

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

CAMILA DRZEWIECKI

DESENVOLVIMENTO DE PROJETO DE UM MOINHO PLANETÁRIO

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2017

CAMILA DRZEVIECKI

DESENVOLVIMENTO DE PROJETO DE UM MOINHO PLANETÁRIO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Pato Branco, como requisito parcial à obtenção do título de Engenheira Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Dalmarino Setti

PATO BRANCO

2017

Drzeviecki, Camila
Desenvolvimento de projeto de um moinho planetário / Camila Drzeviecki.
Pato Branco. UTFPR, 2017
143 f. : il. ; 30 cm

Orientador: Prof. Dr. Dalmarino Setti
Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curso de Engenharia Mecânica. Pato Branco, 2017
Bibliografia: f. 120 – 123

1. Moagem de Alta Energia. 2.. Projeto Mecânico. 3. Análise de Mecanismos.I. Setti, Dalmarino. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curso de Engenharia Mecânica.

CDD: 630

FOLHA DE APROVAÇÃO

DESENVOLVIMENTO DE PROJETO DE UM MOINHO PLANETÁRIO

CAMILA DRZEVIECKI

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia xx/xx/xxxx como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Robson Gonçalves Trentin
(UTFPR)

Prof. Dr. Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues
(UTFPR)

Prof. Dr. Dalmarino Setti
(UTFPR)
Orientador

Prof. Dr. Bruno Bellini Medeiros
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

*A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica

RESUMO

DRZEVIECKI, Camila. Desenvolvimento de projeto de um moinho planetário. 143 Folhas f. TCC (Curso de Engenharia Mecânica), Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2017.

A moagem de alta energia (MAE) é um método mecanicamente ativado de obtenção de pós finos e ultrafinos. Os pós são aplicados no desenvolvimento de materiais, liberação de materiais para análise e processamento de amostra em indústrias química, farmacêutica, mineral entre outras. O resultado do processo depende da matéria-prima, do tipo de moinho e seus parâmetros de operação. O processo no moinho planetário se caracteriza como MAE, devido a altas forças centrífugas resultantes do movimento de plano geral do seu recipiente de moagem. O objetivo deste projeto foi desenvolver um moinho de alta energia do tipo planetário para utilização em laboratório. O projeto de uma máquina compreende determinação da forma construtiva, dimensionamento dos componentes, tais como elementos de máquinas e de suporte, avaliação de esforços e mecanismos de falha, para verificar se o material, a geometria e as dimensões são adequados. O moinho planetário projetado é composto de motor, polia e correia, engrenagem hipocicloidal, jarros e seus suportes, eixos, elementos de fixação e proteções estruturais. A capacidade de carga de cada jarro do moinho é de $167 \text{ [cm}^3\text{]}$, com rotação de saída do jarro na faixa de 0 e 800 [rpm] e razão de velocidade de 1:-2 do disco para o jarro. Atende a uma ampla gama de tamanhos de esferas e velocidades permitindo sua utilização para diferentes materiais e necessidades de moagem. A interface com o usuário é simples e as áreas de risco são protegidas, atendendo a norma regulamentadora 12 (NR12) de segurança de trabalho em máquinas e equipamentos.

Palavras-chave: Moagem de Alta Energia. Projeto Mecânico. Análise de Mecanismos.

ABSTRACT

DRZEVIECKI, Camila. A Planetary Mill Development Project . 143 Folhas f. TCC (Course of Mechanical Engineering), Federal University of Technology- Paraná. Pato Branco, 2017.

High-energy milling (HEM) is a mechanically activated method of obtaining fine and ultrafine powders. The powders are applied in material development, material release for analysis, and sample processing in chemical, pharmaceutical, and mineral industries, among others. The process result depends on the raw material, the type of mill and its operating parameters. The process in the planetary mill is characterized as HEM due to high centrifugal forces resulting from the general plane motion of its milling vessel. The objective of this project is to develop a planetary type high-energy mill for laboratory use. Such machine comprises a project to determine the constructive way, capability, and dimensioning of components such as machine and support elements, evaluation of effort, and fault mechanisms in order to verify the appropriateness of material, geometry and dimensions. The project of this planetary mill is composed of motor, pulleys, belt, hypocycloidal gear, disc, pitchers and their supports, axes, fastening elements, and structural protections. The load capacity of the mill jar is $167 \text{ [cm}^3\text{]}$, with pitcher output rotation in the range 0 to 800 [rpm] and velocity ratio 1: -2 from the disc to the pitcher, which meets a wide range of ball sizes and speeds allowing its use for different materials and milling needs. The user interface is simple and the risk areas are protected, complying with the Brazilian safety regulation 12 (NR12) of machinery and equipment safety at work.

Keywords: High-energy Milling. Mechanic Project. Analysis of Mechanisms.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Esquema de discos planetários com movimento em um normal e direção opostas.....	18
Figura 2 - Esquema de padrões de movimento bola num único vaso de um moinho planetário.....	19
Figura 3 - Representação esquemática das esferas e pós no jarro de moagem.....	20
Figura 4 - Arranjo moinho planetário: (1) Polia e correia, (2) Polia e correia planetária.....	23
Figura 5 - Arranjo moinho planetário: (1) Polia e correia, (2) Engrenagem planetária/solar.....	24
Figura 6 - Arranjo moinho planetário: (1) Redutor no motor, (2) Engrenagem planetária/solar.....	25
Figura 7 - Dimensões parafuso de Potência.....	31
Figura 8 - Propriedades geométricas parafuso.....	31
Figura 9 - Catalogo MISUMI mancal.....	32
Figura 10 - Desenho de corpo livre.....	33
Figura 11 - Esboço trem de engrenagem hipocicloidal.....	36
Figura 12 - Curvas Cíclicas Hipocicloidais para diferentes razões de raio da engrenagem planeta e anelar.....	36
Figura 13 - Dimensões disco e conjunto de suporte do jarro.....	38
Figura 14 - Nomenclatura do dente da Engrenagem.....	39
Figura 15 - Motor WEG W22 IR2.....	42
Figura 16 - Características Motor WEG W22 IR2.....	42
Figura 17 - Inversor de frequência WEG CFW 10.....	43
Figura 18 - Especificação do Inversor de frequência WEG CFW 10.....	43
Figura 19 - Momento de Inércia em rotações diferentes.....	44
Figura 20 - Tabela para o fator geométrico J.....	48
Figura 21 - Fator de aplicação.....	48
Figura 22 - Fator de distribuição de carga.....	49
Figura 23 - Fator Dinâmico.....	50
Figura 24 - Resistência a fadiga de flexão S'_{fb} para aços.....	53
Figura 25 - Fator de distribuição de carga.....	53
Figura 26 - Fator de vida para resistência à flexão da AGMA	54
Figura 27 - Resistências à fadiga de superfície para aços.....	55
Figura 28 - Fator de vida CI de resistência à fadiga de superfície.....	55
Figura 29 - Fator de Serviço.....	57

Figura 30 - Seleção do perfil da correia e diâmetro da polia menor.....	58
Figura 31 - Fator de correção do arco de contato.....	59
Figura 32 - Catálogo Correias Gates.....	60
Figura 33 - Fator de correção de comprimento.....	61
Figura 34 - Capacidade em hp por correia com arco de comprimento de 180°.....	62
Figura 35 - HP adicional por correia para relação de velocidades.....	63
Figura 36 - Trações em correias em V.....	64
Figura 37 - Parâmetros de correias em V.....	65
Figura 38 - Parâmetros de durabilidade para algumas seções de correia.....	66
Figura 39 - Propriedades mecânicas de alguns aços-carbono.....	68
Figura 40 - Fatores de superfície para diversos tipos de acabamento superficial para aços.....	69
Figura 41 - Fatores de confiabilidade para $S_d=0,84\mu$	70
Figura 42 - Constante de Neuber para aços.....	71
Figura 43 - Fatores de concentração de tensão para um assento de chaveta produzido por fresa de topo em flexão (K_t) e torção (K_{ts}).....	72
Figura 44 - Fator geométrico de concentração de tensão K_t para um eixo com um rebaixo arredondado em flexão.....	72
Figura 45 - Fator geométrico de concentração de tensão K_t para um eixo com um rebaixo arredondado em torção.....	73
Figura 46 - Esboço do eixo do disco.....	74
Figura 47 - DCL do eixo do disco.....	75
Figura 48 - Seção a.....	76
Figura 49 - Seção b.....	77
Figura 50 - Seção c.....	77
Figura 51 - Seção d.....	78
Figura 52 - Gráfico da força cortante máximo.....	79
Figura 53 - Gráfico do momento fletor máximo.....	79
Figura 54 - Gráfico do torque máximo.....	80
Figura 55 - Esboço do eixo do disco.....	87
Figura 56 - DCL do eixo do disco.....	88
Figura 57 - Seção a.....	89
Figura 58 - Seção b.....	90

Figura 59 - Seção c.....	90
Figura 60 - Seção d.....	91
Figura 61 - Gráfico da força cortante máximo.....	92
Figura 62 - Gráfico do momento fletor máximo.....	92
Figura 63 - Gráfico do torque máximo.....	92
Figura 64 - Chavetas Padronizadas com dimensões US e métrica.....	100
Figura 65 - Chavetas Padronizadas com dimensões US e métrica.....	100
Figura 66 - Catálogo Rolamento de esferas de contato angular.....	105
Figura 67 - Catálogo Rolamento de esferas de contato angular.....	107
Figura 68 - Catálogo Rolamento de esferas de contato angular.....	109
Figura 69 - Dimensões Mancal.....	111
Figura 70 - Categorias métricas de propriedades mecânicas.....	116
Figura 71 - Modelagem Moinho Planetário.....	117

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	13
1.1 OBJETIVOS.....	14
1.1.1 GERAL.....	14
1.1.2 ESPECÍFICOS.....	14
2 REFERENCIAL TEÓRICO.....	15
2.1 MOAGEM DE ALTA ENERGIA.....	15
2.2 MOINHO PLANETÁRIO.....	16
2.3 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO.....	17
2.4 VARIÁVEIS DE PROCESSO.....	19
2.5 COMPONENTES.....	19
2.5.1 JARRO (RECIPIENTE).....	19
2.5.2 EIXO.....	20
2.5.3 ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA.....	21
2.5.4 MEIOS DE MOAGEM.....	22
2.6 POSSIBILIDADES CONSTRUTIVAS.....	22
3 MATERIAL E MÉTODOS.....	26
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	28
4.1 ELEMENTOS DO JARRO.....	28
4.1.1 JARRO.....	28
4.1.2 SUPORTE.....	30
4.1.3 PARAFUSO DE FIXAÇÃO.....	30
4.1.3.1 DIMENSÕES.....	30
4.1.3.2 ESFORÇOS ATUANTES.....	32
4.1.3.3 ANÁLISE DE SEGURANÇA.....	34
4.2 TREM DE ENGRENAGEM.....	35
4.2.1 DIMENSÕES.....	35
4.2.2 MOTOR.....	42
4.2.3 TORQUE.....	44
4.2.4 CARREGAMENTO DAS ENGRENAGENS.....	47
4.2.4.1 ESFORÇOS.....	47
4.2.4.2 TENSÕES DE FLEXÃO.....	47
4.2.4.3 TENSÃO SUPERFICIAL.....	50

4.2.5 ANÁLISE DE SEGURANÇA DAS ENGRENAGENS.....	52
4.2.5.1 TENSÃO LIMITE DE FADIGA CORRIGIDA.....	52
4.2.5.2 TENSÃO DE RESISTÊNCIA A FADIGA DA SUPERFÍCIE.....	54
4.2.5.3 COEFICIENTE DE SEGURANÇA.....	56
4.3 POLIA E CORREIA.....	56
4.3.1 DIMENSÕES.....	56
4.3.2 POTÊNCIA.....	61
4.3.3 ESFORÇOS DE TRANSMISSÃO.....	64
4.3.4 ANÁLISE DE SEGURANÇA.....	65
4.4 EIXOS.....	66
4.4.1 MATERIAL.....	68
4.4.1.1 TENSÃO LIMITE DE FADIGA CORRIGIDA.....	68
4.4.1.2 FATOR DE SENSIBILIDADE AO ENTALHE.....	70
4.4.1.3 FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM FADIGA.....	72
4.4.2 EIXO DO DISCO.....	73
4.4.2.1 DIMENSÕES.....	73
4.4.2.2 ESFORÇOS E REAÇÕES.....	74
4.4.2.3 ANALISE DAS SEÇÕES.....	76
4.4.2.4 PONTOS CRÍTICOS.....	80
4.4.2.5 MOMENTO FLETOR ALTERNANTE E MÉDIO.....	81
4.4.2.6 TORQUE ALTERNANTE E MÉDIO.....	82
4.4.2.7 FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM FADIGA.....	82
4.4.2.8 DIÂMETROS.....	82
4.4.3 EIXO DO JARRO.....	87
4.4.3.1 DIMENSÕES DO EIXO.....	87
4.4.3.2 ESFORÇOS E REAÇÕES.....	87
4.4.3.3 ANALISE DAS SEÇÕES.....	89
4.4.3.4 PONTOS CRÍTICOS.....	93
5.4.6.5 MOMENTO FLETOR ALTERNANTE E MÉDIO.....	93
4.4.3.5 TORQUE ALTERNANTE E MÉDIO.....	94
4.4.3.6 DIÂMETROS.....	94
4.5 CHAVETA.....	98
4.5.1 MATERIAL.....	98
4.5.2 TENSÃO LIMITE DE FADIGA CORRIGIDA.....	98

4.5.3 CHAVETA DO EIXO DO DISCO.....	99
4.5.3.1 DIMENSÕES.....	99
4.5.3.2 TENSÃO DE CISALHAMENTO.....	101
4.5.3.3 TENSÃO NORMAL.....	101
4.5.3.4 ANÁLISE DE SEGURANÇA.....	101
4.5.4 CHAVETA DO EIXO DO JARRO.....	102
4.5.4.1 DIMENSÕES.....	102
4.5.4.2 TENSÃO DE CISALHAMENTO.....	102
4.5.4.3 TENSÃO NORMAL.....	103
4.5.4.4 ANÁLISE DE SEGURANÇA.....	103
4.6 ROLAMENTOS.....	104
4.6.1 ROLAMENTOS DO EIXO DO DISCO.....	104
4.6.1.1 DIMENSÕES.....	104
4.6.1.2 ESFORÇO EQUIVALENTE.....	106
4.6.1.3 ANÁLISE DE SEGURANÇA.....	106
4.6.2 ROLAMENTO SUPERIOR DO EIXO DO JARRO.....	106
4.6.2.1 DIMENSÕES.....	106
4.6.2.2 ESFORÇO EQUIVALENTE.....	108
4.6.2.3 ANÁLISE DE SEGURANÇA.....	108
4.6.3 ROLAMENTO INFERIOR DO EIXO DO JARRO.....	108
4.6.3.1 DIMENSÕES.....	108
4.6.3.2 ESFORÇO EQUIVALENTE.....	110
4.6.3.3 ANÁLISE DE SEGURANÇA.....	110
4.6.4 MANCAL DOS ROLAMENTOS.....	110
4.7 MESA DE SUPORTE.....	111
4.7.1 PARAFUSOS DE FIXAÇÃO.....	112
4.8 MODELAGEM.....	116
5 CONCLUSÕES.....	118
REFERÊNCIAS.....	120
GLOSSÁRIO.....	124
APÊNDICES.....	126

1 INTRODUÇÃO

Métodos de produção de pós finos e ultrafinos mecanicamente ativados são conhecidos por moagem de alta energia (MAE). Comparado a processos tradicionais, que são apenas termicamente ativados, os métodos MAE apresentam maior deformação plástica, o que implica em tempos de processamento menores.

A MAE compreende processos de *Mechanical Alloying* (MA), *Mechanochemistry* (MC) e *Mechanical Milling* (MM). A técnica MA pressiona, solda a frio, fratura e reaglomera as partículas de pó homogêneas e misturas, repetidas vezes. A síntese MC compreende a indução de reações químicas por ativação mecânica. Já MM é aplicada em materiais com composição uniforme, ou seja, materiais puros ou pré-ligados.

Os principais parâmetros que influenciam a MAE são a matéria-prima, o tipo de moinho e as variáveis de processo. Os tipos de moinho mais comuns são o planetário, jato e atritor. O processamento do pó se dá por elementos colocados na proporção desejada dentro do moinho, são eles corpos moedores, agentes de controle de processo e aditivos.

As quantidades de partículas de pó da mistura são pré-definidas, a fim de se obter determinadas características metalúrgicas. O material é processado pelo tempo necessário para se obter a morfologia, homogeneidade e granulometria requeridas.

O moinho de bola planetário é um equipamento bem difundido e versátil, utilizado para desenvolvimento de materiais, liberação de materiais para análise, processamento de amostra, e moagem coloidal nas indústrias química, farmacêutica, de alimentos, mineral entre outras.

O moinho planetário deve seu nome a equivalência do movimento de seu jarro com o planetário, o suporte de disco que roda em torno de um eixo central comum, e simultaneamente, os jarros rotacionam em torno do seu próprio eixo. A alta razão de velocidade produz forças centrífugas, essas geram efeitos da fricção e de impacto responsáveis pela alta energia durante a moagem.

A seleção dos parâmetros de moagem envolve trabalho empírico, alguns dos mais importantes são razão de velocidades, atmosfera, tempo de uso e temperatura.

Os componentes de um moinho planetário são jarro de moagem, eixo, elementos de transmissão de potência e meios de moagem.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 GERAL

O trabalho tem como objetivo projetar um moinho de alta energia do tipo planetário para utilização em laboratório. O projeto será desenvolvido por meio da determinação e dimensionamento dos componentes do moinho, que compreendem elementos de máquinas, como eixo e transmissão, e componentes de suporte, como o jarro.

1.1.2 ESPECÍFICOS

Para se atingir o objetivo geral são elencados os seguintes objetivos específicos: (i) determinar a forma construtiva do moinho; (ii) definir a capacidade de carga do moinho planetário; (iii) dimensionar componentes mecânicos; (iv) permitir flexibilidade de uso por meio de uma ampla gama de operação; (v) atender a norma regulamentadora do Ministério do trabalho referente a segurança em máquinas e equipamentos – NR12.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 MOAGEM DE ALTA ENERGIA

Vários métodos de preparação de pós finos e ultrafinos estão disponíveis, e tem sido utilizados desde laboratórios até na indústria. Os métodos que produzem pós em escala submicrométrica e nanométrica são classificados como moagem de alta energia (SURYANARAYANA, 2001; SANTOS; COSTA, 2005).

Na literatura científica emprega-se o termo MAE para a moagem de alta energia, que corresponde a processos mecanicamente ativados, a fim de diferenciar esta família dos processos de moagem convencionais, que são apenas termicamente ativados (TAKIMI, 2004; FLORES, 2010).

Comparada com a moagem convencional, a moagem de alta energia favorece a deformação plástica, resultando na redução do tempo de processamento (CONCEIÇÃO, 2011) .

A MAE é um termo genérico usado para mencionar diversos processos como Mechanical Alloying (MA), Mechanochemistry (MC) e Mechanical Milling (MM) (FLORES, 2010).

Mechanical Alloying (MA) é uma técnica de processamento em que as partículas de pó no estado sólido são repetidas vezes pressionadas, soldadas a frio, fraturadas e reaglomeradas. A mistura de pó de diferentes metais ou ligas são moídas juntas. Permite produção de materiais homogêneos, misturas de elementos, fragmentar a matéria e aumentara área superficial das partículas de pó (SURYANARAYANA, 2001; CONCEIÇÃO, 2011; MELLO JUNIOR, 2011).

Além disso, misturas de pó podem ser ativadas mecanicamente para induzir reações químicas, isto é, reações mecanoquímicas denominadas síntese mecanoquímica/mechanochemistry (SURYANARAYANA, 2001), estes envolvem ativação mecânica de reações de deslocamento de estado sólido (MARINS, 2010), que podem ser utilizados para influenciar o processo de moagem e as propriedades do produto (SINGH; BHATTACHARJEE, 2007). A utilização de moinhos de bolas planetário em vez de rotas de processamento químico, provoca redução da

quantidade do uso de reagentes, menor tempo de reação e melhores propriedades dos produtos processados (BURMEISTE; KWADE, 2013).

A Mechanical Milling (MM) é realizada em materiais puros ou pré-ligados, que apresentam composição uniforme, e assim não há transferência de material durante a moagem (TAKIMI, 2004; MELLO JUNIOR, 2011).

Equipamentos típicos empregados no método de moagem de alta energia são moinho planetário, jato e atritor. O processamento do pó se dá com outros elementos colocados dentro do moinho, na proporção desejada, são eles corpos moedores, agentes de controle de processo e aditivos. A mistura é então processada por determinado período de tempo, até que esteja homogênea, ou o tempo limite seja alcançado. Os parâmetros mais importantes em moinhos de alta energia são as matérias-primas, o tipo de moinho e as variáveis do processo (TAKIMI, 2004).

O processo tem o início com a preparação e mistura das partículas de pó a serem moídas, em determinadas quantidades, a fim de se obter as características metalúrgicas desejadas (DIOGO, 2013). O processo de moagem transforma partículas de tamanhos diferentes e formas irregulares em partículas regulares que vão reduzindo ao mesmo tempo (CONCEIÇÃO, 2011). O material permanece em processamento até que se obtenha uma morfologia para o pó, com homogeneidade e granulometria requerida (DIOGO, 2013).

Muitos atributos são conferidos a moagem de alta energia como produção de segunda fase dispersa, extensão do limite de solubilidade sólida, refinamento do tamanho do grão, possibilidade de criar ligas com elementos normalmente incompatíveis, indução de reações químicas a baixas temperaturas (SURYANARAYANA, 2001).

2.2 MOINHO PLANETÁRIO

O moinho de bola planetário é um equipamento bem difundido e versátil utilizado há décadas para a redução do tamanho de partículas em escalas de laboratório e piloto (SANTOS; COSTA, 2005; BROSEGHINI et al., 2016).

As aplicações mais comuns deste equipamento vão desde a preparação de amostras até a geração de produtos extremadamente finos. Assim como

desenvolvimento de materiais, libertação de minerais e outros materiais para análise, processamento de amostra, e moagem coloidal. Adequados para molhagem a seco e molhada (BURMEISTE; KWADE, 2013; SANTOS, 2005).

Devido à necessidade de redução do tamanho de partículas na indústria química, farmacêutica e de alimentos, a moagem é uma das operações mais importantes (BURMEISTE; KWADE, 2013).

Podem ser analisadas amostras de materiais abrasivo, alimentos, carvão, cerâmica, comprimidos, cimentos, fertilizantes, ligas, refratários, medicamentos, minas, minerais, minérios, rochas, segmentos, solos entre outros (FRITSCH GMBH, 2016).

Comparada com a moagem a jato apresenta menor perda de material e custo do equipamento (SANTOS; COSTA, 2005).

Apresentam configuração simples, boa capacidade de limpeza, manuseio seguro, boa reprodutibilidade, tempos curtos de processamento e custo do dispositivo moderado (BURMEISTE; KWADE, 2013).

2.3 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

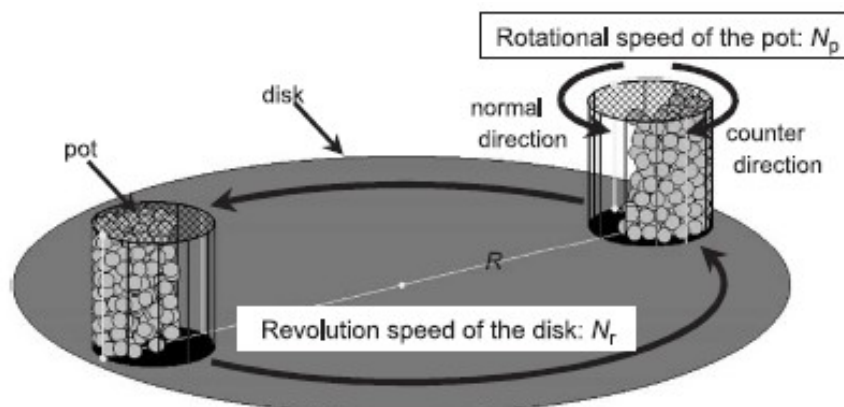
O moinho planetário deve seu nome a equivalência do movimento de seu jarro com o planetário. Normalmente é composto por 2 ou 4 potes, dispostos sobre um suporte de disco que roda em torno de um eixo central comum, e simultaneamente, os jarros rotacionam em torno do seu próprio eixo. (BURMEISTE; KWADE, 2013; MIO et al., 2002; SURYANARAYANA, 2001).

A alta velocidade de rotação de ambos, jarro e suporte de disco, produzem forças centrífugas que atuam sobre o conteúdo do jarro, que inclui o material a ser triturado e as bolas de moagem, resultando em uma alta energia durante a moagem (SURYANARAYANA, 2001; MIO et al., 2002; BURMEISTE; KWADE, 2013).

Uma vez que o jarro e o suporte de disco se movimentam em direções opostas, como representado na Figura 1, as forças centrífugas atuam alternadamente em direções semelhantes e opostas, isso faz com que as bolas de moagem escorram pela parede interior do jarro, causando o efeito da fricção. A retirada de material do solo e movimentação livre das bolas de moagem no interior do frasco com colisão

contra a parede interna oposta, resulta no efeito de impacto. (SURYANARAYANA, 2001).

Figura 1 - Esquema de discos planetários com movimento em um normal e direção opostas.



Fonte: (MIO et al., 2004).

Os moinhos planetários modernos são mais eficientes por permitirem o controle independente da velocidade de rotação e translação, o que normalmente não é possível em moinhos antigos, devido ao mecanismo de acionamento mecânico sincronizado (TAKIMI, 2004).

O suporte de disco e o jarro transmitem alta energia ao material, por meio da transferência da sua energia cinética para as bolas do moinho, que por sua vez transfere ao material através de colisões. Os pós acumulam essa energia, que gera efeitos nos processos seguintes, como densificação e redução da compactabilidade do corpo verde, e redução do tempo de sinterização (DIOGO, 2013).

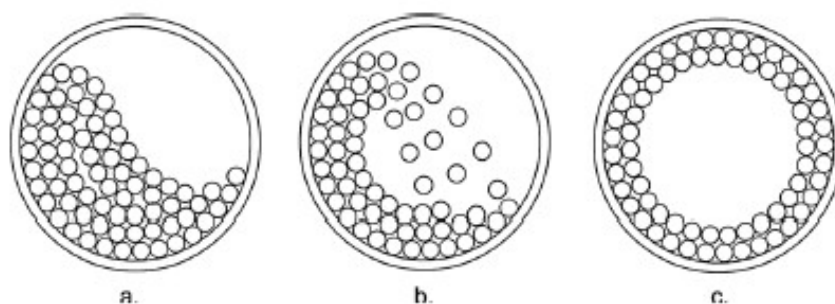
Durante o processamento, as bolas de moagem apresentam comportamento complexo no jarro. O movimento das esferas é variável, e depende dos parâmetros de operação. Por meio da intensidade do impacto e número de colisões o movimento influencia a entrada de energia no pó (RETSCH GMBH, 2016).

Aumentando a velocidade e/ou taxa de enchimento o movimento altera-se a configuração do movimento: de cascata para catarata até rolamento como mostrado na figura 3 (BURMEISTE; KWADE, 2013).

O movimento cascata é caracterizado pela carga rolar para baixo da superfície. No movimento catarata forma-se uma queda livre parabólica acima da massa. Já no

rolamento as bolas movimentam-se ao redor da superfície do jarro nesse caso não cai e então, não exerce força de impacto (SURYANARAYANA, 2001; BURMEISTE; KWADE, 2013; KUMAR, 2015), mas esse movimento é identificado como o principal responsável por refinamento estrutural e composicional (JIANG et al., 2009).

Figura 2 - Esquema de padrões de movimento bola num único vaso de um moinho planetário.



Fonte: (BURMEISTE; KWADE, 2013).

2.4 VARIÁVEIS DE PROCESSO

A seleção dos parâmetros de moagem envolve necessariamente trabalho empírico para cada caso específico (JIANG et al., 2009).

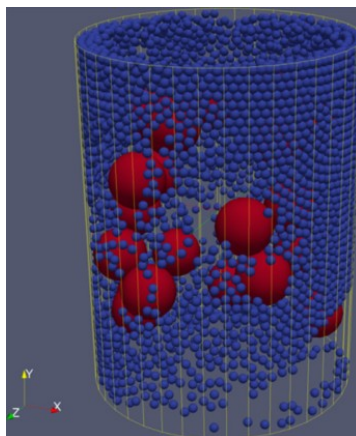
Alguns dos mais importantes são a velocidade, atmosfera, tempo de uso, temperatura, meio de moagem (tipo, tamanho e distribuição), proporção peso bola/pó, ponto de enchimento do frasco e aditivos (SURYANARAYANA, 2001).

2.5 COMPONENTES

2.5.1 JARRO (RECIPIENTE)

O jarro de moagem tradicional tem formato cilíndrico de secção transversal circular como mostrado na figura 3.

Figura 3 - Representação esquemática das esferas e pós no jarro de moagem.



Fonte: (ASHRAFIZADEH; ASHRAFIZAADEH, 2012).

O tamanho do grão é reduzido através da transferência de energia cinética das bolas ao pó, portanto o jarro do moinho sofre grandes impactos durante a moagem. A fim de evitar a abrasão excessiva, a dureza do jarro de moagem deve ser maior do que a do material a ser moído. Isso protege contra contaminação e alteração química, que pode resultar do desprendimento de material da parede do jarro. Materiais de alta resistência como aços inoxidáveis e temperados devem ser utilizados para a confecção do jarro de moagem (SURYANARAYANA, 2001; SHENOY, 2004).

2.5.2 EIXO

Máquinas rotativas utilizam eixos de transmissão para transmitir movimento de rotação/torque ou potência de uma posição a outra. (SHIGLEY et al., 2005; NORTON, 2013).

Tipicamente um eixo transmite torque de um dispositivo como motor elétrico ou de combustão interna. O eixo pode ser uma parte integral do acionador, ou pode ser livre conectado a seu vizinho por um acoplamento (SHIGLEY et al., 2005; NORTON, 2013).

Ele provê a linha de centro de rotação de elementos como engrenagens, polias, volantes, catracas e similares, bem como controla a geometria de seus movimentos (SHIGLEY et al., 2005).

Os eixos sofrem ação de dois tipos de cargas, frequentemente combinadas: torção devido ao torque transmitido, e flexão devido as cargas transversais em engrenagens, polias e catracas. (NORTON, 2013).

A fim de transmitir o torque, os elementos são fixados ao eixo por meio de chavetas, anéis retentores, pinos transversais, estrias, parafusos, ajustes de pressão/contração e cônicos (NORTON, 2013). Para auxiliar na acomodação, o eixo também possui geometria cilíndrica escalonada, de forma que degraus/ressaltos exercem essa tarefa (SHIGLEY et al., 2005; NORTON, 2013).

Aço é a escolha lógica para material do eixo por causa do seu elevado módulo de elasticidade, assim reduz deflexões. Os aços mais utilizados são de baixo e médio carbono laminados a frio e a quente, já em aplicações que necessita de alta resistência, aços ligas são empregados. Eixos com diâmetros menores que 3 in costumam ser de aços laminados a frio, caso contrário são de aços laminados a quente (NORTON, 2013).

2.5.3 ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA

A potência é geralmente fornecida por motor trifásico assíncrono, que é um motor elétrico de indução. Este pode ser do tipo gaiola de esquino, ou rotor bobinado. Uma das vantagens desse tipo de motor é a grande versatilidade de adaptação às cargas dos mais diversos tipos (ELETROMOTORES WEG SA, 2015; FRITSCH GMBH, 2016; RETSCH GMBH, 2016).

A transmissão da potência fornecida pelo motor é feita por engrenagens, polias e catracas via engrenagens acoplantes, correias ou correntes de eixo a eixo (NORTON, 2013). Os elementos de transmissão de potência são classificados em rígidos e flexíveis, tal que no primeiro grupo estão as engrenagens, e no segundo correias e correntes (SHIGLEY et al., 2005).

O controle da velocidade pode ser feito com caixa de engrenagens, polias escalonadas, controlador eletromecânico entre outros.

2.5.4 MEIOS DE MOAGEM

A seleção das esferas de moagem apropriados é uma característica marcante para a otimização do processo de moagem (NETZSCH, 2016).

Comumente as esferas de moagem são de aço endurecido, aço inoxidável, aço ferramenta, aço endurecido cromo, aço temperado e aço rolamento. Esses materiais possuem elevada resistência, propriedade necessária para a aplicação devido ao elevado impacto e abrasão (SURYANARAYANA, 2001).

Também são empregados esferas de moagem de vidro, porcelana, zircônia, alumina e carbeto de tungstênio (PAULA et al., 2014).

Para reduzir a contaminação no pó, as esferas utilizadas são de material mais duro que a amostra. Normalmente deve ser escolhido frascos e bolas de um mesmo material (SHENOY, 2004; PAULA et al., 2014). Como por exemplo, Shenoy (2004) usou frasco e bolas de carboneto de tungstênio para o sistema ferrita, e de aço para sistema de aluminato.

Para que a moagem seja eficiente as partículas do material a ser processado não devem maiores que o material que as esferas de moagem, proporcionando a obtenção a dimensão desejada(DIOGO, 2013) .

Para que se forneça impacto suficiente ao pó, os meios de moagem devem ter densidade elevada (SURYANARAYANA, 2001; PAULA et al., 2014).

2.6 POSSIBILIDADES CONSTRUTIVAS

Os moinhos planetários patenteados apresentam basicamente três arranjos de mecanismos de transmissão da potência do motor para os recipientes de moagem:

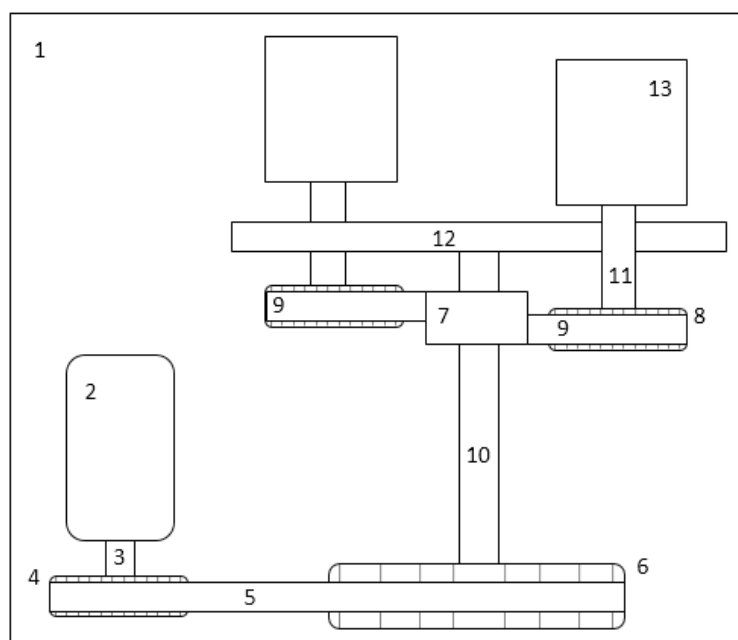
- (1) Polia e correia, (2) Polia e correia planetária;
- (1) Polia e correia, (2) Engrenagem planetária/solar;
- (1) Redutor no motor, (2) Engrenagem planetária/solar.

O primeiro elemento de transmissão (1) tem a função de reduzir a rotação fornecida pelo motor, e transmiti-lá para o eixo que movimenta o disco do moinho. O

segundo elemento de transmissão (2) tem a função de realizar o movimento planetário e aumentar a rotação do eixo do disco, que é transmitida para o eixo do jarro.

Os moinhos planetários convencionais utilizam mecanismo de transmissão de potência polia/correia e polia/correia planetária (Figura 4). Estes são compostos de dois recipientes de moagem (13), acionados pelo motor (2). O motor (2) é fixado na estrutura (1). No eixo do motor (3) é instalada uma polia acionadora (4) que transmite as forças rotacionais do motor para a polia acionada (6), através da correia (5). A polia acionada (6) aciona o eixo principal (10), no qual estão montados a polia solar (7) e o disco giratório (12), respectivamente na metade inferior e extremidade superior. As polias planetárias (8) correspondentes para cada recipiente do moinho são conectadas com a polia solar (7) através de uma correia (9), constituindo um par de movimento planetário. Sobre cada eixo (11) é montada uma polia planetária (8). Na ponta superior do eixo (11) são conectados o suporte de moagem (13) mantidos simetricamente no disco giratório (12), formando um par giratório (FRITSCH, 1961; GUEORGIOEVITVJ, GRUCHINSKAYAG, VIKTOROVNA, 2012).

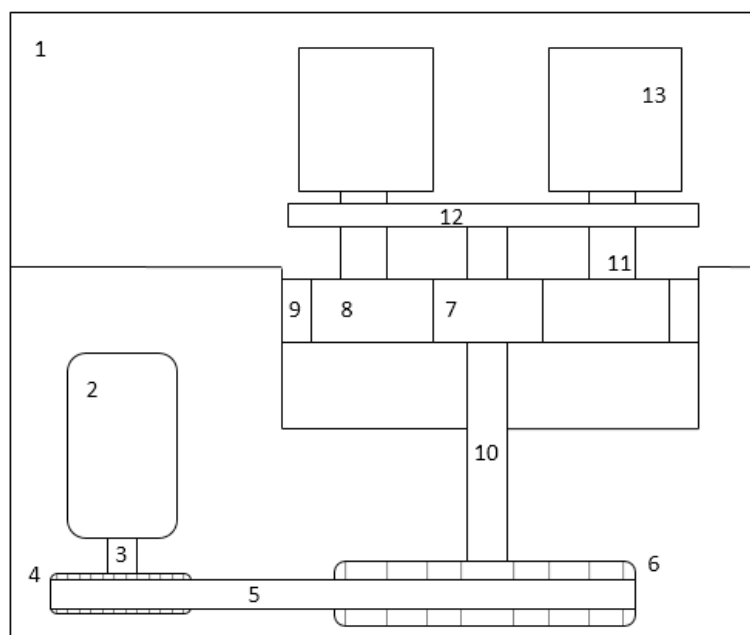
Figura 4 - Arranjo moinho planetário: (1) Polia e correia, (2) Polia e correia planetária.



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2017).

Moinhos planetários também foram concebidos com mecanismo de transmissão de potência polia/correia e engrenagem planetária/solar (Figura 5). O motor (2) é fixado na estrutura (1). No eixo do motor (3) é instalada uma polia acionadora (4) que transmite as forças rotacionais do motor para a polia acionada (6), através da correia (5). A polia acionada (6) aciona o eixo principal (10), no qual estão montados a engrenagem solar (7) e o disco giratório (12), respectivamente na metade inferior e extremidade superior. A pluralidade de engrenagens planetárias (8), correspondentes para cada recipiente do moinho, estão engrenadas entre a engrenagem solar (7) a engrenagem anelar exterior (9), constituindo movimento planetário. A engrenagem anelar exterior (9) está fixamente disposta com a estrutura (1), e de forma concêntrica com a engrenagem solar (7). Sobre cada eixo (11) é montada uma engrenagem planetária (8). Na ponta superior do eixo (11) são conectados os suportes de moagem (13) instalados simetricamente no disco giratório (12). O recipiente de moagem (14) é travado verticalmente ao suporte de moagem (13), e é provido de forma descartável (AICHUN, YINGCHUN, 2017; ZELIANG, JINLIANG, 2016; GUOLIANG et al, 2016).

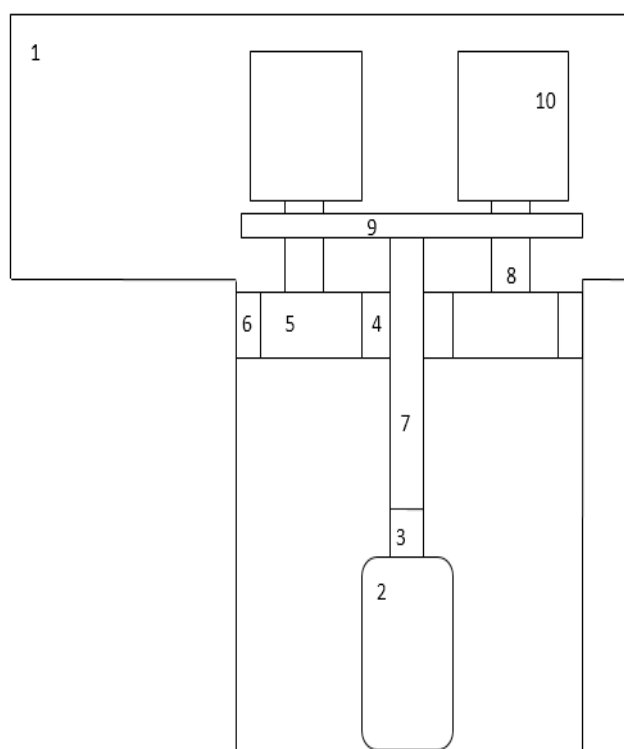
Figura 5 - Arranjo moinho planetário: (1) Polia e correia, (2) Engrenagem planetária/solar.



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2017).

Moinhos planetários também foram concebidos com mecanismo de transmissão de potência de motor redutor e engrenagem planetária/solar (Figura 6). O motor redutor (2) é concebido com uma estrutura de transmissão de desaceleração e aumento da distância: redutor de parafuso sem fim ou um redutor de engrenagem planetária. Propiciando assim a ligação direta do eixo principal (10) ao eixo do motor redutor (3) na sua extremidade inferior. A pluralidade de engrenagens planetárias (5), correspondentes para cada recipiente do moinho, estão engrenadas entre a engrenagem solar (4) a engrenagem anelar exterior (6), constituindo movimento planetário. A engrenagem anelar exterior (6) está fixamente disposta com a estrutura (1), e de forma concêntrica com a engrenagem solar (4). Sobre cada eixo (8) é montada uma engrenagem planetária (5). Na ponta superior dos eixos (8) são conectados os suportes de moagem (10) instalados simetricamente no disco giratório (9). O recipiente de moagem (11) é travado verticalmente ao suporte de moagem (10), e é provido de forma descartável (CAI, QINGSONG, WEIFENG, 2016).

Figura 6 - Arranjo moinho planetário: (1) Redutor no motor, (2) Engrenagem planetária/solar.



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2017).

3 MATERIAL E MÉTODOS

O projeto detalhado de uma máquina compreende o dimensionamento dos componentes, de modo que as geometrias das peças concordem com o material escolhido, processo de fabricação, limites de carga e parâmetros de operação, permitindo assim que o sistema trabalhe corretamente, sem a ocorrência de falhas.

É necessário observar como os componentes interagem e qual a influência de um sobre o outro nos parâmetros de funcionamento e desempenho, e avaliar fatores que possam interferir no projeto, na construção e funcionamento para que seja possível atender aos requisitos técnicos, funcionais, econômicos, operacionais e ambiente (NORTON, 2013).

Os componentes são dimensionados e ganham geometria de maneira a atender aos requisitos de projeto e o princípio de trabalho. Posteriormente é necessário avaliar os esforços envolvidos, tais como as forças, momentos e torques e suas possíveis combinações, para então calcular as tensões geradas sobre o material, e seus respectivos mecanismos de falha; por exemplo a falha por fadiga, cisalhamento ou escoamento. As tensões agindo sobre o componente são comparadas com as tensões limites do material, para verificar se o componente está dimensionado corretamente e apto para a função. Caso contrário, o processo torna-se iterativo, e é realizada a manipulação de dados de entrada, dimensões, material e quaisquer outros que se façam necessários, objetivando atingir um coeficiente de segurança adequado e otimizado.

Para auxiliar o processo iterativo são utilizadas ferramentas de cálculo numérico, que permitem readequação e otimização dos elementos dimensionados. Os elementos são modelados com ferramenta CAD, permitindo o estudo do princípio de funcionamento por meio de simulação do movimento real e modificação dos modelos para conseguir o movimento e direções uteis.

Os componentes devem ser projetados e combinados de forma a reduzir o número de componentes, ter boa distribuição e posicionamento, facilitar a fabricação, e quando possível utilizar produtos disponíveis no mercado, pois, todos estes impactam positivamente na redução do custo final.

Ao finalizar os componentes são detalhados tecnicamente em modelos 2D com ferramenta CAD, individuais e com montagem, abrangendo dimensões, materiais, e fornecedores identificados quando for o caso, permitindo a interpretação pelos responsáveis por comprar materiais, realizar fabricação e montagem do equipamento.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 ELEMENTOS DO JARRO

4.1.1 JARRO

Admite-se que o moinho planetário em questão terá 2 estações de moagem com rotação máxima de trabalho igual a $800[rpm]$. A partir destas variáveis determina-se que cada jarro tem volume interno de $500[ml]$, pois moinhos disponíveis no mercado, como por exemplo, PULVERISETTE 4 e PM 400, possuem de 1 a 4 jarros com rotação máxima de $800[rpm]$ utilizam jarros com volume de $125[ml]$ a $500[ml]$ (RETSCH 2017, FRITSCH, 2017).

A fim de definir as dimensões admite-se um diâmetro interno de $d_i=80[mm]$ e espessura da parede $s=10[mm]$, baseado nos jarros com capacidade de $500[ml]$ da fabricante CHANGSHA DECO, cujos diâmetros internos têm valores na faixa de $51[mm]$ a $92[mm]$ e espessura da parede de $8[mm]$ a $10[mm]$ (CHANGSHA DECO, 2017).

O jarro tem formato cilíndrico, cujo volume é dado geometricamente pela Equação (1). Reorganizando a Equação (1) obtêm-se a Equação (2), na qual se define a altura interna do jarro h_i :

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot (d_i^2 \cdot h_i) \quad (1)$$

$$h_i = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot d_i^2} \quad (2)$$

Considerando que a superfície inferior do jarro tem raio de $10[mm]$ na borda causado pela ferramenta de usinagem, estima-se um acréscimo na altura de $1[mm]$ para manter o volume interno em $500[ml]$ (Equação 3):

$$h_{ic} = h_i + 1[mm] = 100[mm] + 1[mm] = 101[mm] \quad (3)$$

O diâmetro externo (d_e) é dado pela Equação (4):

$$d_e = d_i + 2 \cdot s = 80[mm] + 2 \cdot 10[mm] = 100[mm] \quad (4)$$

A tampa do jarro é composta da parte superior (Diâmetro igual ao externo $D = 100$ [mm]) e inferior (Diâmetro igual ao interno $D = 100$ [mm]). A espessura de cada parte é igual à espessura da parede. Com isso a altura da tampa (h_p) é (Equação 5):

$$h_p = 2 \cdot s = 2 \cdot 10[mm] = 20[mm] \quad (5)$$

A altura total do jarro é dada pela soma da altura interna, altura da seção inferior da tampa e espessura da parede inferior (Equação 6). Estima-se um acréscimo de 4 [mm] na espessura do fundo para corte de chanfro $10[mm] \times 45^\circ$, que facilita a acomodação do jarro no suporte do jarro.

$$h_j = h_i + s + (s + 4[mm]) = 101[mm] + 10[mm] + (10[mm] + 4[mm]) = 125[mm] \quad (6)$$

O nível de enchimento do jarro deve ser de 1/3 de amostra, 1/3 de carga de bola e 1/3 vazio. O volume livre é necessário para permitir a formação dos movimentos das esferas (RESTCH, 2017). A capacidade de processamento de amostra de cada jarro é de 167 [cm³].

A fim de considerar uma situação mais crítica (maior peso), considera-se que o jarro e esferas de moagem são de aço inoxidável 440 B, pois dentre os materiais comuns aplicados em jarros (2.5.4 Meios de Moagem), é o que possui maior densidade, com valor aproximado de 8,0 g/cm³.

4.1.2 SUPORTE

A altura total externa do suporte do jarro é a soma da altura do jarro, espessura inferior e altura para fixador do jarro (Equação 7). A altura necessária para o fixador (h_f) é estimada em $(90[mm])$.

$$h_{sj} = h_j + h_f + (s + 15[mm]) = 125[mm] + 90[mm] + (10[mm] + 15[mm]) = 240[mm] \quad (7)$$

O diâmetro externo do suporte do jarro é dado pela Equação (8):

$$d_{es} = d_e + 2 \cdot s = 100[mm] + 2 \cdot 10[mm] = 125[mm] \quad (8)$$

A superfície inferior interna do suporte do jarro tem corte de chanfro de $10[mm] \times 45^\circ$ para encaixar com o chanfro do jarro.

4.1.3 PARAFUSO DE FIXAÇÃO

O jarro é preso sob o suporte por meio de um parafuso de potência, similar ao utilizado em morsas e prensas manuais. Este transforma o torque gerado da aplicação de força no manipulador em movimento retilíneo do atuador (NORTON, 2013; SHIGLEY, 2005).

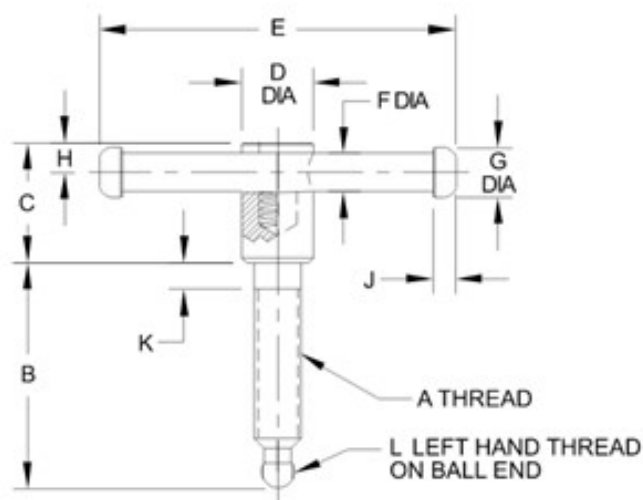
O parafuso escolhido é o CLM-16110 - BHSD da fabricante CARRLANE, de aço carbono AISI 12L14 e atuador do tipo D. Sendo este um parafuso de rosca acme, que apesar de ter menor eficiência quando comparada a rosca quadrada, outra opção de rosca para parafusos de potência, possui fabricação mais simples (CARRLANE, 2017; NORTON, 2013).

4.1.3.1 DIMENSÕES

O parafuso de potência (Figura 7) é M16 x110 [mm] (DxB). O Passo da rosca correspondente a esse diâmetro, visto pela Figura 8, tem valor igual $p=2$ [mm]. O

manipulo tem comprimento $E=120,65$ [mm], diâmetro $G=16$ [mm] e comprimento de cada extremidade $J=10,319$ [mm].

Figura 7 - Dimensões parafuso de Potência.



Fonte: (CARRLANE, 2017).

Figura 8 - Propriedades geométricas parafuso.

Diâmetro maior nominal d , mm	Série de passo grosso			Série de passo fino		
	Passo p , mm	Área de tensão de tração A_t , mm ²	Área de diâmetro menor A_r , mm ²	Passo p , mm	Área de tensão de tração A_t , mm ²	Área de diâmetro menor A_r , mm ²
1,6	0,35	1,27	1,7			
2	0,40	2,07	1,79			
2,5	0,45	3,39	2,98			
3	0,5	5,03	4,47			
3,5	0,6	6,78	6,00			
4	0,7	8,78	7,75			
5	0,8	14,2	12,7			
6	1	20,1	17,9			
8	1,25	36,6	32,8	1	39,2	36,0
10	1,5	58,0	52,3	1,25	61,2	56,3
12	1,75	84,3	76,3	1,25	92,1	86,0
14	2	115	104	1,5	125	116
16	2	157	144	1,5	167	157
20	2,5	245	225	1,5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3,5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4,5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5,5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1,5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

* As equações e os dados usados para desenvolver esta tabela foram obtidos da ANSI B1.1-1974 e B18.3.1-1978. O diâmetro menor foi encontrado por meio da equação $d_s = d - 1,226869p$, e o diâmetro de passo, por meio de $d_p = d - 0,649519p$. A média do diâmetro de passo e do diâmetro menor foi usada para computar a área de tensão de tração.

Fonte: (SHIGLEY, 2005)

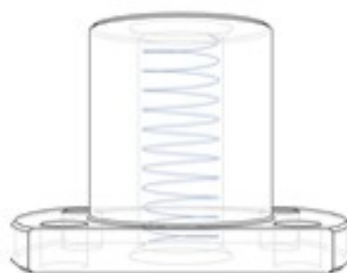
O diâmetro primitivo d_p do parafuso e o diâmetro menor d_r são respectivamente, pelas Equações (9) e (10):

$$d_p = d - 0,0649519 \cdot p = 15 [mm] - 0,0649519 \cdot 2 [mm] = 14,701 [mm] \quad (9)$$

$$d_r = d - 1,226869 \cdot p = 15 [mm] - 1,226869 \cdot 2 [mm] = 13,402 [mm] \quad (10)$$

Um mancal axial é colocado abaixo do manipululo e a acima da porca a fim de apoiar o parafuso (Figura 9). O mancal selecionado é MTSGR16 da fabricante MISUMI (2017), cujo diâmetro interno é $d_{ic} = 16 [mm]$ e $d_{ec} = 28 [mm]$.

Figura 9 - Catalogo MISUMI mancal.

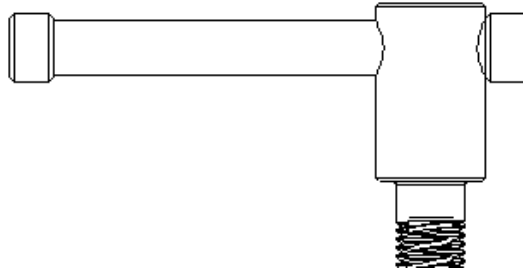


Fonte: (MISUMI, 2017).

4.1.3.2 ESFORÇOS ATUANTES

Os esforços são analisados quando se tem o maior comprimento de alavanca (Figura 10), caso mais crítico, pois são gerados o maior torque e momento. Pressupõe-se que a força é aplicada no centro da ponta do manipululo. A força aplicada pela mão do operador é definida como 588,6 [N], o que seria equivalente a força necessária para erguer 60 [kg], estabelecido pelo decreto 5.452/43 da Consolidação das Leis do Trabalho (CLT) como o peso máximo que um trabalhador pode remover individualmente (BRASIL, 1977).

Figura 10 - Desenho de corpo livre.



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2017)

A distância de alavanca formada entre a aplicação da carga e o centro do parafuso é dado pela Equação (11):

$$L_b = E - \left(\left(J + \frac{d}{2} \right) + \frac{J}{2} \right) = 120,65 [mm] - \left(\left(10,319 [mm] + \frac{16 [mm]}{2} \right) + \frac{10,319 [mm]}{2} \right) = 92,172 [mm] \quad (11)$$

O momento fletor é dado pela Equação (12):

$$M = \left(L_b - \frac{d}{2} \right) \cdot F = M = \left(92,172 [mm] - \frac{16 [mm]}{2} \right) \cdot 588,6 [N] = 52,491 [N \cdot m] \quad (12)$$

O torque gerado pela aplicação da força é (Equação 13):

$$T = L_b \cdot F = 92,172 [mm] \cdot 588,6 [N] = 58,303 [N] \quad (13)$$

A tensão efetiva no diâmetro menor do parafuso (de raiz) é dada pela Equação (20) de Von Mises, que combina os carregamentos de tração e torção em um carregamento de tração pura. A teoria é baseada na premissa de que a combinação de tensões mantém a energia de distorção, permitindo a comparação com a tensão de escoamento (NORTON, 2013; SHIGLEY, 2005). Assim, as tensões normais em x y e z são dadas pelas Equações (14), (15) e (16), e as tensões cisalhantes em xy, yz e zx são dadas pelas Equações (17), (18) e (19):

$$\sigma_x = \frac{6 \cdot F}{\pi \cdot d_r \cdot n \cdot p} = \frac{6 \cdot 588,65 [N]}{\pi \cdot 13,402 [mm] \cdot 1 \cdot 2 [mm]} = 41,897 [MPa] \quad (14)$$

$$\sigma_y = 0 [MPa] \quad (15)$$

$$\sigma_z = \frac{-4 \cdot F}{\pi \cdot d_r^2} = \frac{-4 \cdot 588,65 [N]}{\pi \cdot 13,402 [mm]^2 \cdot 1 \cdot 2 [mm]} = -4,168 [MPa] \quad (16)$$

$$\tau_{xy} = 0 [MPa] \quad (17)$$

$$\tau_{yz} = \frac{16 \cdot F}{\pi \cdot d_r^3} = \frac{-4 \cdot 588,65 [N]}{\pi \cdot 13,00 [mm]^2 \cdot 2 [mm]} = 120,889 [MPa] \quad (18)$$

$$\tau_{zx} = 0 [MPa] \quad (19)$$

Portanto, a tensão efetiva (Equação 20) atuando no parafuso é igual a:

$$\begin{aligned} \sigma' &= \frac{1}{\sqrt{2}} \left((\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{zx}^2) \right)^{\frac{1}{2}} \\ &= \frac{1}{\sqrt{2}} \left((41,897 [MPa])^2 + (-(-4,168 [MPa]))^2 + ((-4,168 [MPa]) - 41,897 [MPa])^2 \right) \\ &\quad \left(6 \cdot (\tau_{xz}^2 + 120,889 [MPa]^2) \right)^{\frac{1}{2}} = 213,985 [MPa] \end{aligned} \quad (20)$$

4.1.3.3 ANÁLISE DE SEGURANÇA

A tensão efetiva é unidimensional, e, portanto, pode ser comparada diretamente com a tensão de escoamento. A resistência ao escoamento do aço carbono AISI 12L14 é $S_y = 415 [MPa]$. Portanto, o coeficiente de segurança dado pela Equação (21) é adequado.

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma'} = 415 \frac{[MPa]}{218,352[MPa]} = 2 \quad (21)$$

4.2 TREM DE ENGRENAGEM

4.2.1 DIMENSÕES

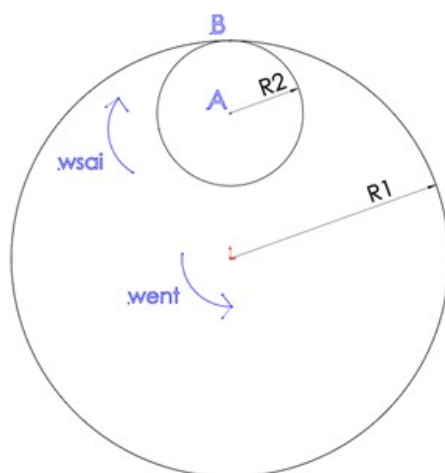
O principal desafio do projeto foi o de definir um mecanismo de transmissão de potência que fosse capaz de fornecer o movimento planetário, elevar a rotação do jarro em relação ao disco, e ainda manter a rotação do jarro e do disco em sentidos opostos.

A transmissão planetária com polia e correia, foi deixada em segundo plano, a partir da premissa que a engrenagem traria uma construção mais compacta e leve, pois os jarros estariam mais próximos do centro e o disco seria menor, resultando em um sistema mais eficiente. Portanto, os esforços se concentraram em calcular a engrenagem planetária padrão, composta de engrenagem anelar, solar e planeta. Neste caso se obteve movimento planetário, em sentidos opostos, mas a rotação da saída era inferior à da entrada, diferentemente do requisitado.

Por meio de simulações de movimento de um modelo 3D básico se chegou na engrenagem hipocicloidal, o qual ainda não é aplicado nos moinhos patenteados, entretanto fornece as características requisitadas para o moinho.

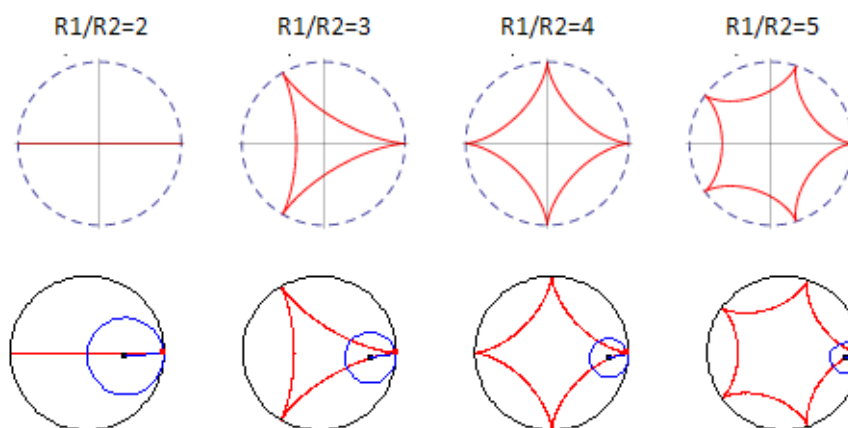
O conjunto de engrenagem hipocicloidal é mostrado na Figura (11). A nomenclatura desse tipo de trem se refere às trajetórias de curvas cíclicas que podem ser formadas por um ponto fixo da engrenagem planeta (R_2), durante seu movimento no interior da engrenagem anelar (R_1). As diferentes trajetórias que podem ser formadas dependem da razão entre o raio da engrenagem anelar e a planeta (Figura 12). A trajetória é percorrida pelo movimento composto da engrenagem planeta: translação e rotação, caracterizando o movimento de plano geral.

Figura 11 - Esboço trem de engrenagem hipocicloidal.



Fonte: (Própria Autoria, 2017).

Figura 12 - Curvas Cíclicas Hipocicloidais para diferentes razões de raio da engrenagem planeta e anelar.



Fonte: (WEISSTEIN, 2017).

No trem de engrenagens proposto o movimento de translação da engrenagem planeta acontece pelo apoio do eixo secundário, da engrenagem planeta no disco que é acionado pelo eixo principal.

O intervalo de rotação do disco é definido de 0 a 400 [rpm], considerando a faixa de velocidade entre 0 a 650 [rpm] comum em moinhos planetários (FRITSCH GMBH, 2016; RETSCH GMBH, 2016).

A razão de velocidade do disco em relação ao jarro é de 1:-2, baseado em razões de velocidade dos moinhos planetários disponíveis no mercado, situadas entre 1:-1 a 1:-3 (FRITSCH GMBH, 2016; RETSCH GMBH, 2016). A razão de velocidades negativa é referida ao movimento de rotação contrário do disco em relação ao jarro, que gera maior energia específica de impacto, devido ao aumento significativo da velocidade (MIO et al., 2004).

Assim, a rotação de saída da engrenagem planeta, dada pela interação entre a mesma e a engrenagem anelar, está situada na faixa de 0 a 800 [rpm]. Como a engrenagem planeta é um corpo rígido, pode-se analisar o movimento do corpo em relação aos pontos fixos A e B (HIBBELER, 2004), mostrados na Figura (11). A velocidade absoluta do ponto B em relação ao ponto A é dada pela Equação (22):

$$i = \frac{w_{sai}}{w_{ent}} \quad (22)$$

Dado que a engrenagem solar é fixa $V_B=0$, e substituindo w_2 e $R_{B/A}$, se obtém a Equação (23):

$$0 = V_A + (w_{sai})_k \times (R_2)_j = V_A + w_{sai} R_2 \quad (23)$$

A velocidade absoluta do ponto A em relação ao ponto 0 é dada pela Equação (24):

$$V_A = V_0 + w_1 \times R_{A/0} \quad (24)$$

A velocidade no centro é igual a $V_0=0$. Isolando V_A na Equação (23), e substituindo na Equação (24) junto com, V_0 , se obtém a Equação (25).

$$-w_{sai} R_2 = 0 + (-w_{ent})_k \times (R_2 - R_1)_j = 0 - w_{ent} \times (R_2 - R_1) \quad (25)$$

Organizando a Equação (25) se obtém a Equação (26) da razão de velocidades do jarro em relação ao disco (i) :

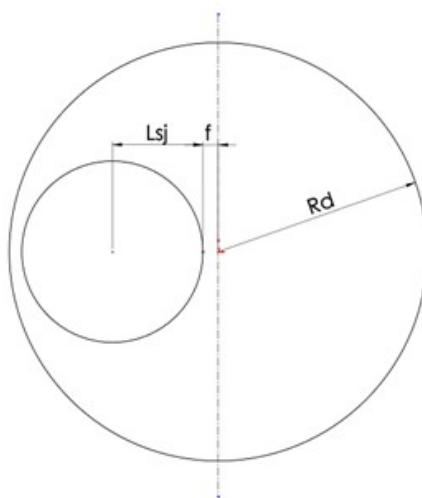
$$i = \frac{w_{sai}}{w_{ent}} = \frac{(R_2 - R_1)}{R_2} = 1 - \frac{R_1}{R_2} \quad (26)$$

O diâmetro primitivo da engrenagem planeta (d_2) deve ser relacionado com as dimensões do jarro e do disco anteriormente definidos: diâmetro do suporte do jarro (L_{sj}) e folga mínima entre os jarros (f_m) (Figura 13) (Equação 27). O raio primitivo da engrenagem planeta é dado por (Equação 28):

$$d_2 = L_{sj} + f_m = 65[mm] + 11[mm] = 76[mm] \quad (27)$$

$$R_2 = \frac{d_2}{2} = \frac{76[mm]}{2} = 38[mm] \quad (28)$$

Figura 13 - Dimensões disco e conjunto de suporte do jarro.



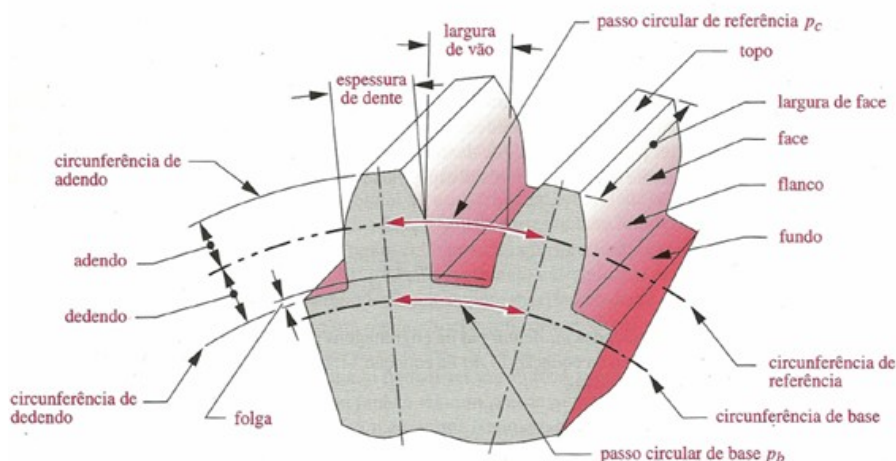
Fonte: (Própria Autoria, 2017).

Tratando algebricamente a Equação (26) se obtém a Equação (29) que fornece o raio primitivo da engrenagem anelar (R_1). Aplicando na Equação (30) é encontrado o diâmetro primitivo da engrenagem anelar (d_1).

$$R_1 = \frac{w_{sai}}{w_{wnt}} R_2 + R_2 = \frac{800[rpm]}{400[rpm]} * 38[mm] + 38[mm] = 114[mm] \quad (29)$$

$$d_1 = 2 R_1 = 2 * 78 [mm] = 228 [mm] \quad (30)$$

Figura 14 - Nomenclatura do dente da Engrenagem.



Fonte: (NORTON, 2013).

O dente da engrenagem é composto pelas dimensões nomeadas e indicadas na Figura (14): diâmetro de referência (ou primitivo), adendo, dedendo, folga, diâmetro externo, passo circular e passo de base. As dimensões e relações de engrenamento referente ao dente das engrenagens é calculado pela base teórica proposta por Norton (2013).

Os dentes da engrenagem anelar (N_1) e da engrenagem planeta (N_2) são dados pela razão entre o diâmetro primitivo e o módulo (Equação 31 e 32):

$$N_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{228 [mm]}{2 [mm]} = 114 \quad (31)$$

$$N_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{76 [mm]}{2 [mm]} = 38 \quad (32)$$

A razão de engrenamento (m_g) (Equação 33) é expressa como a razão do número de dentes das engrenagens:

$$m_g = \frac{N_1}{N_2} = \frac{114}{38} = 3 \quad (33)$$

O adendo (a) é a quantidade de dentes acima da circunferência do diâmetro de referência (Equação 34):

$$a = m = 2[mm] \quad (34)$$

O dedendo (d) é a altura do pé, em relação ao diâmetro de referência (Equação 35):

$$d = 1,25 m = 1,25 * 2[mm] = 2,5[mm] \quad (35)$$

A profundidade total do dente (h_t) é a soma do adendo (a) e do dedendo (d) (Equação 36):

$$h_t = a + d = 4,5[mm] \quad (36)$$

A folga de engrenamento (f) é a diferença entre o adendo (a) e do dedendo (d) (Equação 37):

$$f = d - a = 0,5[mm] \quad (37)$$

Os diâmetros externos da engrenagem anelar (d_1) e planeta (d_2) são dados, respectivamente, pelas Equações (38) e (39):

$$d_{e1} = d_1 + 2a = 228[mm] + 2 * 2[mm] = 232[mm] \quad (38)$$

$$d_{e2} = d_2 + 2a = 76[mm] + 2 * 2[mm] = 80[mm] \quad (39)$$

A distância entre centros (C) é dada pela Equação (40):

$$C = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{228[mm] + 76[mm]}{2} = 152[mm] \quad (40)$$

O passo circular (primitivo) (p_c) é o comprimento do arco ao longo do diâmetro de referência, medido em um mesmo ponto de um dente até o outro (Equação 41):

$$p_c = \pi \cdot m = \pi * 2[mm] = 6,283[mm] \quad (41)$$

Determina-se o ângulo de pressão de 20° , considerando que este é o valor mais comumente usado entre os padronizados por fabricantes (NORTON, 2013).

O passo de base (p_b) é a medida do passo do dente ao longo do diâmetro de referência (Equação 42):

$$p_b = p_c * \cos(\emptyset) = 31,42[mm] * \cos(25^\circ) = 5,904[mm] \quad (42)$$

O comprimento de ação (Z) é dado a partir da geometria da engrenagem anelar e planeta (Equação 43):

$$Z = \sqrt{(R_1 + a)^2 - (R_1 * \cos(\emptyset))^2} + \sqrt{(R_2 + a)^2 - (R_2 * \cos(\emptyset))^2} - C * \sin(\emptyset)$$

$$Z = \sqrt{(114[mm] + 2[mm])^2 - (114[mm] * \cos 20^\circ)^2} + \sqrt{(76[mm] + 2[mm])^2 - (76[mm] * \cos 20^\circ)^2} - 152[mm] * \sin 20^\circ = 10,538[mm] = 10,538[mm] \quad (43)$$

A razão de contato (m_p) é a média de dentes em contato a todo tempo (Equação 44), sendo o intervalo de 1,4 e 2 em engrenagens de dentes retos:

$$m_p = \frac{Z}{p_b} = \frac{10,539}{5,904} = 1,785 \quad (44)$$

4.2.2 MOTOR

O motor selecionado é da fabricante WEG modelo W22 IR2 (Figura 15), aplicado a muitos tipos de máquinas acionadas devido a seu baixo custo e simplicidade. O uso geral de motores W22 são bombas, ventiladores, compressores, moinhos, britadores e talhas (WEG SA, 2017). As principais características funcionais e estruturais são mostradas na Figura 16, sendo a potência do motor de $P_m=0,75[hp]=0,76[cv]$ e rotação nominal de $w_m=1740[rpm]$ a uma frequência de $f=60[Hz]$.

Figura 15 - Motor WEG W22 IR2.



Fonte: (WEG, 2017).

Figura 16 - Características Motor WEG W22 IR2.

- Carcaça: 80
- Potência: 0,75 HP
- Frequência: 60 Hz
- Polos: 4
- Rotação nominal: 1740
- Escorregamento: 3,33 %
- Tensão nominal: 220/380 V
- Corrente nominal: 2,55/1,48 A
- Corrente de partida: 15,8/9,15 A
- Ip / In: 6,2
- Corrente a vazio: 2,09/1,21 A
- Conjugado nominal: 3,02 Nm
- Conjugado de partida: 220 %
- Conjugado máximo: 280 %
- Categoria: ---
- Classe de isolamento: F
- Elevação de Temperatura: 80 K
- Tempo de Rotor Bloqueado: 12 s (quente)
- Fator de serviço: 1,15
- Regime de serviço: S1
- Temperatura Ambiente: -20°C – +40°C
- Altitude: 1000 m
- Proteção: IP55
- Massa aproximada: 10 kg
- Momento de inércia: 0,00204 kgm²
- Nível de ruído: 48 dB(A)

Fonte: (WEG, 2017).

O movimento das esferas dentro do jarro depende da velocidade do mesmo, como mostrado na Seção 2.3, assim a velocidade do moinho planetário deve ser controlada. O motor de indução funciona com velocidade constante quando

alimentado diretamente pela rede (senoidal), entretanto ao ser alimentado por meio de um inversor estático de frequência, são aplicados com êxito em aplicações que exijam variação de velocidade (WEG, 2017).

O inversor de frequência varia a frequência de alimentação, transformando a tensão da rede, de amplitude e frequência constantes, em uma tensão de amplitude e frequência variáveis. Dessa forma a velocidade do campo girante é variada e conseqüentemente a velocidade mecânica do motor também (WEG, 2017).

O motor WEG W22 IR2 é apto a operar com inversores de frequência. O inversor de frequência selecionado é da fabricante WEG modelo CFW 10 (Figura 17), utilizado para acionamento de motores trifásicos com potência na faixa de 0,25 a 5 [cv]. Dado que a corrente nominal do motor é de $i_n=2,55[A]$ e a alimentação da rede é trifásica, pela Figura 18, é selecionado o inversor de frequência CFW100026T2024PSZ.

Figura 17 - Inversor de frequência WEG CFW 10.



Fonte: (WEG, 2017).

Figura 18 - Especificação do Inversor de frequência WEG CFW 10.

Tensão de alimentação (Vca)		Inversor de frequência CFW10			
		Referência	Tamanho	Corrente nominal de saída (A)	
127	Monofásica	CFW100016S1112PSZ	1	1,6	
		CFW100026S1112PSZ		2,6	
		CFW100040S1112PSZ	2	4	
220		Monofásica	CFW100016S2024PSZ	1	1,6
			CFW100026S2024PSZ		2,6
			CFW100040S2024PSZ		4
	CFW100073S2024PSZ		2	7,3	
CFW100100S2024PSZ	3		10		
220	Trifásica		CFW100016T2024PSZ	1	1,6
		CFW100026T2024PSZ	2,6		
		CFW100040T2024PSZ	4		
		CFW100073T2024PSZ	7,3		
		CFW100100T2024PSZ	2	10	
		CFW100152T2024PSZ	3	15	

Fonte: (Adaptado de WEG, 2017).

4.2.3 TORQUE

O torque mínimo que o motor precisa fornecer deve ser suficiente para tirar os componentes da inércia, pois a inércia é a resistência do corpo a mudança de movimento em torno de um dado eixo (WEG, 2017). O torque necessário para mover o disco e o jarro é calculado pela base teórica proposta por WEG (2017).

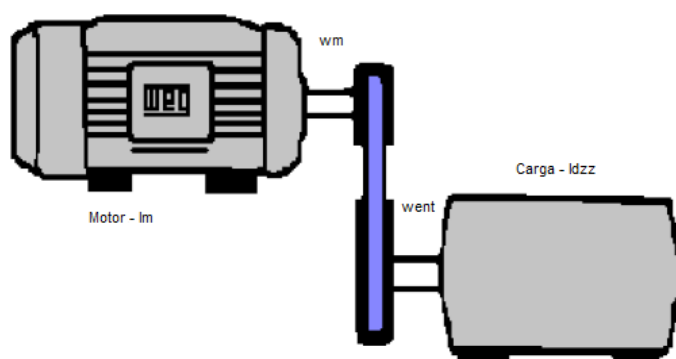
No eixo do disco a inércia compreende todas as massas do sistema, como representado na Figura 19: o eixo do disco, o próprio disco, o trem de engrenagem, o suporte do jarro, o jarro e a carga de amostra que pode ser moída (Equação 45). Já no eixo do jarro a inércia compreende as massas do trem de engrenagem, o suporte do jarro, o jarro e a carga de amostra que pode ser moída (Equação 46). O momento de inércia do motor é obtido por modelagem estimada dos componentes em ferramenta CAD (Equação 47):

$$I_{dzz} = 305601044,85 [g \cdot mm^2] \quad (45)$$

$$I_{jzz} = 21313571,22 [g \cdot mm^2] \quad (46)$$

$$I_m = 0,00204 [kg \cdot m^2] = 2,040000 [gm \cdot mm^2] \quad (47)$$

Figura 19 - Momento de Inércia em rotações diferentes.



Fonte: (Adaptado de WEG, 2017).

O momento de inércia da carga referida ao motor é dada pela Equação (48):

$$I_{dm} = I_{dzz} \cdot \left(\frac{w_{ent}}{w_m} \right)^2 = 305601044,85 [g \cdot mm^2] \cdot \left(\frac{400 [rpm]}{1760 [rpm]} \right)^2 = 16150000 [gm \cdot mm^2] \quad (48)$$

O conjugado resistente médio é dado pela Equação (49):

$$C_{rmed} = \left(\frac{w_{ent}}{w_m} \right) \cdot 1,5 \cdot C_n = \left(\frac{400 [rpm]}{1760 [rpm]} \right) \cdot 1,5 \cdot 2,03 [N \cdot m] = 0,537 [N \cdot m] \quad (49)$$

O conjugado médio do motor é dado pela Equação (50):

$$C_{mmed} = 0,45 \cdot \left(\frac{C_p}{C_n} + \frac{C_{max}}{C_n} \right) = 0,45 \cdot \left(\frac{2,20 \cdot C_n}{C_n} + \frac{2,80 \cdot C_n}{C_n} \right) = 4,586 [N \cdot m] \quad (50)$$

O tempo de aceleração da carga é igual à Equação (51). Como o tempo de rotor bloqueado $t_b = 11 [s]$ é menor que o tempo de aceleração o motor trabalha em condições normais de serviço (WEG, 2017).

$$t_a = 2 \cdot \pi \cdot w_m \cdot \left(\frac{I_m + I_{dm}}{C_{mmed} + C_{rmed}} \right) = 2 \cdot \pi \cdot w_m \cdot \left(\frac{0,00204 [kg \cdot m^2] + 0,018 [kg \cdot m^2]}{4,586 [N \cdot m]} + 0,537 [N \cdot m] \right)$$

$$t_a = 5,746 [s] \quad (51)$$

A velocidade angular do motor é dada pela Equação (52) de movimento retilíneo uniforme, pois admite-se que a aceleração cresce a uma taxa constante. Reorganizando a Equação (52), é possível definir a aceleração angular (Equação 53) considerando que o motor parte do repouso $w_0 = 0$. Dado tempo de aceleração $t_b = 11 [s]$ e rotação nominal de $w_{motor} = 1740 [rpm]$.

$$w_{motor} = w_0 + at \quad (52)$$

$$a_z = \frac{w_{motor}}{t} = \frac{1740 [rpm]}{11 [s]} = 16,565 \left[\frac{rad}{s^2} \right] \quad (53)$$

O torque de inércia necessário no eixo do disco e no eixo do jarro são respectivamente dados pelas Equações (54) e (55):

$$T_{id} = \sum I\alpha = I_{xx}\alpha_x + I_{yy}\alpha_y + I_{zz}\alpha_z = I_{zz}\alpha_z = 305601044,85 [g \cdot mm^2] * 16,565 = \left[\frac{rad}{s^2} \right]$$

$$T_{id} = 5,062 [N \cdot m]$$

(54)

$$T_{ij} = \sum I\alpha = I_{xx}\alpha_x + I_{yy}\alpha_y + I_{zz}\alpha_z = 21313571,22 [g \cdot mm^2] * 16,565 = \left[\frac{rad}{s^2} \right] = 0,353 [N \cdot m]$$

(55)

Para ter uma folga, devido a inércias terem sido definidas por componentes estimados, determina-se que o torque de inércia é 50% maior para o eixo do disco e o eixo do jarro, dados pelas equações (56) e (57):

$$T_d = T_{id} + 50\%T_{id} = 5,062 [N \cdot m] + 50 * 5,062 [N \cdot m] = 7,593 [N \cdot m] \quad (56)$$

$$T_j = T_{ij} + 50\%T_{ij} = 0,353 [N \cdot m] + 50 * 0,353 [N \cdot m] = 0,53 [N \cdot m] \quad (57)$$

A polia (Seção 4.3) utilizada reduz a rotação na saída e por consequência aumenta o torque, assim o torque que o motor deve fornecer é dado pela Equação (58). Como o torque de inércia necessário do motor $T_{im} = 1,898 [N \cdot m]$ é menor que o torque nominal do motor de $T_m = 3,02 [N \cdot m]$, o mesmo pode ser aplicado.

$$T_{im} = \frac{T_d}{4} = \frac{7,593}{4} = 1,898 [N \cdot m] \quad (58)$$

A potência fornecida pelo motor de $P_m = 0,75 [hp]$ é menor que a potência de inércia que o motor deve fornecer (Equação 59):

$$P_{im} = w_{motor} T_{im} = 400 [rpm] \cdot 7,593 [N \cdot m] = 0,427 [hp] \quad (59)$$

O motor atende as condições de carga aplicada, pois com mostrado o tempo de aceleração menor é que o tempo de rotor bloqueado, e potência e torque são superiores ao de inércia.

4.2.4 CARREGAMENTO DAS ENGRENAGENS

4.2.4.1 ESFORÇOS

A força total no dente da engrenagem W (Equação 60) atua sobre a linha de ação do ângulo de pressão e pode ser decomposta nas componentes tangencial W_t e radial W_r , dadas respectivamente pelas Equações (61) e (62) (NORTON, 2013):

$$W_t = \frac{2 \cdot T_d}{d_p} = \frac{2 \cdot 7,593 [N \cdot m]}{76 [mm]} = 199,824 [N] \quad (60)$$

$$W_r = W_t \cdot \tan(\phi) = 199,824 [N] \cdot \tan(20^\circ) = 72,73 [N] \quad (61)$$

$$W = \sqrt{W_t^2 + W_r^2} = \sqrt{199,824 [N]^2 + 72,73 [N]^2} = 212,648 [N] \quad (62)$$

4.2.4.2 TENSÕES DE FLEXÃO

A tensão de flexão é dada pela equação (63) para as seguintes hipóteses com relação ao dente e geometria e engrenamento: razão de contato entre 1 e 2, não há interferência entre as pontas e os filetes da raiz dos dentes acoplados e não há adelgaçamento, nenhum dente é pontudo, a folga no engrenamento não é nula, as forças de atrito são desprezadas (NORTON, 2013):

$$\sigma_B = \frac{W_t K_a K_m}{F m J K_v} K_s K_b K_l \quad (63)$$

Para calcular a tensão de flexão é necessário obter as variáveis: largura da face (F), módulo(m), fator geométrico (J) e os fatores de correção K_a , K_m , K_s , K_b , K_{le} e K_v . Os cálculos e as variáveis são definidos pela base teórica proposta por Norton (2013).

Figura 20 - Tabela para o fator geométrico J.

Tabela 11-8 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 20°, dentes de profundidade completa com carregamento na ponta**

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	U	U											
21	U	U	U	U	U	U	0,24	0,24									
26	U	U	U	U	U	U	0,24	0,25	0,25	0,25							
35	U	U	U	U	U	U	0,24	0,26	0,25	0,26	0,26	0,26					
55	U	U	U	U	U	U	0,24	0,28	0,25	0,28	0,26	0,28	0,28	0,28			
135	U	U	U	U	U	U	0,24	0,29	0,25	0,29	0,26	0,29	0,28	0,29	0,29	0,29	

Fonte: (NORTON, 2013).

Através do número de dentes da engrenagem planeta é $N_2=38$ e da anelar é $N_1=114$ se obtém interpolando, pela Figura (20), os fatores geométricos das engrenagens $J_1=0,287$ e $J_2=0,263$.

O fator de aplicação depende das cargas que são aplicadas nos dentes das engrenagens, como mostrado na Figura (21). Para motor elétrico e admitindo movimento uniforme o fator de aplicação $K_a = 1$.

Figura 21 - Fator de aplicação.

Máquina motora	Máquina movida		
	Uniforme	Choque moderado	Choque severo
Uniforme (motor elétrico, turbina)	1,00	1,25	1,75 ou mais
Choque leve (motor multi-cilindros)	1,25	1,50	2,00 ou mais
Choque médio (motor de um único cilindro)	1,50	1,75	2,25 ou mais

Fonte: (NORTON, 2013).

O fator de distribuição de carga, depende da largura da face da engrenagem. Adota-se largura de 15 [mm], sendo assim pela Figura (22) se obtém um fator igual a $K_m = 1,6$.

Figura 22 - Fator de distribuição de carga.

Tabela 11-16
Fatores de distribuição de carga K_m

Largura da face		K_m
in	(mm)	
< 2	(50)	1,6
6	(150)	1,7
9	(250)	1,8
≥ 20	(500)	2,0

Fonte: (NORTON, 2013).

O fator de tamanho $K_s=1$. O fator de espessura de borda é calculado pela Equação (64), dado que para $m_b > 1$ o fator $K_b = 1$.

$$m_b = \frac{h_t}{t_r} = \frac{h_t}{a+d} = \frac{24[mm]}{2[mm]+2,5[mm]} = 5,33 \quad (64)$$

O fator de ciclo de carga para a engrenagem planeta e anelar é $K_l = 1,42$.

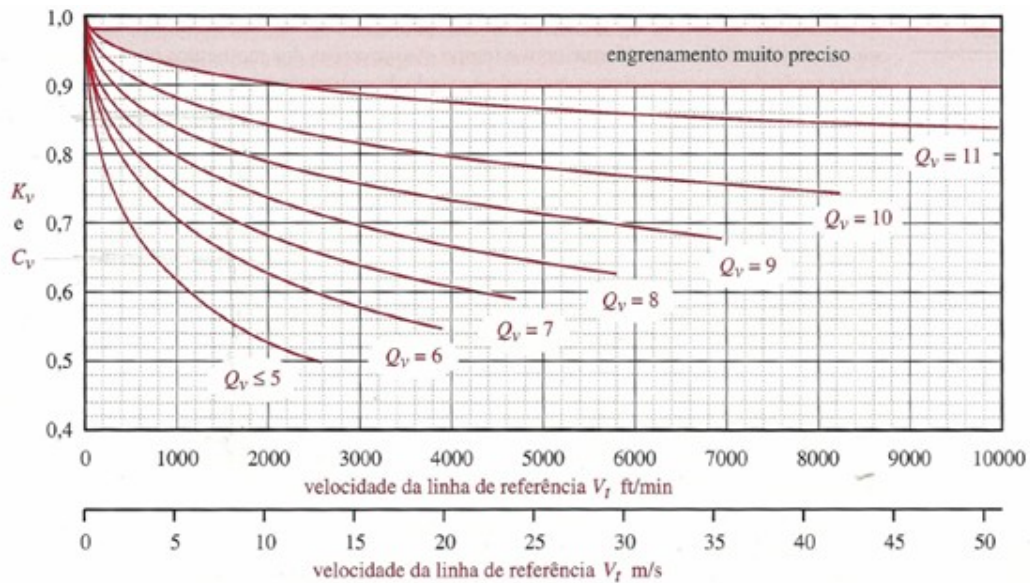
O fator dinâmico leva em conta as cargas de vibrações geradas nos dentes das engrenagens. Atribui-se uma qualidade da engrenagem (Q_v) igual a 7. Através de Q_v determina-se os fatores A (Equação 65) e B (Equação 66). Aplicando-os na equação (67) encontra-se a velocidade da linha de passo. E pela Figura (23) se determina fator dinâmico de $K_v = 0,59$ para a velocidade da linha de passo.

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} = \frac{(12 - 7)^{2/3}}{4} = 0,731 \quad (65)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0,731) = 65,064 \quad (66)$$

$$V_t = [A + (Q_v - 3)]^2 = [65,064 + (7 - 3)]^2 = 4770 \left[\frac{ft}{min} \right] \quad (67)$$

Figura 23 - Fator Dinâmico.



Fonte: (NORTON, 2013).

Aplicando os dados calculados na Equação (63) se determina uma tensão de flexão na engrenagem anelar (Equação 68) e engrenagem planeta (Equação 69):

$$\sigma_{B1} = \frac{W_t K_a K_m}{F m J_1 K_v} K_s K_b K_l = 89,372 [MPa] \quad (68)$$

$$\sigma_{B2} = \frac{W_t K_a K_m}{F m J_2 K_v} K_s K_b K_l = 95,527 [MPa] \quad (69)$$

4.2.4.3 TENSÃO SUPERFICIAL

A tensão superficial é dada pela equação (70) (NORTON, 2013):

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F I d_2} \frac{C_a * C_m}{C_v} C_s C_f} \quad (70)$$

Para calcular a tensão superficial é necessário obter as variáveis: largura da face F , fator geométrico de superfície I e os fatores de correção C_a , C_m , C_s , C_v . Os cálculos e as variáveis são definidos pela base teórica proposta por Norton (2013).

Os raios de curvatura dos dentes da engrenagem planeta (ρ_2) e da engrenagem anelar (ρ_1) (Equação 71 e 72). O coeficiente do adendo da planeta (x_2) para dente da engrenagem planeta com profundidade completa é igual a zero.

$$\rho_2 = \sqrt{\left(R_2 + \frac{1+x_2}{pd}\right)^2 - (R_2 \cos(\varnothing))^2} - \frac{\pi}{pd} \cos(\varnothing) = 12,99 \text{ [mm]} \quad (71)$$

$$\rho_1 = C \sin(\varnothing) + \rho_2 = 64,98 \text{ [mm]} \quad (72)$$

O fator geométrico de superfície (Equação 73), leva em conta os raios de curvatura da engrenagem e o ângulo de pressão:

$$I = \frac{\cos(\varnothing)}{d_2 \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right)} = 0,134 \quad (73)$$

O coeficiente elástico considera as diferenças entre os materiais dos dentes (Equação 74). Determina-se que o material das engrenagens é um aço AISI 4140 temperado e revenido, com módulo de elasticidade $E_1 = E_2 = 2E5 \text{ [MPa]}$ e coeficiente de Poisson $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$ (NORTON, 2013).

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1}\right) \left(\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right) \right]}} = 187,027 \text{ [}\sqrt{\text{MPa}}\text{]} \quad (74)$$

Assim, a tensão de superfície entre a engrenagem planeta e a anelar (Equação 75) é dada aplicando a equação (70):

$$\sigma_c = Cp \sqrt{\frac{W_t C_a C_m}{bl d_2 C_v}} C_s C_f = 203,467 \text{ [MPa]} \quad (75)$$

4.2.5 ANÁLISE DE SEGURANÇA DAS ENGRENAGENS

4.2.5.1 TENSÃO LIMITE DE FADIGA CORRIGIDA

O ciclo de vida da engrenagem é determinado pela engrenagem planeta (Equação 76), pois é a engrenagem com maior rotação e por consequência a que mais trabalha (NORTON, 2013). Considera-se que o moinho trabalhe 6 horas por dia e 240 dias por ano e nos demais dias paradas para manutenção, considerando uma vida de 5 anos.

$$N_{ciclo} = \frac{800}{min} \cdot \frac{60 min}{h} \cdot \left(\frac{6 h * 240}{\frac{turno}{ano}} \right) \cdot 5 anos \cdot 1 turno = 3,456 \cdot 10^8 [ciclos] \quad (76)$$

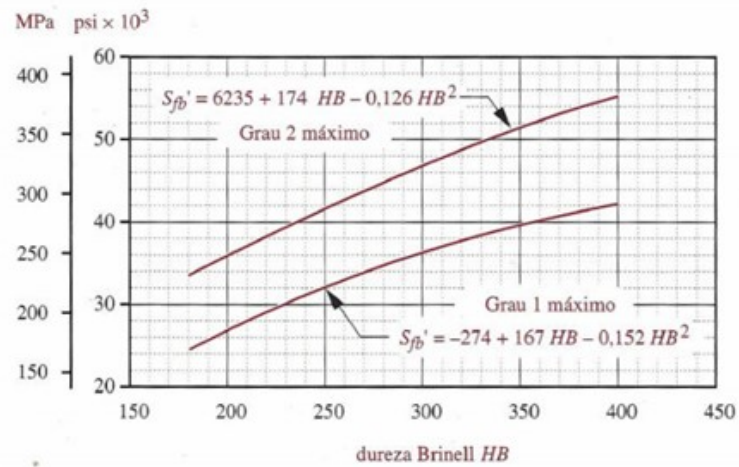
A resistência à fadiga corrigida é dada pela equação (77) (NORTON, 2013):

$$S_{fb} = \frac{K_l}{K_t K_r} S'_{fb} \quad (77)$$

Para calcular a resistência à fadiga corrigida é necessário obter: a resistência à fadiga não corrigida S'_{fb} e os fatores de correção k_t , k_r e k_l . Os cálculos e as variáveis são definidos pela base teórica proposta por Norton (2013).

Para o aço AISI 4140 temperado e revenido a dureza é de 370 HB (NORTON, 2013). A resistência a fadiga por flexão não-corrigida (S'_{fb}) (Equação 78) para o material sendo um aço de grau 2, é calculada pela equação dada na Figura (24).

$$S_{fb} = 6235 + 174 HB - 0,126 HB^2 = 367,93 [MPa] \quad (78)$$

Figura 24 - Resistência a fadiga de flexão S'_{fb} para aços.

Fonte: (NORTON,2013).

A temperatura de operação 20°C , equivalente a 68°F , fornece um fator de correção de temperatura $K_t = 1$, definido para temperaturas de trabalho menores que 250°F . O fator de correção de confiabilidade $K_t = 1,5$ é dado pela Figura (25) para confiabilidade de 99,99%.

Figura 25 - Fator de distribuição de carga.

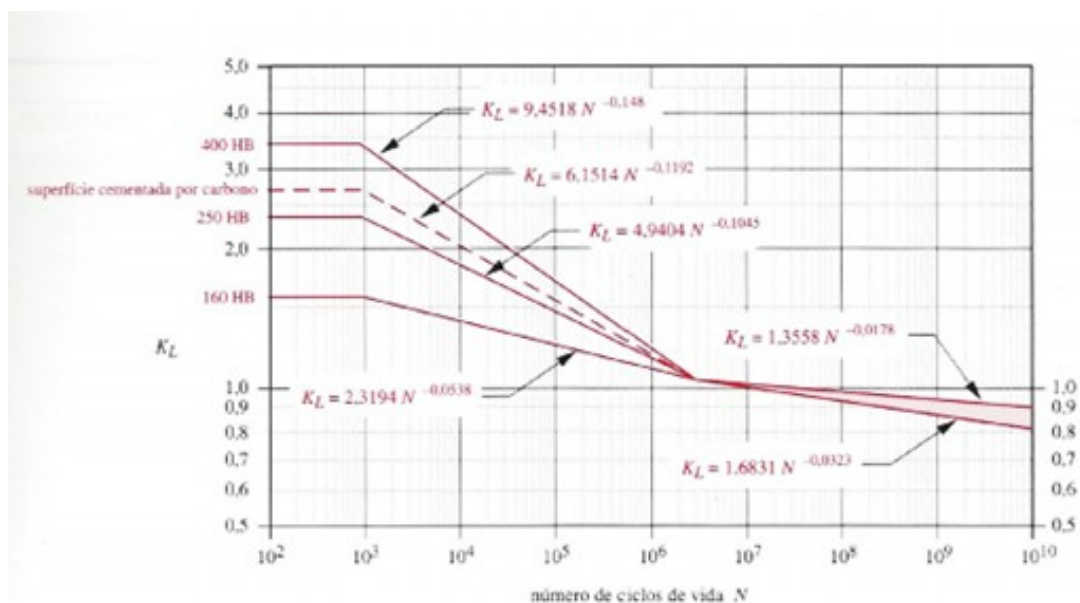
Confiabilidade %	K_R
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,50

Fonte: (NORTON,2013).

Relacionando o número de ciclos de vida com a dureza do material (Figura 26), encontra-se o fator vida (Equação 79):

$$K_l = 1,6831 N_{\text{ciclo}}^{-0,0323} = 1,056 \quad (79)$$

Figura 26 - Fator de vida para resistência à flexão da AGMA .



Fonte: (NORTON,2013).

Finalmente, pode-se calcular a resistência à fadiga corrigida (Equação 81) aplicando-se na Equação (77):

$$S_{fb} = \frac{K_l}{K_t K_r} S_{fb} = 159,12 [MPa] \quad (81)$$

4.2.5.2 TENSÃO DE RESISTÊNCIA A FADIGA DA SUPERFÍCIE

A resistência a fadiga de superfície corrigida é dada pela equação (82) (NORTON,2013):

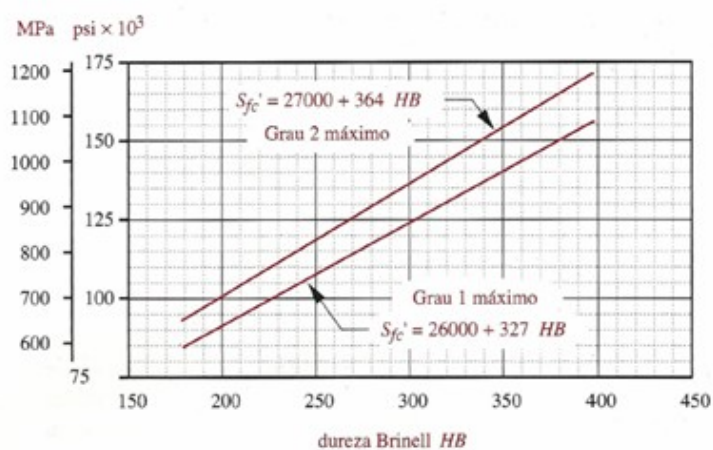
$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc} \quad (82)$$

Para calcular a resistência à fadiga corrigida é necessário obter: a resistência à fadiga não corrigida S_{fc}' e os fatores de correção C_t , C_H , C_T e C_R . Os cálculos e as variáveis são definidos pela base teórica proposta por Norton (2013).

A resistência à fadiga não corrigida é determinada pela Equação (83) retirada da Figura 27 para material grau 2 e dureza 370HB:

$$S_{fc} = 27000 + 364 * HB = 1115 \text{ MPa} \quad (83)$$

Figura 27 - Resistências à fadiga de superfície para aços.



Fonte: (NORTON,2013).

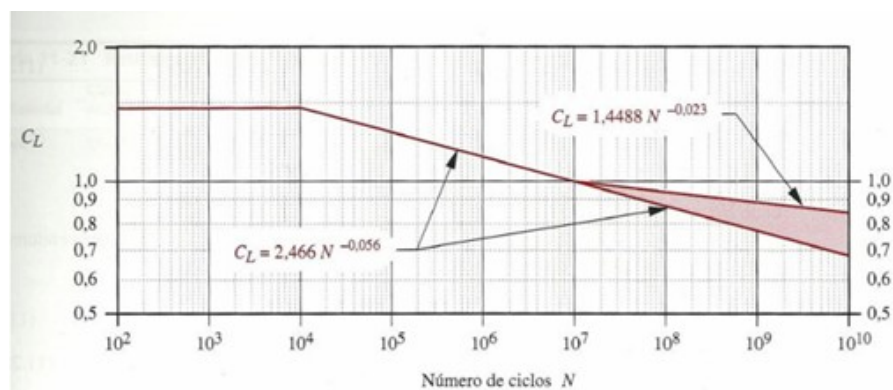
O fator C_T é o fator de temperatura e é igual ao fato K_T

O fator C_R é o fator de confiabilidade e é igual ao fator K_R .

O fator C_L , é encontrado a partir da Figura 28 (Equação 84):

$$C_L = 2,466 N_{ciclo}^{-0,056} = 0,805 \quad (84)$$

Figura 28 - Fator de vida C_L de resistência à fadiga de superfície.



Fonte: (NORTON,2013).

O fator C_H é igual a 1, pois o material da engrenagem planeta é o mesmo da anelar.

Portanto, a resistência a fadiga de superfície corrigida (Equação 85) é obtida aplicando-se a Equação (82):

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc} = 598,186 [MPa] \quad (85)$$

4.2.5.3 COEFICIENTE DE SEGURANÇA

O coeficiente de segurança para a resistência de flexão a fadiga da engrenagem anelar (Equação 86) e da engrenagem planeta (Equação 87) são:

$$N_{b1} = \frac{S_{fb}}{\sigma_{b1}} = 2,899 \quad (86)$$

$$N_{b2} = \frac{S_{fb}}{\sigma_{b2}} = 2,657 \quad (87)$$

O coeficiente de segurança para resistência a fadiga de superfície é (Equação 88):

$$N_c = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2 = 8,643 \quad (88)$$

Portanto, o material e as dimensões da engrenagem anelar e planeta são suficientes para suportar os esforços de flexão e de superfície a que estão sujeitas.

4.3 POLIA E CORREIA

4.3.1 DIMENSÕES

A relação de transmissão, dimensão da correia e a potência de projeto são calculados pela base teórica proposta por Goodyear (2013). Inicialmente é definida a relação de transmissão da polia (Equação 89), dada pela razão de rotação da polia movida pela motora, em que a rotação da polia motora corresponde a rotação nominal do motor de 1740 [rpm], e a rotação da polia movida à velocidade do eixo disco de 400 [rpm].

$$i = \frac{w_{motora}}{w_{movida}} = \frac{1740 [rpm]}{400 [rpm]} = 4,35:1 \quad (89)$$

Entretanto, não se tem diâmetros de polias comerciais que atendam essa relação de transmissão de maneira exata. Como o moinho contará com um inversor de frequência para realizar a variação de velocidade, pode-se modificar essa relação de transmissão ao ajustar a velocidade da polia motora, e assim, obter a velocidade de saída desejada. Dessa forma, a redução é aproximada para 4:1, e apenas com auxílio do inversor, a velocidade máxima do motor é fixada em 1600 [rpm], de forma que o disco trabalhe na faixa de velocidade proposta de 0 a 400 [rpm].

A potência de projeto (Equação 90) é dada pela relação entre a potência fornecida pelo motor e o fator de serviço. Pela Figura 29 o fator de serviço para condições uniformes de trabalho e FS=1.

$$H_d = H_{non} FS = 2 [cv] * 1 * 1 = 2 [cv] = 1471 [W] \quad (90)$$

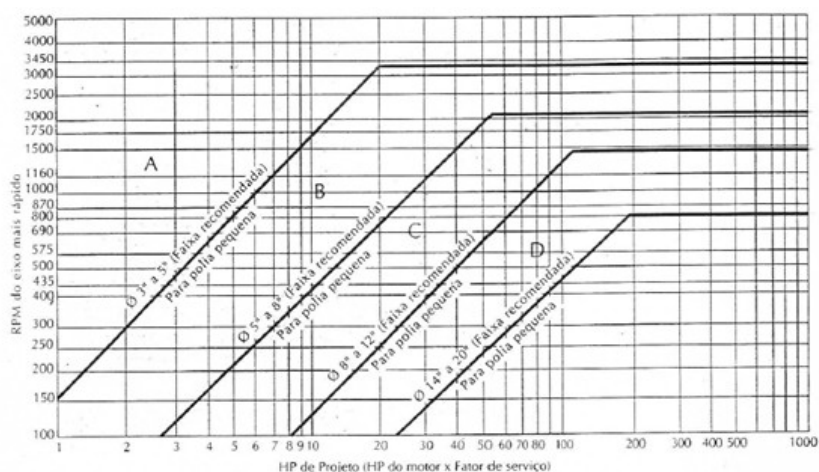
Figura 29 - Fator de Serviço

TIPO DE TRABALHO	FATOR DE CORREÇÃO	CONDIÇÕES DE TRABALHO
Trabalho leve	1	Trabalho intermitente. Funcionamento ≤ a 6 horas diárias. Sem sobrecargas.
Trabalho normal	1,2	Sobrecarga máxima momentânea ou carga no arranque inicial ≤ 150% da carga normal. Funcionamento de 6-16 horas diárias.
Trabalho pesado	1,4	Sobrecarga máxima momentânea ou carga no arranque inicial ≤ 250% da carga normal. Funcionamento contínuo de 16-24 horas diárias.
Trabalho extrapesado	1,6-2,0	Sobrecarga máxima momentânea ou carga no arranque inicial > 250% da carga normal. Frequentes sobrecargas momentâneas ou frequentes arranques. Funcionamento contínuo de 24 horas diárias, 7 dias por semana.

Fonte: (GOODYEAR,2017).

Relacionando a potência de projeto com a rotação do motor, fixada como 1600 [rpm], define-se pela Figura 30, que a correia tem perfil A, sendo que a faixa recomendada do diâmetro da polia menor é de 3 a 5 [in].

Figura 30 - Seleção do perfil da correia e diâmetro da polia menor.



Fonte: (GOODYEAR,2017).

Considerando o diâmetro mínimo da polia motora de 3 [in] = 76,2 [mm], adota-se o diâmetro padrão, da fabricante MADEMIL (2017) mostrado na Equação (91):

$$d=80[mm] \quad (91)$$

Assim, dada a relação de transmissão de 4:1, pela Equação (92) é obtido o diâmetro da polia movida:

$$D=id = \frac{4}{1} * 80[mm] = 320[mm] \quad (92)$$

A distância entre centros C é estimada pela Equação (93):

$$C = \frac{D+3d}{2} = \frac{320[mm]+3*80[mm]}{2} = 280[mm] \quad (93)$$

Calcula-se a relação $\frac{D-d}{C}$ (Equação 94) e através da Figura (31) determina-se o fator de correção de arco de contato mostrado na Equação (95):

$$\frac{D-d}{C} = \frac{320[mm] - 80[mm]}{280[mm]} = 0,85 \quad (94)$$

$$F_{ac} = 0,86 \quad (95)$$

Figura 31 - Fator de correção do arco de contato.

$\frac{D-d}{C}$	ARCO DE CONTATO EM GRAUS AC	FATOR DE CORREÇÃO F_{AC}
.00	180	1.00
.05	177	0.99
.10	174	0.99
.15	171	0.98
.20	169	0.97
.25	166	0.97
.30	163	0.96
.35	160	0.95
.40	157	0.94
.45	154	0.93
.50	151	0.93
.55	148	0.92
.60	145	0.91
.65	142	0.90
.70	139	0.89
.75	136	0.88
.80	133	0.87
.85	130	0.86
.90	127	0.85
.95	123	0.83

Fonte: (GOODYEAR,2017).

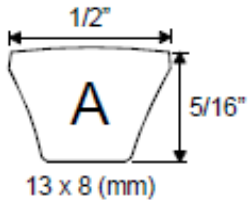
O comprimento da correia é dado pela Equação (96) (SHIGLEY, 2005):

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C}$$

$$L = 2 \cdot 280[mm] + \frac{\pi}{2}(320[mm] + 80[mm]) + \frac{(320[mm] - 80[mm])^2}{4 \cdot 280[mm]} = 1239,75[mm] \quad (96)$$

O comprimento da correia é corrigido para tamanho comercial. Seleciona-se a correia A47 da fabricante GATES (2017) com comprimento de $L_{real}=1245[mm]$ retirado da Figura (32). A partir da designação de tamanho A 47 é encontrado o fator de correção $L_{fd}=0,92$ e o ângulo de arco de contato $\vartheta=130^{\circ}=2,27[rad]$ pela Figura (33).

Figura 32 - Catálogo Correias Gates.



Perfil A			Perfil A		
Ref. da Correia	Circunferência Externa		Ref. da Correia	Circunferência Externa	
	(pol)	(mm)		(pol)	(mm)
A24	26	660	A74	76	1930
A25	27	685	A75	77	1955
A26	28	710	A76	78	1980
A27	29	735	A77	79	2005
A28	30	760	A78	80	2030
A29	31	790	A79	81	2060
A30	32	810	A80	82	2080
A31	33	840	A81	83	2110
A32	34	865	A82	84	2135
A33	35	890	A83	85	2160
A34	36	915	A84	86	2185
A35	37	940	A85	87	2210
A36	38	965	A86	88	2235
A37	39	990	A87	89	2260
A38	40	1015	A88	90	2285
A39	41	1040	A89	91	2310
A40	42	1065	A90	92	2335
A41	43	1090	A91	93	2360
A42	44	1120	A92	94	2390
A43	45	1145	A93	95	2415
A44	46	1170	A94	96	2440
A45	47	1195	A95	97	2465
A46	48	1220	A96	98	2490
A47	49	1245	A97	99	2515
A48	50	1270	A98	100	2540
A49	51	1295	A100	102	2590
A50	52	1320	A101	103	2615
A51	53	1345	A102	104	2640
A52	54	1370	A103	105	2665
A53	55	1395	A104	106	2690
			----	----	----

Fonte: (GATES, 2017).

Figura 33 - Fator de correção de comprimento.

DESIGNAÇÃO DO TAMANHO	PERFIL / FATOR DE CORREÇÃO FL _d			
	A	B	C	D
26	0.81			
31	0.84			
35	0.87	0.81		
38	0.88	0.83		
42	0.90	0.85		
46	0.92	0.87		
51	0.94	0.89	0.80	
55	0.96	0.90	—	
60	0.98	0.92	0.82	
68	1.00	0.95	0.85	
75	1.02	0.97	0.87	
80	1.04	—	—	
81	—	0.98	0.89	
85	1.05	0.99	0.90	
90	1.06	1.00	0.91	
96	1.08	—	0.92	
97	—	1.02	—	
105	1.10	1.04	0.94	
112	1.11	1.05	0.95	
120	1.13	1.07	0.97	0.86

Fonte: (GOODYEAR,2017).

A distância entre centros corrigida é dada pela Equação (97) (SHIGLEY, 2005)::

$$C_{\text{corrigido}} = 0,25 \cdot \left\{ \left[L_{\text{real}} - \frac{\pi}{2} (D+d) \right] + \sqrt{\left[L_{\text{real}} - \frac{\pi}{2} (D+d) \right]^2 - 2(D-d)^2} \right\}$$

$$C_{\text{corrigido}} = 0,25 \cdot \left[1245 [mm] - \frac{\pi}{2} (320 [mm] + 80 [mm]) \right]$$

$$+ \sqrt{\left[1245 [mm] - \frac{\pi}{2} (320 [mm] + 80 [mm]) \right]^2 - 2(320 [mm] - 80 [mm])^2} = 282,89 [mm] \quad (97)$$

4.3.2 POTÊNCIA

A potência básica é dada pela Figura (34). Para o diâmetro da polia motora de 80 [mm]=3,15 [in] e rotação do motor de 1600 [rpm] é igual a (Equação 98):

$$H_{\text{básica}} = 1,63 [hp] = 1,60 [cv] = 1182,46 [W] \quad (98)$$

Figura 34 - Capacidade em hp por correia com arco de comprimento de 180°.

HERTZ	RPM DO EIXO MAIS RÁPIDO	DIÂM. DATUM	DIÂM. EXT.(REE)	3,20	3,40	3,60	3,80	4,00	4,20	4,40	4,60	4,80	5,00	5,20	5,40	5,60	5,80	6,00	6,20	6,40	6,60	7,00	
50	720	0,88	1,09	1,19	1,29	1,39	1,49	1,59	1,68	1,78	1,88	1,97	2,07	2,17	2,26	2,35	2,45	2,54	2,64	2,74	2,84	2,94	3,04
	960	1,11	1,24	1,37	1,50	1,63	1,76	1,88	2,01	2,13	2,26	2,38	2,51	2,63	2,75	2,87	2,99	3,11	3,23	3,34	3,46	3,58	
	1440	1,51	1,69	1,88	2,06	2,24	2,42	2,60	2,77	2,95	3,12	3,29	3,46	3,62	3,79	3,95	4,12	4,28	4,43	4,59	4,75	4,90	
	2880	2,36	2,70	3,00	3,30	3,59	3,88	4,15	4,42	4,68	4,93	5,17	5,40	5,63	5,84	6,05	6,24	6,43	6,60	6,77	7,06		
60	690	0,85	0,95	1,05	1,15	1,24	1,34	1,44	1,53	1,62	1,72	1,81	1,90	2,00	2,09	2,18	2,27	2,36	2,45	2,54	2,64	2,72	
	870	1,02	1,15	1,27	1,38	1,50	1,62	1,74	1,85	1,97	2,08	2,20	2,31	2,42	2,54	2,65	2,76	2,87	2,98	3,08	3,18	3,30	
	1160	1,28	1,44	1,59	1,74	1,89	2,04	2,19	2,34	2,49	2,63	2,78	2,92	3,06	3,20	3,34	3,48	3,62	3,76	3,89	4,16		
	1750	1,73	1,95	2,17	2,38	2,59	2,80	3,01	3,21	3,41	3,61	3,80	4,00	4,19	4,37	4,56	4,74	4,92	5,10	5,27	5,61		
	3450	2,60	2,95	3,28	3,60	3,92	4,21	4,50	4,77	5,04	5,28	5,51	5,73	5,93	6,12	6,29	6,45	6,59	6,71	6,81	6,97	(6,97)	
100	100	0,17	0,19	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27	0,29	0,31	0,32	0,34	0,36	0,37	0,39	0,41	0,42	0,44	0,45	0,47	0,50		
	200	0,31	0,34	0,37	0,40	0,44	0,47	0,50	0,53	0,56	0,59	0,62	0,66	0,69	0,72	0,75	0,78	0,81	0,84	0,87	0,93		
	300	0,43	0,48	0,53	0,57	0,62	0,66	0,71	0,75	0,80	0,84	0,89	0,93	0,96	1,02	1,07	1,11	1,15	1,20	1,24	1,33		
	400	0,55	0,61	0,67	0,73	0,79	0,85	0,91	0,97	1,02	1,08	1,14	1,20	1,25	1,31	1,37	1,43	1,48	1,54	1,59	1,71		
	500	0,66	0,73	0,81	0,88	0,95	1,02	1,10	1,17	1,24	1,31	1,38	1,45	1,52	1,59	1,66	1,73	1,80	1,86	1,93	2,07		
	600	0,76	0,85	0,94	1,02	1,11	1,19	1,28	1,36	1,44	1,53	1,61	1,69	1,77	1,86	1,94	2,02	2,11	2,21	2,30	2,48	2,75	
	700	0,86	0,96	1,06	1,16	1,26	1,36	1,45	1,55	1,64	1,74	1,83	1,93	2,02	2,11	2,21	2,30	2,39	2,48	2,57	2,75		
	800	0,96	1,07	1,18	1,29	1,40	1,51	1,62	1,73	1,84	1,94	2,05	2,16	2,26	2,36	2,47	2,57	2,67	2,78	2,88	3,08		
	900	1,05	1,16	1,30	1,42	1,55	1,67	1,79	1,91	2,02	2,14	2,26	2,38	2,49	2,61	2,72	2,84	2,95	3,06	3,17	3,39		
	1000	1,14	1,28	1,41	1,55	1,68	1,81	1,95	2,08	2,21	2,34	2,46	2,59	2,72	2,84	2,97	3,09	3,21	3,33	3,46	3,70		
	1100	1,23	1,38	1,52	1,67	1,82	1,96	2,10	2,24	2,38	2,52	2,66	2,80	2,93	3,07	3,20	3,34	3,47	3,60	3,73	3,99		
	1200	1,31	1,47	1,63	1,79	1,94	2,10	2,25	2,40	2,55	2,70	2,85	3,00	3,15	3,29	3,43	3,58	3,72	3,86	4,00	4,27		
	1300	1,40	1,57	1,74	1,90	2,07	2,24	2,40	2,56	2,72	2,88	3,04	3,19	3,35	3,50	3,66	3,81	3,96	4,10	4,25	4,54		
	1400	1,47	1,66	1,84	2,02	2,19	2,37	2,54	2,71	2,88	3,05	3,22	3,38	3,55	3,71	3,87	4,03	4,19	4,34	4,49	4,80		
	1500	1,55	1,74	1,94	2,12	2,31	2,50	2,68	2,86	3,04	3,22	3,39	3,57	3,74	3,91	4,08	4,24	4,41	4,57	4,73	5,04		
	1600	1,63	1,83	2,03	2,23	2,43	2,63	2,83	3,03	3,19	3,38	3,56	3,74	3,92	4,10	4,28	4,45	4,62	4,79	4,95	5,28		
	1700	1,70	1,91	2,12	2,33	2,54	2,74	2,94	3,14	3,34	3,53	3,72	3,91	4,10	4,28	4,47	4,65	4,82	5,00	5,17	5,50		
	1800	1,77	1,99	2,21	2,43	2,65	2,86	3,07	3,28	3,48	3,68	3,88	4,08	4,27	4,46	4,65	4,83	5,02	5,19	5,37	5,71		
	1900	1,84	2,07	2,30	2,53	2,75	2,97	3,19	3,41	3,62	3,83	4,03	4,23	4,43	4,63	4,82	5,01	5,20	5,38	5,56	5,91		
	2000	1,90	2,14	2,38	2,62	2,85	3,08	3,31	3,53	3,75	3,96	4,18	4,39	4,59	4,79	4,99	5,18	5,37	5,56	5,74	6,09		

Fonte: (GOODYEAR,2017).

A potência adicional é dada pela Figura (35). Para razão de transmissão de 4:1 e rotação do motor de 1600 [rpm] é igual a:

$$H_{adicional} = 0,42 [hp] = 0,41 [cv] = 304,684 [W] \quad (99)$$

Figura 35 - HP adicional por correia para relação de velocidades.

HERTZ	RPM DO EIXO MAIS RÁPIDO	R _T	1,00	1,02	1,06	1,12	1,19	1,27	1,39	1,58	1,95	3,39
			a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
50	720		0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,17	0,19
	960		0,00	0,02	0,05	0,08	0,10	0,13	0,16	0,19	0,23	0,25
	1440		0,00	0,03	0,07	0,11	0,15	0,19	0,24	0,29	0,34	0,38
	2880		0,01	0,06	0,14	0,23	0,30	0,39	0,47	0,57	0,68	0,75
60	690		0,00	0,02	0,03	0,05	0,07	0,09	0,11	0,14	0,16	0,18
	870		0,00	0,02	0,04	0,07	0,09	0,12	0,14	0,17	0,21	0,23
	1160		0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,16	0,19	0,23	0,28	0,30
	1750		0,01	0,04	0,09	0,14	0,19	0,23	0,29	0,35	0,42	0,46
3450		0,01	0,08	0,17	0,27	0,36	0,46	0,57	0,68	0,82	0,90	
	100		0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03
	200		0,00	0,00	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,05
	300		0,00	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08
	400		0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08	0,10	0,10
	500		0,00	0,01	0,02	0,04	0,05	0,07	0,08	0,10	0,12	0,13
	600		0,00	0,01	0,03	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16
	700		0,00	0,02	0,03	0,05	0,07	0,09	0,12	0,14	0,17	0,18
	800		0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,11	0,13	0,16	0,19	0,21
	900		0,00	0,02	0,04	0,07	0,10	0,12	0,15	0,18	0,21	0,24
	1000		0,00	0,02	0,05	0,08	0,11	0,13	0,16	0,20	0,24	0,26
	1100		0,00	0,02	0,05	0,09	0,12	0,15	0,18	0,22	0,26	0,29
	1200		0,00	0,03	0,06	0,09	0,13	0,16	0,20	0,24	0,29	0,31
	1300		0,00	0,03	0,06	0,10	0,14	0,17	0,21	0,26	0,31	0,34
	1400		0,00	0,03	0,07	0,11	0,15	0,19	0,23	0,28	0,33	0,37
	1500		0,00	0,03	0,07	0,12	0,16	0,20	0,25	0,30	0,36	0,39
	1600		0,01	0,04	0,08	0,13	0,17	0,21	0,26	0,32	0,38	0,42

Fonte: (GOODYEAR,2017).

A potência admissível H_a , de acordo com Goodyear (2017) é dada pela Equação (100):

$$H_a = (H_{básica} + H_{adicional} F_{ac} F_{ld}) = (1,63 [hp] + 0,42 [hp]) \cdot 0,92 \cdot 0,86 = 1,63 [hp] = 1176,63 [W] \quad (100)$$

O número de correias é dado pela razão da potência de projeto pela potência (Equação 101) (GOODYEAR, 2017).

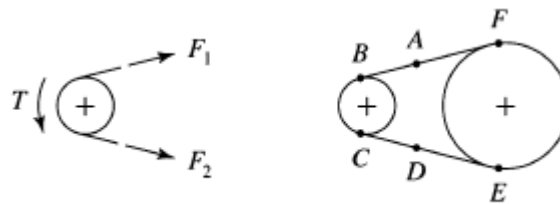
$$N_b = \frac{H_d}{H_a} = \frac{551,624 [W]}{1176,63 [W]} = 0,47 \approx 1 \quad (101)$$

4.3.3 ESFORÇOS DE TRANSMISSÃO

Os esforços de transmissão da correia são calculados pela base teórica proposta por Budynas, Nysbett (2011). A potência transmitida por correia é baseada na diferença entre as forças F_1 e F_2 , mostradas na Figura (36), e dadas pela Equação (102):

$$\delta F = \frac{\frac{H_d}{N_b}}{\pi w_{motora} d} = \frac{551,62 [W]}{\pi * 1600 [rpm] * \left(\frac{1 [min]}{60 [s]} + 80 [mm] \right)} = 82,307 [N] \quad (102)$$

Figura 36 - Trações em correias em V.



Fonte: (BUDYNAS, NYSBETT, 2011).

A velocidade da correia é dada pela Equação (103):

$$V = \pi w_{motora} d = \pi * 1600 [rpm] * \frac{1 [min]}{60 [s]} * 80 [mm] = 6,70 [m/s] \quad (103)$$

A força centrífuga de tração é dada pela Equação (104). Em que K_c é dado pela Figura 37 e é igual a $K_c = 0,561$ para correias de seção A.

$$F_c = K_c \left(\frac{V}{1000} \right)^2 = 0,561 \cdot \left(\frac{6,70 \left[\frac{m}{s} \right]}{2,4} \right)^2 = 4,37 [N] \quad (104)$$

Figura 37 - Parâmetros de correias em V.

Seção da correia	K_b	K_c
A	25	0,561
B	65,0	0,965
C	180	1,716
D	642	3,498
E	1226	5,041
3V	26	0,425
5V	124	1,217
8V	546	3,288

Fonte: (BUDYNAS, NYSBETT, 2011).

A máxima Tração F_1 é dada pela Equação (105). Sendo f o coeficiente efetivo de fricção, que para correias em V da Gates é de 0,5123.

$$F_1 = F_c + \frac{\delta F \cdot (f \cdot \theta)}{\exp(f \cdot \theta) - 1} = 4,37 [N] + \frac{82,307 [N] \cdot \exp(0,5123 \cdot 130^\circ)}{\exp(0,5123 \cdot 130^\circ) - 1} = 124,136 [N] \quad (105)$$

A mínima tração F_2 é dada pela Equação (106):

$$F_2 = F_1 - F = 124,136 [N] - 82,307 [N] = 41,829 [N] \quad (106)$$

A força que gera flexão F_s é dada por é dada pela Equação (107):

$$F_s = F_1 + F_2 = 124,136 [N] + 41,829 [N] = 165,965 [N] \quad (107)$$

4.3.4 ANÁLISE DE SEGURANÇA

A análise de segurança é realizada pela base teórica proposta por Budynas, Nysbett (2011). Como mostrado na Figura (37) para correia com seção A, o fator K_b é igual a $K_b = 25$. A tração final é a combinação da tração máxima com a tração equivalente. Sendo assim, a tração máxima (Equação 108) e tração mínima (Equação 109) são:

$$T_1 = F_1 + \frac{K_b}{d} = 124,136[N] + \frac{25}{80[mm]} = 436,636[N] \quad (108)$$

$$T_2 = F_2 + \frac{K_b}{D} = 41,829[N] + \frac{25}{320[mm]} = 202,261[N] \quad (109)$$

Pela Figura (38) é possível obter os parâmetros de durabilidade K e b, usados para definir o número de passagens (Equação 110):

$$N_p = \left[\left(\frac{K^{-b}}{T_1} \right) + \left(\frac{K^{-b}}{T_2} \right) \right]^{-1} = \left[\left(\frac{2999^{-11,089}}{436,636[N]} \right) + \left(\frac{2999^{-11,089}}{202,261[N]} \right) \right]^{-1} = 1,9E9[\text{passagens}] \quad (110)$$

O tempo de vida em horas é dado pela Equação (111):

$$t = \frac{N_p L_p}{3600 V} = \frac{1,9E9[\text{passagens}]}{3600 * 6,70[\frac{m}{s}]} = 98238,361[\text{hrs}] \quad (111)$$

Figura 38 - Parâmetros de durabilidade para algumas seções de correia.

Seção de correia	10 ⁹ a 10 ⁹		10 ⁹ a 10 ¹⁰		Diâmetro mínimo de roldana, mm
	Picos de força K	b	Picos de força K	b	
A	2999	11,089			75
B	5309	10,926			125
C	9069	11,173			215
D	18726	11,105			325
E	26791	11,100			540
3V	3240	12,464	4726	10,153	66
5V	7360	12,593	10653	10,283	177
8V	16189	12,629	23376	10,319	312

Fonte: (BUDYNAS, NYSBETT, 2011).

4.4 EIXOS

Os eixos do disco e do jarro trabalham com momento fletor e torque variáveis, portanto é necessário que sejam dimensionados pelo Teorema de Goodman

Modificado, a fim de evitar falha por fadiga. O diâmetro do eixo proveniente do Teorema de Goodman Modificado é dado pela Equação (112) (NORTON, 2005; SHIGLEY, 2013):

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} = \frac{\sqrt{\sigma_a'^2 + 3 \cdot \tau_a'^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{\sigma_m'^2 + 3 \cdot \tau_m'^2}}{S_{ut}} \quad (112)$$

Onde, as tensões normais alternante e média, tensão cisalhante alternante e média e tensão média axial são dadas pelas Equações (113), (114) e (115) (NORTON, 2005; SHIGLEY, 2013):

$$\sigma_{m,a} = k_f \frac{32 \cdot M_{m,a}}{\pi \cdot d^3} \quad (113)$$

$$\tau_{m,a} = k_{fs} \frac{16 \cdot T_{m,a}}{\pi \cdot d^3} \quad (114)$$

$$\sigma_{maxial} = k_{ft} \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \quad (115)$$

Quando a tensão axial pode ser desprezada, o diâmetro (d) pode ser destacado (Equação 116). Substituindo as tensões (113) e (114) na Equação (112), obtendo a Equação do diâmetro do eixo (NORTON, 2005; SHIGLEY, 2013):

$$d = \frac{32 N_f}{\pi} \cdot \left(\frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4} (K_{fs} T_a)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{(K_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4} (K_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (116)$$

É necessário calcular os momentos alternante (M_a) e médio (M_m), torque alternante (T_a) e médio (T_m), fator de segurança, fatores de concentração de tensão para tensão de flexão e torção e o material (NORTON, 2005).

4.4.1 MATERIAL

Aços de baixo e médio carbono, laminados a frio ou a quente, são usados na maior parte dos eixos de máquinas. Seleciona-se o AÇO 1045 laminado a frio, pois o eixo será menor que 3 [in], e nesses casos são utilizados aços laminados a frio. Pela Figura 39 retira-se as propriedades mecânicas do aço escolhido: Resistência máxima a tração $S_{ut}=91[ksi]$, resistência de escoamento $S_y=45[ksi]$, alongação de 16% e dureza brinell de 163[HB] (NORTON, 2013).

Figura 39 - Propriedades mecânicas de alguns aços-carbono.

Número SAE / AISI	Condição	Resistência de escoamento em tração (0,2% de deformação)		Resistência máxima em tração		Elongação do corpo de ensaio de 2 in (%)	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	laminado a quente	26	179	47	324	28	95
	laminado a frio	44	303	53	365	20	105
1020	laminado a quente	30	207	55	379	25	111
	laminado a frio	57	393	68	469	15	131
1030	laminado a quente	38	259	68	469	20	137
	normalizado a 1650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado a frio	64	441	76	524	12	149
	temperado e revenido a 1000°F	75	517	97	669	28	255
	temperado e revenido a 800°F	84	579	106	731	23	302
	temperado e revenido a 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado a quente	40	276	72	496	18	143
	laminado a frio	67	462	80	552	12	163
1040	laminado a quente	42	290	76	524	18	149
	normalizado a 1650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado a frio	71	490	85	586	12	170
	temperado e revenido a 1200°F	63	434	92	634	29	192
	temperado e revenido a 800°F	80	552	110	758	21	241
	temperado e revenido a 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado a quente	45	310	82	565	16	163
	laminado a frio	77	531	91	627	12	179
1050	laminado a quente	50	345	90	621	15	179
	normalizado a 1650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado a frio	84	579	100	689	10	197
	temperado e revenido a 1200°F	78	538	104	717	28	235
	temperado e revenido a 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	temperado e revenido a 400°F	117	807	163	1 124	9	514

Fonte: (NORTON, 2013).

4.4.1.1 TENSÃO LIMITE DE FADIGA CORRIGIDA

A tensão limite de fadiga corrigida é dada pela Equação (117). Foi determinado os fatores de correção e a tensão de resistência a fadiga pela base teórica proposta por Norton (2013).

$$S_e = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 C_6 S_u \quad (117)$$

A tensão de resistência a fadiga é dada pela Equação (118):

$$S_e = 0,5 * S_{ut} = 0,5 * 91 [ksi] = 45,469 [ksi] = 313,5 [MPa] \quad (118)$$

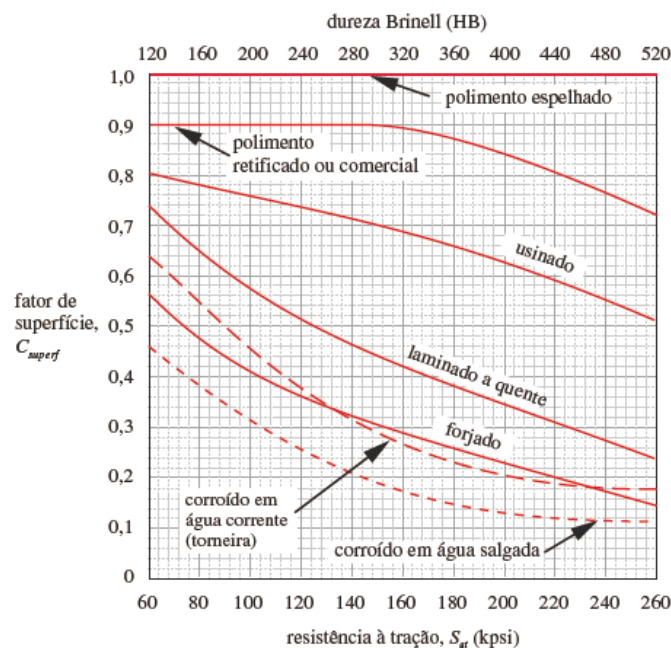
O fator de correção carregamento C_1 é igual a 1 para eixos sob flexão.

O fator de correção do tamanho C_2 é determinado pela Equação (119) para o sistema métrico. Como objetivo desta etapa é calcular o diâmetro do eixo, ele ainda não foi determinado, logo a equação da tensão limite fadiga corrigida ficará em função desta variável.

$$C_2 = 1.189 * d^{-0.097} \quad (119)$$

O fator de correção para o acabamento superficial C_3 é encontrado na Figura (40) por meio da resistência a tração $S_{ut} = 91 [ksi]$ e acabamento usinado se tem $C_3 = 0,77$.

Figura 40 - Fatores de superfície para diversos tipos de acabamento superficial para aços.



Fonte: (NORTON, 2013).

O fator de correção temperatura C_4 é igual a 1 para temperaturas menores que 450°C .

O fator de correção confiabilidade C_5 dado pela Figura 41. Para uma confiabilidade de 50% se obtém um fator igual a 1.

Figura 41 - Fatores de confiabilidade para $S_d=0,84\mu$.

Confiabilidade % C_{conf}	
50	1,000
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Fonte: (NORTON, 2013).

Assim, aplicando os fatores de correção e a tensão de resistência a fadiga na Equação (117) se obtém a tensão limite de fadiga corrigida (Equação 120).

$$S_e = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 C_6 S_e = 1 * 1 (1.189^{-0,097} * 0,77 * 1 * 1 * 313,5) = 287,019 * d^{-0,097} [MPa]$$

(120)

4.4.1.2 FATOR DE SENSIBILIDADE AO ENTALHE

Para obter-se o fator de concentração de tensão é necessário calcular a sensibilidade ao entalhe do material, que é dado pela Equação (121) (NORTON, 2013):

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (121)$$

Admite-se um raio de entalhe de 0.01 in, e para o aço escolhido para o eixo a tensão de ruptura S_{ut} de 91 [kpsi]. Com esses dados é possível encontrar (\sqrt{a}) pela Figura 13 (NORTON, 2013).

Por interpolação linear se define o a contante de flexão $a_{fneuber}=0,005[in]$ e torção $a_{fsneuber}=0,003[in]$ interpolando os valores correspondentes ao limite de resistência a ruptura da Figura 42. Aplicando-os na Equação (121) se encontra os fatores de concentração de tensão para flexão (Equação 122) e torção (Equação 123) (NORTON, 2013):

$$q_{fs} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{a_{neuber}}{r}}} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{0,005[in]}{0,01[in]}}} = 0,591 \quad (122)$$

$$q_{fs} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{a_{neuber}}{r}}} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{0,003[in]}{0,01[in]}}} = 0,647 \quad (123)$$

Figura 42 - Constante de Neuber para aços.

S_{ut} (ksi)	\sqrt{a} (in ^{0,5})
50	0,130
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,080
90	0,070
100	0,062
110	0,055
120	0,049
130	0,044
140	0,039
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

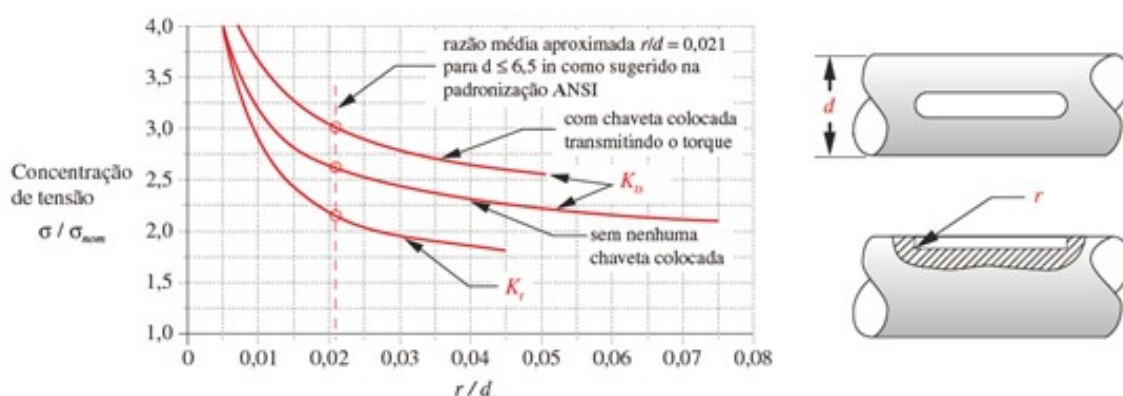
Nota: Para cargas de torção, usar uma curva S_{ut} que seja 20Kpsi acima daquele do material selecionado

Fonte: (NORTON, 2013).

4.4.1.3 FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM FADIGA

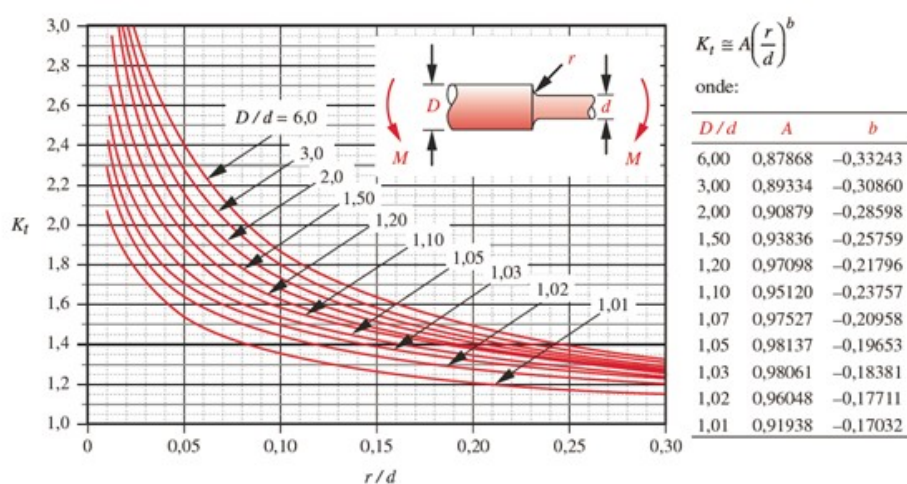
O fator de concentração k_t é encontrado nas figuras (43) para chaveta em flexão e torção, Figura (44) para degrau em flexão e (45) para degrau em torção (NORTON, 2013).

Figura 43 - Fatores de concentração de tensão para um assento de chaveta produzido por fresa de topo em flexão (K_t) e torção (K_{ts})



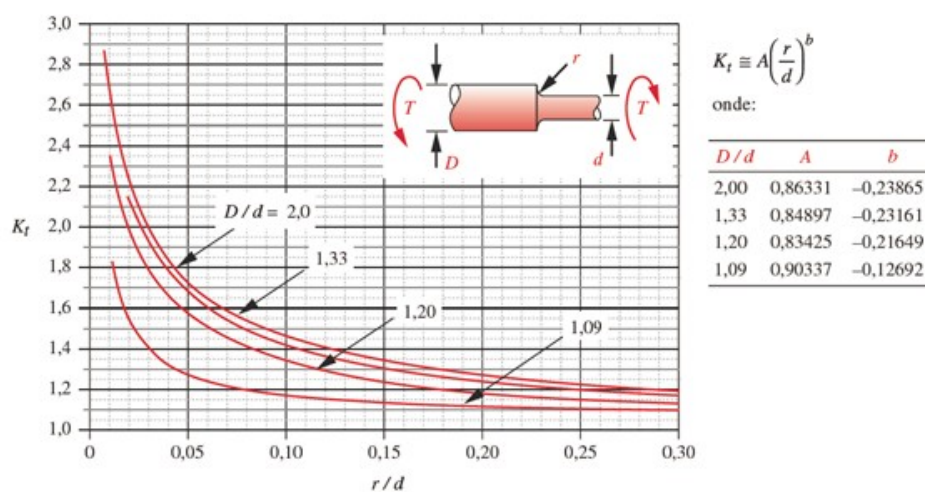
Fonte: (NORTON, 2013).

Figura 44 - Fator geométrico de concentração de tensão K_t para um eixo com um rebaixo arredondado em flexão.



Fonte: (NORTON, 2013).

Figura 45 - Fator geométrico de concentração de tensão K_t para um eixo com um rebaixo arredondado em torção.



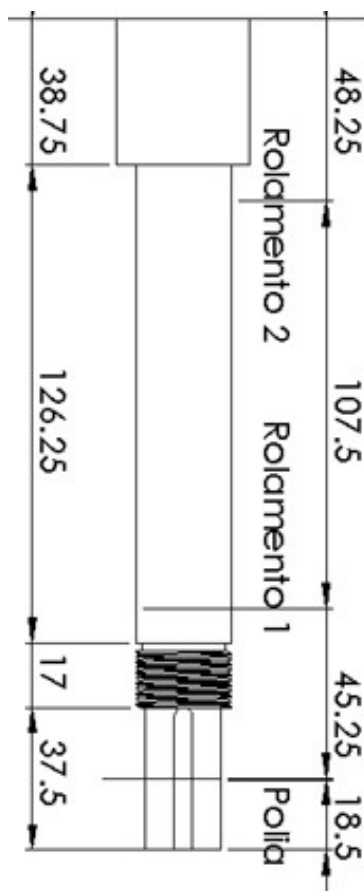
Fonte: (NORTON, 2013).

4.4.2 EIXO DO DISCO

4.4.2.1 DIMENSÕES

O eixo escalonado contará com 4 diâmetros diferentes, como mostrado na Figura (46): O primeiro diâmetro para acomodar a polia movida, o segundo terá uma rosca usinada na qual a porca encaixada auxiliará na fixação do primeiro rolamento, o terceiro diâmetro contará com o primeiro rolamento na posição inferior e o segundo na superior, e o quarto é de encosto para o segundo rolamento.

Figura 46 - Esboço do eixo do disco.



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2017).

4.4.2.2 ESFORÇOS E REAÇÕES

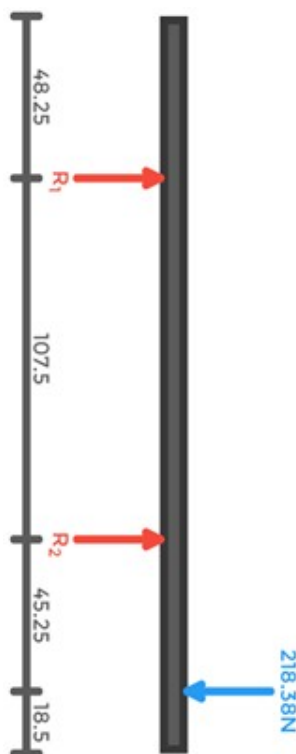
O único esforço que gera flexão no eixo de transmissão da correia. O desenho de corpo livre do eixo do disco é mostrado na Figura (47).

A força de flexão é dada pela Equação (124), já calculada na Seção 4.3.3.

$$F_8 = F_1 + F_2 = 165,97 [N] \quad (124)$$

O esforço axial sobre o eixo do disco é dado pela massa do conjunto do disco, engrenagens, jarros, suporte do jarro, parafuso de potência, engrenagens e parafuso de potência, com valor de $m_{cd} = 30 [kg]$, estimado pela modelagem na ferramenta CAD.

Figura 47 - DCL do eixo do disco.



Fonte: (Adaptado de COSTA, 2017).

Ao fazer somatório de momento em z encontra-se a Equação (125), da qual trabalhando algebricamente isola-se a reação do rolamento 2 (Equação 126):

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_2(155,75 [mm] - 48,25 [mm]) - F_s(201 [mm] - 48,25 [mm]) = 0 \quad (125)$$

$$R_2 = \frac{F_s(201 - 48,25)}{(155,75 - 48,25)} = \frac{165,97 [N] \cdot (201 [mm] - 48,25 [mm])}{(155,75 [mm] - 48,25 [mm])} = 235,831 [N] \quad (126)$$

A partir do somatório das forças em y se tem a Equação (127), da qual isola-se a reação do rolamento 1 (Equação 128):

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_s - R_1 - R_2 = 0 \quad (127)$$

$$R_1 = F_s - R_2 = 165,97 [N] - 235,831 [N] = -69,862 [N] \quad (128)$$

4.4.2.3 ANALISE DAS SEÇÕES

São necessários 4 cortes (Figuras 48, 49, 50 e 51) para levantar todas as equações dos máximos esforços cortantes, momentos fletores e torque do eixo. Estes são determinados respectivamente por somatório de forças (Equações 129, 132, 135, 138), somatório de momentos (Equações 130, 133, 136, 139) e somatório de torque (Equações 131, 134, 137, 140). Os torques mínimos são iguais a zero, pois o motor gira em apenas um sentido.

As distribuições da cortante, do momento e do torque sobre o comprimento do eixo pode ser visto pelas Figuras (52), (53) e (54) resultantes da plotagem das respectivas equações, nos intervalos a que agem.

a. Corte a ($0 \text{ [mm]} \leq x \leq 48.25 \text{ [mm]}$):

Figura 48 - Seção a.



Fonte: (Adaptado de COSTA, 2017).

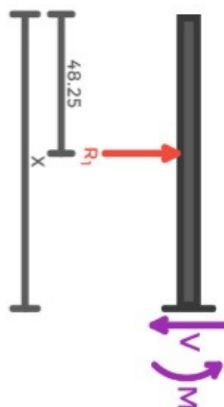
$$V(x) = 0 [N] \quad (129)$$

$$M(x) = 0 [N.m] \quad (130)$$

$$T(x) = 7,59x [N.m] \quad (131)$$

b. Corte b ($48.25 \text{ [mm]} \leq x \leq 155.75 \text{ [mm]}$):

Figura 49 - Seção b.



Fonte: (Adaptado de COSTA, 2017).

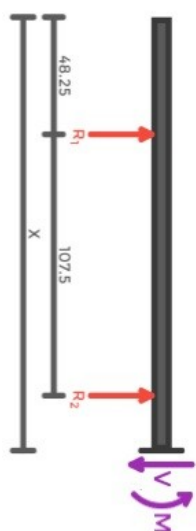
$$R_1 + V(x) = 0 \rightarrow V(x) = -69,862 [N] \quad (132)$$

$$-R_1(x - 48,25) + M(x) = 0 \rightarrow M(x) = -69,861 + 3370,831 [N.m] \quad (133)$$

$$T(x) = 7,59 x [N.m] \quad (134)$$

c. Corte c ($155.75 \text{ [mm]} \leq x \leq 201.00 \text{ [mm]}$):

Figura 50 - Seção c.



Fonte: (Adaptado de COSTA, 2017).

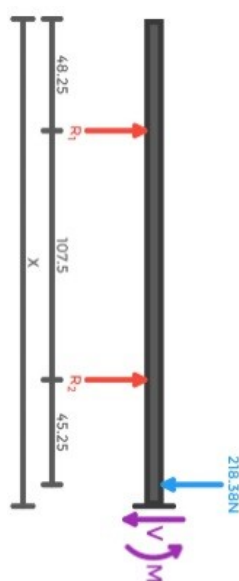
$$-R_1 - R_2 + V(x) = 0 \rightarrow V(x) = 165,97 [N] \quad (135)$$

$$-R_1(x-48,25)-R_2(x-107,5)+M(x)=0 \rightarrow M(x)=165,97x-33359,97[N.m] \quad (136)$$

$$T(x)=7,59x[N.m] \quad (137)$$

d. Corte d ($201.00 \text{ [mm]} \leq x \leq 219.50 \text{ [mm]}$):

Figura 51 - Seção d.



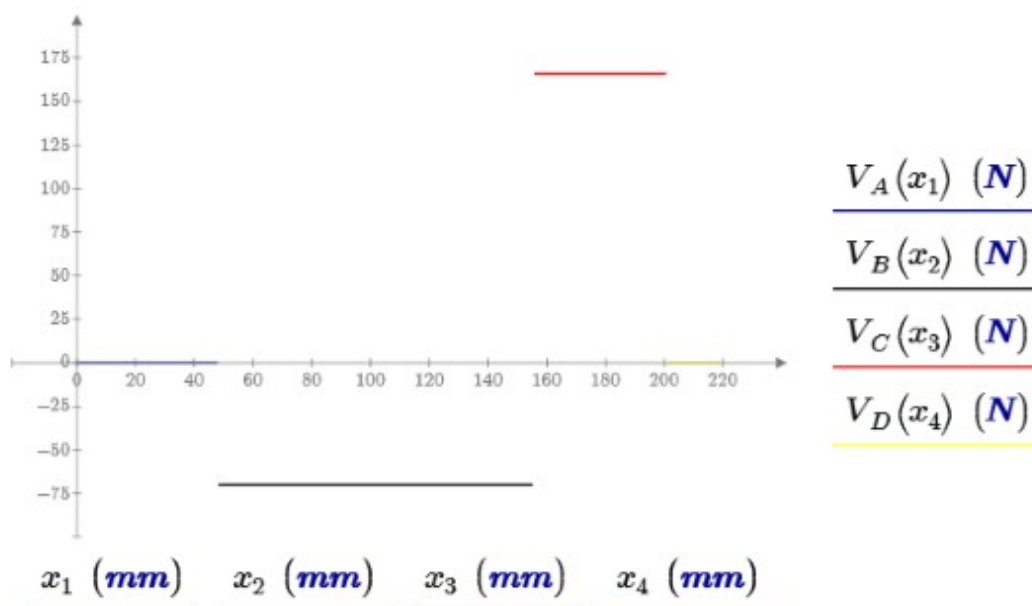
Fonte: (Adaptado de COSTA, 2017).

$$F_s - R_1 - R_2 + V(x) = 0 - V(x) = 0 \quad (138)$$

$$F_s(x-48,25) - R_1(x-48,25) - R_2(x-107,50) + M(x) = 0 \rightarrow M(x) = 0 \quad (139)$$

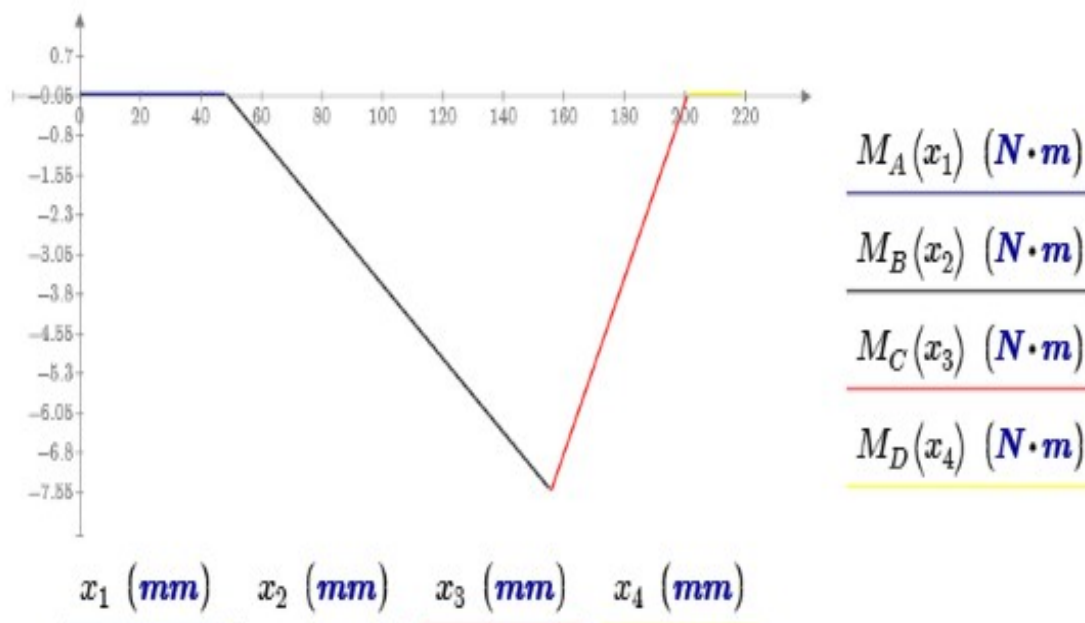
$$T(x) = 7,59[N.m] \quad (140)$$

Figura 52 - Gráfico da força cortante máximo.



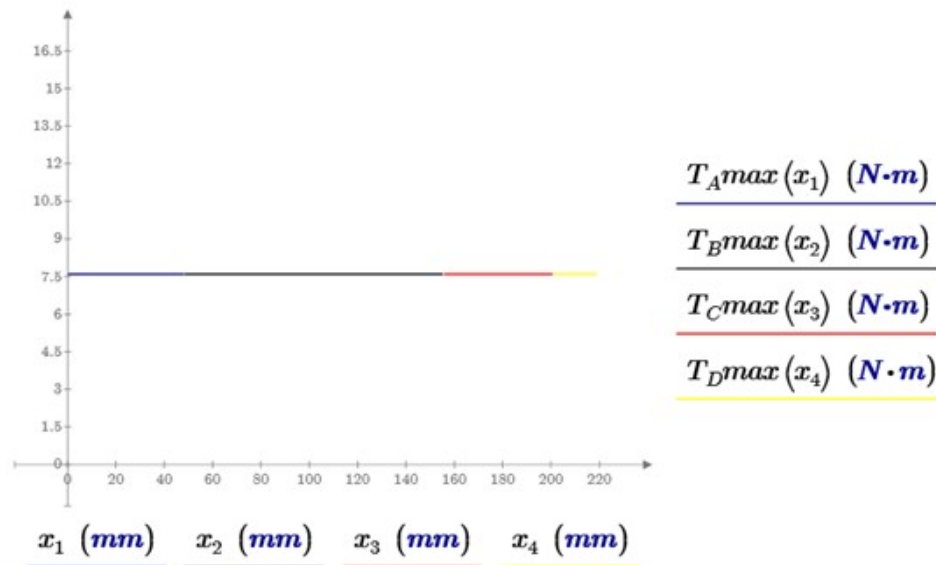
Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2017).

Figura 53 - Gráfico do momento fletor máximo.



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2017).

Figura 54 - Gráfico do torque máximo.



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2017).

4.4.2.4 PONTOS CRÍTICOS

O eixo é composto de 4 diâmetros, sendo que 3 pontos merecem cuidado, pois sofrem combinação de momento fletor com concentração de tensão:

- d_1 - Ponto A: Sem concentração de tensão

$$x=0[mm] : M_1=M_a(x=0[mm])=0[N.m]$$

$$V_1=V_a(x=0[mm])=0[N]$$

- d_2 - Ponto B: Degrau

$$x=38,75[mm] : M_2=M_a(x=38,75[mm])=0[N.m]$$

$$V_2=V_a(x=38,75[mm])=0[N]$$

- d_3 - Ponto C: Degrau

$$x=164,97[mm] : M_3=M_c(x=164,97[mm])=-7,868[N.m]$$

$$V_3=V_c(x=164,97[mm])=238[N]$$

- d_4 - Ponto D: Degrau e Chaveta

$$x=182,00[mm] : M_4=M_c(x=182,00[mm])=-4,149[N.m]$$

$$V_4=V_c(x=182,00[mm])=238[N]$$

4.4.2.5 MOMENTO FLETOR ALTERNANTE E MÉDIO

O momento alternante e médio em cada ponto crítico é calculado pelas equações (141), (142), (143), (144), (145), (146), (147) e (148) (NORTON, 2013).

a. Ponto A

$$M_{aA}=\frac{M_{max}-M_{min}}{2}=\frac{0[N.m]-0[N.m]}{2}=0[N.m] \quad (141)$$

$$M_{mA}=\frac{M_{max}+M_{min}}{2}=\frac{0[N.m]+0[N.m]}{2}=0[N.m] \quad (142)$$

b. Ponto B

$$M_{aB}=\frac{M_{max}-M_{min}}{2}=\frac{0[N.m]-0[N.m]}{2}=0[N.m] \quad (143)$$

$$M_{mB}=\frac{M_{max}+M_{min}}{2}=\frac{0[N.m]+0[N.m]}{2}=0[N.m] \quad (144)$$

d. Ponto C

$$M_{aC}=\frac{M_{max}-M_{min}}{2}=\frac{7,868[N.m]-(-7,868[N.m])}{2}=7,868[N.m] \quad (145)$$

$$M_{mC}=\frac{M_{max}+M_{min}}{2}=\frac{7,868[N.m]+(-7,868[N.m])}{2}=0[N.m] \quad (146)$$

c. Ponto D

$$M_{aD} = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} = \frac{4,149[N.m] - (-4,149[N.m])}{2} = 4,149[N.m] \quad (147)$$

$$M_{mD} = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} = \frac{4,149[N.m] + (-4,149[N.m])}{2} = 0[N.m] \quad (148)$$

4.4.2.6 TORQUE ALTERNANTE E MÉDIO

Os torques alternante e médio em todos os pontos críticos é dado pelas Equações (149) e (150) (NORTON, 2013):

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2} = \frac{7,593[N.m] - 0[N.m]}{2} = 3,797[N.m] \quad (149)$$

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} = \frac{7,593[N.m] + 0[N.m]}{2} = 3,797[N.m] \quad (150)$$

4.4.2.7 FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM FADIGA

Os fatores de concentração de tensão em fadiga para flexão e torção, são dados respectivamente pelas Equações (151) e (152) (NORTON, 2013):

$$k_f = 1 + q_f(k_t - 1) \quad (151)$$

$$k_{fs} = 1 + q_t(k_{ts} - 1) \quad (152)$$

4.4.2.8 DIÂMETROS

Adota-se um fator de segurança igual a $N_f = 3$, conveniente para cargas em serviço e confiança na resistência do material (NORTON, 2015).

Para definir os fatores de concentração de tensão é necessário conhecer os diâmetros das seções do eixo, como estes ainda não são conhecidos, primeiramente todos os fatores de concentração de tensão são considerados iguais a 1. Aplicando-os nas Equações (151) e (152) se obtém fatores de concentração de tensão em fadiga de mesmo valor. A força axial causada pelo peso do disco é desprezada neste primeiro calculo dos diâmetros, portanto, é utilizada a Equação 116. Dessa forma, os diâmetros mínimos para as 4 seções são (Equação 153, 154, 155 e 156):

$$d_1 = \left(\frac{32 \cdot 3}{\pi} \cdot \left(\frac{\sqrt{1 \cdot 0 [N \cdot m]^2 + \frac{3}{4} (1 \cdot 3,797 [N \cdot m])^2}}{241,395 [MPa]} + \frac{\sqrt{1 \cdot 0 [N \cdot m]^2 + \frac{3}{4} (1 \cdot 3,797 [N \cdot m])^2}}{627 [MPa]} \right) \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d_1 = 8,322 [mm] \quad (153)$$

$$d_2 = \left(\frac{32 \cdot 3}{\pi} \cdot \left(\frac{\sqrt{1 \cdot 0 [N \cdot m]^2 + \frac{3}{4} (1 \cdot 3,797 [N \cdot m])^2}}{241,395 [MPa]} + \frac{\sqrt{1 \cdot 0 [N \cdot m]^2 + \frac{3}{4} (1 \cdot 3,797 [N \cdot m])^2}}{627 [MPa]} \right) \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d_2 = 8,322 [mm] \quad (154)$$

$$d_3 = \left(\frac{32 \cdot 3}{\pi} \cdot \left(\frac{\sqrt{1 \cdot -7,868 [N \cdot m]^2 + \frac{3}{4} (1 \cdot 3,797 [N \cdot m])^2}}{241,395 [MPa]} + \frac{\sqrt{1 \cdot 0 [N \cdot m]^2 + \frac{3}{4} (1 \cdot 3,797 [N \cdot m])^2}}{627 [MPa]} \right) \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d_3 = 10,08 [mm] \quad (155)$$

$$d_4 = \left(\frac{32 \cdot 3}{\pi} \cdot \left(\frac{\sqrt{1 \cdot -4,149 [N \cdot m]^2 + \frac{3}{4} (1 \cdot 3,797 [N \cdot m])^2}}{241,395 [MPa]} + \frac{\sqrt{1 \cdot 0 [N \cdot m]^2 + \frac{3}{4} (1 \cdot 3,797 [N \cdot m])^2}}{627 [MPa]} \right) \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d_4 = 9,033 [mm] \quad (156)$$

Analisando o Ponto C, pode-se concluir que a tensão axial pode ser desprezada no dimensionamento do eixo, pois apresenta menor magnitude em relação a tensão normal. Assim, a Equação (116), que despreza a força axial, pode continuar a ser usada para dimensionar o eixo (Equação 157 e 158):

$$\sigma_{a3} = k_f \frac{32 \cdot M_a}{\pi \cdot d^3} = 1 \cdot \frac{32 \cdot 7,868 \cdot [N \cdot m]}{\pi \cdot 10,8 [mm]^3} = 41,265 [MPa] \quad (157)$$

$$\sigma_{maxial3} = k_{ft} \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} = 1 \cdot \frac{4 \cdot 30 \cdot [kg] \cdot \left[9,81 \frac{m}{s^2} \right]}{\pi \cdot 10,08 [mm]^2} = 3,211 [MPa] \quad (158)$$

Antes de iniciar a iteração, os diâmetros são readequados, de modo que os diâmetros 1 e 2 são elevados para que sejam maiores que o diâmetro 4, atendendo ao requisito de alocar os rolamentos (Equação 159, 160, 161 e 162):

$$d_4 = 9,399 [mm] \quad (159)$$

$$d_3 = d_4 + 2 [mm] = 9,399 [mm] + 2 [mm] = 11,399 [mm] \quad (160)$$

$$d_2 = d_3 + 5 [mm] = 11,399 [mm] + 5 [mm] = 14,399 [mm] \quad (161)$$

$$d_1 = d_2 + 5 [mm] = 14,399 [mm] + 5 [mm] = 19,399 [mm] \quad (162)$$

São realizadas quatro interações até os diâmetros convergirem. Os diâmetros da penúltima iteração estão abaixo, sendo esses utilizados para calcular os últimos fatores de concentração de tensão (Equações 163, 164, 165 e 166):

$$d_1 = 25,651 [mm] \quad (163)$$

$$d_2=20,651[mm] \quad (164)$$

$$d_3=17,651[mm] \quad (165)$$

$$d_4=15,651[mm] \quad (166)$$

- Seção 1: Não há concentração de tensão, logo tem-se as Equações (167 e 168):

$$k_{f1}=1+q_f(K_t-1)=1+0,591*(1-1)=1 \quad (167)$$

$$k_{fs1}=1+q_{fs}(K_{ts}-1)=1+0,674*(1-1)=1 \quad (168)$$

Seção 2: Na seção 2 a concentração de tensão é gerada pelo degrau em flexão (Equação 169) e torção (Equação 170). Com a relação de diâmetros $(d1/d2) = (25,651 [mm] / 20,651 [mm]) = 1,242$ pela Figura 44 e 45, determina-se respectivamente, os fatores de concentração de tensão em flexão $K_{dt} = 2,352$ e torção $K_{dts} = 1,435$.

$$k_{f2}=1+q_f(K_t-1)=1+0,591*(2,353-1)=1,94 \quad (169)$$

$$k_{fs2}=1+q_{fs}(K_{ts}-1)=1+0,674*(1,435-1)=1,876 \quad (170)$$

Seção 3: Na seção 3 a concentração de tensão é gerada pelo degrau em flexão (Equação 171) e torção (Equação 172). Com a relação de diâmetros $(d2/d3) = (17,651 [mm] / 15,651 [mm]) = 1,128$ pela Figura 44 e 45, determina-se respectivamente, os fatores de concentração de tensão em flexão $K_{dt}=2,524$ e torção $K_{dts}=1,435$.

$$k_{f3}=1+q_f(K_t-1)=1+0,591*(2,524-1)=1,9 \quad (171)$$

$$k_{fs3}=1+q_{fs}(K_{ts}-1)=1+0,674*(1,907-1)=1,587 \quad (172)$$

Seção 4: A seção 4 tem concentração de tensão gerada pelo rasgo de chaveta e degrau para flexão (Equação 173) e chaveta e degrau para torção (Equação 174). Para um raio da ferramenta estimado em 0,01 [in] e um diâmetro de 15,651 [mm] encontra-se pela Figura (14) os fatores de concentração de tensão para flexão e torção igual a $K_{ct} = 2,2$ e $K_{cts} = 3,2$. Para o degrau, com a relação de diâmetros $(d_3/d_4) = (17,651 \text{ [mm]}/ 15,651 \text{ [mm]}) = 1,128$ pela Figura 15 e 16, determina-se respectivamente, os fatores de concentração de tensão em flexão $K_{dt} = 1,189$ e torção $K_{dts} = 1,435$. Assim, os coeficientes de concentração em fadiga para flexão e torção são:

$$k_{f4} = [1 + q_f(K_{ct} - 1)] + [1 + q - f(K_{dt} - 1)] = [1 + 0,591 * (2,2 - 1)] + [1 + 0,591 * (1,189 - 1)]$$

$$k_{f4} = 3,608 \quad (173)$$

$$k_{fsc4} = [1 + q_{fs}(K_{cts} - 1)] + [1 + q - fs(K_{dts} - 1)] = [1 + 0,674 * (3,2 - 1)] + [1 + 0,674 * (1,435 - 1)]$$

$$k_{fsc4} = 3,859 \quad (174)$$

Aplicando os fatores de concentração de fadiga, momentos e torque alternantes e médios, e as propriedades do material se tem os mínimos diâmetros das 4 seções do eixo (Equações 175, 176, 177 e 178):

$$d_4 = 15,65 \text{ [mm]} \quad (175)$$

$$d_3 = d_4 + 2 \text{ [mm]} = 17,65 \text{ [mm]} \quad (176)$$

$$d_2 = d_3 + 5 \text{ [mm]} = 20,65 \text{ [mm]} \quad (177)$$

$$d_1 = d_2 + 5 \text{ [mm]} = 25,65 \text{ [mm]} \quad (178)$$

Os diâmetros são aproximados para valores inteiros, de forma a facilitar a escolha de rolamentos comerciais e a fabricação (Equações 179, 180, 181 e 182):

$$d_4 = 20,00 \text{ [mm]} \quad (179)$$

$$d_3=22,00[mm] \quad (180)$$

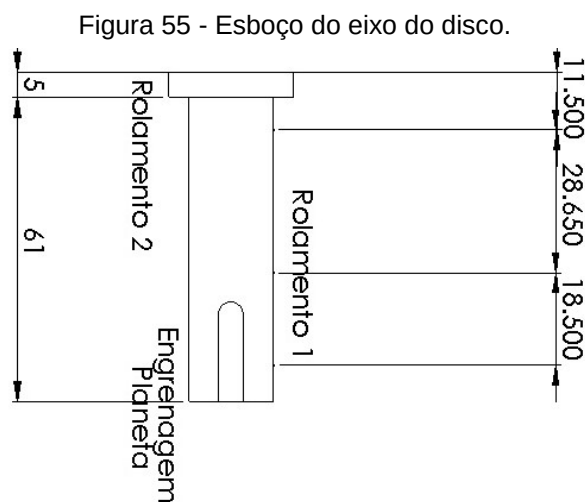
$$d_2=25[mm] \quad (181)$$

$$d_1=30[mm] \quad (182)$$

4.4.3 EIXO DO JARRO

4.4.3.1 DIMENSÕES DO EIXO

O eixo escalonado contará com 2 diâmetros diferentes, como mostrado na Figura (55): O primeiro diâmetro para acomodar a engrenagem planeta na extremidade inferior, o primeiro rolamento no meio, e o segundo rolamento na extremidade superior e o segundo diâmetro é de encosto para o segundo rolamento.



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2017).

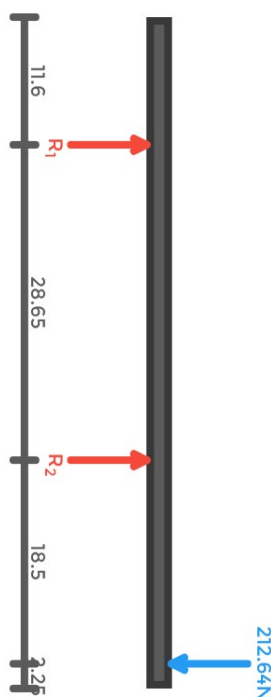
4.4.3.2 ESFORÇOS E REAÇÕES

A força da engrenagem (Equação 183), definida na Seção 4.2.4.1, é a força que gera momento sobre o eixo do jarro.

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = 212,64 \text{ N} \quad (183)$$

A Figura (56) mostra o desenho de corpo livre do eixo, com as reações dos rolamentos R1 e R2 e a força resultante (F) da força tangencial com a força radial.

Figura 56 - DCL do eixo do disco.



Fonte: (Adaptado de COSTA, 2017).

Ao fazer somatório de momento em z encontra-se a Equação (184), da qual trabalhando algebricamente isola-se a reação do rolamento 2 (Equação 185):

$$\sum M = 0 \rightarrow R_2(40,25[mm] - 11,6[mm]) - F_G(58,75[mm] - 11,6[mm]) = 0 \quad (184)$$

$$R_2 = \frac{F_G(58,75[mm] - 11,6[mm])}{(40,25[mm] - 11,6[mm])} = \frac{212,64[N \cdot m] * (58,75[mm] - 11,6[mm])}{(40,25[mm] - 11,6[mm])} = 349,947[N] \quad (185)$$

A partir do somatório das forças em y se tem a Equação (186), da qual isola-se a reação do rolamento 1 (Equação 187):

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_G - R_1 - R_2 = 0 \quad (186)$$

$$R_1 = F_G - R_2 = 212,64[N] - 349,947[N] = -137,307[N] \quad (187)$$

4.4.3.3 ANALISE DAS SEÇÕES

São necessários 4 cortes (Figuras 57, 58, 59 e 60) para levantar todas as equações dos máximos esforços cortantes, momentos fletores e torque do eixo. Estes são determinados respectivamente por somatório de forças (Equações 188, 191, 194, 197), somatório de momentos (Equações 189, 192, 195, 198) e somatório de torque (Equações 190, 193, 196, 199). Os torques mínimos são iguais a zero, pois o motor gira em apenas um sentido.

As distribuições da cortante, do momento e do torque sobre o comprimento do eixo pode ser visto pela plotagem das equações mostradas nas Figuras (61), (62) e (63):

a. Corte A ($0 \text{ [mm]} \leq x \leq 11,60 \text{ [mm]}$):

Figura 57 - Seção a.



Fonte: (Adaptado de COSTA, 2017).

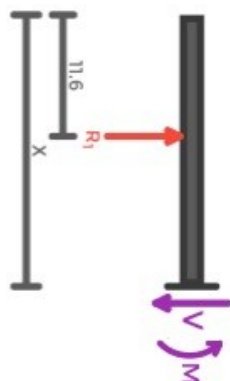
$$V(x) = 0 \quad (188)$$

$$M(x) = 0 \quad (189)$$

$$T(x) = 0,563x \text{ [N.m]} \quad (190)$$

b. Corte B ($11,60 \text{ [mm]} \leq x \leq 40,25 \text{ [mm]}$):

Figura 58 - Seção b.



Fonte: (Adaptado de COSTA, 2017).

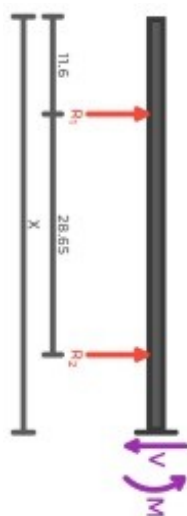
$$R_1 + V(x) = 0 \rightarrow V(x) = -137,3068 \quad (191)$$

$$-R_1(x - 11,60) + M(x) = 0 \rightarrow M(x) = -137,3068x + 1592,759 \quad (192)$$

$$T(x) = 0,563x \text{ [N.m]} \quad (193)$$

c. Corte C ($40,25 \text{ [mm]} \leq x \leq 58,75 \text{ [mm]}$):

Figura 59 - Seção c.



Fonte: (Adaptado de COSTA, 2017).

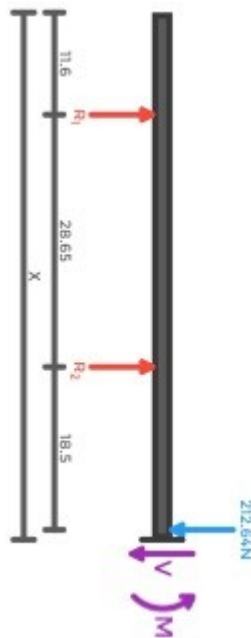
$$-R_1 - R_2 + V(x) = 0 \rightarrow V(x) = 212,64 \text{ [N]} \quad (194)$$

$$-R_1(x - 11,60) - R_2(x - 40,25) + M(x) = 0 \rightarrow M(x) = 212,64x - 12492,6 \quad (195)$$

$$T(x) = 0,563x \text{ [N.m]} \quad (196)$$

d. Corte D ($58,75 \text{ [mm]} \leq x \leq 61,00 \text{ [mm]}$):

Figura 60 - Seção d.



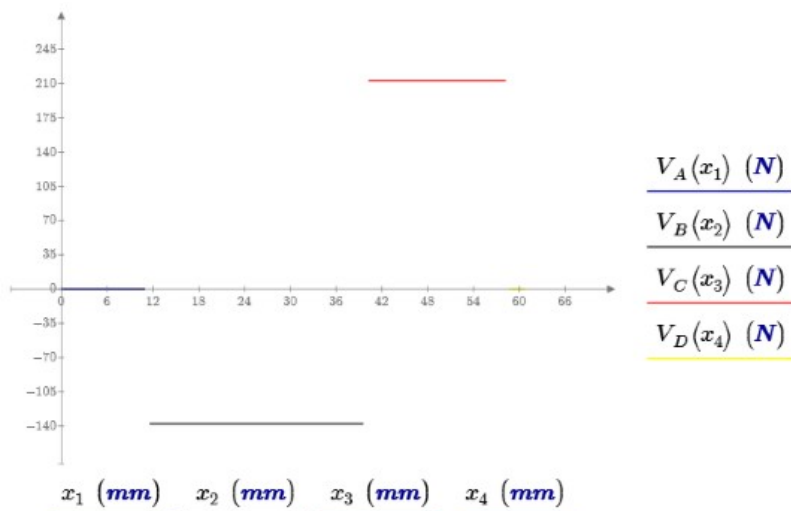
Fonte: (Adaptado de COSTA, 2017).

$$F_G - R_1 - R_2 + V(x) = 0 \rightarrow V(x) = 0 \quad (197)$$

$$F_G(x - 58,75) - R_1(x - 11,60) - R_2(x - 40,25) + M(x) = 0 \rightarrow M(x) = 0 \quad (198)$$

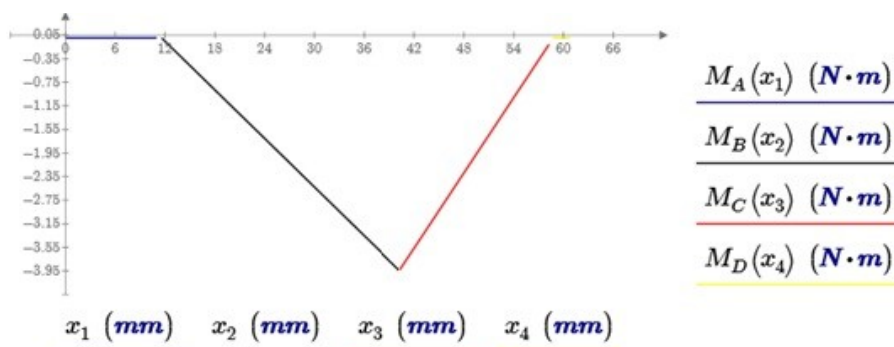
$$T(x) = 0,563 \text{ [N.m]} \quad (199)$$

Figura 61 - Gráfico da força cortante máximo.



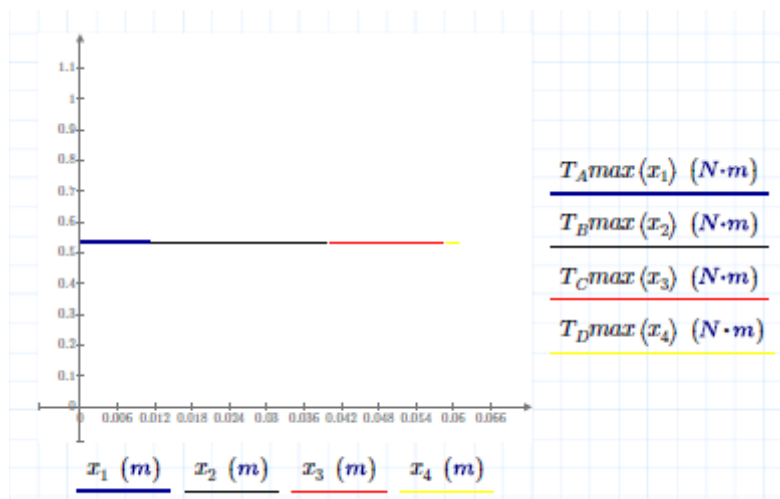
Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2017).

Figura 62 - Gráfico do momento fletor máximo.



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2017).

Figura 63 - Gráfico do torque máximo.



4.4.3.4 PONTOS CRÍTICOS

O eixo é composto de 2 diâmetros, sendo que 2 pontos merecem cuidado, pois sofrem combinação de momento fletor com concentração de tensão. Como os 2 pontos estão situados na seção 2, o diâmetro escolhido será o mais crítico.

- d_1 - Ponto A: Sem concentração de tensão
 $x=0[mm]$: $M_1=M_a(x=0[mm])=0[N.m]$
 $V_1=V_a(x=0[mm])=0[N]$
- d_{2d} - Ponto B: Degrau
 $x=11,60[mm]$: $M_{2d}=M_a(x=11,60[mm])=0[N.m]$
 $V_{2d}=V_a(x=11,60[mm])=0[N]$
- d_{2c} - Ponto C: Chaveta
 $x=46,00[mm]$: $M_{2c}=M_c(x=46,00[mm])=-2,711[N.m]$
 $V_{2c}=V_c(x=46,00[mm])=212,64[N]$

5.4.6.5 MOMENTO FLETOR ALTERNANTE E MÉDIO

O momento alternante e médio em cada ponto crítico é calculado pelas Equações (200), (201), (202), (203), (204) e (205) (NORTON, 2013):

a. Ponto A

$$M_{aA} = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} = \frac{0[N.m] - 0[N.m]}{2} = 0[N.m] \quad (200)$$

$$M_{mA} = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} = \frac{0[N.m] + 0[N.m]}{2} = 0[N.m] \quad (201)$$

b. Ponto B

$$M_{a2d} = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} = \frac{0[N.m] - 0[N.m]}{2} = 0[N.m] \quad (202)$$

$$M_{m2d} = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} = \frac{0[N.m] + 0[N.m]}{2} = 0[N.m] \quad (203)$$

c. Ponto C

$$M_{a2c} = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} = \frac{2,711[N.m] - (-2,711[N.m])}{2} = 2,711[N.m] \quad (204)$$

$$M_{m2c} = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} = \frac{2,711[N.m] + (-2,711[N.m])}{2} = 0[N.m] \quad (205)$$

4.4.3.5 TORQUE ALTERNANTE E MÉDIO

O torque alternante e médio em todos os pontos críticos são dados pelas Equações (206) e (207) (NORTON, 2013):

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2} = \frac{0,536[N.m] - 0[N.m]}{2} = 0,268[N.m] \quad (206)$$

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} = \frac{0,536[N.m] + 0[N.m]}{2} = 0,268[N.m] \quad (207)$$

4.4.3.6 DIÂMETROS

Adota-se um fator de segurança igual a $N_f = 3$ conveniente para cargas em serviço e confiança na resistência do material (NORTON, 2013).

Para definir os fatores de concentração de tensão é necessário conhecer os diâmetros das seções do eixo, como estes ainda não são conhecidos, primeiramente todos os fatores de concentração de tensão são considerados iguais a 1. Aplicando-os nas Equações 151 e 152 se obtém fatores de concentração de tensão em fadiga de mesmo valor. A força axial causada pelo peso do disco é desprezada neste primeiro calculo dos diâmetros, portanto, é utilizada a Equação 116. Dessa forma, os diâmetros mínimos são (Equações 208, 209 e 210):

$$d_1 = \left(\frac{32 \cdot 3}{\pi} \cdot \left(\frac{\sqrt{1 \cdot 0 [N \cdot m]^2 + \frac{3}{4} (1 \cdot 0,268 [N \cdot m])^2}}{241,395 [MPa]} + \frac{\sqrt{1 \cdot 0 [N \cdot m]^2 + \frac{3}{4} (1 \cdot 0,268 [N \cdot m])^2}}{627 [MPa]} \right) \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d_1 = 5,137 [mm] \quad (208)$$

$$d_{2d} = \left(\frac{32 \cdot 3}{\pi} \cdot \left(\frac{\sqrt{1 \cdot 0 [N \cdot m]^2 + \frac{3}{4} (1 \cdot 0,268 [N \cdot m])^2}}{241,395 [MPa]} + \frac{\sqrt{1 \cdot 0 [N \cdot m]^2 + \frac{3}{4} (1 \cdot 0,268 [N \cdot m])^2}}{627 [MPa]} \right) \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{2d} = 5,137 [mm] \quad (209)$$

$$d_{2c} = \left(\frac{32 \cdot 3}{\pi} \cdot \left(\frac{\sqrt{1 \cdot 2,711 [N \cdot m]^2 + \frac{3}{4} (1 \cdot 0,268 [N \cdot m])^2}}{241,395 [MPa]} + \frac{\sqrt{1 \cdot 0 [N \cdot m]^2 + \frac{3}{4} (1 \cdot 0,268 [N \cdot m])^2}}{627 [MPa]} \right) \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{2c} = 10,585 [mm] \quad (210)$$

Analisando o Ponto C, pode-se concluir que a tenção axial pode ser despreza no dimensionamento do eixo, pois apresenta menor magnitude em relação a tensão normal. Assim, a Equação (116), que despreza a força axial, pode continuar a ser usada para dimensionar o eixo (Equação 211 e 212):

$$\sigma_{a3} = k_f \frac{32 \cdot M_a}{\pi \cdot d^3} = 1 \cdot \frac{32 \cdot 2,711 \cdot [N \cdot m]}{\pi \cdot 10,585 [mm]^3} = 23,284 [MPa] \quad (211)$$

$$\sigma_{maxial} = k_{ft} \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} = 1 \cdot \frac{4 \cdot 7 \cdot [kg] \cdot \left[9,81 \frac{m}{s^2} \right]}{\pi \cdot 10,585 [mm]^2} = 0,78 [MPa] \quad (212)$$

Antes de iniciar a iteração, os diâmetros são readequados, de modo que o diâmetro d_1 é elevado para que seja maior que o diâmetro d_{2c} , atendendo ao requisito de alocar os rolamentos (Equações 213, 214 e 215).

$$d_{2c} = 10,585 [mm] \quad (213)$$

$$d_{2d} = 5,137 [mm] \quad (214)$$

$$d_1 = d_{2c} + 7 [mm] = 10,585 [mm] + 7 [mm] = 17,585 [mm] \quad (215)$$

São realizadas quatro interações até os diâmetros convergirem. Os diâmetros da penúltima iteração estão abaixo, sendo esses utilizados para calcular os últimos fatores de concentração de tensão, mostrados nas Equações (216, 217 e 218):

$$d_{2c} = 14,194 [mm] \quad (216)$$

$$d_{2d} = 8,076 [mm] \quad (217)$$

$$d_1 = d_{2c} + 7 [mm] = 14,194 [mm] + 7 [mm] = 21,194 [mm] \quad (218)$$

• Seção 1: Não há concentração de tensão, logo as concentrações de tensão para flexão e torção são dadas pelas Equações 219 e 220:

$$k_{f1} = 1 + q_f (K_t - 1) = 1 + 0,591 * (1 - 1) = 1 \quad (219)$$

$$k_{fs1} = 1 + q_{fs} (K_{ts} - 1) = 1 + 0,674 * (1 - 1) = 1 \quad (220)$$

- Seção 2: Na seção 2 a concentração de tensão é gerada pelo degrau em flexão (Equação 221) e torção (Equação 222). Com a relação de diâmetros ($d_1/d_2 = (21,194 \text{ [mm]} / 8,076 \text{ [mm]}) = 2,624$ pela Figura 15 e 16, determina-se respectivamente, os fatores de concentração de tensão em flexão $K_{td}=2,539$ e torção $K_{tsd}=2,048$.

$$k_{f2}=1+q_f(K_t-1)=1+0,591*(2,539-1)=1,909 \quad (221)$$

$$k_{fs2}=3 \quad (222)$$

- Seção 4: A seção 4 tem concentração de tensão gerada pelo rasgo de chaveta em flexão (Equação 223) e torção (Equação 224). Para um raio da ferramenta estimado em 0,01 [in] e um diâmetro de 16,317 [mm] encontra-se pela Figura (14) os fatores de concentração de tensão para flexão e torção igual a $K_{tc}=2,2$ e $K_{tsc}=3$.

$$k_{f3}=1+q_f(K_t-1)=1+0,591*(2,2-1)=1,709 \quad (223)$$

$$k_{fs3}=1+q_{fs}(K_{ts}-1)=1+0,674*(3-1)=2,295 \quad (224)$$

Aplicando os fatores de concentração de fadiga, momentos e torque alternantes e médios, e as propriedades do material se tem os mínimos diâmetros dos eixos (Equações 225, 226 e 227). O diâmetro 3 dado pelo fator de concentração do degrau é menor que o de concentração da chaveta, assim o diâmetro d_{2d} é descartado.

$$d_{2c}=14,194 \text{ [mm]} \quad (225)$$

$$d_{2d}=8,076 \text{ [mm]} \quad (226)$$

$$d_1=d_{2c}+7 \text{ [mm]}=14,194 \text{ [mm]}+7 \text{ [mm]}=21,194 \text{ [mm]} \quad (227)$$

Os diâmetros são aproximados para valores inteiros, de forma a facilitar a escolha de rolamentos comerciais e a usinagem do eixo (Equações 228 e 229):

$$d_{2c} = 17[mm] \quad (228)$$

$$d_1 = d_{2c} + 7[mm] = 17[mm] + 7[mm] = 24[mm] \quad (229)$$

4.5 CHAVETA

4.5.1 MATERIAL

Seleciona-se o aço AISI 1060 laminado a quente, pois como a chaveta é carregada em cisalhamento, o material deve ser dúctil, propriedade esta que torna aços brandos de baixo carbono, tal como o escolhido, uma escolha geral para aplicação em chavetas. O aço AISI 1060 possui tensão de ruptura $S_{ut} = 324[MPa]$ e tensão de escoamento de $S_y = 179[MPa]$ (NORTON, 2013).

4.5.2 TENSÃO LIMITE DE FADIGA CORRIGIDA

A tensão limite de fadiga corrigida é dada pela Equação (117). Foi determinado os fatores de correção e a tensão de resistência a fadiga pela base teórica proposta por Norton (2013).

A tensão resistência a fadiga é dada pela equação (230):

$$S_e = 0,5 * S_{ut} = 0,5 * 324[MPa] = 162[MPa] \quad (230)$$

O fator de correção carregamento C1 é igual a 1 para eixos sob flexão.

O fator de correção do tamanho C_2 é determinado para o sistema métrico. Como o diâmetro do eixo na seção da chaveta é $d_3=20[mm]$, o fator calculado pela Equação (231) é igual a:

$$C_2=1.189 \cdot d^{-0.097}=1.189 \cdot (20[mm])^{-0.097}=1,738 \quad (231)$$

O fator de correção para o acabamento superficial C_3 é encontrado na Figura 40 por meio da resistência a tração $S_{ut}=324[MPa]=47[ksi]$ e acabamento usinado se tem $C_3=0,8$

O fator de correção temperatura C_4 é igual a 1 para temperaturas menores que 450°C .

O fator de correção confiabilidade C_5 dado pela Figura 41. Para uma confiabilidade de 50% se obtém um fator igual a 1.

Assim, aplicando os fatores de correção e a tensão de resistência a fadiga na Equação (117) se obtém a tensão limite de resistência corrigida (Equação 232).

$$S_e=C_1C_2C_3C_4C_5C_6S_e=1 \cdot 1,738 \cdot 0,77 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 162[MPa]=225,21[MPa] \quad (232)$$

4.5.3 CHAVETA DO EIXO DO DISCO

4.5.3.1 DIMENSÕES

Adota-se comprimento para chaveta de $l=37,5[mm]$. A chaveta do eixo do disco é dimensionada para o diâmetro $d_4=20[mm]$. A chaveta será dimensionada no padrão métrico, portanto de formato retangular.

Por meio da Figura 64 se define que para diâmetro (d) entre $17[mm]$ e $22[mm]$ o tamanho padrão da seção transversal da chaveta é com largura de $b=6[mm]$ e altura de $h=6[mm]$. Pela Figura 65 se define a profundidade padrão da chaveta no eixo, com valor igual a $t_1=3,5[mm]$ para diâmetro (d) entre $17[mm]$ e $22[mm]$.

Figura 64 - Chavetas Padronizadas com dimensões US e métrica.

Diâmetro do eixo (in)	Largura nominal da chaveta (in)	Diâmetro do parafuso (in)	Diâmetro do eixo (mm)	Largura x altura da chaveta (mm)
$0,312 < d \leq 0,437$	0,093	#10	$8 < d \leq 10$	3 x 3
$0,437 < d \leq 0,562$	0,125	#10	$10 < d \leq 12$	4 x 4
$0,562 < d \leq 0,875$	0,187	0,250	$12 < d \leq 17$	5 x 5
$0,875 < d \leq 1,250$	0,250	0,312	$17 < d \leq 22$	6 x 6
$1,250 < d \leq 1,375$	0,312	0,375	$22 < d \leq 30$	8 x 7
$1,375 < d \leq 1,750$	0,375	0,375	$30 < d \leq 38$	10 x 8
$1,750 < d \leq 2,250$	0,500	0,500	$38 < d \leq 44$	12 x 8
$2,250 < d \leq 2,750$	0,625	0,500	$44 < d \leq 50$	14 x 9
$2,750 < d \leq 3,250$	0,750	0,625	$50 < d \leq 58$	16 x 10
$3,250 < d \leq 3,750$	0,875	0,750	$58 < d \leq 65$	18 x 11
$3,750 < d \leq 4,500$	1,000	0,750	$65 < d \leq 75$	20 x 12
$4,500 < d \leq 5,500$	1,250	0,875	$75 < d \leq 85$	22 x 14
$5,500 < d \leq 6,500$	1,500	1,000	$85 < d \leq 95$	25 x 14

Fonte: (NORTON, 2017).

Figura 65 - Chavetas Padronizadas com dimensões US e métrica

Eixo		Chaveta				Ranço					Profundidade					
Diâmetro d	Seção b x h	Largura b		Altura h		Valor	Tolerância				Eixo H1		Cubo G2			
		Valor	H 9	Valor	H 11		Ajuste de folga		Ajuste normal		Ajuste com interferência		Valor	Tolerância	Valor	Tolerância
		H 9	G 9	H 9	J 9		H 9	G 9	H 9	J 9	Valor	Tolerância	Valor	Tolerância		
0	8	2	0,900	2	0,000	2	+0,025	-0,050	-0,054	+0,012	-0,006	1,2		1		
5	18	3	-0,025	3	-0,025	3	0,000	+0,020	-0,023	-0,013	-0,031	1,6	+0,180	1,4	+0,100	
18	12	4	0,400	4	0,000	4	+0,033	+0,078	0,086	+0,014	-0,012	2,5	0,000	1,8	0,000	
12	17	5	0,000	5	-0,026	5	0,000	+0,030	-0,030	-0,016	-0,042	3,0		2,3		
17	22	6	0,000	6	-0,026	6	0,000	+0,030	-0,030	-0,016	-0,042	3,5		2,8		
22	30	8	0,000	7	0,000	8	+0,020	+0,030	0,000	+0,018	-0,015	4,0		3,2		
38	38	11	-0,026	8	0,000	10	0,000	+0,043	-0,038	-0,018	-0,051	5,0		3,7		
38	44	12	0,000	8	-0,066	12						6,0		3,3		
44	50	14	0,000	9	0,000	14	+0,013	+0,120	0,080	+0,021	-0,016	5,5		3,0		
58	58	15	-0,043	10	0,000	16	0,000	+0,050	-0,043	-0,022	-0,061	6,0	+0,200	4,3	+0,200	
58	65	16	0,000	11	0,000	18						7,0	0,000	4,4	0,000	
65	75	20	0,000	12	0,000	20						7,5		4,9		
75	85	22	0,000	14	-0,118	22	+0,052	+0,143	0,090	+0,026	-0,022	9,0		5,4		
85	95	25	-0,052	14	-0,118	25	0,000	+0,065	-0,052	-0,026	-0,074	9,0		5,4		
95	110	28	0,000	15	0,000	28						10,0		6,0		
110	130	32	0,000	16	0,000	32						11,0		7,4		
130	150	36	0,000	20	0,000	36	+0,062	+0,180	0,090	+0,031	-0,026	12,0		8,4		
150	170	40	0,000	22	0,000	40	0,000	+0,080	-0,062	-0,031	-0,088	13,0		9,4		
170	200	45	-0,052	25	-0,136	45	0,000	+0,080	-0,062	-0,031	-0,088	14,0		10,8		
200	230	50	0,000	28	0,000	50						17,0		11,4		
230	260	56	0,000	32	0,000	56						20,0	+0,300	12,4	+0,300	
260	290	63	0,000	36	0,000	63	+0,074	+0,220	0,090	+0,037	-0,032	20,0	0,000	12,4	0,000	
290	330	70	-0,074	35	0,000	70	0,000	+0,100	-0,074	-0,037	-0,106	22,0		14,4		
330	380	80	0,000	40	-0,168	80						26,0		16,4		
380	440	90	0,000	45	0,000	90	+0,087	+0,250	0,090	+0,043	-0,037	28,0		17,4		
440	500	100	0,200	50	0,000	100	0,000	+0,120	-0,087	-0,044	-0,124	31,0		19,4		

LABORATORIO DE PROJETOS MECÂNICOS

Fonte: (AUTOR DESCONHECIDO, 2017).

4.5.3.2 TENSÃO DE CISALHAMENTO

As tensões cisalhantes e médias são dadas pelas Equações (233) e (234) (NORTON, 2013):

$$\tau_a = \frac{2 \cdot T_a}{d \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 3,979 [N \cdot m]}{20 [mm] \cdot [6 mm] \cdot 37,5 [mm]} = 1,687 [MPa] \quad (233)$$

$$\tau_m = \frac{2 \cdot T_m}{d \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 3,979 [N \cdot m]}{20 [mm] \cdot [6 mm] \cdot 37,5 [mm]} = 1,687 [MPa] \quad (234)$$

4.5.3.3 TENSÃO NORMAL

A tensão máxima de esmagamento é dada por (Equação 235) (NORTON, 2013):

$$\sigma_a = \frac{2 \cdot T_a}{d \cdot b \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 3,979 [N \cdot m]}{20 [mm] \cdot [6 mm] \cdot (6 [mm] - 3,5 [mm])} = 5,399 [MPa] \quad (235)$$

4.5.3.4 ANÁLISE DE SEGURANÇA

A segurança quanto ao cisalhamento é dada pela aplicação das tensões alternante e média na equação do coeficiente de segurança de Goodman modificado (Equação 236) (NORTON, 2013):

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{\sigma_m + \sigma_{maxial}^2 + 3 \cdot \tau_m^2}}{S_{ut}} = \frac{324 [MPa]}{S_e} + \frac{\sqrt{\tau_a^2} + \sqrt{\tau_m^2}}{S_{ut}} = \frac{\sqrt{3 \cdot 1,687 [MPa]^2}}{225,21 [MPa]} + \frac{\sqrt{3 \cdot 1,687 [MPa]^2}}{\dot{\tau}}$$

$$\frac{1}{N_f} = 45,46 \quad (236)$$

O fator de segurança para esmagamento é igual a (Equação 237) (NORTON, 2013):

$$N_f = \frac{s_y}{\sigma_a} = 179 \frac{[MPa]}{5,339[MPa]} = 33,151 \quad (237)$$

Para o comprimento da chaveta de $l=37,5[mm]$ se obtém fatores de segurança maiores que o do eixo $N_f=3$. Comumente se dimensiona a chaveta de forma que falhe antes do eixo, com fator de segurança menor que o do eixo, para impedir que o eixo seja danificado em uma sobrecarga. Devido aos torques serem baixos $T_a=T_m=3,979[N.m]$ mesmo com aço de baixo carbono são obtidos elevados fatores de segurança. Para obter coeficientes de segurança menores que do eixo, o comprimento da chaveta deve ser muito pequeno, igual a $l=1,377[mm]$ para um $N_f=2$. Assim, o comprimento da chaveta será mantido para facilitar a fabricação, decisão assegurada pelo fato de que mesmo a chaveta não tendo a função de pino de segurança os eixos estarão protegidos, pois em caso de sobrecarga o inversor elétrico desarmará o motor.

4.5.4 CHAVETA DO EIXO DO JARRO

4.5.4.1 DIMENSÕES

Adota-se comprimento para chaveta de $l=20[mm]$. A chaveta do eixo do disco é dimensionada para o diâmetro $d_{2c}=17[mm]$. A chaveta será dimensionada no padrão métrico, portanto de formato retangular.

Por meio da Figura (64) se define que para diâmetro (d) entre $12[mm]$ e $17[mm]$ o tamanho padrão da seção transversal da chaveta é com largura de $b=5[mm]$ e altura de $h=5[mm]$. E pela figura (65) se define a profundidade padrão da chaveta no cubo eixo, com valor igual a $t_1=3[mm]$ para diâmetro (d) entre $12[mm]$ e $17[mm]$.

4.5.4.2 TENSÃO DE CISALHAMENTO

As tensões cisalhantes e médias são dadas pelas Equações (238) e (239) (NORTON, 2013):

$$\tau_a = \frac{2 \cdot T_a}{d \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 0,268 [N \cdot m]}{17 [mm] \cdot [5 mm] \cdot 20 [mm]} = 0,315 [MPa] \quad (238)$$

$$\tau_m = \frac{2 \cdot T_m}{d \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 0,268 [N \cdot m]}{17 [mm] \cdot [5 mm] \cdot 20 [mm]} = 0,315 [MPa] \quad (239)$$

4.5.4.3 TENSÃO NORMAL

A tensão máxima de esmagamento é dada por (Equação 240) (NORTON, 2013):

$$\sigma_a = \frac{2 \cdot T_a}{d \cdot b \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 0,268 [N \cdot m]}{17 [mm] \cdot [5 mm] \cdot ([5 mm] - 3 [mm])} = 5,399 [MPa] \quad (240)$$

4.5.4.4 ANÁLISE DE SEGURANÇA

A segurança quanto ao cisalhamento é dada pela aplicação das tensões alternante e média na equação do coeficiente de segurança de Goodman modificado (Equação 241) (NORTON, 2013):

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{\sigma_m + \sigma_{maxial}^2 + 3 \cdot \tau_m^2}}{S_{ut}} = \frac{\sqrt{\tau_a^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{\tau_m^2}}{S_{ut}} = \frac{\sqrt{3 \cdot 0,315 [MPa]^2}}{225,21 [MPa]} + \frac{\sqrt{3 \cdot 0,315 [MPa]^2}}{324 [MPa]}$$

$$\frac{1}{N_f} = 243 \quad (241)$$

O fator de segurança para esmagamento é igual a (Equação 242) (NORTON, 2013):

$$N_f = \frac{s_y}{\sigma_a} = \frac{179[MPa]}{1,575[MPa]} = 113 \quad (242)$$

Para o comprimento da chaveta de $l=20[mm]$ se obtém fatores de segurança maiores que o do eixo $N_f=3$. Comumente se dimensiona a chaveta de forma que falhe antes do eixo, com fator de segurança menor que o do eixo, para impedir que o eixo seja danificado em uma sobrecarga. Devido aos torques serem baixos $T_a=T_m=0,268[N.m]$ mesmo com aço de baixo carbono são obtidos elevados fatores de segurança. Para obter coeficientes de segurança menores que do eixo, o comprimento da chaveta deve ser muito pequeno, igual a $l=0,143[mm]$ para um $N_f=2$. Assim, o comprimento da chaveta será mantido para facilitar a fabricação, decisão assegurada pelo fato de que mesmo a chaveta não tendo a função de pino de segurança os eixos estarão protegidos, pois em caso de sobrecarga o inversor elétrico desarmará o motor.

4.6 ROLAMENTOS

4.6.1 ROLAMENTOS DO EIXO DO DISCO

Os rolamentos do eixo do disco devem ser de rolos cônicos, pois os mesmos têm forma construtiva que permite o mesmo suportar carga axial e radial (NORTON,2013).

4.6.1.1 DIMENSÕES

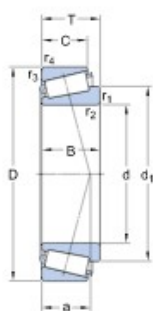
Como os dois rolamentos serão iguais, a maior reação dos dois será utilizada nos cálculos, ou seja, a reação $R_2=235,832[N]$ do rolamento inferior.

A força axial devido ao peso do conjunto do disco é dada pela Equação (243):

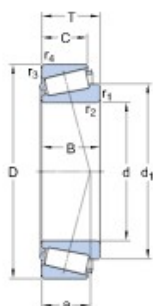
$$F_{pd} = m \cdot g = 30[kg] \cdot 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 294,2[N] \quad (243)$$

Pelo catálogo da fabricante SKF (2017), para o diâmetro $d_2=25[mm]$ no qual estão posicionados os dois rolamentos, se tem o rolamento de rolos cônicos de uma carreira 30205 J2/Q. As dimensões do rolamento são mostrados na Figura 66. O diâmetro $d_1=30[mm]$ do eixo deve ser elevado para atender ao diâmetro mínimo de encosto do rolamento que é de $d_1=31[mm]$.

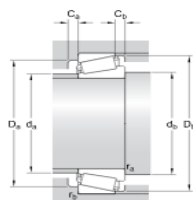
Figura 66 - Catálogo Rolamento de esferas de contato angular.



d	25	mm
D	52	mm
T	16,25	mm
d ₁	≈ 38	mm
B	15	mm
C	13	mm
r _{1,2}	min. 1	mm
r _{3,4}	min. 1	mm



a	12,33	mm
---	-------	----



da	max. 31	mm
db	min. 31	mm
Da	min. 44	mm
Da	max. 46	mm
Db	min. 48	mm
Ca	min. 2	mm
Co	min. 3	mm
ra	max. 1	mm
rb	max. 1	mm

Dados de cálculo

Classificação de carga dinâmica básica	C	30,8	kN
Classificação de carga estática básica	C ₀	33,5	kN
Limite de carga de fadiga	P _u	3,45	kN
Velocidade de referência		10000	r/min
Velocidade-limite		13000	r/min
Fator de cálculo	e	0,37	
Fator de cálculo	Y	1,8	
Fator de cálculo	Y ₀	0,9	

Massa

Massa do rolamento	0,15	kg
--------------------	------	----

Fonte: (SKF, 2017).

4.6.1.2 ESFORÇO EQUIVALENTE

Segundo a Figura 66, a capacidade de carga dinâmica, a carga estática do rolamento e o fator Y para o par de rolamentos são $C=30,8[kN]$, $C_o=33,5[kN]$ e $Y=1,6$. Calcula-se o esforço equivalente através da equação (244) (SKF, 2017):

$$P = F_r + Y \cdot F_a = 235,832 [N] + 1,6 \cdot 249,2 [N] = 706,551 [N] \quad (244)$$

4.6.1.3 ANÁLISE DE SEGURANÇA

Para rolamentos de rolos a vida do rolamento é dada pela Equação (245) (NORTON, 2013):

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \cdot 400 [rpm]} \cdot \left(\frac{30,7 [kN]}{706,551 [N]} \right)^{\frac{10}{3}} = 31870 [hr] \quad (245)$$

4.6.2 ROLAMENTO SUPERIOR DO EIXO DO JARRO

O rolamento superior do eixo do jarro deve ser de rolos cônicos, pois os mesmos têm forma construtiva que permite o mesmo suportar carga axial e radial (NORTON, 2013).

4.6.2.1 DIMENSÕES

O rolamento será dimensionado com a maior reação, ou seja, a reação $R_2 = 137,307 [N]$ do rolamento superior.

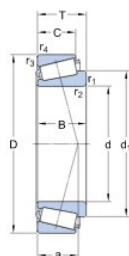
A força axial devido ao peso do conjunto do disco é dada pela Equação (246):

$$F_{pj} = m \cdot g = 7 [kg] \cdot 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 254,06 [N] \quad (246)$$

Pelo catálogo da fabricante SKF (2017), para o diâmetro $d_{2c}=17[mm]$ no qual estão posicionados os dois rolamentos, se tem o rolamento de rolos cônicos de uma carreira 30203 J2. As dimensões do rolamento são mostrados na Figura 67. O diâmetro $d_1=24[mm]$ do eixo é suficiente para atender ao diâmetro mínimo de encosto do rolamento que é de $d_1=23[mm]$.

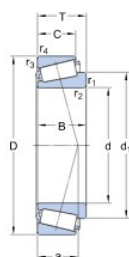
Figura 67 - Catálogo Rolamento de esferas de contato angular.

Dimensões



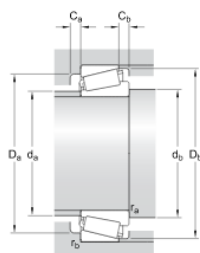
d	17	mm
D	40	mm
T	13.25	mm
d_1	≈ 29	mm
B	12	mm
C	11	mm
$r_{1,2}$	min. 1	mm
$r_{3,4}$	min. 1	mm

Dimensions



a	9.515	mm
---	-------	----

Dimensões do encosto



d_a	max. 23	mm
d_b	min. 23	mm
D_a	min. 34	mm
D_b	max. 34	mm
D_b	min. 37	mm
C_a	min. 2	mm
C_b	min. 2	mm
r_a	max. 1	mm
r_b	max. 1	mm

Dados de cálculo

Classificação de carga dinâmica básica	C	19	kN
Classificação de carga estática básica	C_0	18.6	kN
Limite de carga de fadiga	P_u	1.83	kN
Velocidade de referência		13000	r/min
Velocidade-limite		18000	r/min
Fator de cálculo	e	0.35	
Fator de cálculo	Y	1.7	
Fator de cálculo	Y_0	0.9	

Massa

Massa do rolamento		0.079	kg
--------------------	--	-------	----

Fonte: (SKF, 2017).

4.6.2.2 ESFORÇO EQUIVALENTE

Segundo a Figura 26, a capacidade de carga dinâmica, a carga estática do rolamento e o fator Y para o par de rolamentos são, respectivamente $C=19[kN]$, $C_o=18,6[kN]$ e $Y=1,7$, Calcula-se o esforço equivalente através da equação (247) (SKF, 2017):

$$P = F_r + Y \cdot F_a = 137,307 [N] + 1,7 \cdot 68,647 [N] = 254,006 [N] \quad (247)$$

4.6.2.3 ANÁLISE DE SEGURANÇA

Para rolamentos de rolos a vida do rolamento é dada pela Equação (248) (NORTON, 2013):

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \cdot 800 [rpm]} \cdot \left(\frac{19 [kN]}{254,006 [N]} \right)^{\frac{10}{3}} = 97450 [hr] \quad (248)$$

4.6.3 ROLAMENTO INFERIOR DO EIXO DO JARRO

O rolamento inferior um rolamento de esferas de contato angular, de contato de 4 pontos, que suportam cargas axiais em ambas as direções (NORTON, 2013).

4.6.3.1 DIMENSÕES

O rolamento será dimensionado com a reação $R_2=349,947 [N]$ do rolamento inferior.

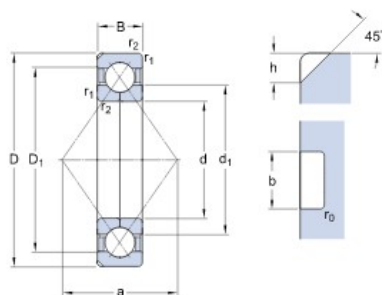
A força axial devido ao peso do conjunto do disco é dada pela Equação (249):

$$F_{pj} = m \cdot g = 7 [kg] \cdot 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 254,06 [N] \quad (249)$$

Pelo catálogo da fabricante SKF (2017), para o diâmetro $d_{2c}=17[mm]$ no qual estão posicionados os dois rolamentos, se tem o rolamento de esferas de contato angular QJ 303 N2MA.

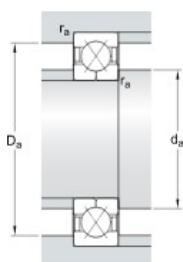
Figura 68 - Catálogo Rolamento de esferas de contato angular.

Dimensions



d	17	mm
D	47	mm
B	14	mm
d ₁	≈ 27.7	mm
D ₁	≈ 36.3	mm
a	22	mm
h	3.5	mm
b	4.5	mm
r ₀	0.5	mm
r _{1,2}	min. 1	mm

Abutment dimensions



d _a	min.	22.6	mm
D _a	max.	41.4	mm
r _a	max.	1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	23.4	kN
Basic static load rating	C ₀	15	kN
Fatigue load limit	P _u	0.64	kN
Reference speed		17000	r/min
Limiting speed		28000	r/min
Calculation factor	k _a	1.1	
Calculation factor	e	0.95	
Calculation factor	X	0.6	
Calculation factor	Y ₀	0.58	
Calculation factor	Y ₁	0.66	
Calculation factor	Y ₂	1.07	

Mass

Mass bearing		0.14	kg
--------------	--	------	----

Fonte: (SKF, 2017).

4.6.3.2 ESFORÇO EQUIVALENTE

Segundo a Figura 26, a capacidade de carga dinâmica, a carga estática do rolamento e o fator Y para o par de rolamentos são, respectivamente $C=23,4[kN]$, $C_o=11,4[kN]$ e $Y=1,7$. Calcula-se o esforço equivalente através da equação (250) (SKF, 2017):

$$P = F_r + Y \cdot F_a = 349,947[N] + 1,07 \cdot 68,647[N] = 423,399[N] \quad (250)$$

5.6.3.3 ANÁLISE DE SEGURANÇA

Para rolamentos de rolos a vida do rolamento é dada pela Equação (251) (NORTON, 2013):

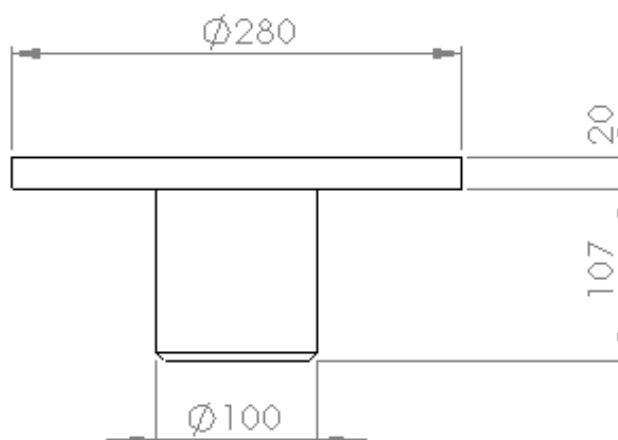
$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \cdot 800[rpm]} \cdot \left(\frac{23,4[kN]}{423,399[N]} \right)^{\frac{10}{3}} = 35530[hr] \quad (251)$$

4.6.4 MANCAL DOS ROLAMENTOS

Os rolamentos do eixo do disco são fixados em um mancal de geometria mostrada na Figura 69. A seção A (superior) tem diâmetro externo igual diâmetro externo da engrenagem planeta de 280 [mm], pois será usada para apoio da mesma. A seção B (inferior) terá diâmetro interno igual ao diâmetro externo do rolamento do eixo do disco, com valor de 62 [mm]. O suporte da mesa, terá um furo, com diâmetro igual ao diâmetro externo da seção A. Espessura de parede 19 [mm].

O comprimento da seção B de 107 [mm] é igual a distância axial entre os rolamentos do disco. Já o comprimento da seção A de 20 [mm] é igual a distância entre o rolamento superior do eixo do disco até a superfície inferior da engrenagem anelar.

Figura 69 - Dimensões Mancal.



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2017).

4.7 MESA DE SUPORTE

A mesa de suporte é composta do módulo inferior, que comporta o motor e as polias, e o módulo superior que comporta os jarros, disco, engrenagens, mancal de suporte dos rolamentos e eixos, e ainda o dispositivo de acionamento/parada do motor, que no caso é o inversor de frequência.

Os pés da mesa são parafusados ao piso, que deve ter uma superfície uniforme, a fim de possibilitar sua estabilidade durante a operação. A altura dos pés é de 750 [mm], respeitando a NR 17 Ergonomia (2012), que define a altura máxima da mesa de trabalho. Essa altura deve permitir facilidade na visualização e controle do inversor de frequência, e ainda melhoria da pré-operação de fixação do jarro no suporte feita pelo ajuste do parafuso de potência, facilitando a aplicação da força pelo operador.

A tampa da mesa tem uma seção transversal de 380 [mm] x 380 [mm], definida pelo espaço necessário para comportar o disco no módulo superior.

O módulo inferior da mesa de suporte onde estão localizados o motor e as polias, tem proteção mecânica fixa. Este módulo é dividido em duas partes: a primeira ao redor da mesa, onde está a polia movida, e segunda onde está o motor e polia motora. Na primeira parte, a chapa tem 382 [mm] x 573 [mm], determinada com base na altura e área de seção da mesa. A segunda parte é formada por uma caixa

anexa a mesa, de tamanho 205 [mm] x 308 [mm] x 348 [mm]. A interface entre a duas partes do módulo é uma chapa, na qual o motor é fixado. Controlando o ângulo de abertura da porta, por meio de um parafuso, se estica a correia. Este módulo será parafusado de forma a permitir o acesso ao motor, polia, correia e rolamentos para manutenção.

O inversor de frequência será posicionado em cima da bancada, de modo que se espera que a posição torne o acesso e a visualização e controle simples (NR 12, 2009).

O módulo superior da mesa de suporte, onde está o disco e os jarros contará com uma proteção mecânica móvel, controlada por um dispositivo de intertravamento, como uma chave de segurança eletromecânica, permitindo acesso para fixar os jarros, e enquanto a proteção estiver aberta impede o funcionamento do sistema, e portanto, evita o contato com a zona de risco formada pelas elevadas rotações do disco e jarros. A altura total do módulo é 443 [mm] e a área de seção é igual à da mesa. A tampa da proteção é fixada por meio de dobradiças, e a mesma terá um dispositivo de calço fixo para travar a tampa enquanto estiver aberta.

Essas medidas garantem a proteção da saúde e integridade física do operador, reduzindo o risco de acidente ao evitar o contato com partes eletrificadas, móveis e superfície quente.

4.7.1 PARAFUSOS DE FIXAÇÃO

O diâmetro externo da engrenagem anelar e do mancal é de 323 [mm]. A chapa da mesa tem formato quadrado, e tem um furo para passagem do eixo principal no seu centro.

O conjunto engrenagem, mancal e mesa devem suportar o peso de todo o sistema, incluindo jarros, rolamentos, engrenagem anelar, eixos, polia e correia. O peso de todo sistema obtido por modelagem em ferramenta CAD é de $p_s=78[kg]$. Os cálculos e as variáveis são definidos pela base teórica proposta por Norton (2013).

A força peso que devem suportar é de (Equação 252):

$$P_t = p_s \cdot g = 78 [kg] \cdot 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 765,18 [N] \quad (252)$$

Admite-se que 5 parafusos serão utilizados, portanto a força total em cada parafuso é dada pela Equação (253):

$$P = \frac{P_t}{N_{\text{parafusos}}} = \frac{765,18 [N]}{5} = 127,53 [N] \quad (253)$$

Os parafusos devem unir a engrenagem anelar e o mancal na mesa de suporte. O comprimento total da junta l é de (Equação 254):

$$l = F + s_m + s_{ms} = 15 [mm] + 20 [mm] + 8 [mm] = 43 [mm] \quad (254)$$

Seleciona-se o Parafuso Sextavado Rosca Parcial DIN601 – M5X 50 [mm].
Material: Aço carbono, Classe de Resistência: 8.8, de comprimento $l_{\text{parafuso}} = 50 [mm]$.

Escolhe-se um comprimento maior para a porca e arruela, cujas espessuras para diâmetro do furo M15 são $s_a = 1,2 [mm]$ e $s_p = 4 [mm]$.

A pré-carga é tomada como 90% da resistência de prova.

A Figura 70 mostra que a resistência de prova deste parafuso é de 600 MPa.

A área sob tração obtida a partir Figura 8 é $12,7 \text{ mm}^2$ e o passo é 0,8. A pré-carga conforme a Equação (255) é:

$$F_i = 0,9 \cdot S_p \cdot A_t = 0,9 \cdot 225 [MPa] \cdot 12,7 [mm^2] = 2571,75 [N] \quad (255)$$

Os comprimentos de rosca (Equação 256), comprimento sem rosca (Equação 257), e o comprimento de rosca dentro da zona de sujeição (Equação 258), do parafuso são iguais a:

$$l_{\text{rosca}} = 15 [mm] \quad (256)$$

$$l_s = l_{\text{parafuso}} - l_{\text{rosca}} = 50[\text{mm}] - 16[\text{mm}] = 34[\text{mm}] \quad (257)$$

$$l_t = l - l_s = 43[\text{mm}] - 34[\text{mm}] = 9[\text{mm}] \quad (258)$$

A rigidez do parafuso é determinada a partir da Equação (259):

$$\frac{1}{K_b} = \frac{l_t}{A_t \cdot E_1} + \frac{l_s}{A_b \cdot E_2} = \frac{9[\text{mm}]}{12,7[\text{mm}^2] \cdot 460[\text{MPa}]} + \frac{4 \cdot 34[\text{mm}]}{\pi \cdot 5[\text{mm}]^2 \cdot 352[\text{MPa}]} = 154,657 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right] \quad (259)$$

Considera-se que o material sujeitado contem, duas peças, sendo a primeira o comprimento relativo a engrenagem, e o segundo do mancal dos rolamentos e da mesa. Assim, o cálculo da rigidez do material sujeitado é dado a partir da Equação (260):

$$K_m = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot E_m}{4 \cdot l} = \frac{\pi \cdot (12[\text{mm}]^2 - 10[\text{mm}]^2) \cdot 460[\text{MPa}]}{4 \cdot 43[\text{mm}]} = 999,83 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right] \quad (260)$$

O fator de rigidez da junta é obtido a partir da Equação (261):

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{154,657 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right]}{154,657 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right] + 999,830 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right]} = 0,134 \quad (261)$$

As porções da força aplicada, P, sentidas pelo parafuso e material sujeitado podem ser encontradas agora a partir das Equações 262 e 263:

$$P_b = C \cdot P = 0,134 \cdot 127,53[\text{N}] = 17,084[\text{N}] \quad (262)$$

$$P_m = (1 - C) \cdot P = (1 - 0,134) \cdot 127,53[\text{N}] = 110,446[\text{N}] \quad (263)$$

As forças agentes no parafuso e material após a aplicação da força P (Equação 264 e 265):

$$F_b = F_i + P_b = 2571,5[N] + 17,084[N] = 2588,834[N] \quad (264)$$

$$F_m = F_i + P_m = 2571,5[N] - 110,446[N] = 2461,304[N] \quad (265)$$

A máxima tensão de tração no parafuso é (Equação 266):

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} = \frac{2588,834[N]}{12,7[mm]^2} = 203,845[MPa] \quad (266)$$

Esta é uma situação unidimensional, portanto a tensão principal e a tensão equivalente de von Mises são idênticas à tensão de tração aplicada. O coeficiente de segurança contra escoamento é (Equação 267):

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b} = \frac{240[MPa]}{203,845[MPa]} = 1,17 \quad (267)$$

A resistência ao escoamento é encontrada a partir da Figura 70. A carga necessária para separar a junta e o coeficiente de segurança contra a separação da junta são encontrados a partir das Equações (268) e (269):

$$P_0 = \frac{F_i}{(1-C)} = \frac{2571,5[N]}{(1-0,134)} = 38029,439 \quad (268)$$

$$N_y = \frac{P_0}{P} = \frac{2969,557}{2571,5[N]} = 23,28 \quad (269)$$

Figura 70 - Categorias métricas de propriedades mecânicas.

Categoria de propriedade	Intervalo de tamanho inclusivo	Resistência mínima de prova, [†] MPa	Resistência mínima de tração, [†] MPa	Resistência mínima de escoamento, [†] MPa	Material	Marcação de cabeça
4,6	M5-M36	225	400	240	Baixo e médio carbono	
4,8	M1,6-M16	310	420	340	Baixo e médio carbono	
5,8	M5-M24	380	520	420	Baixo e médio carbono	
8,8	M16-M36	600	830	660	Médio carbono, Q&T (temperado e revenido)	
9,8	M1,6-M16	650	900	720	Médio carbono, Q&T (temperado e revenido)	
10,9	M5-M36	830	1040	940	Baixo carbono, martensita, Q&T (temperado e revenido)	
12,9	M1,6-M36	970	1220	1100	Liga, Q&T (temperado e revenido)	

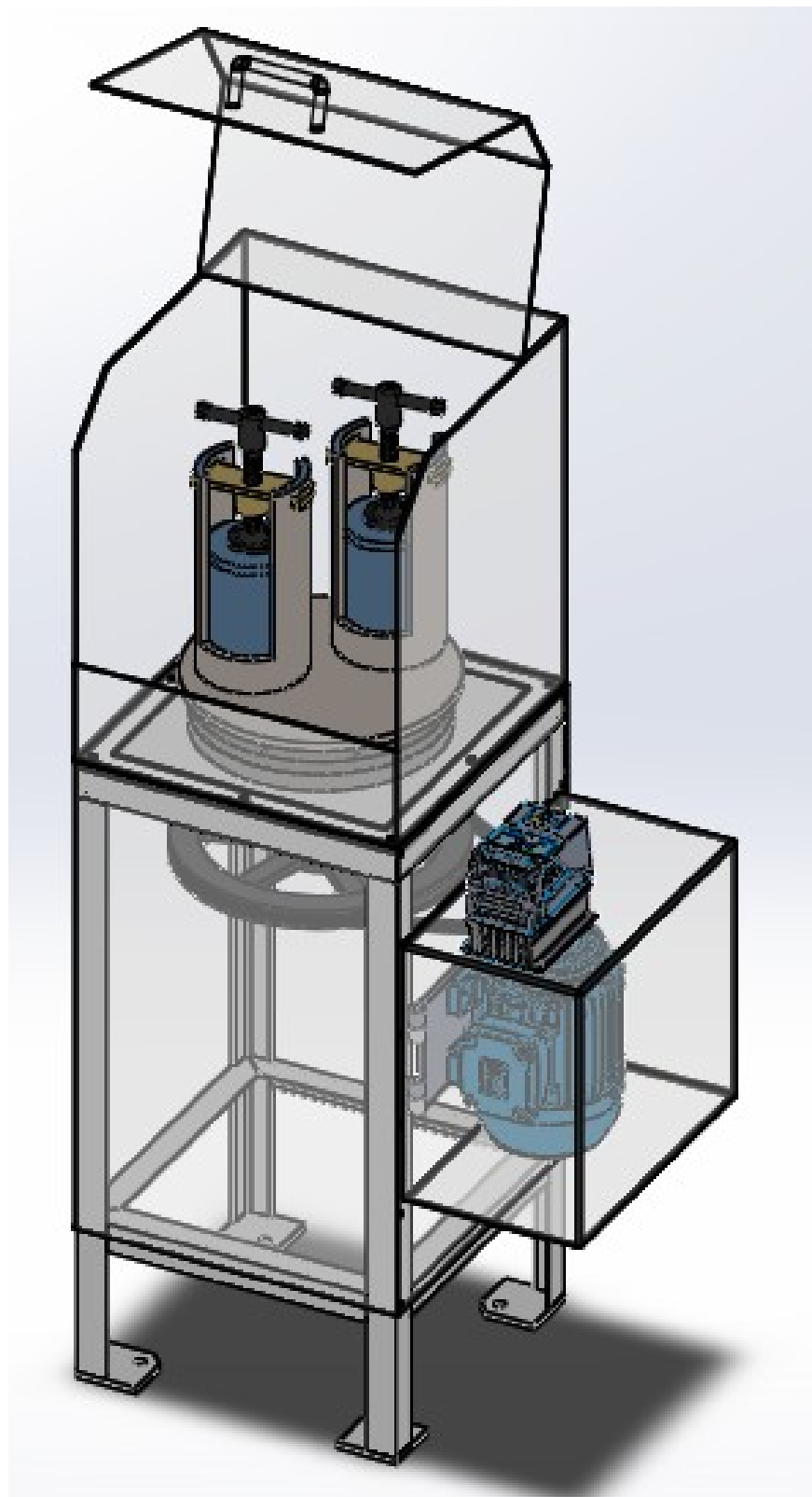
[†]O comprimento de rosca para parafusos de porca e parafusos de rosca até a cabeça é

Fonte: (SHIGLEY, 2005).

4.8 MODELAGEM

Com base nos cálculos desenvolvidos foi realizada a modelagem no software SOLIDWORKS. Na Figura 71 é apresentada a modelagem final do moinho planetário, cujos desenhos detalhados seguem no Apêndice A.

Figura 71 - Modelagem Moinho Planetário.



Fonte: (AUTORIA PRÓPRIA, 2017).

5 CONCLUSÕES

Com o objetivo de projetar um moinho de alta energia do tipo planetário para utilização em laboratório, e com base nos resultados obtidos com a realização das etapas da metodologia destacam-se as seguintes conclusões:

A forma construtiva do moinho desenvolvido é motor, polia e correia, engrenagem hipocicloidal, jarros e seus suportes, eixos e elementos de fixação, e proteções estruturais.

A capacidade de carga de amostra do moinho planetário é de 167 [cm³] em cada jarro, com rotação de saída do jarro na faixa de 0 e 800 [rpm] e razão de velocidade de 1:-2 do disco para o jarro.

Os mecanismos de transmissão de potência e rotação do moinho são polia/correia e engrenagem hipocicloidal. O moinho é composto de dois recipientes de moagem acionados pelo motor WEG W22 IR2 0,75 [cv] síncrono, alimentado por um inversor de frequência WEG CFW 10, que permite a variação da velocidade de trabalho dos jarros de 0 a 800 [rpm]. O motor é fixado numa caixa lateral a mesa de suporte. No eixo do motor é instalada uma polia acionadora e acionada, da fabricante MADEMIL, que transmitem as forças rotacionais do motor, numa razão de velocidades de 4:1, através da correia A47 GATES. A polia acionada movimentada o eixo disco a uma rotação de 400 [rpm], posicionado na extremidade superior do eixo. Os rolamentos 30205 J2/Q da fabricante SKF que apoiam o eixo disco são acomodados por um mancal, cuja superfície superior é usada de apoio para a engrenagem anelar. As engrenagens planetas, correspondentes para cada jarro, estão engrenadas com a engrenagem anelar exterior. Nas engrenagens planetas são montados os eixos dos jarros, dispostos simetricamente entre o disco, por meio de orifícios. Esse conjunto de engrenagem planeta e anelar é chamado de engrenagem hipocicloidal, sendo capaz de fornecer o movimento de plano geral para o jarro, com razão de velocidades disco para o jarro de 1:-2. Na ponta superior do eixo do jarro é conectado o suporte de moagem, no qual o jarro é alocado. O jarro é preso ao suporte por um parafuso de potência, no qual o operador deve aplicar força, estimada dentro dos limites definidos por normas trabalhistas. O parafuso de potência CLM-16110-BHSD da fabricante CARRLANNE, é

travado/destravado axialmente de forma que o recipiente de moagem pode ser retirado e colocado dentro do suporte.

O moinho é capaz de atender a uma ampla gama de tamanhos de esferas e velocidades, devido ao tamanho do jarro de 500 [cm³] e a faixa de operação de 0 a 800 [rpm], permitindo uma grande flexibilidade em termos de uso para diferentes materiais e necessidades de moagem.

Todos os mecanismos com movimento são protegidos por proteção mecânica fixa, ou móvel com dispositivo de intertravamento buscando atender a norma regulamentadora do Ministério do trabalho referente a segurança em máquinas e equipamentos – NR12.

A partir do desenvolvimento do projeto do moinho planetário sugere-se como trabalhos futuros: (1) o desenvolvimento de um manual de instruções com procedimentos de trabalho e acompanhamento das condições operacionais do equipamento; (2) a instalação de um sistema de segurança para desligar o moinho em caso de temperatura excessiva.

REFERÊNCIAS

AICHUN, Zhao; YINGCHUN, Wu. Planet high -energy ball milling machine. CN205323890 U. 08 jan 2016. 22 jun 2016. Intellectual Property Office Of the P.R.C. (SIPO).

ASHRAFIZADEH, H.; ASHRAFIZAADEH, M. Influence of processing parameters on grinding mechanism in planetary mill by employing discrete element method. **Advanced Powder Technology**, v. 23, n. 6, p. 708–716, 2012. The Society of Powder Technology Japan.

BRASIL. Lei nº 6.514, de 22 de dezembro de 1977. Estabelece as diretrizes e bases da educação nacional. Consolidação das Leis Trabalhistas - CLT, Brasília, DF. SEÇÃO XIV, Art. 198.

BROSEGHINI, M.; INCAU, M. D.; GELISIO, L.; PUGNO, N. M.; SCARDI, P. Effect of jar shape on high-energy planetary ball milling efficiency: Simulations and experiments. **Materials and Design**, v. 110, p. 365–374, 2016. Elsevier Ltd.

BURMEISTE, C. F.; KWADE, A. Process Engineering with Planetary Ball Mills. **Chemical Society Reviews**, n. February, p. 9, 2013.

CAI, Peng Wei; QINGSONG, Liu; WEIFENG, Peng. Planetary ball mill that gear motor directly links. CN205570450 U. 09 abr 2016. 14 set 2016. Intellectual Property Office Of the P.R.C. (SIPO).

CARRLANE, Manufacturing CO. Product Catalog: Bar-Handle Knobs & Screw Clamps. Disponível em: <https://www.carrlane.com/en-us/product/handles-knobs-screw-clamps/bar-handle-knobs-screw-clamps/bar-handle-screw-clamps>. Acesso em: 18/05/2017.

CHANGSA, Deco Equipament Co. Ltd. Product Catalog: Specialize in lab milling instruments. Disponível em: <http://deco-mill.diytrade.com/>, 2017.

CHUN, Zhu. Planetary -type ball mill. CN 204974052 U. 21 set. 2015, 20 jan. 2016. State Intellectual Property Office Of the P.R.C. (SIPO).

CONCEIÇÃO, E. DE S. **Influência da distribuição granulométrica no empacotamento de matérias- primas na formulação de porcelânicos**, 2011.

COSTA, T. F. VIGA Online. Disponível em: viga.online. 2017. Acesso em: 04/05/2017.

DIOGO, W. S. **Produção de Pó do Aço AISI 52100 Com e Sem Adição de Carbetos de Titânio e Nióbio Utilizando Moagem de Alta Energia**, 2013.

ELETROMOTORES WEG SA. Motores elétricos assíncronos e síncronos de média tensão – especificação, características e manutenção. 2015.

FLORES, Y. C. **Produção de aditivos minerais finos a nanométricos por moagem de alta energia e avaliação de sua atividade pozolânica**, 2010.

FRITSCH, Alfred O. H. G. Laboratoriumsmuehle. DE1836885 U. 4 maio 1961, 31 ago. 1961. Deutsche Patent- und Markenamt (DPMA).

FRITSCH, G. M. B. H. Moagem Tamanho de partículas Moagem. 2016.

GOODYEAR, Tire & Rubber Company. Cálculos e recomendações para correias de transmissão de potência em “V”. Disponível em: <https://etep1g.files.wordpress.com/2012/09/catc3a1logo-goodyear.pdf>. Acesso em: 16/05/2017

GUEORGIOEVITVJ, Vladimir; Gruchinskaya, Olga Viktorovna. Moinho planetário. 2010154022/13. 28 dez. 2010. 26 jan 2012. Instituto Nacional de Propriedade Intelectual (INPE).

GUOLIANG, et al. Planetary ball mill. CN203886612 U. 15 jan 2016. 15 jun 2016. Intellectual Property Office Of the P.R.C. (SIPO).

HONMA, T.; KURIYAMA, M.; KANDA, Y.; HASEGAWA, M. KONA Powder and Particle. , v. 4, n. 4, p. 54–60, 1986.

JIANG, X.; TRUNOV, M. A.; SCHOENITZ, M.; DAVE, R. N.; DREIZIN, E. L. Mechanical alloying and reactive milling in a high energy planetary mill. **Alloys and Compounds**, v. 478, p. 246–251, 2009.

KUMAR, A. Grinding Mills. Disponível em: <http://technology.infomine.com/reviews/grindingmills/welcome.asp?view=full>.

MADEMIL, Fundação Ltda. Catálogo Polias de Ferro em V Perfil A – SPA. Disponível em: <http://www.mademil.com.br/produto/polias-de-aluma-nio-canal-a-10>. Acesso em: 16/05/2017

MARINS, A. A. L. **Metodologia de obtenção de precursores cerâmicos a base de titâneo**, 2010. Universidade Federal do Espírito Santo.

MELLO JUNIOR, M. M. B. DE. **Estudo sobre o efeito dos parâmetros de processamento dos pós e sinterização do aço inox 316L reforçado com NbC**, 2011.

MIO, H.; KANO, J.; SAITO, F.; KANEKO, K. Effects of rotational direction and rotation-to-revolution speed ratio in planetary ball milling. **Materials Science and Engineering**, v. 332, p. 75–80, 2002.

MIO, H.; KANO, J.; SAITO, F.; KANEKO, K. Optimum revolution and rotational directions and their speeds in planetary ball milling. **International Journal of Mineral Processing**, v. 74, p. 85–92, 2004.

NETZSCH. Grinding & Dispersing Programa. 2016.

NORTON, L. R. **Projeto de Máquinas - Uma abordagem Integrada**. 2013.

NR, Norma Regulamentadora Ministério do Trabalho e Emprego. NR-12 - Máquinas e Equipamentos. 2009.

NR, Norma Regulamentadora Ministério do Trabalho e Emprego. Ergonomia. 2012

PAULA, L. F. DE; ALVES, H. C. .; RIBEIRO, E. A.; MADURRO, A. G. B.; MADURRO, J. M. Diretrizes para a construção de um moinho de bolas para a moagem de sólidos em laboratórios. **Química Nova**, v. 37, n. 4, p. 736–739, 2014.

RETSCH GMBH. Brochure Size reduction with Planetary Ball Mills. , 2016.

ROZENFELD, H.; FORCELLINI, F. A.; AMARAL, D. C.; et al. **Gestão de Desenvolvimento de Produtos-Uma referência para a melhoria do processo**. 2012.

SANTOS, M. A. P. DOS; COSTA, C. A. Moagem de pós de carbetto de silício em moinho planetário. **Cerâmica**, v. 51, p. 392–397, 2005.

SHENOY, S. D. **Studies on the effect of high energy ball milling on the structural, electrical and magnetic properties of some normal spinels in the ultrafine regime** By, 2004.

SHIGLEY, E. J.; MISCHKE, R. C.; BUDYNAS, G. R. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 2005.

SINGH, K. K.; BHATTACHARJEE, S. **Study on the effect of high energy ball milling (a nano material process) on the microstructure and mechanical properties of a (Al-Si-Fe-Cu) alloy**, 2007.

SURYANARAYANA, C. Mechanical alloying and milling. **Progress in Materials Science**, v. 46, p. 1–184, 2001.

TAKIMI, A. S. **Obtenção de superligas NiCrAlY nanoestruturadas por moagem de alta energia e sua aplicação por aspensão térmica hipersônica (HVOF)**, 2004.

WEG, INDUSTRIAS SA. DT-3 Características e Especificações de Motores de Corrente Contínua e Conversores CA/CC. Disponível em: <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-curso-dt-3-caracteristicas-e-especificacoes-de-motores-de-corrente-continua-conversores-ca-cc-artigo-tecnico-portugues-br.pdf>. Acesso em: 22/07/2017

WEG, INDUSTRIAS SA. CFW10 Inversor de Frequência. Disponível em: <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-inversor-de-frequencia-cfw-10-10413080-catalogo-portugues-b>. Acesso em: 22/07/2017

WEG, INDUSTRIAS SA. Motores Aplicações Industriais. <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-motores-aplicacoes-industriais-50009275-catalogo-portugues-br.pdf>. Acesso em: 23/07/2017

WEISSTEIN, Eric. Hypocycloid. Disponível em: <http://mathworld.wolfram.com/Hypocycloid.html>. Acesso em: 01/05/2017.

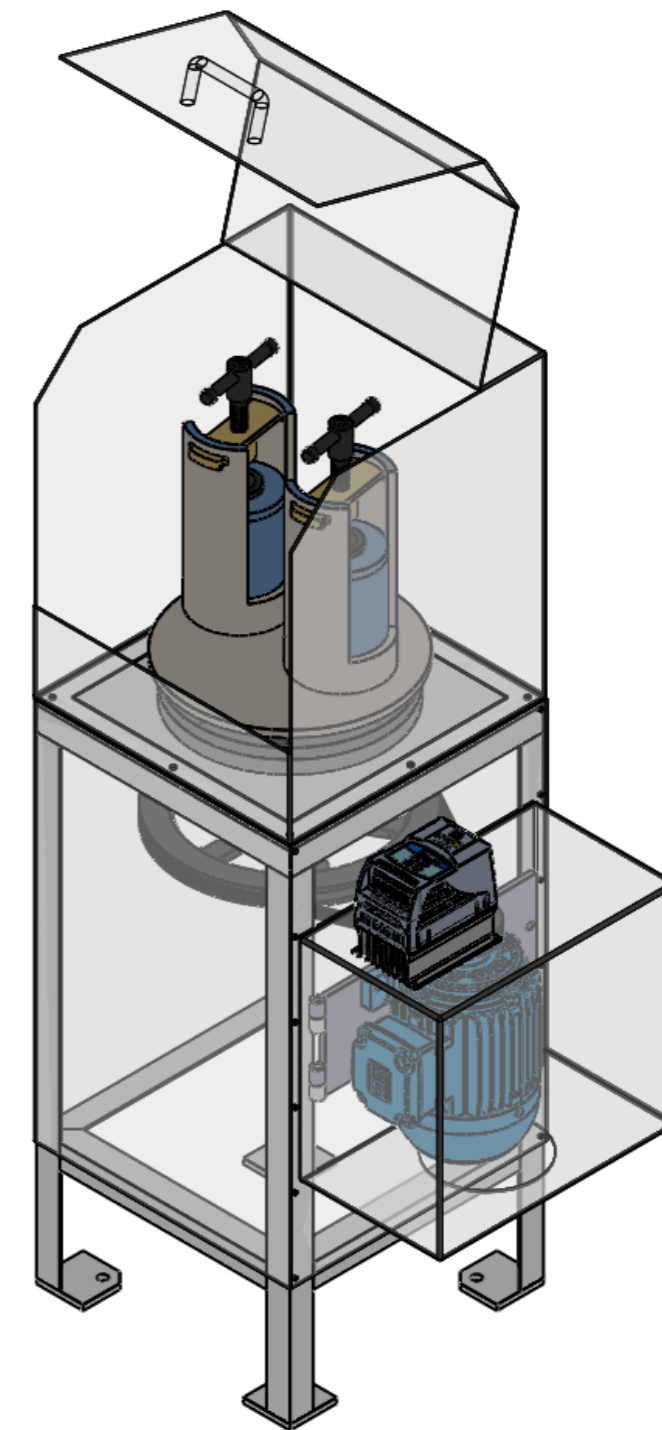
ZELIANG, Xu; JINLIANG, Zhang. Planetary ball mill of improvement. CN205308454 U. 15 jan 2016. 15 jun 2016. Intellectual Property Office Of the P.R.C. (SIPO).

ÍNDICE DE APÊNDICES

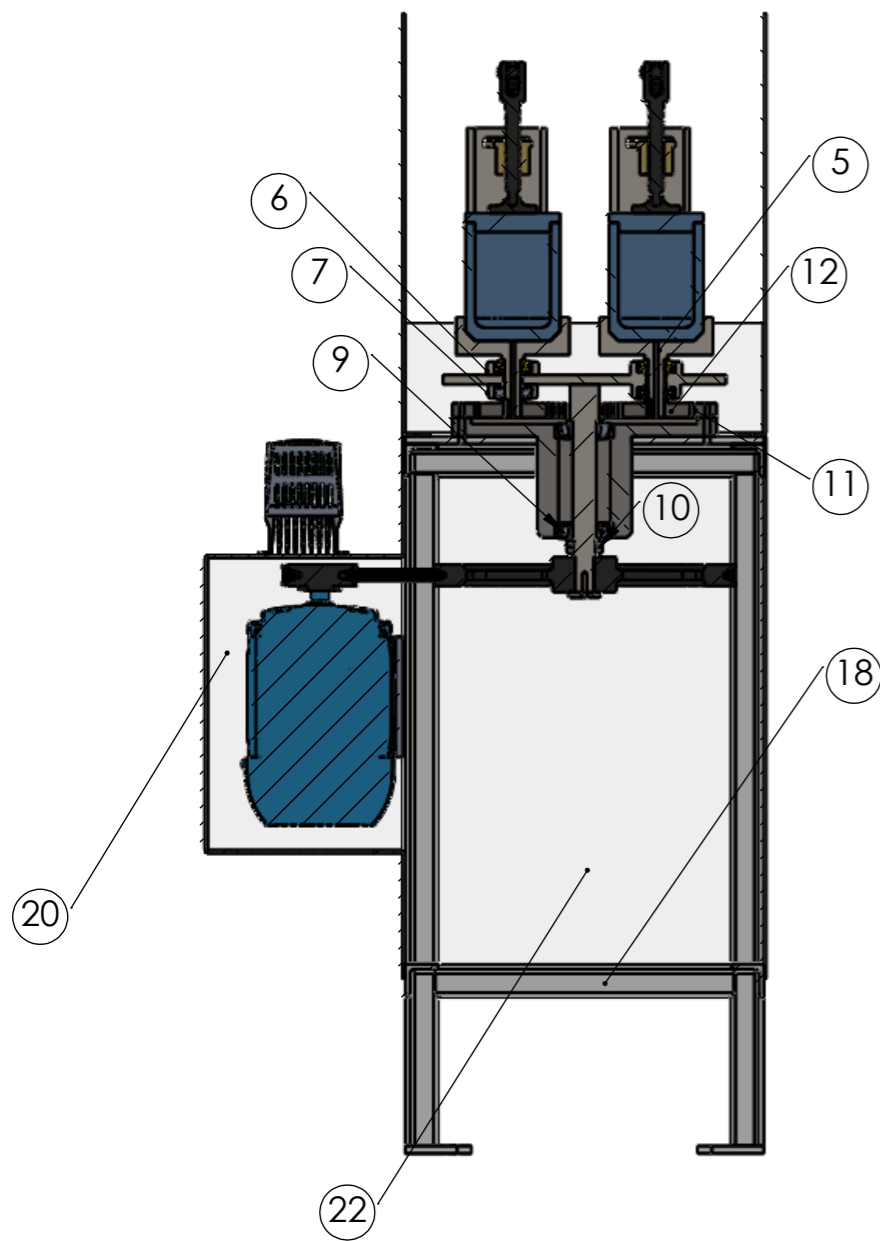
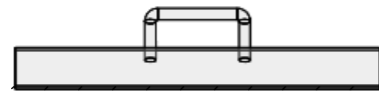
APÊNDICE A – DESENHOS TÉCNICOS.....	128
-------------------------------------	-----

APÊNDICES

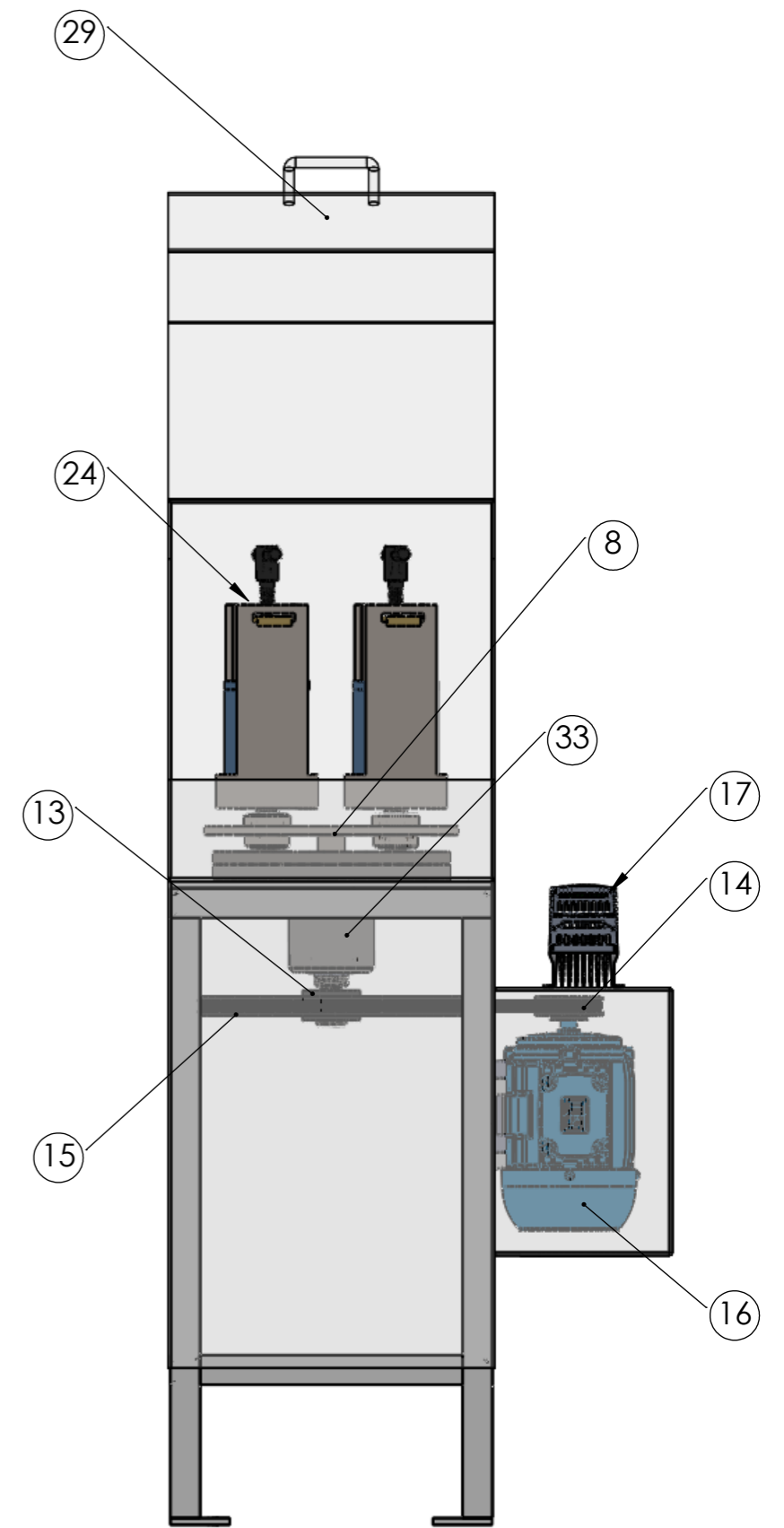
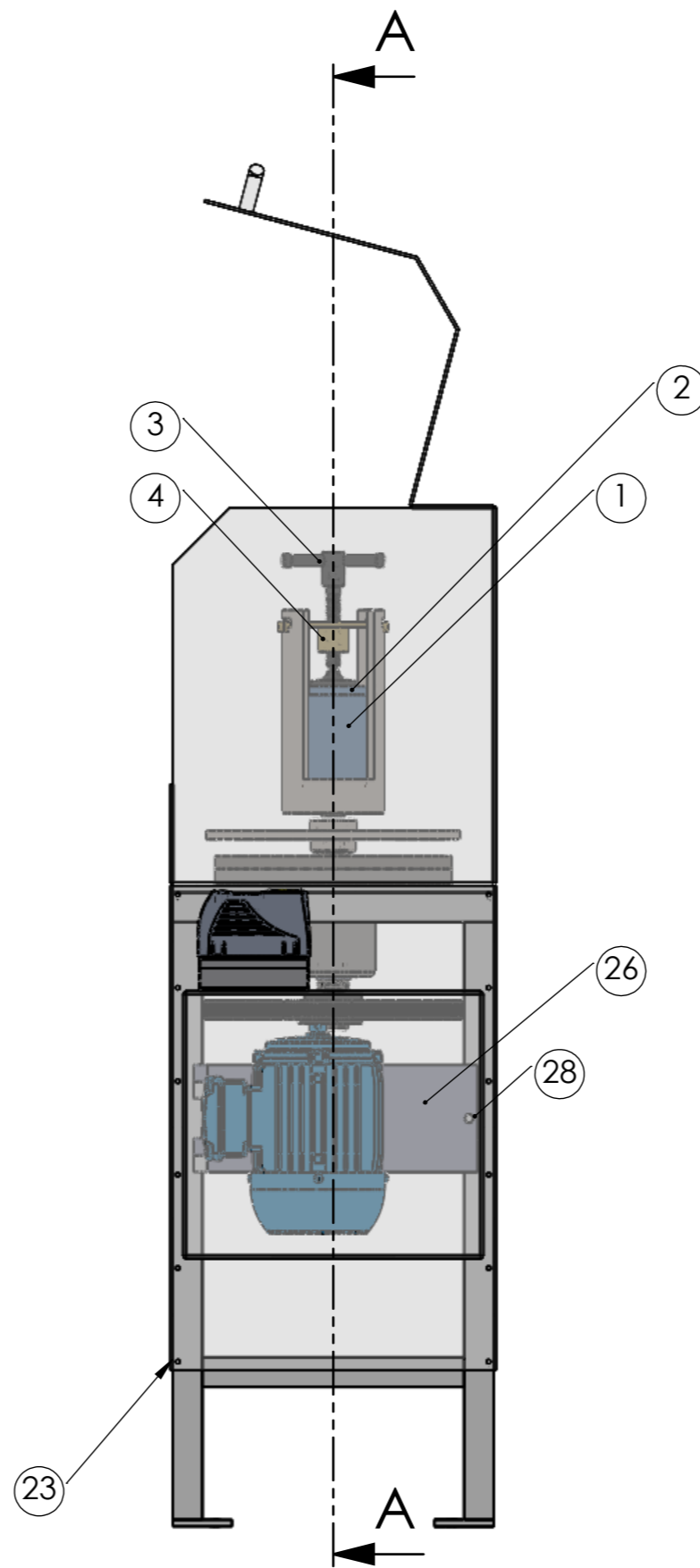
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Jarro		2
2	Tampa do Jarro		2
3	Parafuso de Potência	CLM-16110- BHSD - Carrlane	2
4	Mancal do Parafuso de Potência	MTSGR16 - Misumi	2
5	Eixo e Suporte do Jarro		2
6	Rolamento Superior do Eixo do Jarro	30203 J2 - Skf	2
7	Rolamento Inferior do Eixo do Jarro	QJ 203 N2MA - Skf	2
8	Eixo do Disco e Disco		1
9	Rolamento do Eixo do Disco	30305 J2 - Skf	2
10	Porca	KM 5	2
11	Engrenagem Planeta		2
12	Engrenagem Anelar		1
13	Polia Motora	PA180 - Mademil	1
14	Polia Motriz	PA1 320 - Mademil	1
15	Correia	A 47 - Gates	1
16	Motor	W22 IR2 - WEG	1
17	Inversor de Frequência	CFW10 - WEG	1
18	Mesa de Suporte		1
19	Parafuso Hexagonal Parcial	M15 x 50	5
20	Proteção Mecânica Fixa - Módulo Inferior (redor do motor)		1
21	Parafuso Hexagonal Total	M5.5x10	12
22	Proteção Mecânica Fixa (PMF)- Módulo Inferior (ao redor Mesa)		1
23	Parafuso Hexagonal Total	M5x10	10
24	Proteção Mecânica Fixa (PMF)-Módulo Superior (ao redor dos jarros)		1
25	Parafuso Hexagonal Total	M12x1,75	1
26	Esticador da Correia		1
27	Parafuso Hexagonal Total	M10x1,5	4
28	Parafuso Hexagonal Total	M6,5x10	8
29	Proteção Mecânica Móvel (PMM) - Tampa do Módulo Superior		1
30	Dobradiça	3x2 1/2"	2
31	Trava Mecânica - Tampa		2
32	Chave de Segurança Eletromecânica		1
33	Mancal de Suporte		1



Item	Material	Quant.	Moinho Planetário				Trat. Térm.-Dureza	Trat. Sup.- Camada	Mat. Bruto			
			Denominação									
NOME	DATA	TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS										
Des	Camila	16/05/17	de 0.5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm			de 500 a 1000 mm	> que 1000 mm
Proj.	Camila	16/05/17	± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15	± 0.2	± 0.3			± 0.5	± 1.0
Apr.												
Cliente	UTFPR- Campus Pato Branco		Escala:	Acabamento Geral		Eliminar Cantos Vivos e Rebarbas						
Equipamento	Moinho Planetário		X:X			OBS:						

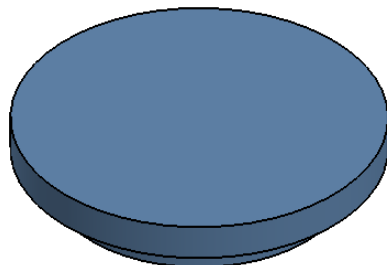
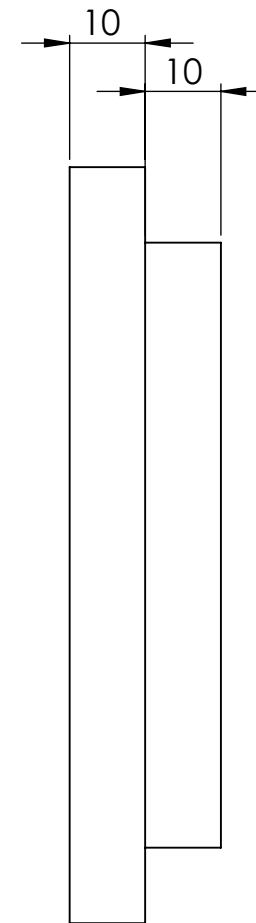
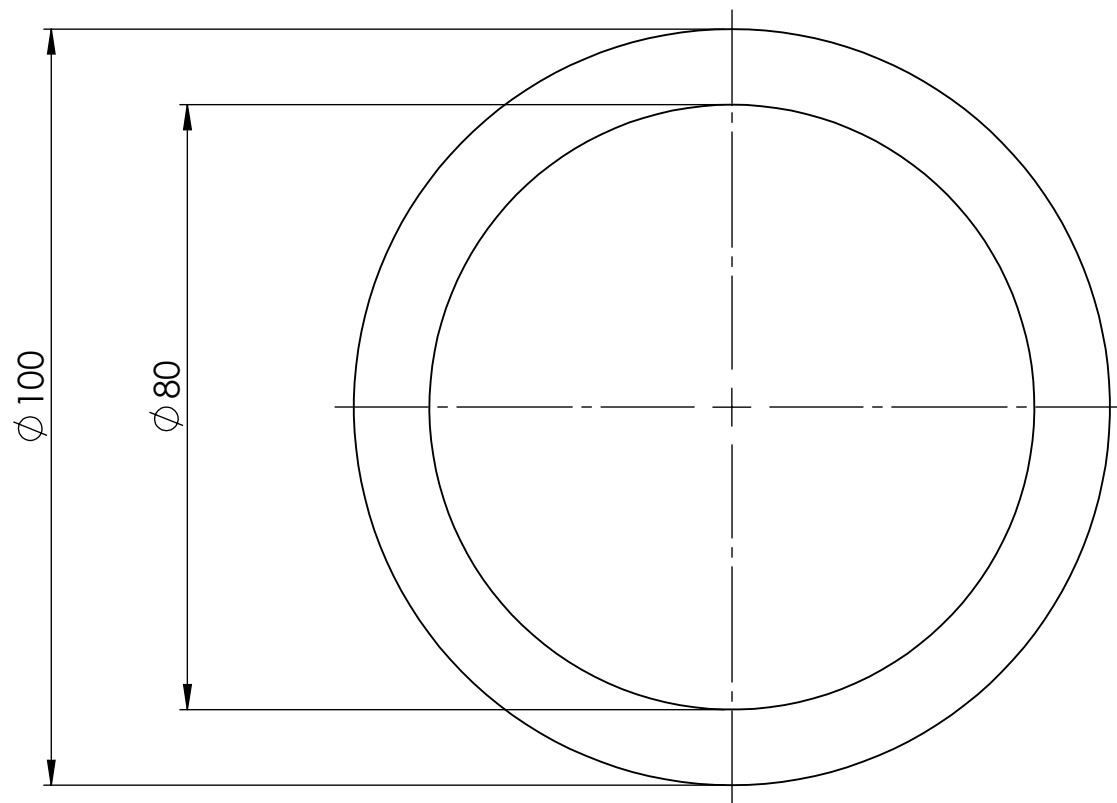


SEÇÃO A-A
ESCALA 1:8



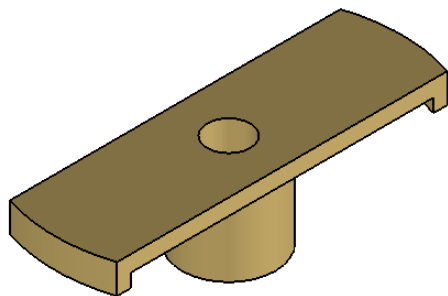
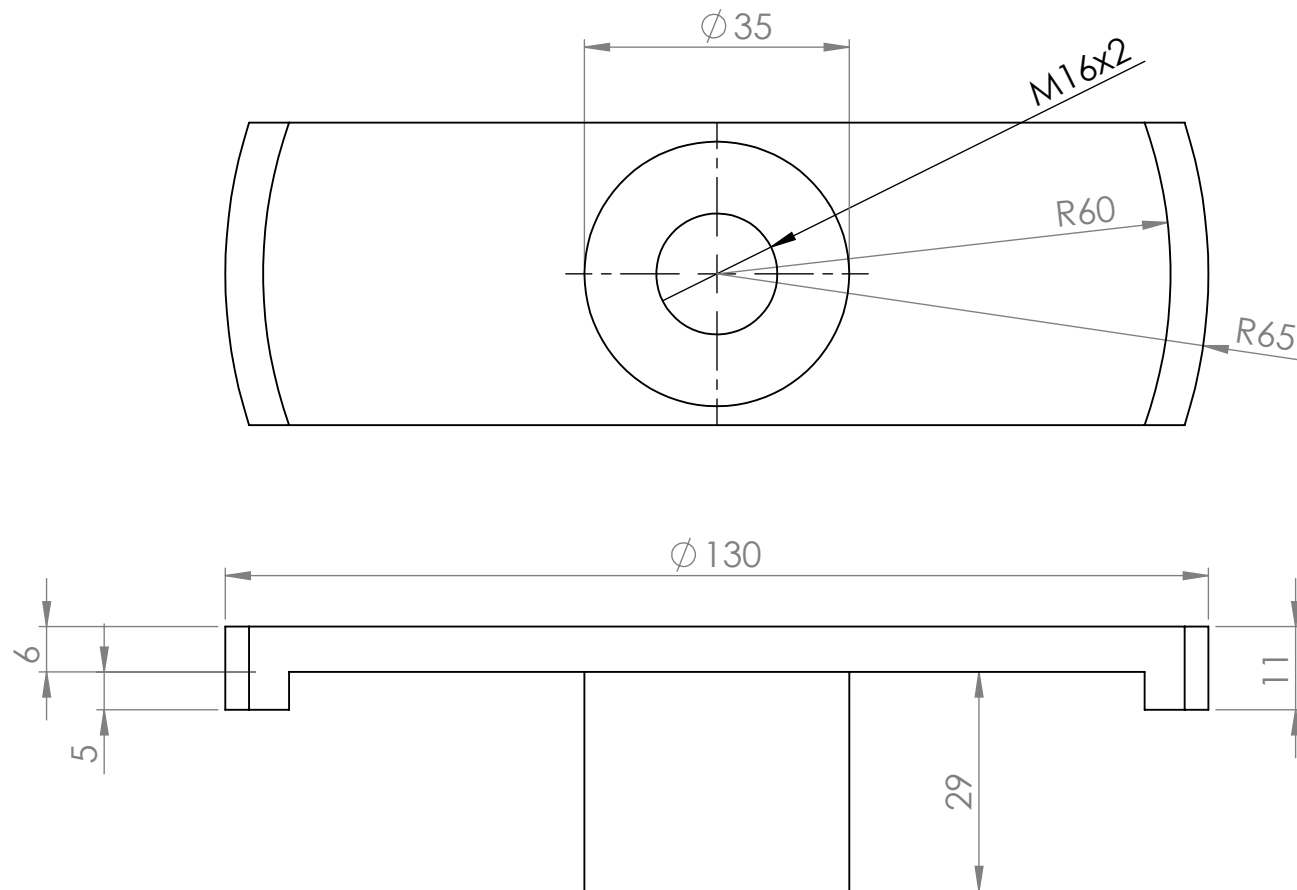
Item	Material	Quant.	Componentes		Trat. Térm-Dureza	Trat. Sup.- Camada	Mat. Bruto					
			Denominação									
			NOME		DATA		TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS					
Des	Camila	16/05/17	de 0.5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm	de 500 a 1000 mm	> que 1000 mm		
Proj.	Camila	16/05/17	± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 1.0		
Apr.												
Cliente			UTFPR- Campus Pato Branco		Escala:	Acabamento Geral		Eliminar Cantos Vivos e Rebarbas				
Equipamento			Moinho Planetário		X:X	∇ [∇ ∇ ∇ ∇]						
					OBS:							



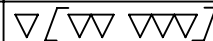


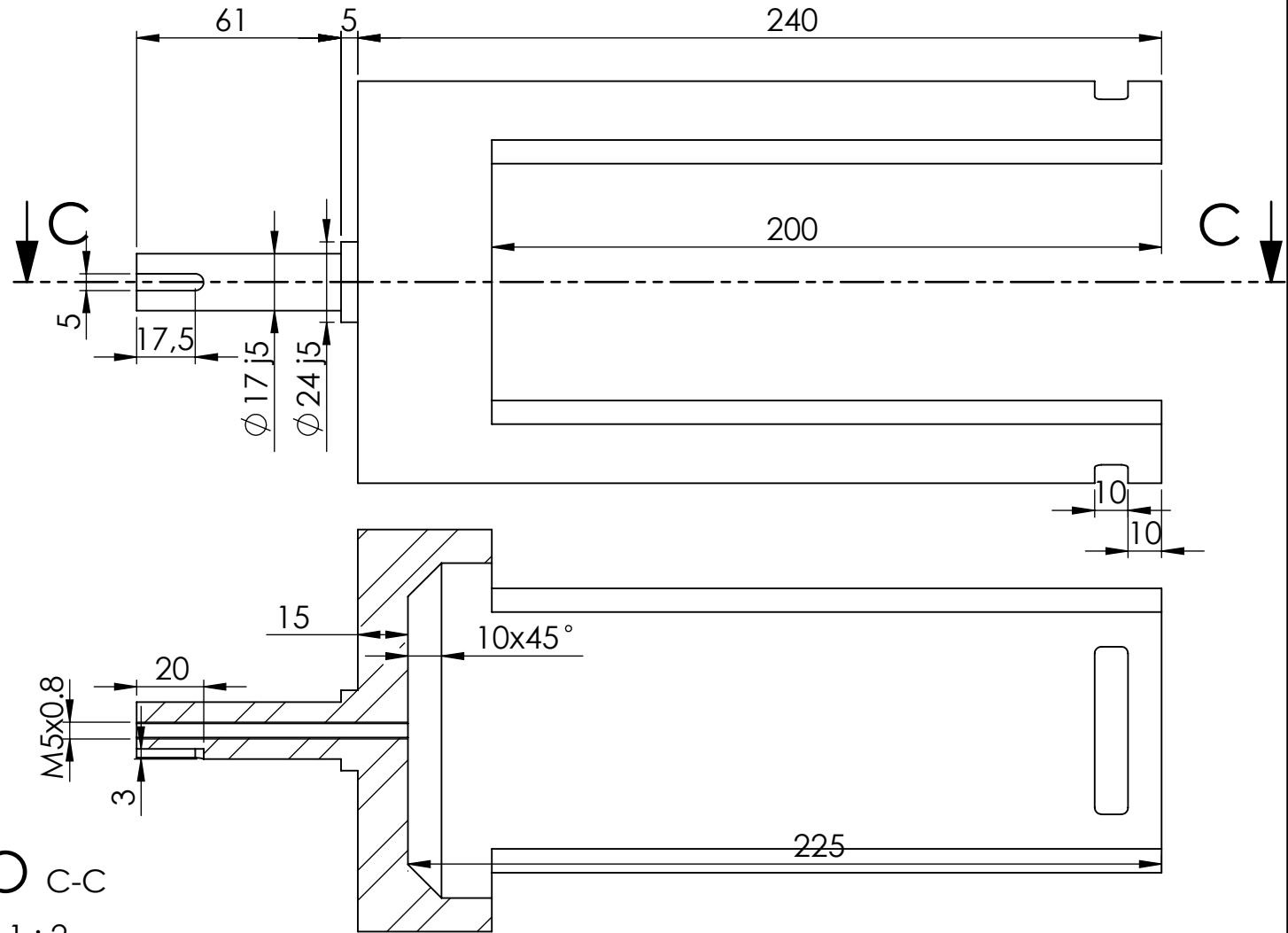
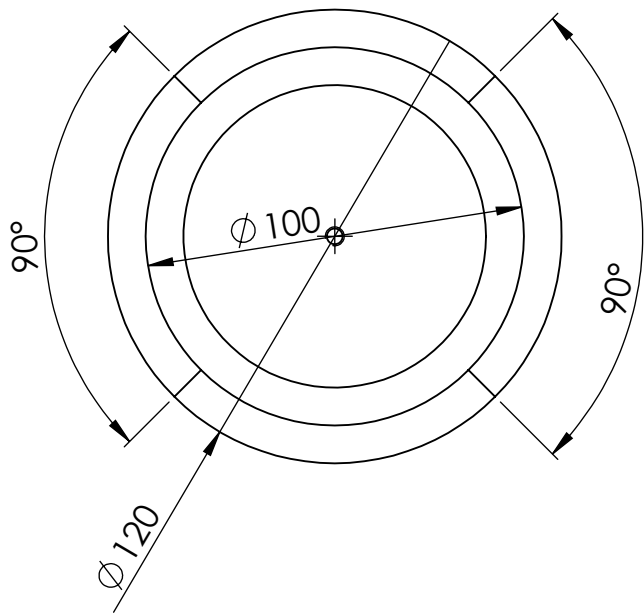


	Sae 440B	02	Tampa do Jarro								
Item	Material	Quant.	Denominação				Trat. Térm.-Dureza	Trat. Sup.- Camada	Mat. Bruto		
NOME	DATA	TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS									
Des	Camila	16/05/17	de 0,5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm		de 500 a 1000 mm	> que 1000 mm
Proj.	Camila	16/05/17									
Apr.			± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15	± 0.2	± 0.3		± 0.5	± 1.0
Cliente UTFPR- Campus Pato Branco			Escala:		Acabamento Geral		Eliminar Cantos Vivos e Rebarbas				
Equipamento Moinho Planetário			x:x								
OBS:											

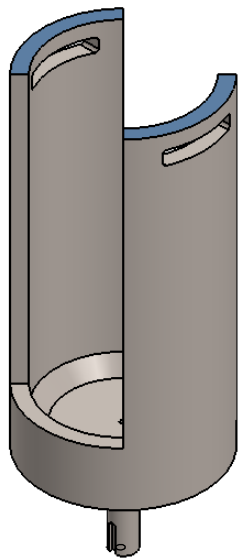




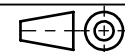
	C6782 (JIS)	02	Mancal do Parafuso de Potência									
Item	Material	Quant.	Denominação	Trat. Térm.-Dureza	Trat. Sup.- Camada	Mat. Bruto						
NOME	DATA	TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS					 OP	 UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ CÂMPUS PATO BRANCO				
Des	Camila	16/05/17	de 0,5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm			de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm	de 500 a 1000 mm	> que 1000 mm
Proj.	Camila	16/05/17	± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15			± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 1.0
Apr.												
Cliente UTFPR- Campus Pato Branco			Escala:	Acabamento Geral		Eliminar Cantos Vivos e Rebarbas						
Equipamento Moinho Planetário			x:x									
OBS:												



SEÇÃO C-C
ESCALA 1:2

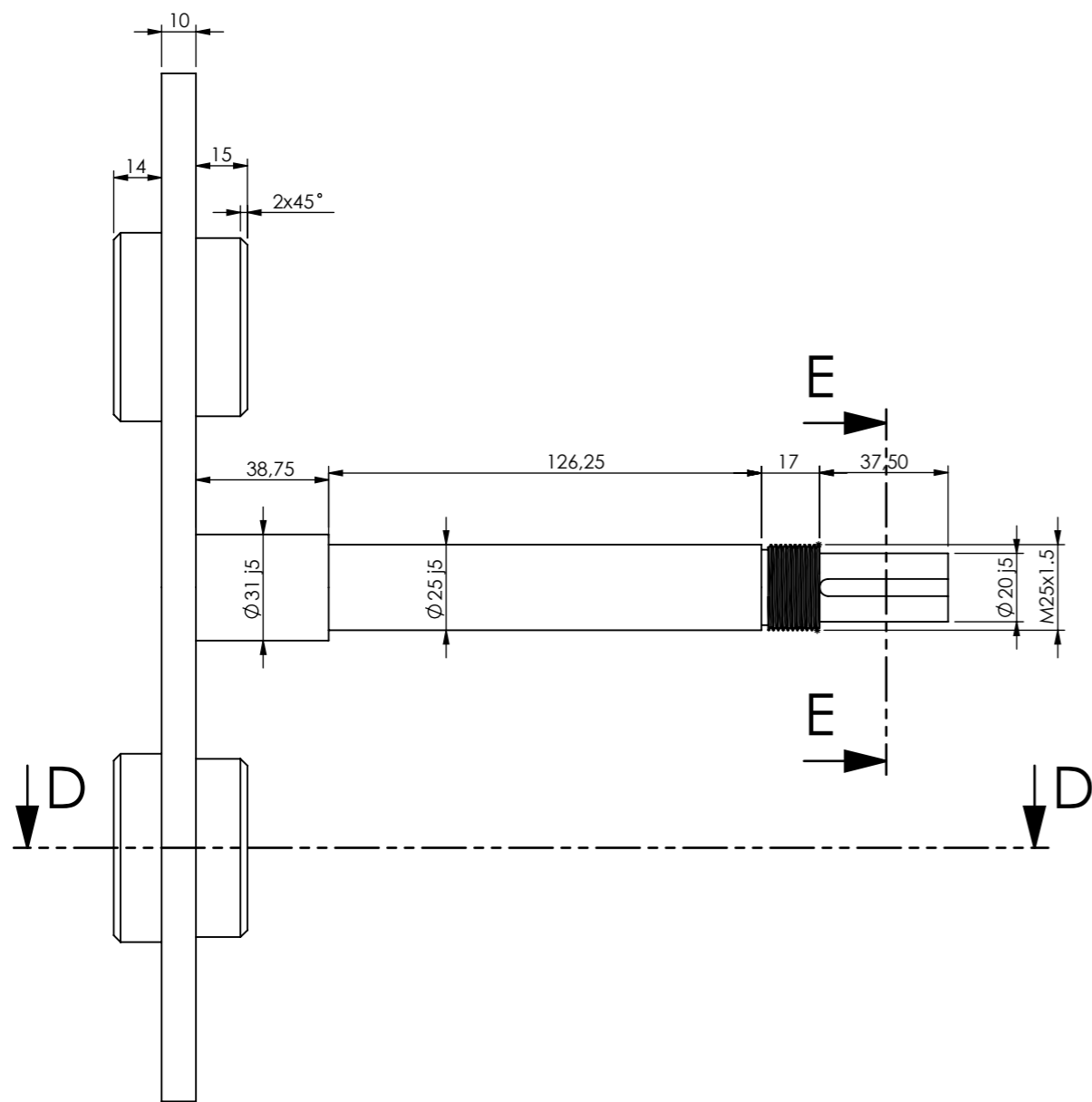


	Sae 1045	02	Eixo e suporte do jarro							
Item	Material	Quant.	Denominação				Trat. Térm.-Dureza	Trat. Sup.- Camada	Mat. Bruto	
NOME	DATA	TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS								
Des	Camila	16/05/17	de 0.5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm	de 500 a 1000 mm	> que 1000 mm
Proj.	Camila	16/05/17	± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 1.0
Apr.										
Cliente			UTFPR- Campus Pato Branco				Escala:	Acabamento Geral		
Equipamento			Moinho Planetário				x:x	∇ [∇ ∇ ∇]		
OBS:			Eliminar Cantos Vivos e Rebarbas							

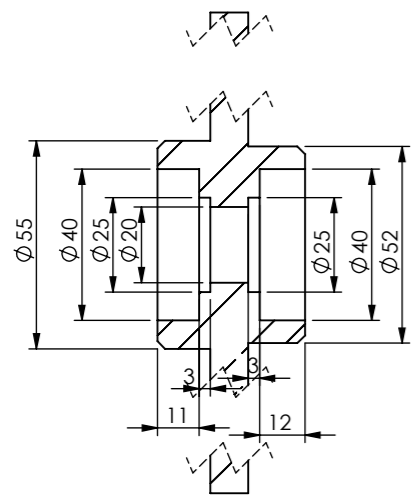
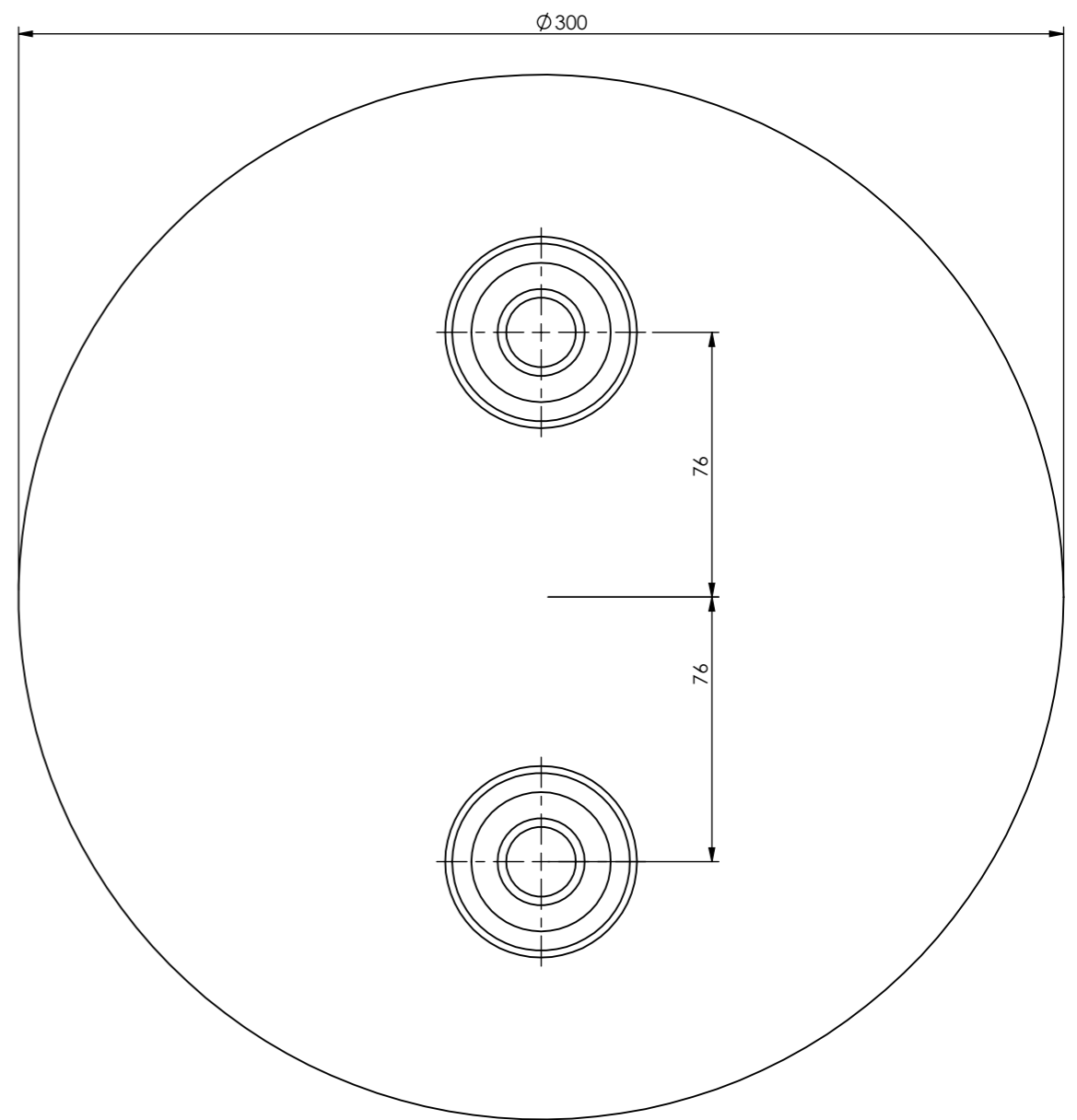
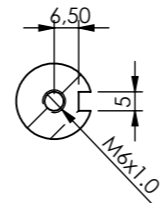


OP

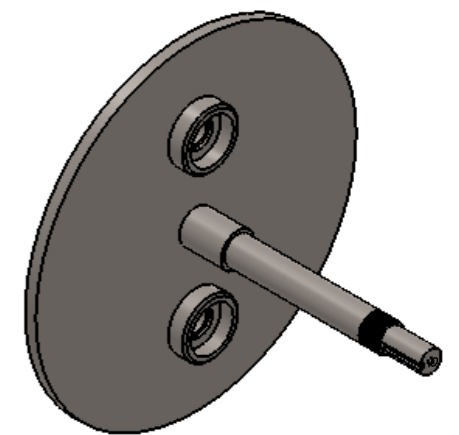
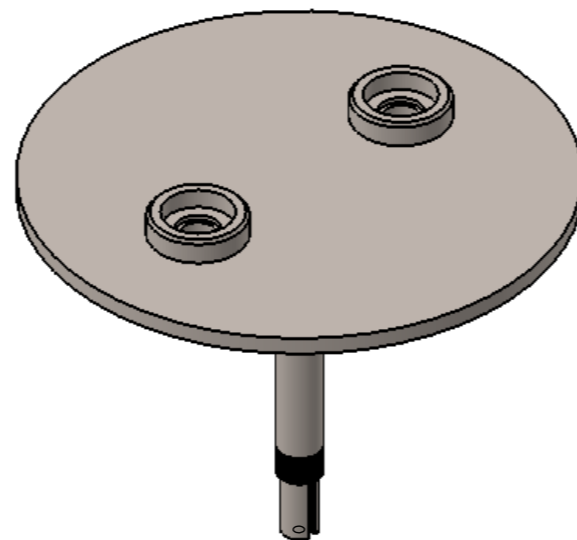




SEÇÃO E-E
ESCALA 1:2

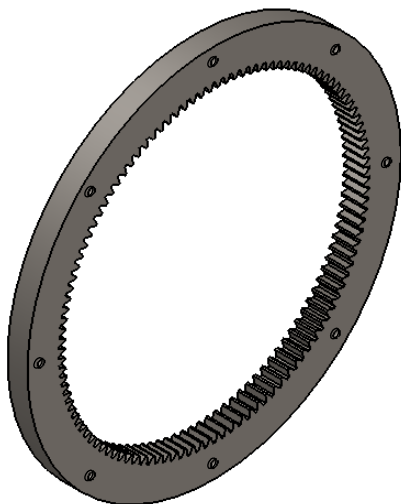
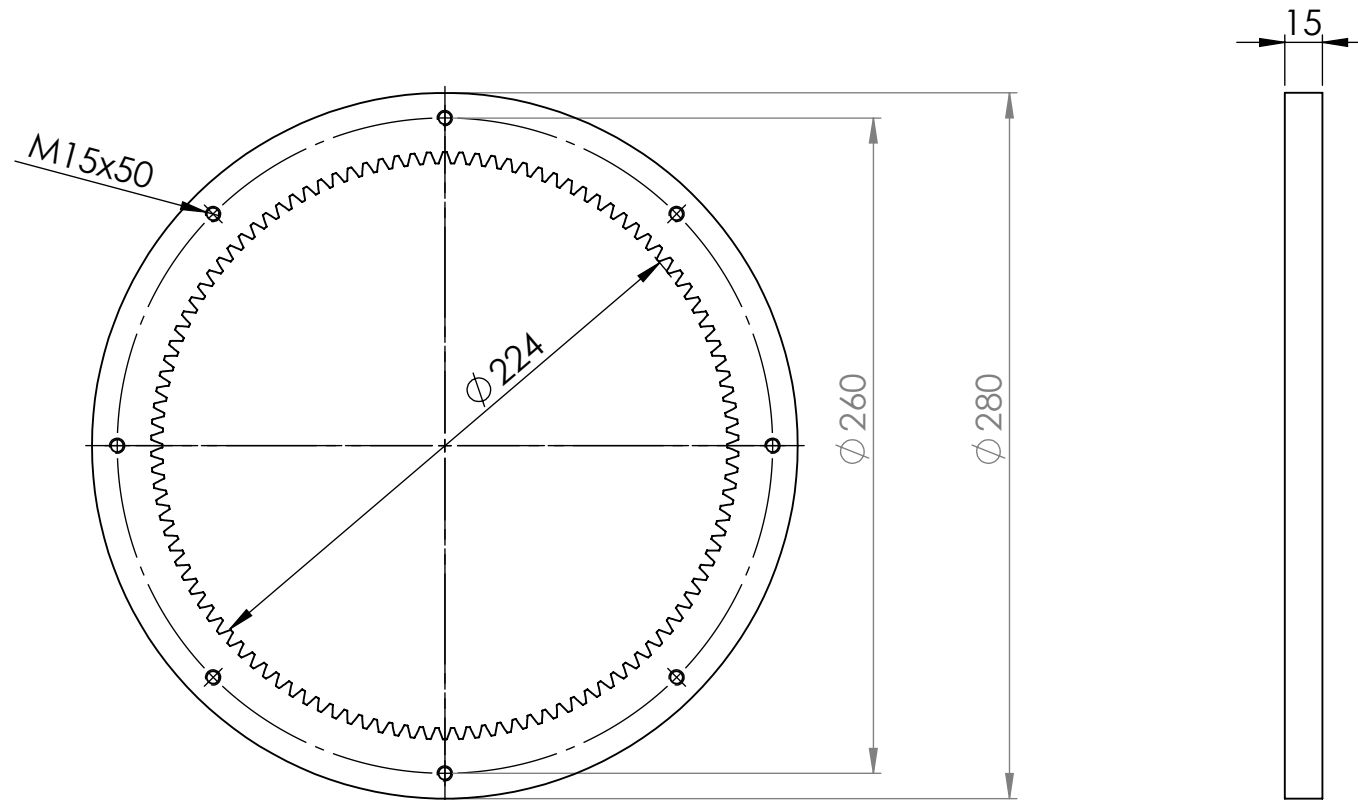


SEÇÃO D-D
ESCALA 1:2

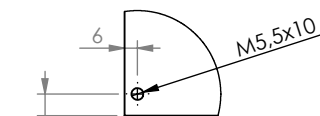
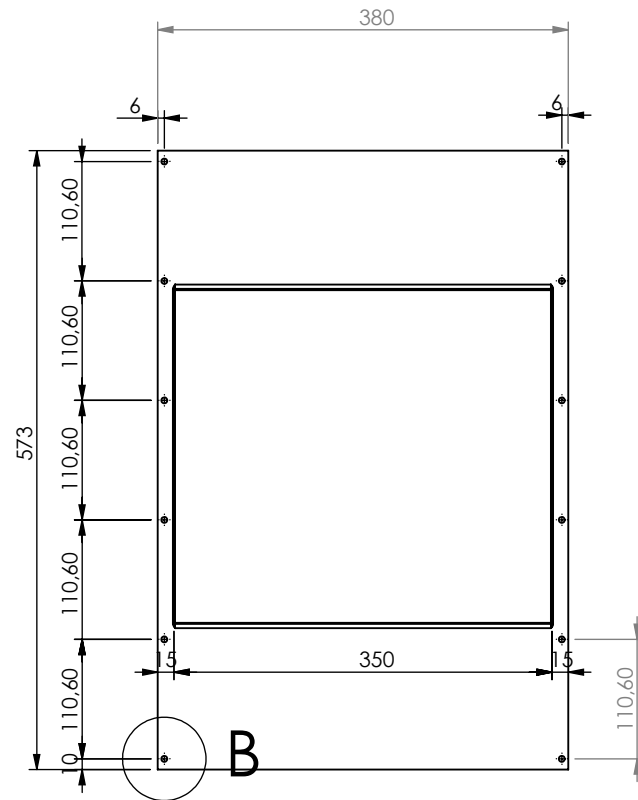
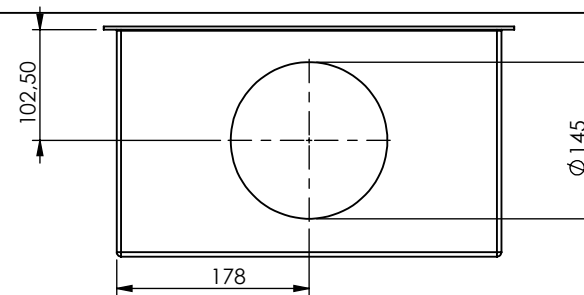
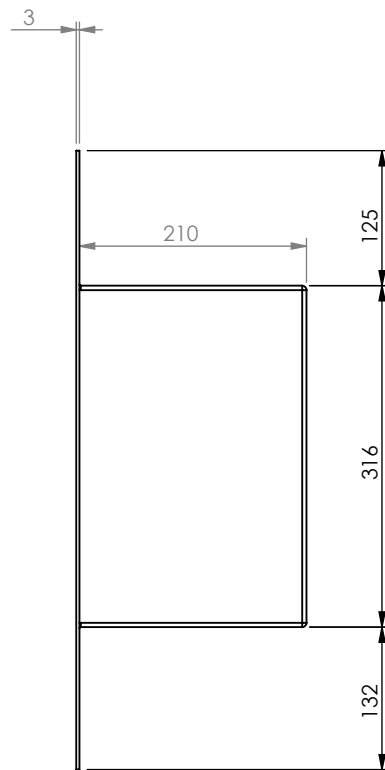
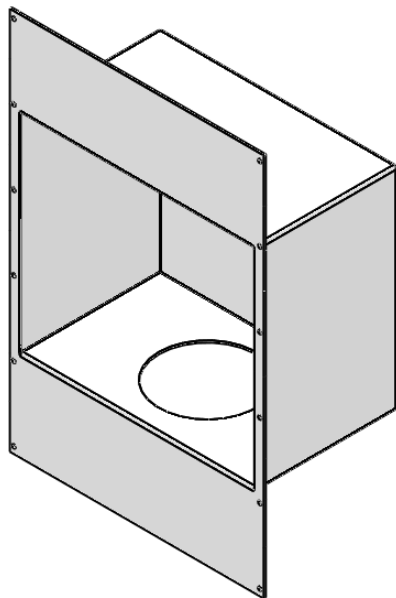


Item	Sae 1045	01	Eixo do Disco e Disco	-----	-----	-----						
Material			Denominação	Trat. Térm-Dureza	Trat. Sup.- Camada	Mat. Bruto						
NOME	DATA	TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS				 OP	 UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ CÂMPUS PATO BRANCO					
Des	Camila	16/05/17	de 0.5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm			de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm	de 500 a 1000 mm	> que 1000 mm
Proj.	Camila	16/05/17	± 0.05	± 0.08	± 0.1			± 0.15	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 1.0
Apr.												
Cliente	UTFPR- Campus Pato Branco			Escala:	Acabamento Geral	Eliminar Cantos Vivos e Rebarbas						
Equipamento	Moinho Planetário			X:X								
				OBS:								

N=114
 mg=3
 a=2 mm
 d=2,5 mm

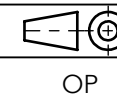


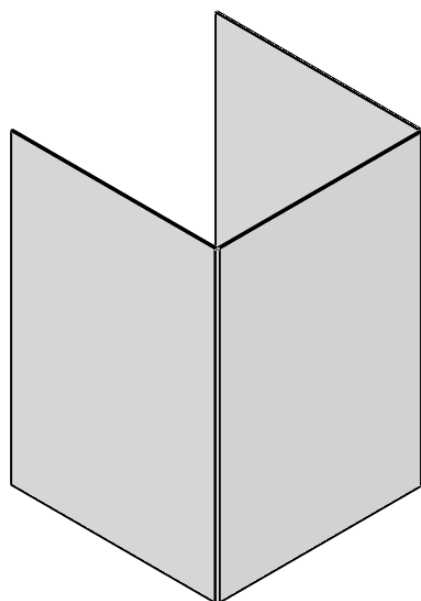
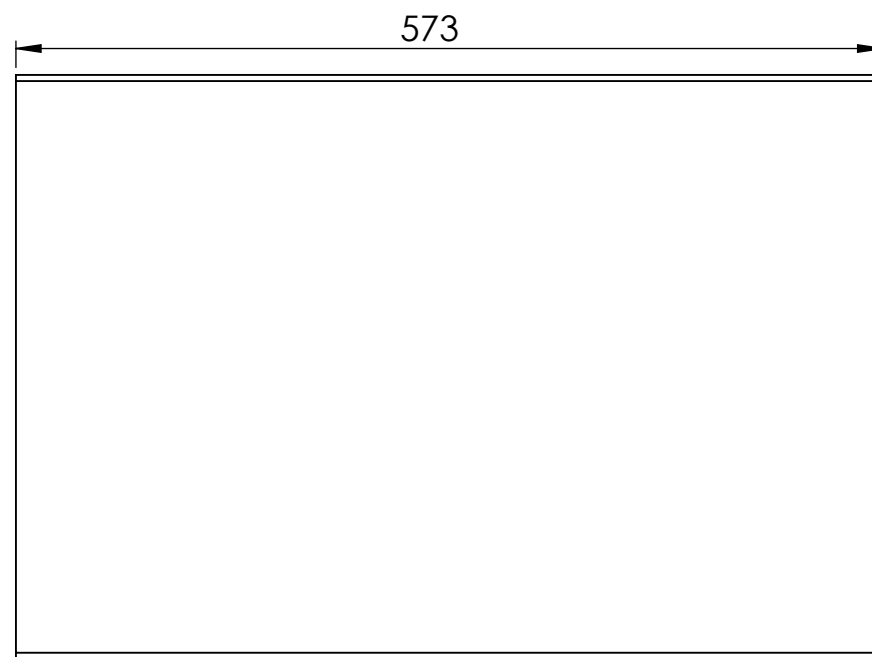
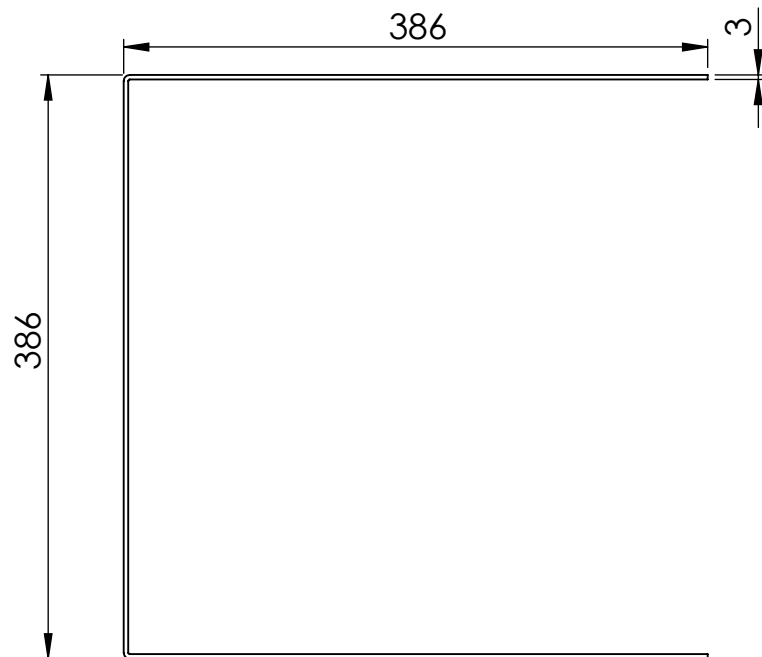
	Sae 4140	01	Engrenagem Anelar									
Item	Material	Quant.	Denominação						Trat. Térm.-Dureza	Trat. Sup.- Camada	Mat. Bruto	
NOME	DATA	TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS								 OP	 UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PIAUÍ	
Des	Camila	16/05/17	de 0,5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm	de 500 a 1000 mm			> que 1000 mm
Proj.	Camila	16/05/17										
Apr.			± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15	± 0.2	± 0.3	± 0.5			± 1.0
Ciente	UTFPR- Campus Pato Branco						Escala:	Acabamento Geral		Eliminar Cantos Vivos e Rebarbas		
Equipamento	Moinho Planetário						X:X					
OBS:												



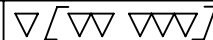


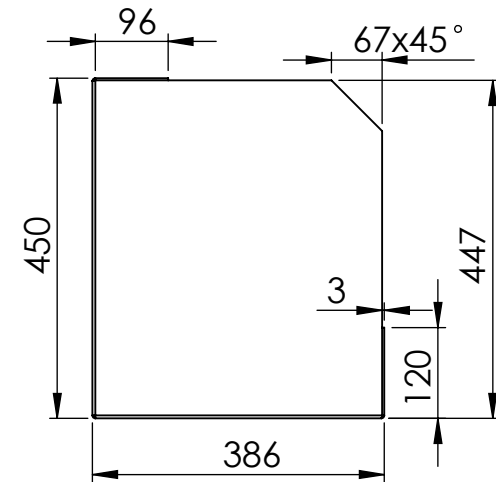
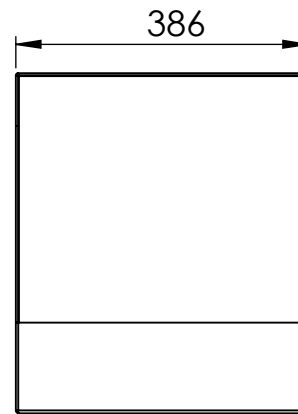
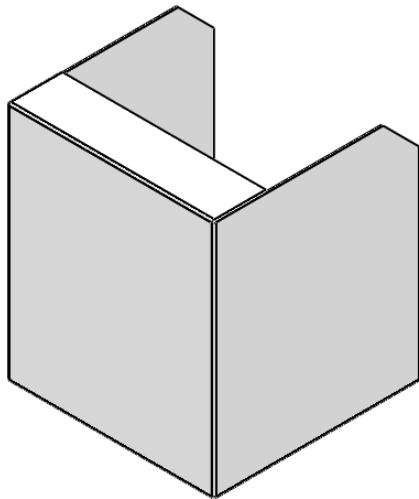
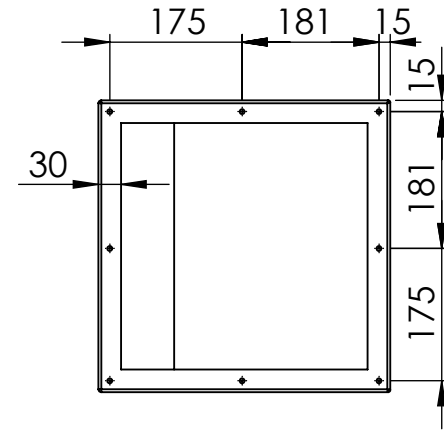
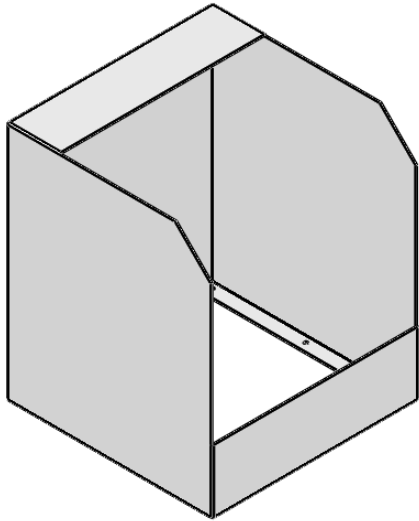
DETALHE B
ESCALA 2 : 7

	Sae 1020	01	PMF - Módulo Inferior - Motor							
Item	Material	Quant.	Denominação				Trat. Térm.-Dureza	Trat. Sup.- Camada	Mat. Bruto	
NOME	DATA	TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS								
Des	Camila	16/05/17	de 0.5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm	de 500 a 1000 mm	> que 1000 mm
Proj.	Camila	16/05/17								
Apr.			± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 1.0
Ciente	UTFPR - Campus Pato Branco				Escala:	Acabamento Geral		Eliminar Cantos Vivos e Rebarbas		
Equipamento	Moinho Planetário				x:x	∇ [∇ ∇ ∇]				
OBS:										

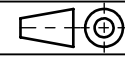




	Sae 1020	01	PMF - Módulo Inferior - Mesa									
Item	Material	Quant.	Denominação				Trat. Térm-Dureza	Trat. Sup.- Camada	Mat. Bruto			
NOME	DATA	TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS							 OP	 UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ CÂMPUS PATO BRANCO		
Des	Camila	16/05/17	de 0,5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm			de 500 a 1000 mm	> que 1000 mm
Proj.	Camila	16/05/17										
Apr.			± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15	± 0.2	± 0.3			± 0.5	± 1.0
Cliente UTFPR- Campus Pato Branco			Escala:		Acabamento Geral		Eliminar Cantos Vivos e Rebarbas					
Equipamento Moinho Planetário			x:x									
			OBS:									

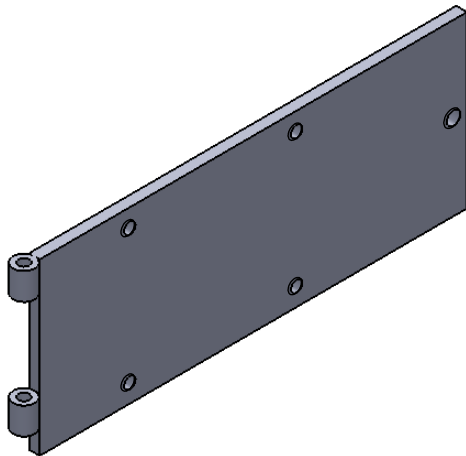
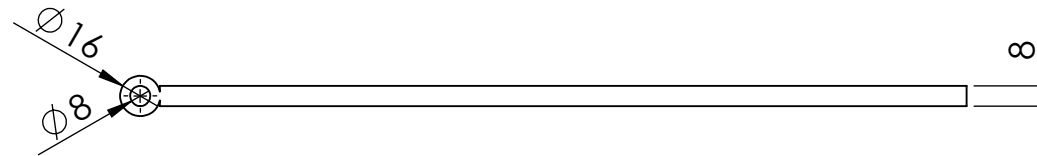
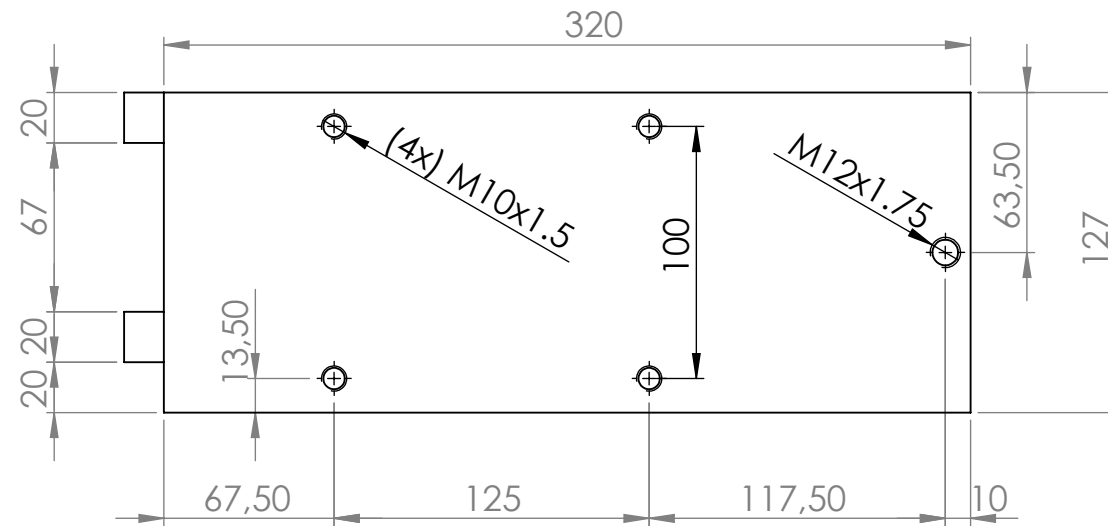




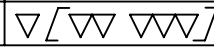
Item	Material	Quant.	Denominação	Trat. Térm.-Dureza	Trat. Sup.- Camada	Mat. Bruto
	Sae 1020	01	PMF -Módulo Superior - Jarro			
			NOME	DATA	TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS	
Des	Camila	16/05/17	de 0,5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm
Proj.	Camila	16/05/17	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm	de 500 a 1000 mm	> que 1000 mm
Apr.			± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15
			± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 1.0
Ciente			UTFPR- Campus Pato Branco		Escala:	Acabamento Geral
Equipamento			Moinho Planetário		x:x	∇ [∇ ∇ ∇]
			OBS:		Eliminar Cantos Vivos e Rebarbas	

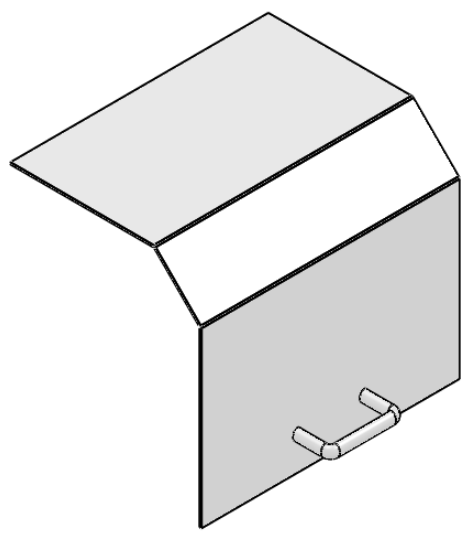
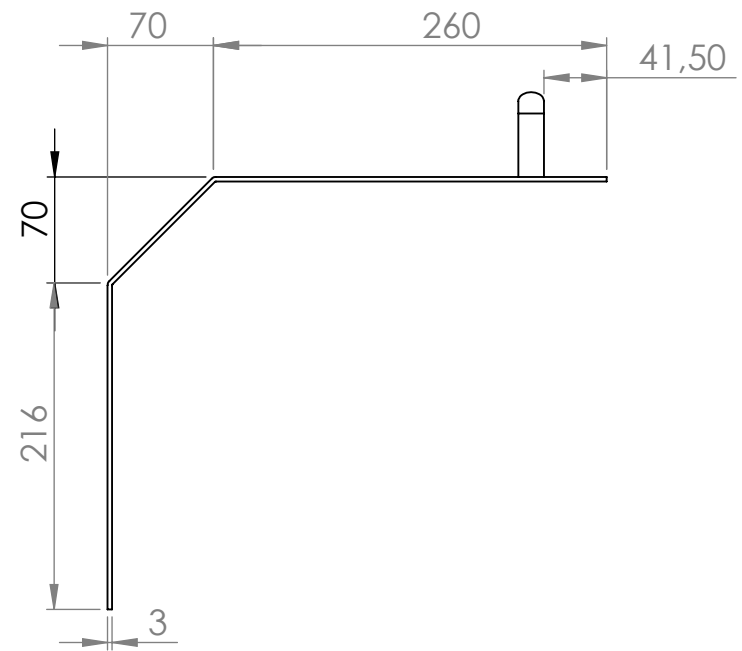
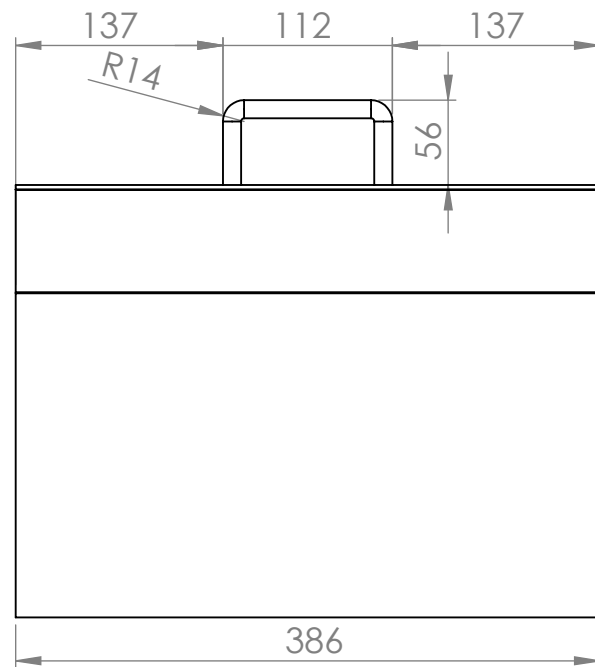


OP

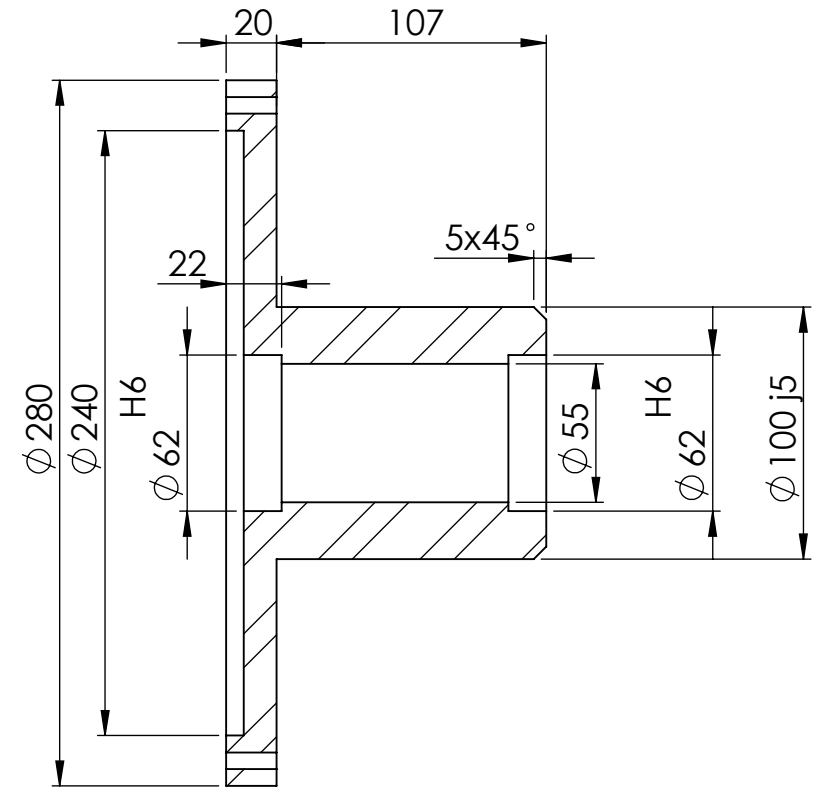
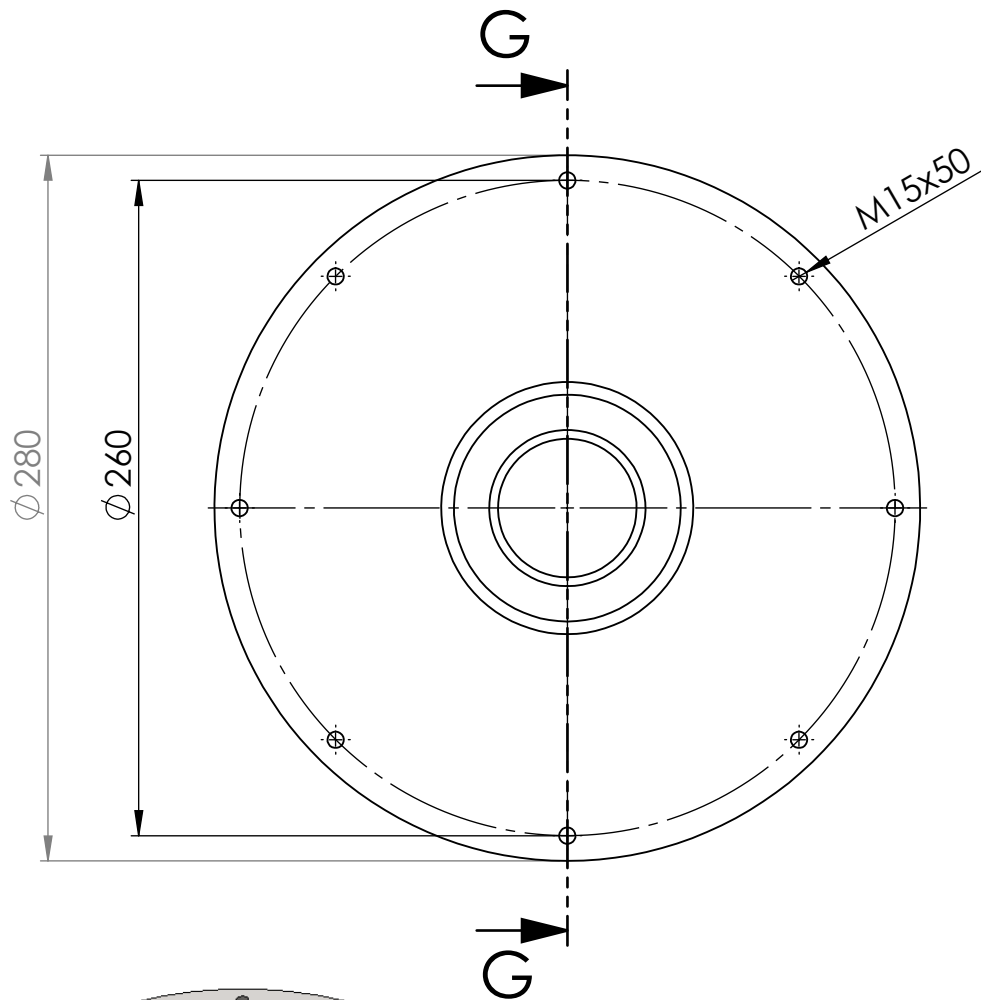




	Sae 1020	01	Esticador da Correia										
Item	Material	Quant.	Denominação							Trat. Térm.-Dureza	Trat. Sup.- Camada	Mat. Bruto	
NOME	DATA	TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS								 OP	 UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PIAUÍ	CÂMPUS PATO BRANCO	
Des	Camila	16/05/17	de 0,5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm	de 500 a 1000 mm				> que 1000 mm
Proj.	Camila	16/05/17											
Apr.			± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15	± 0.2	± 0.3	± 0.5				± 1.0
Cliente			UTFPR- Campus Pato Branco					Escala:	Acabamento Geral		Eliminar Cantos Vivos e Rebarbas		
Equipamento			Moinho Planetário					X:X					
			OBS:										

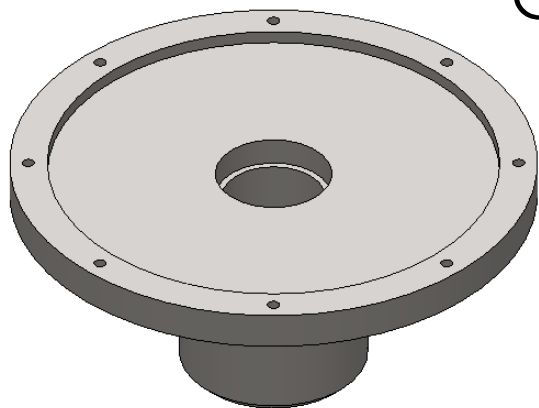


	Sae 1020	01	PMM - Tapa do M3dulo Superior									
Item	Material	Quant.	Denomina33o				Trat. T3erm-Dureza	Trat. Sup.- Camada	Mat. Bruto			
NOME	DATA	TOLER4NCIAS N4O ESPECIFICADAS										
Des	Camila	16/05/17	de 0,5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm			de 500 a 1000 mm	> que 1000 mm
Proj.	Camila	16/05/17										
Apr.			± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15	± 0.2	± 0.3			± 0.5	± 1.0
Ciente	UTFPR- Campus PatoBranco				Escala:	Acabamento Geral		Eliminar Cantos Vivos e Rebarbas				
Equipamento	Moinho Planet4rio				x:x							
					OBS:							

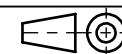


SEÇÃO G-G

ESCALA 1 : 3



Item	Material	Quant.	Denominação	Trat. Térm.-Dureza	Trat. Sup.- Camada	Mat. Bruto																							
	Sae 1020	01	Mancal de Suporte																										
Des	Camila	16/05/17	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="7">TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS</th> </tr> <tr> <th>de 0,5 a 3 mm</th> <th>de 3 a 6 mm</th> <th>de 6 a 30 mm</th> <th>de 30 a 100 mm</th> <th>de 100 a 300 mm</th> <th>de 300 a 500 mm</th> <th>de 500 a 1000 mm</th> <th>> que 1000 mm</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>± 0.05</td> <td>± 0.08</td> <td>± 0.1</td> <td>± 0.15</td> <td>± 0.2</td> <td>± 0.3</td> <td>± 0.5</td> <td>± 1.0</td> </tr> </tbody> </table>				TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS							de 0,5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm	de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm	de 500 a 1000 mm	> que 1000 mm	± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 1.0
TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS																													
de 0,5 a 3 mm	de 3 a 6 mm	de 6 a 30 mm					de 30 a 100 mm	de 100 a 300 mm	de 300 a 500 mm	de 500 a 1000 mm	> que 1000 mm																		
± 0.05	± 0.08	± 0.1	± 0.15	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 1.0																						
Proj.	Camila	16/05/17																											
Apr.																													
Ciente	UTFPR- Campus Pato Branco			Escala:	Acabamento Geral																								
Equipamento	Moinho Planetário			x:x																									
OBS:				Eliminar Cantos Vivos e Rebarbas																									



OP

