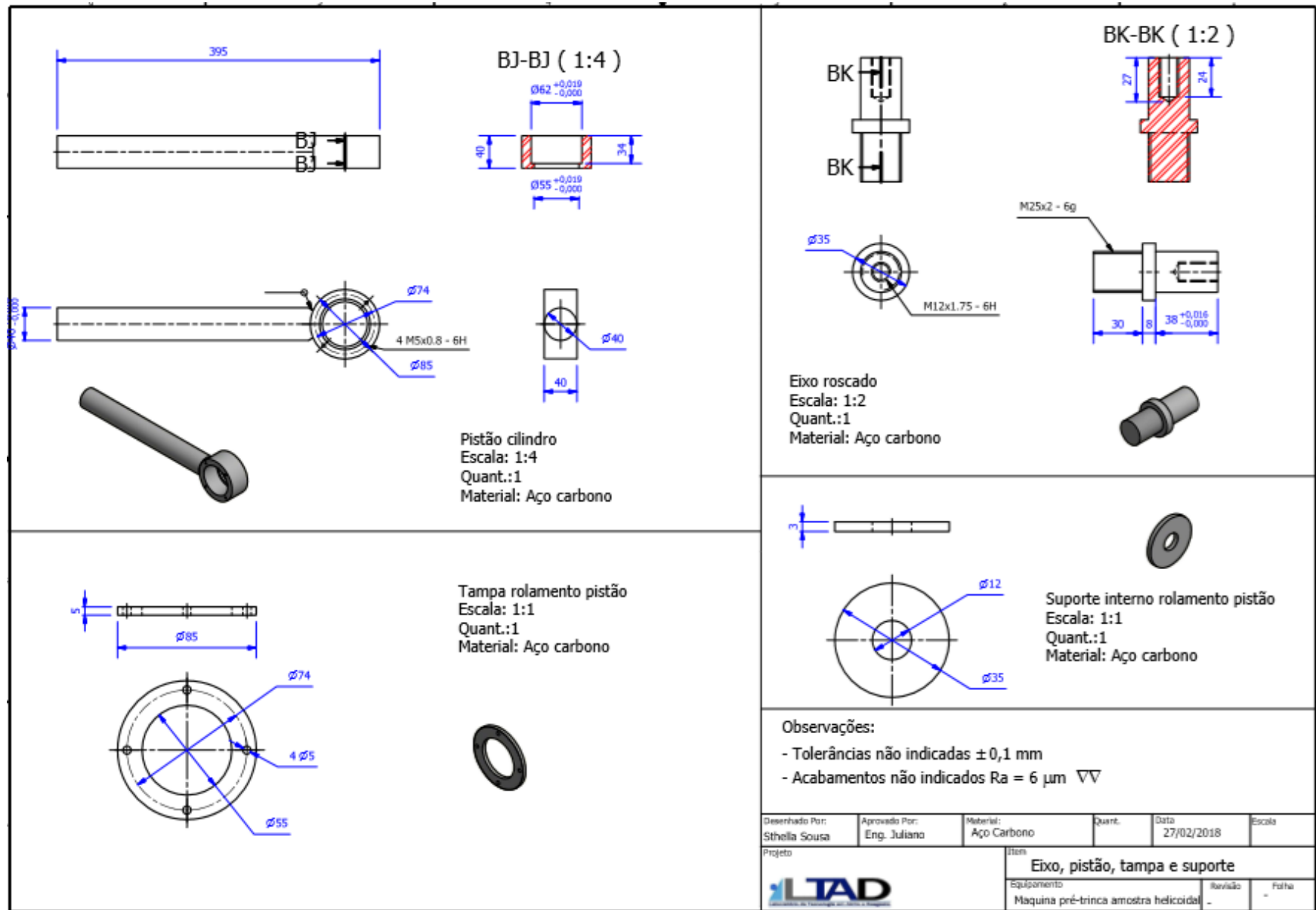


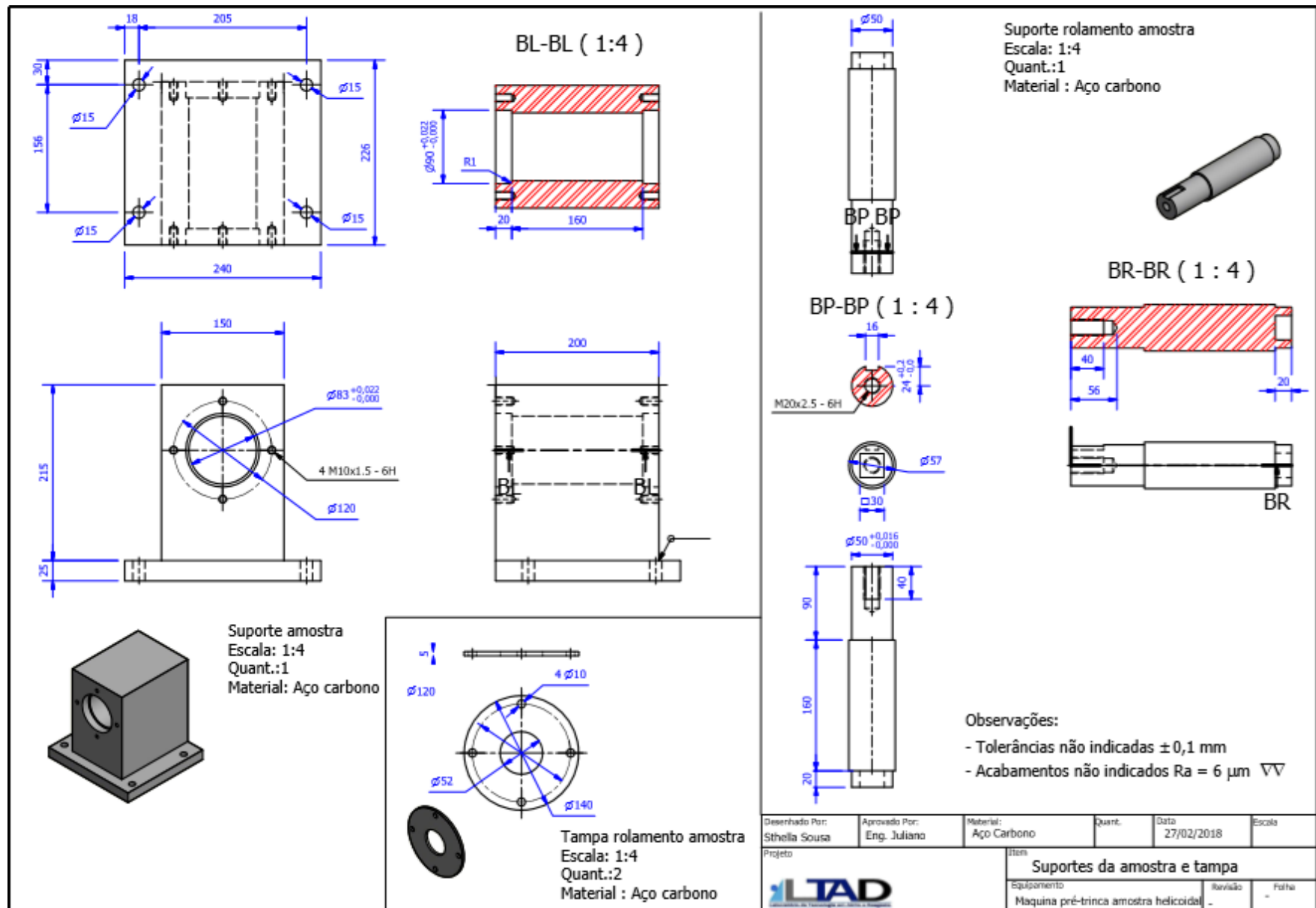


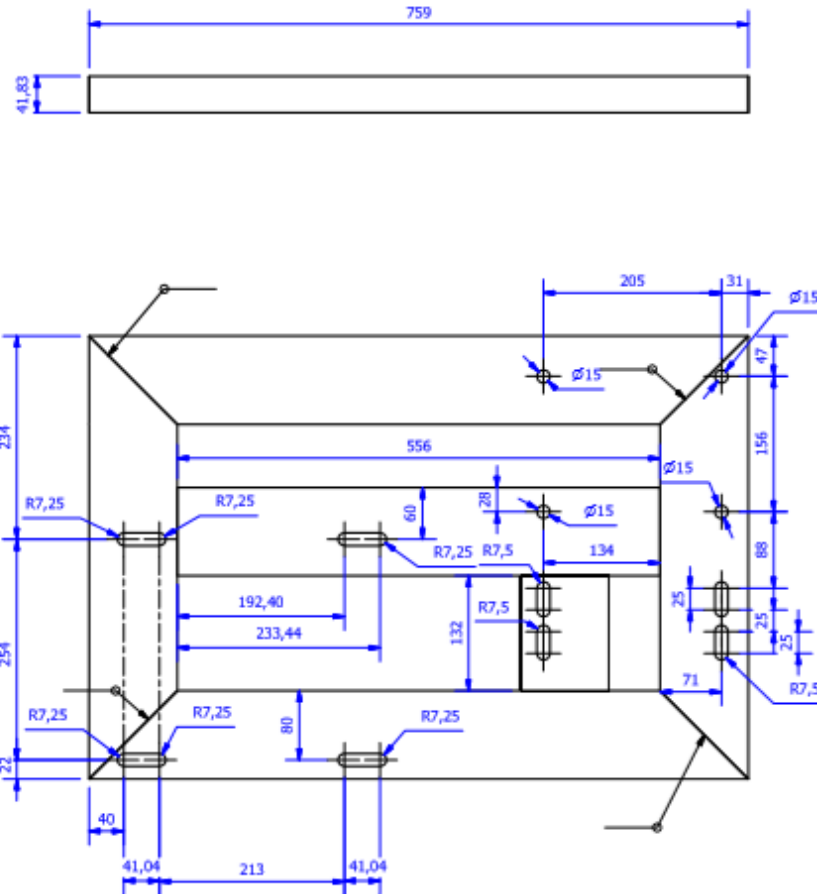
Observações:

- Tolerâncias não indicadas $\pm 0,1$ mm
- Acabamentos não indicados $Ra = 6 \mu m \nabla \nabla$

Desenhado Por: Sthella Sousa	Aprovado Por: Eng. Juliano	Material: Aço Carbono	Quant.:	Data: 27/02/2018	Escala:
Projeto			Item: Suporte amostra, disco		
Equipamento: Maquina pré-trinca amostra helicoidal			Revisão:	Folha:	



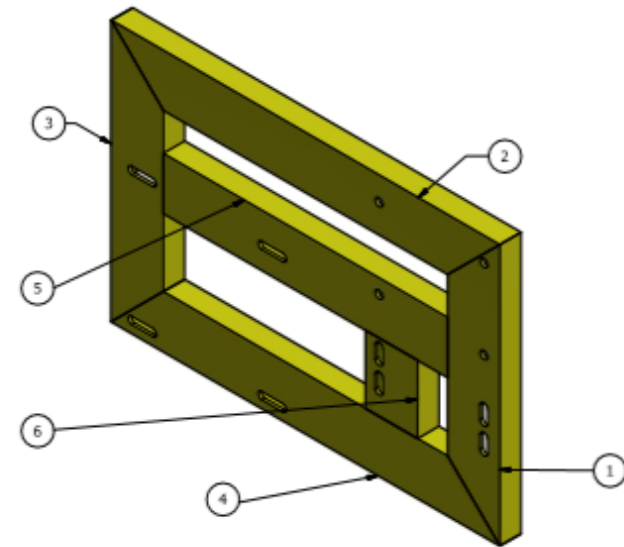




Base equipamento
Escala: 1:5
Quant.:1
Material : Aço carbono

Observações:

- Tolerâncias não indicadas $\pm 0,1$ mm.
- Acabamentos não indicados $Ra = 6 \mu m$ ($\nabla\nabla$).



ITEM		QTD		Parte List		PEÇA		DESCRIÇÃO	
1	1	base perfil U 4"		Perfil U 4", comp. 510 mm, cotada a 45°					
2	1	base perfil U 4"		Perfil U 4", comp. 759 mm, cotada a 45°					
3	1	base perfil U 4"		Perfil U 4", comp. 510 mm, cotada a 45°					
4	1	base perfil U 4"		Perfil U 4", comp. 759 mm, cotada a 45°					
5	1	base perfil U 4"		Perfil U 4", comp. 556 mm					
6	1	base perfil U 4"		Perfil U 4", comp. 132 mm					
Desenhado Por:		Aprovado Por:		Material:		Quant.		Data	
Sthella Sousa		Eng. Juliano		Aço Carbono				27/02/2018	
Projeto		Item		Base					
Equipamento		Revisão		Folha					
Maquina pré-trinca amostra helicoidal									