

Universidade de São Paulo Escola Politécnica

Departamento de Engenharia Mecatrônica

**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE PROTÓTIPO PARA
AVALIAR MECANISMOS DE CORTE EM
PROCESSOS DE USINAGEM.**

Tomás Suzuki de Carvalho
Wlamir Olivares Loesch Vianna

São Paulo
2005

Tomás Suzuki de Carvalho
Wlamir Olivares Loesch Vianna

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE PROTÓTIPO PARA
AVALIAR MECANISMOS DE CORTE EM
PROCESSOS DE USINAGEM.

Trabalho apresentado à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para a obtenção do
título de Graduado em Engenharia Mecatrônica.

Orientador: Profa. Dra. Izabel Fernanda Machado

São Paulo
2005

AGRADECIMENTOS

Agradecemos à Profa. Dra. Izabel Fernanda Machado por aceitar nos orientar em um trabalho de tanta importância. Por seu empenho para que este trabalho pudesse ser realizado da melhor maneira possível.

Aos técnicos Francisco dos Reis Faustino e Douglas Silva, pela dedicação e competência demonstradas na fabricação dos componentes e na montagem do protótipo.

À AT Automação Industrial LTDA, por fornecer gentilmente a estrutura utilizada no protótipo.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Usinagem	1
1.2	Torneamento	1
1.3	Força de Usinagem	2
2	MOTIVAÇÃO	5
3	CONSIDERAÇÕES INICIAIS SOBRE O PROJETO	9
3.1	Requisitos do protótipo	9
4	ESCOLHA DA SOLUÇÃO	10
4.1	Alternativas consideradas	10
4.1.1	Sistema Hidráulico	10
4.1.2	Sistema Pneumático	10
4.1.3	Sistema movido por gravidade	10
4.1.4	Sistema com motor AC e disco	11
4.2	Considerações sobre as alternativas	11
5	PROJETO DO DISCO	13
6	ANÁLISE EM ELEMENTOS FINITOS	19
7	DIMENSIONAMENTO DO MOTOR	23
8	PROJETO DA TRANSMISSÃO	31
8.1	Esboço e cálculo da redução	31
8.2	Projeto das correias e polias	32
9	PROJETO DOS ROLAMENTOS DO EIXO DO DISCO	38
10	PROJETO DOS ROLAMENTOS DO EIXO DA REDUÇÃO	42
11	PROJETO DOS EIXOS	43
12	PROJETO DOS PARAFUSOS DE FIXAÇÃO DOS MANCAIS	53
13	RESULTADOS	56
14	TRABALHOS FUTUROS	60
15	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	62
16	ANEXOS	64
16.1	Tabelas	64
16.2	Desenhos Técnicos	69

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Forças no torneamento.	3
Figura 2 – Pêndulo de Veloso; Alves; Branco (2000).	7
Figura 3 – Cálculo da rotação do disco.	14
Figura 4 – Forças no torneamento.	15
Figura 5 – Forças no caso do disco.	15
Figura 6 – Fixação do disco ao eixo.	16
Figura 7 – Dimensões do rasgo de chaveta interno.	17
Figura 8 – Fixação do corpo-de-prova no disco.	17
Figura 9 – Disco com rasgos para fixação do corpo-de-prova.	18
Figura 10 – Análise de esforços no disco.	19
Figura 11 – Detalhe de esforços no disco.	20
Figura 12 – Tensões de Von Misses.	20
Figura 13 – Região de maior esforço.	21
Figura 14 – Deformação no rasgo do disco.	21
Figura 15 – Curva de desempenho do motor.	26
Figura 16 – Desenho do motor.	27
Figura 17 – Simulação com metrônomo (1).	29
Figura 18 – Simulação com metrônomo (2).	29
Figura 19 – Desenho da transmissão.	31
Figura 20 – Comparação entre correias.	32
Figura 21 – Modelos de correias.	33
Figura 22 – Fator de correção para a resultante vetorial.	36
Figura 23 – Forças nos rolamentos.	36
Figura 24 – Características dos rolamentos.	39
Figura 25 – Dimensões da chaveta para o eixo.	43
Figura 26 – Eixo da redução.	44
Figura 27 – Eixo do disco.	44
Figura 28 – Esforços atuantes nos eixos.	46
Figura 29 – Diagramas de momento nos eixos.	47
Figura 30 – Secção transversal do eixo.	48
Figura 31 – Deformação no eixo (1).	49
Figura 32 – Detalhe da deformação do eixo (1).	50
Figura 33 – Deformação no eixo (2).	51
Figura 34 – Detalhe da deformação do eixo (2).	52
Figura 35 – Detalhe da fixação do mancal.	53
Figura 36 – Posicionamento dos parafusos.	54
Figura 37 – Deformação nos parafusos.	54
Figura 38 – Esquema do sistema projetado (1).	56
Figura 39 – Esquema do sistema projetado (2).	57
Figura 40 – Detalhe do corpo-de-prova.	58
Figura 41 – Detalhe do sistema de corte.	58
Figura 42 – Detalhe da redução primária.	59
Figura 43 – Protótipo construído.	59

LISTA DE SÍMBOLOS

P_u	Força de Usinagem.
P_c	Força de Corte.
P_a	Força de Avanço.
P_p	Força Passiva.
v	Velocidade de Corte.
v_a	Velocidade de Avanço.
γ	Ângulo de saída; ângulo entre a superfície de saída e o plano de referência.
α	Ângulo de folga; ângulo entre a superfície de folga e o plano de corte.
χ	Ângulo de posição; ângulo entre o plano de corte e o plano de trabalho, medido no plano de referência.
ϵ	Ângulo de ponta; ângulo entre os planos de corte correspondentes, medido no plano de referência.
ρ	Densidade.
E	Módulo de Young
ν	Coefficiente de Poisson
σ_y	Tensão de escoamento

RESUMO

Este trabalho teve como objetivo o projeto e construção de protótipo para avaliar mecanismos de corte em processos de torneamento. Nesse protótipo deverão ser controlados parâmetros de usinagem como velocidade e profundidade de corte durante os ensaios. A seleção de cada parâmetro é muito importante para o projeto e dimensionamento do protótipo. Isso também tem grande influência na escolha do mecanismo a ser adotado, (sistema pneumático, sistema hidráulico, uso de motores, etc) tendo em vista as limitações de cada tipo de mecanismo. No protótipo serão ensaiados corpos-de-prova metálicos e nas serão reproduzidas condições de usinagem próximas àquelas aplicadas usualmente em fabricação. Embora não seja o objetivo deste trabalho, os corpos-de-prova obtidos nos ensaios utilizando o protótipo poderão ser analisados futuramente para se estudar e compreender melhor os mecanismos de corte, relacionando-os, por exemplo, com a microestrutura do material metálico.

ABSTRACT

The main objective of this work is to design and construct a prototype to evaluate cutting mechanisms during turning process. In the prototype designed the machining parameters such as cutting speed and depth are determined and controlled. The estimative of each parameter is important to design and dimension the prototype. The selection of the mechanism utilized in the prototype is also dependent of the parameters (pneumatic system, hydraulic system or engines). In the prototype, samples would be tested in the same conditions utilized during machining. The goal of this work is not test materials, though it will be carried out. The tested samples using the prototype will be studied and analyzed to understand the cutting mechanisms and their relationship with the microstructure of metallic materials.

1 INTRODUÇÃO

1.1 Usinagem

O termo usinagem representa os processos de manufatura baseados na utilização de ferramentas de corte. O processo de corte consiste na remoção controlada de material da peça de trabalho, de forma a se obter uma superfície previamente determinada. A ação da ferramenta de corte sobre a peça resulta na formação do *cavaco*, devido principalmente às tensões cisalhantes observadas no contato. Atualmente, a usinagem é um dos principais processos de manufatura podendo ser aplicada a uma grande variedade de materiais. Sua principal aplicação é em materiais metálicos. Existem vários processos de usinagem, tais como torneamento, fresamento, furação, entre outros. A combinação entre estes diversos processos permite obter elementos de variedade e complexidade muito grandes (FERRARESI, D. 1988).

1.2 Torneamento

O torneamento é um tipo de processo de usinagem em que o movimento relativo de interação da ferramenta de corte com a superfície de trabalho é dado pela rotação da peça em torno do seu próprio eixo e o movimento de avanço da ferramenta em uma direção paralela ao

eixo de rotação da peça. As peças obtidas com base nesse tipo de processo possuem axissimetria.

As ferramentas de corte utilizadas no torneamento são classificadas como monocortantes, já que apresentam apenas uma aresta principal de corte. Para cada tipo de operação exigida na fabricação de um dado produto, há um modelo de ferramenta apropriado. Existe ainda uma grande variedade de modelos de tornos, máquinas operatrizes utilizadas neste processo, e com a utilização de equipamentos programáveis, é possível a produção em série de elementos com elevada qualidade (FERRARESI, D. 1987).

1.3 Força de Usinagem

Denomina-se força de usinagem a força total que atua sobre uma cunha cortante de uma ferramenta durante a usinagem. A força de usinagem é considerada agindo em direção e sentido sobre a ferramenta. A componente da força de usinagem num plano ou numa direção qualquer é obtida mediante a projeção da força de usinagem P_u sobre esse plano ou direção, isto é, mediante uma decomposição ortogonal (FERRARESI, D. 1987).

No caso de torneamento, interessam as componentes: *Força de Corte*, *Força de Avanço* e *Força Passiva*. As direções destas componentes definem as arestas de um triedro triortogonal, cujo vértice constitui o *ponto de referência* da ferramenta, onde a força é considerada aplicada. Um esquema com essas componentes é mostrado na Figura 1.

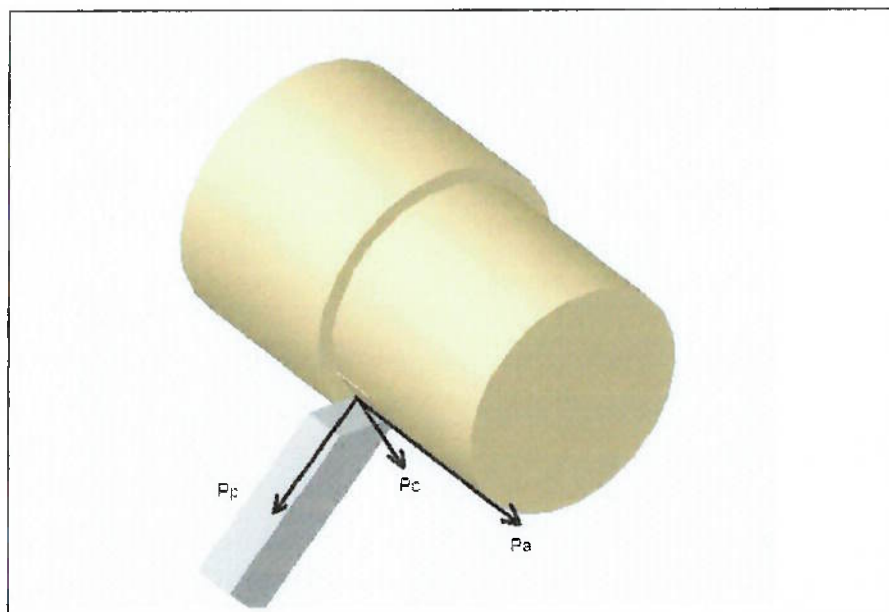


Figura 1 – Forças no torneamento.

Força de Corte – A força de corte P_c , também chamada força principal de corte, é a projeção da força de usinagem P_u sobre a direção de corte, dada pela velocidade de corte.

Na operação de torneamento, a velocidade de corte v (em m/min) é dada pela expressão:

$$v = \pi \cdot d \cdot n / 1000$$

onde d = diâmetro da peça em mm;

n = rotação em rpm.

Força de Avanço – A força de avanço P_a é a projeção da força de usinagem P_u sobre a direção de avanço, definida pela velocidade de avanço v_a .

O avanço é o espaço percorrido pela ferramenta, segundo a direção de avanço, durante uma volta da peça. A velocidade de avanço v_a (em mm/min) é dada por:

$$v_a = a \cdot n$$

onde a = avanço em mm/volta;

n = rotação em rpm.

Força Passiva – A força passiva P_p , também chamada de *Força de Profundidade*, é a projeção da força de usinagem P_u sobre uma direção perpendicular ao *plano de trabalho*.

Define-se *plano de trabalho*, o plano que contém a direção de corte e avanço, passando pelo ponto de referência da ferramenta. Logo as forças de corte e avanço encontram-se no plano de trabalho. Para a operação de torneamento cilíndrico, este plano é paralelo ao eixo de rotação da peça. Para a operação de faceamento, este plano é perpendicular ao eixo de rotação da peça (FERRARESI, D. 1987).

Na operação de torneamento cilíndrico, a força passiva é perpendicular ao eixo de rotação da peça. Na operação de faceamento, a força passiva é paralela ao eixo de rotação da peça.

2 MOTIVAÇÃO

A usinagem representa uma das mais importantes tecnologias relacionadas à manufatura hoje em dia. Devido à natureza extremamente não linear do processo de remoção de metal e a complexa relação entre os campos de temperatura e deformação, falta uma completa compreensão do processo, e é por isso que consiste de um vasto campo de estudo. As mudanças da microestrutura e dureza na superfície do material usinado são importantes aspectos de sua integridade. As causas de danos superficiais em processos de usinagem podem ser categorizadas em três diferentes efeitos segundo Shi; Liu (2004): mecânicas, térmicas e ambientais. Das três, sabe-se que o efeito térmico é o mais importante. Como exemplo, pode-se citar o processo em que o material usinado excede a temperatura eutetóide: a austenita formada é temperada pelo substrato mais frio e transformada em martensita na superfície do material. A camada de martensita formada é conhecida pela sua resistência e aparência branca quando observada utilizando o microscópio óptico.

Muitos modelos foram realizados para estudar o processo de remoção de metal. No entanto, o processo possui uma grande variedade de parâmetros. A temperatura junto à região de corte, por exemplo, possui uma grande importância no processo. Muitos estudos foram realizados para medi-la de forma eficiente, dentre elas podemos citar o mapeamento de infravermelho no torneamento; o uso de células fotocondutivas de PbS na face da ferramenta de corte; o uso de câmera térmica de vídeo para medir a temperatura na zona de deformação, na interface da ferramenta com material usinado e na ferramenta de corte.

A usinagem de alta velocidade (*high speed machining* – HSM) é um processo cada vez mais utilizado na indústria. Na área aeroespacial, os componentes estruturais estão cada vez mais sendo usinados por esse processo. A consequência disso é uma drástica redução em custos e tempo de processo. Na indústria de ferramentas, máquinas operatrizes de alta velocidade estão crescendo consideravelmente. Máquinas com rotações de até 50.000 rpm já estão disponíveis no mercado, no entanto, na prática essas velocidades são raramente atingidas, pois há certas limitações como estabilidade do processo e limitações relacionadas à aceleração.

Dada a importância e a complexidade do processo de usinagem, surge a necessidade de uma ferramenta eficaz para realizar estudos sobre este processo. Localmente, a remoção de metal é um processo muito rápido. Com isso, não é necessário adotar um longo teste para atingir condições constantes para a formação de cavaco. Um mecanismo simples foi utilizado por Veloso; Alves; Branco (2000) para simular a temperatura e campos de deformação na usinagem em um processo transiente. Ela consiste de um pêndulo de 0,9 m, uma massa de 23,925 Kg na extremidade do pêndulo e uma ferramenta de corte redonda na face externa da massa (diâmetro de 9,52mm x 3,18 mm de metal duro sinterizado K 10 com $\gamma = -6^\circ$ e $\alpha = 6^\circ$). O material submetido ao teste é uma chapa plana, com largura de 2,5mm e feito de aço carbono 0,14% C com dureza de 210HV30. Um passe inicial do pêndulo é feito para dar ao material uma linha de pré-corte, e em seguida a profundidade de corte é aumentada para analisar o processo. A diferença de altura do pêndulo ao ser lançado e quando ele atinge altura máxima após o corte indica a energia total do processo. A altura de lançamento permite calcular a velocidade de corte no começo e no fim do passe. Um desenho esquemático do processo é apresentado a seguir na Figura 2.

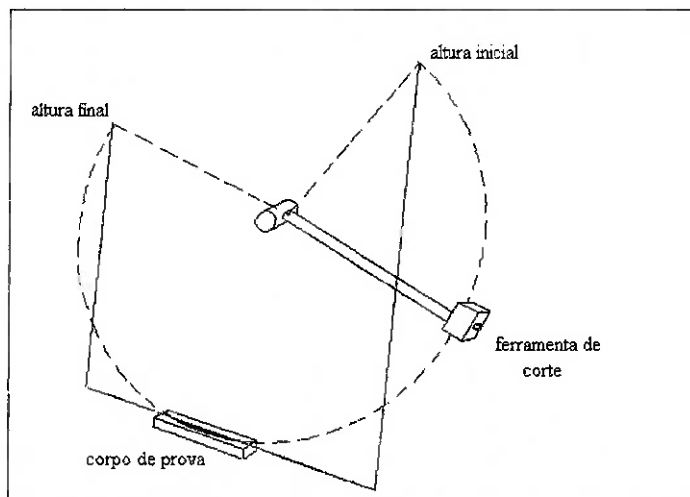


Figura 2 – Pêndulo de Veloso; Alves; Branco (2000).

O mesmo tipo de equipamento foi utilizado por Potdar; Zehnder (2003) para simulação de temperaturas e campos de deformação no processo de remoção de metal num processo transiente. Foi utilizado um pêndulo de 0,6 m de comprimento e 19 kg de massa. Para medir a temperatura foi colocado um sistema de mapeamento de infravermelho. A máxima velocidade de corte, limitada pelo comprimento de pêndulo é de 4,5 m/s. A profundidade de corte não é constante, no entanto, nos primeiros 3 mm de corte onde foi medida a temperatura, a variação foi de menos que 4% e a velocidade de corte menos do que 2%. As medições de forças foram realizadas utilizando-se extensômetros (*strain gages*) colocados nos dois lados do suporte de ferramenta e as medições de temperaturas foram realizadas utilizando-se um sistema de foto-diodo-IR LED. As temperaturas do corpo-de-prova e do cavaco foram medidas com detectores de infravermelho colocados em 16 linhas ao longo da chapa a qual foi submetido o corte. O corpo-de-prova utilizado tinha uma superfície de 30 mm x 320 mm com espessura de 3,25 mm no caso do CRS e Al ou 1,905 mm no caso da liga (Ti-6-4).

Esse tipo de equipamento (pêndulo) possui diversas facilidades, dentre elas podemos citar a praticidade com que se pode medir a energia durante o processo (diferença entre altura

inicial e final); o custo reduzido para montagem do equipamento; consistindo de um pêndulo simples com uma ferramenta de corte na extremidade; a facilidade com que se pode medir as forças e gradientes de temperaturas como visto em Potdar; Zehnder (2003); a facilidade com que o corpo-de-prova pode ser observado ao microscópio devido à sua dimensão reduzida e superfície plana; a facilidade de fabricação do corpo-de-prova uma vez que muitos testes são realizados para estudar o processo, exigindo uma peça simples e pequena para o ensaio. No entanto, este aparato possui diversas limitações. As principais são a limitação de velocidade do pêndulo, dependendo diretamente de seu comprimento, dificultando variar a velocidade do processo; a impossibilidade de alterar o corpo-de-prova e sua geometria; a dificuldade de variar a força de corte; a imprecisão da profundidade de corte assim como a velocidade de corte.

Foi por esses motivos que foi escolhido projetar e construir um equipamento com um número maior de parâmetros (força de corte, velocidade de corte, etc), que forneça medidas bem mais representativas e que possua as mesmas facilidades do pêndulo acima mencionado.

3 CONSIDERAÇÕES INICIAIS SOBRE O PROJETO

3.1 Requisitos do protótipo

O protótipo deve ser capaz de reproduzir um corte em material metálico para um processo de usinagem. Os parâmetros de usinagem como velocidade de corte, forças de usinagem, profundidade de corte e características da ferramenta, devem ser estimados para o projeto e dimensionamento do mecanismo, considerando um processo de torneamento convencional.

4 ESCOLHA DA SOLUÇÃO

4.1 Alternativas consideradas

Foram consideradas algumas alternativas como possíveis soluções para o propósito apresentado:

4.1.1 Sistema Hidráulico

Um mecanismo com guias lineares e um pistão hidráulico para deslocar a ferramenta de corte, de forma a produzir o corte no corpo-de-prova fixado à base do mecanismo.

4.1.2 Sistema Pneumático

Um mecanismo com guias lineares e um pistão pneumático para deslocar a ferramenta de corte, de forma a produzir o corte no corpo-de-prova fixado à base do mecanismo.

4.1.3 Sistema movido por gravidade

Um mecanismo similar ao pêndulo apresentado anteriormente, onde a gravidade é responsável por deslocar a ferramenta de corte. A ferramenta se deslocaria sobre uma guia até atingir o corpo-de-prova.

4.1.4 Sistema com motor AC e disco

Um mecanismo similar em que o corpo-de-prova é preso a um disco que será rotacionado por um motor AC. A velocidade de corte é variada conforme se varia a posição (direção radial) do corpo-de-prova no disco.

4.2 Considerações sobre as alternativas

Os Sistemas hidráulico e pneumático são mais caros e, além disso, necessitam de um sistema de alimentação para o funcionamento dos pistões. Ainda seria necessário algum tipo de amplificação mecânica do movimento, pois os pistões não poderiam atingir as velocidades desejadas (200m/min).

Para o sistema movido por gravidade, caso não seja considerado o atrito entre a guia e o bloco deslizante, isto é, considerando que a ferramenta assume velocidade como em queda livre, levaria cerca de 0,35s para atingir uma velocidade de 200m/min (3,33m/s). O que corresponde a aproximadamente 60 cm de altura.

Porém, não podem ser desconsiderados os efeitos do atrito, uma vez que para obter uma precisão razoável de profundidade de corte e de posicionamento da ferramenta, é preciso reduzir as folgas entre a guia e o bloco deslizante. Isso faz com que o atrito tenha uma influencia considerável sobre a velocidade final da ferramenta, portanto conclui-se que a estimativa inicial de 60cm é, na verdade, menor do que o que deve ser utilizado de fato para

se obter os 200m/min de velocidade de corte. Além disso, fatores como variações na lubrificação da guia e variação do ajuste entre guia e bloco, poderiam comprometer a repetibilidade dos ensaios.

De acordo com essas considerações, optou-se então pela solução com o motor AC e o disco, que atende as especificações do projeto e tem um custo baixo se comparada às outras alternativas.

5 PROJETO DO DISCO

Para atender as especificações de projeto optou-se por desenvolver primeiro o disco giratório especificando seu diâmetro, posições de fixação do corpo-de-prova e rotação de trabalho.

Considerando a faixa de velocidade de $50\text{m}/\text{min}$ a $200\text{m}/\text{min}$ que a máquina deverá atingir escolheu-se primeiramente a posição do corpo-de-prova no disco para a velocidade mínima, isto é $50\text{m}/\text{min}$. Utilizando um raio de 50mm para a posição da ferramenta de corte em relação ao centro do disco giratório pode-se obter a rotação desejada:

$$V_c = \pi \cdot d \cdot n \Rightarrow 50 = 2 \cdot \pi \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot n \Rightarrow n = 159,1 \cong 160\text{rpm}$$

onde:

V_c é a velocidade de corte;

d é o diâmetro da posição do corpo-de-prova em relação ao centro do disco giratório;

n é a rotação do disco

Para a determinação do diâmetro do disco, aplicou-se o mesmo princípio para que se atinja a velocidade máxima:

$$V_c = \pi \cdot d \cdot n \Rightarrow 200 = 2 \cdot \pi \cdot d \cdot 10^{-3} \cdot n \Rightarrow x \cong 200\text{mm}$$

Um desenho esquemático dos dados obtidos é mostrado a seguir na Figura 3.

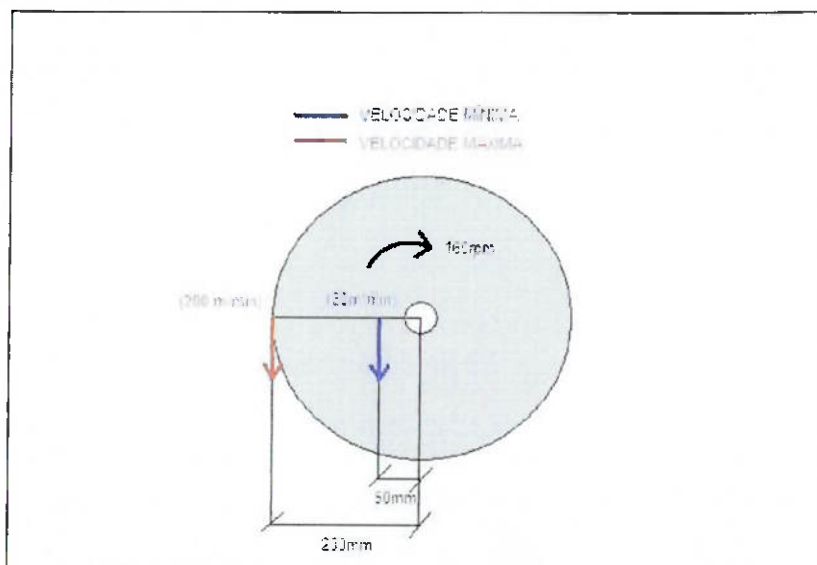


Figura 3 – Cálculo da rotação do disco.

Um valor decisivo para projeto do protótipo é a massa do disco, pois ele irá influenciar no dimensionamento do motor e na precisão da profundidade de corte, e para isso, é necessário estabelecer os valores das forças durante o processo de corte.

Conforme citado anteriormente, no processo de torneamento existem diversas forças atuantes, tanto na peça usinada, como na ferramenta de corte. No entanto, neste projeto serão consideradas apenas duas forças atuantes, uma vez que nesse processo não há avanço. As principais forças atuantes no torneamento e no processo deste projeto são esquematizadas abaixo nas figuras 4 e 5.

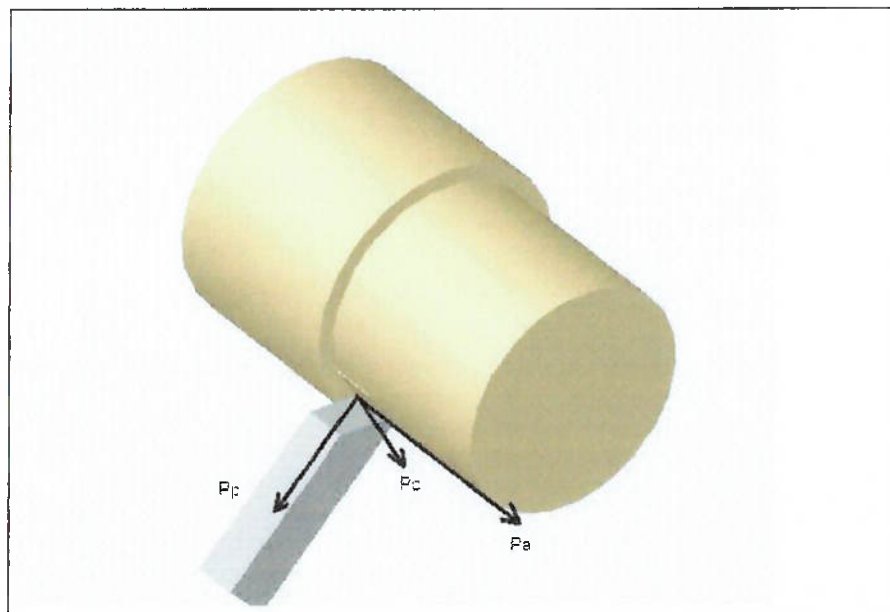


Figura 4 – Forças no torneamento.

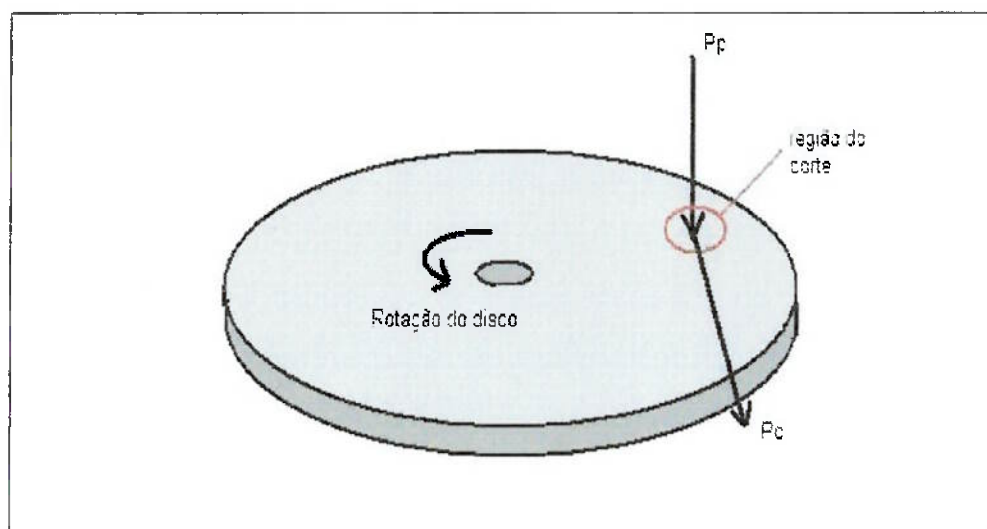


Figura 5 – Forças no caso do disco.

Onde: P_p é a força passiva

P_c é a força de corte

P_a é a força de avanço

Observa-se na Figura 5 que há a atuação de apenas duas forças no disco (P_p e P_c).

Para os cálculos de dimensionamento do protótipo, foram consideradas as forças atuantes em um processo de corte com uma ferramenta de Metal Duro *P30*, seção de corte $a.p=0,25.3mm^2$, geometria de ferramenta $\alpha = 8^\circ, \gamma = 10^\circ, \chi = 90^\circ, \epsilon = 85^\circ, r = 0,5mm$. A velocidade de corte foi escolhida considerando aquela que forneça a maior força de profundidade possível, que para esse caso é:

$$P_c=550N$$

$$P_p=250N$$

Os dados foram obtidos em Ferraresi (1988).

A próxima etapa do projeto é a escolha do furo central onde será transmitido o torque do motor. Para início de projeto, foi escolhido um diâmetro de *11 mm* e a transmissão feita por chaveta. Além disso, haverá ainda uma porca e contra porca no eixo para aumentar a precisão. Observa-se que além das porcas, deve ser escolhida uma tolerância no eixo e no furo do disco de forma a garantir uma interferência e assim, eliminar folgas. Um esquema do disco e do eixo é mostrado a seguir na Figura 6.

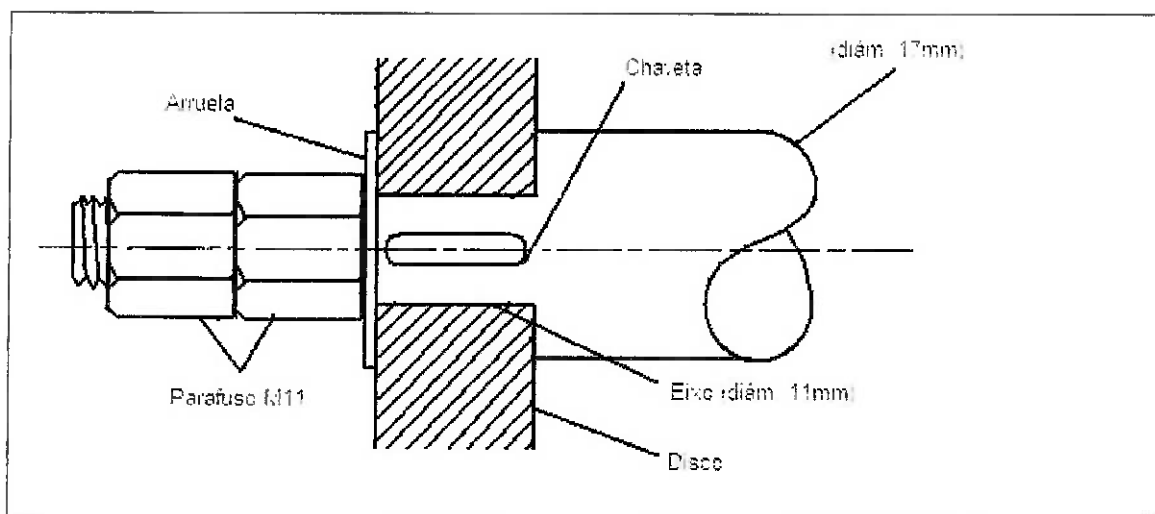


Figura 6 – Fixação do disco ao eixo.

De acordo com a Tabela 1 dos anexos, obtida em http://www.mepil.com.br/dimensao_chaveta.php, para um furo de 11mm de diâmetro temos $F=4\text{mm}$ e $E=12,8\text{mm}$. As dimensões F e E são indicadas na Figura 7 a seguir.

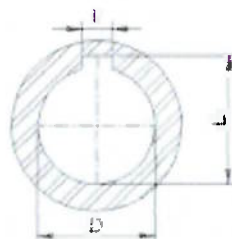


Figura 7 – Dimensões do rasgo de chaveta interno.

Para fixar o corpo-de-prova ao longo disco, optou-se por realizar um rasgo no disco por onde passarão dois parafusos, um em cada extremidade do corpo-de-prova fixando-o no disco. A Figura 8 abaixo ilustra a fixação do corpo-de-prova:

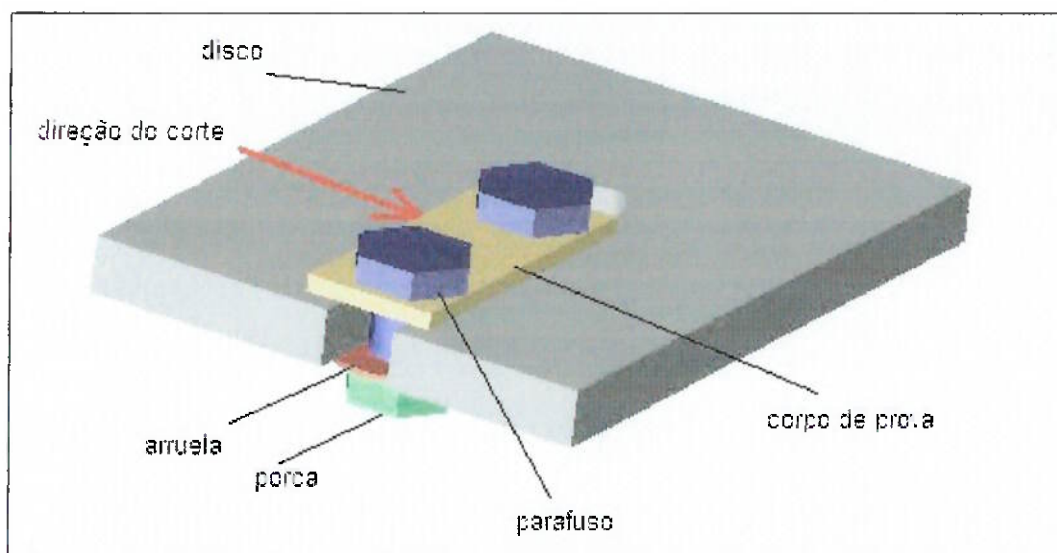


Figura 8 – Fixação do corpo-de-prova no disco.

Apesar de o disco precisar de apenas um rasgo, optou-se por fazer dois rasgos opostos a fim de garantir o balanceamento do disco. O desenho abaixo ilustra o disco com os rasgos:

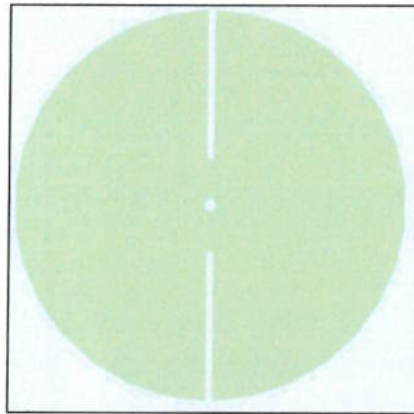


Figura 9 – Disco com rasgos para fixação do corpo-de-prova.

A próxima etapa do projeto do disco foi calcular a espessura e determinar o material que melhor satisfaziam as condições de projeto. Os possíveis materiais e suas respectivas propriedades são:

Alumínio (7075-T6)

Densidade: $\rho=2700\text{kg/m}^3$

Módulo de Young: $E=70\text{GPa}$

Coefficiente de Poisson $\nu=0,34$

Tensão de escoamento $\sigma_y=500\text{MPa}$

Aço Carbono 1020

Densidade: $\rho=7800\text{kg/m}^3$

Módulo de Young: $E=210\text{GPa}$

Coefficiente de Poisson $\nu=0,29$

Tensão de escoamento $\sigma_y=200\text{MPa}$

Além dessas propriedades, foi considerado também o valor em dólares da matéria prima por peso:

Alumínio (7075-T6) – 1,80 US\$/kg

Aço Carbono 1020 - 0,50 US\$/kg

6 ANÁLISE EM ELEMENTOS FINITOS

Para verificar as deformações e as tensões no disco em ambos os casos (Al e aço1020), utilizou-se o método de Elemento Finitos através do software ANSYS versão 8.0. Um valor mínimo para a espessura é definido de 10mm que é o valor inicial para verificar as deformações e tensões no disco. Os esforços foram colocados nos lugares que seriam obtidas as maiores deformações, isto é, na extremidade do disco. O modelo adotado com suas restrições e esforços são mostrados a seguir nas figuras 10 e 11.

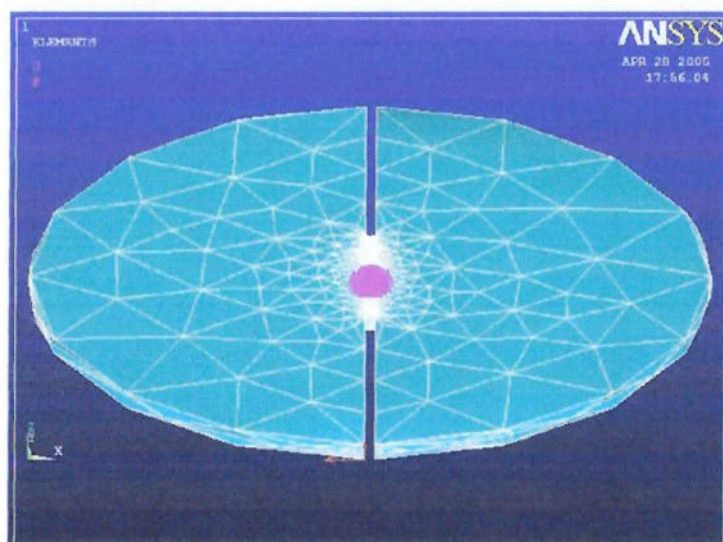


Figura 10 – Análise de esforços no disco.

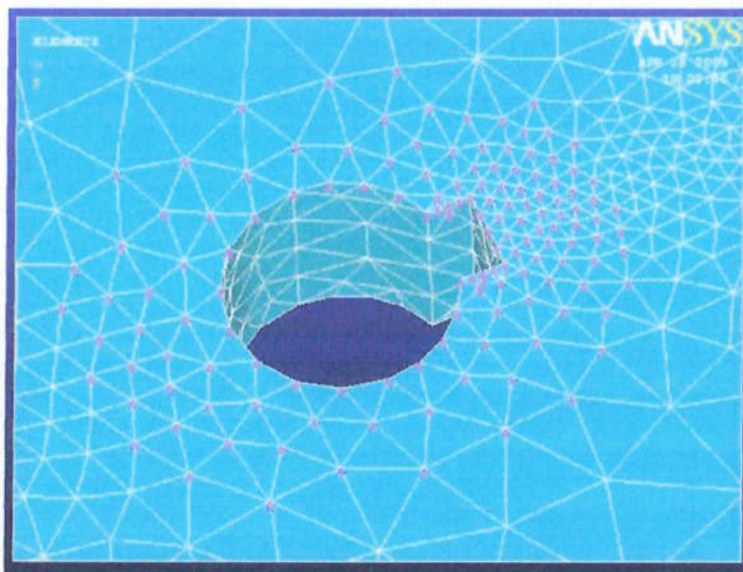


Figura 11 – Detalhe de esforços no disco.

Para o Alumínio, o resultado das tensões de Von Mises segue abaixo na Figura 12.

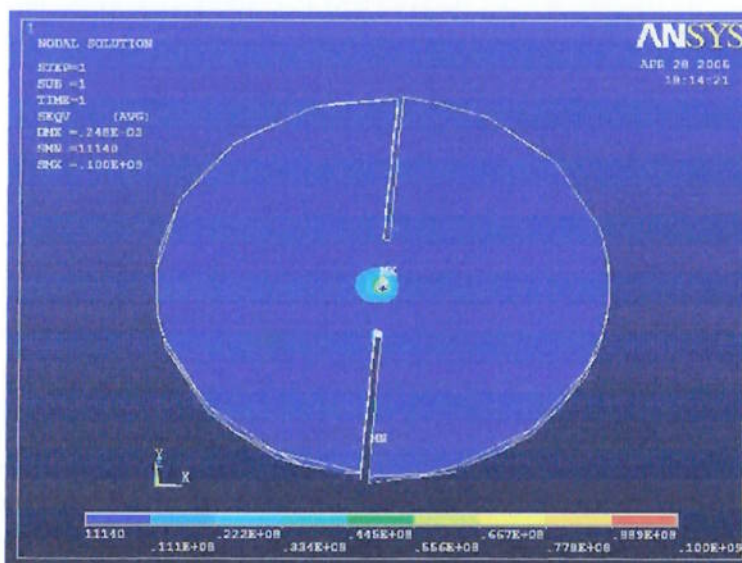


Figura 12 – Tensões de Von Mises.

O detalhe da região de maior esforço é mostrado abaixo na Figura 13.

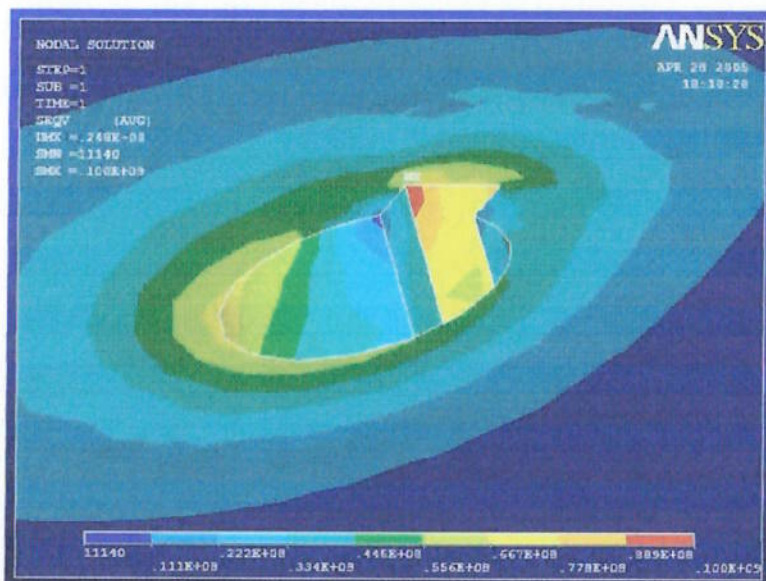


Figura 13 – Região de maior esforço.

As deformações na região onde é presa a peça são mostradas na Figura 14 abaixo.

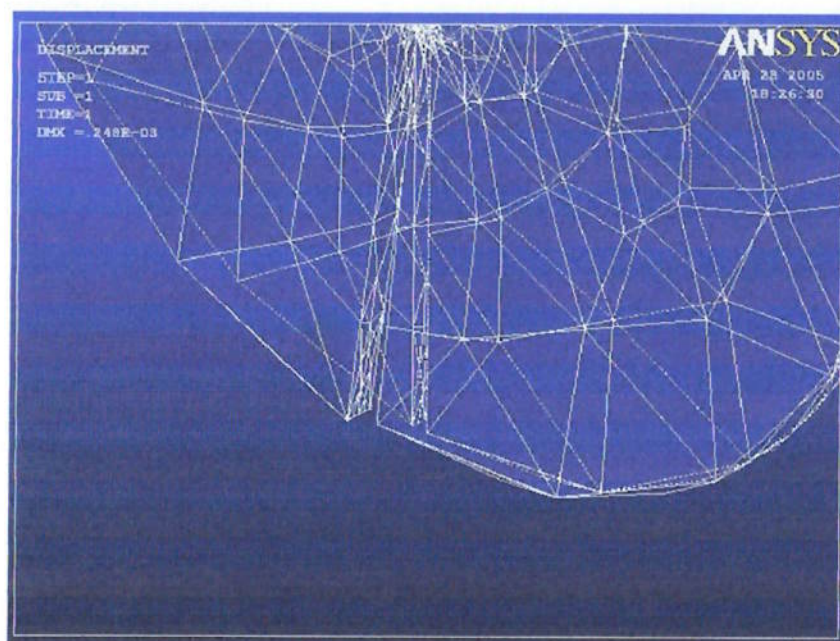


Figura 14 – Deformação no rasgo do disco.

O resultado obtido mostra que a deformação máxima é de $0,24\text{ mm}$, porém, como é possível observar na Figura 14, as deformações maiores são na direção horizontal, indicando que as deformações na direção vertical são inferiores a $0,1\text{ mm}$, atendendo às especificações de

projeto. Observa-se também que a tensão máxima no disco é de 100Mpa , o que é 5 vezes menor que a tensão de escoamento do Alumínio. Com esses resultados pode-se concluir que essa solução é viável.

Para o disco feito em aço 1020 com as mesmas dimensões do objeto acima, observou-se realizando a análise de elementos finitos que a deformação máxima é de $0,08\text{mm}$ e que a tensão máxima no disco é de 102Mpa , o que é bem inferior à tensão de escoamento do aço.

Apesar do aço carbono 1020 apresentar desempenho melhor em relação ao alumínio e um custo muito inferior, a solução escolhida foi a execução do disco de alumínio, pois esse apresenta densidade muito inferior ao aço e possui uma resistência à oxidação bem maior, evitando a ocorrência de folgas nos furos e má aparência do disco ao longo do tempo.

Para finalizar o projeto do disco girante deve-se escolher a folga do furo central. Para isso utilizou-se uma tolerância $J6$ caracterizada por ser um ajuste que garanta precisão e suavidade de giro. Para um furo com 11mm de diâmetro, a tolerância na medida do diâmetro é de $\pm 5\mu\text{m}$.

7 DIMENSIONAMENTO DO MOTOR

A primeira etapa para o dimensionamento do motor é saber a massa do disco, a inércia do mesmo e definir os esforços atuantes. As forças de atrito dos rolamentos e a perda de rendimento da transmissão não serão calculadas nessa etapa do projeto, no entanto, quando for projetada a transmissão, serão acrescentados esses fatores para confirmar se o motor escolhido corresponde ao exigido pelo projeto.

O volume do disco girante é de: $12,3 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$, que equivale a $12,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$, portanto a massa do disco girante é de: $V \cdot \rho = 12,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot 2700 \text{ Kg/m}^3 = 3,32 \text{ Kg}$ onde V é a massa do disco e ρ é a densidade do alumínio 7075-T6.

$$\text{A inércia do disco é dada por: } J\rho = \frac{m \cdot R^2}{2} = \frac{3,32 \text{ kg} \cdot (0,2 \text{ m})^2}{2} = 6,64 \cdot 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Calculada a inércia do disco, é possível estimar o torque do motor para acelerar o disco à velocidade desejada.

Estimando um valor de $10 \text{ N} \cdot \text{m}$ para o torque devido ao atrito dos rolamentos e adotando as mesmas forças de usinagem utilizadas até agora, a potência exigida para realizar o corte com o corpo-de-prova a uma distância de 200 mm do centro do disco é de:

$$T_{fc} = r \cdot P_c = 0,2 \cdot 550 \text{ Nm} = 110 \text{ Nm}$$

$$T_{motor} = T_{fc} + 10 \text{ Nm} = 120 \text{ Nm}$$

$$v = 200 \text{ m/min} = \frac{200}{60} \text{ m/s} = 3,33 \text{ m/s}$$

$$P_{\text{motor}} = v \cdot F_{\text{motor}} = 3,3 \cdot \frac{120}{0,2} = 2 \text{ KW}$$

onde T_{fc} é o torque devido à força de corte;

r é a distância do corte ao centro do disco;

P_c é a força de corte;

T_{motor} é o torque do motor durante o corte;

v é a velocidade do corte;

F_{motor} é a força exigida devido ao corte e P_{motor} é a potência exigida para o realizar o corte.

Como o tempo de usinagem é muito pequeno, não foi adicionado nenhum fator de segurança.

Para essa potência, deseja-se calcular quantas voltas é preciso para o disco parado atingir a velocidade desejada, isto é, $160 \text{ rpm} = 2,67 \text{ rot/s}$:

$$T1 = a \cdot Jd = 6,64 \cdot 10^{-2} a$$

$$T_{\text{motor}} = 120 \text{ Nm} = 10 + 6,64 \cdot 10^{-2} a$$

$$a = 1,66 \cdot 10^3 \text{ rot/s}^2$$

$$a = 2,67 \frac{\text{rot}}{\text{s}} \Rightarrow t = \frac{2,67 \text{ rot/s}}{1,66 \cdot 10^3 \text{ rot/s}^2} = 1,61 \cdot 10^{-3} \text{ s}$$

$$\text{rotações} = 2,67 \text{ rot/s} \cdot 1,61 \cdot 10^{-3} \text{ s} = 4,30 \cdot 10^{-3}$$

Observa-se que o disco irá atingir a velocidade desejada em muito menos de uma volta, o que irá facilitar muito o projeto do mecanismo para posicionamento da ferramenta de corte.

O motor escolhido foi o motor da marca Weg linha Well com potência de $2,2kW$. Seus dados são descritos abaixo:

Potência: $2,2 kW$

Pólos: 4

Frequência: $60 Hz$

Conjugado: $12,1 Nm$

Tensão: $220/380 V$

Carcaça: $90L$

RPM: 1735

In: $8,27/4,79 A$

Rendimento (100%): $85,1$

F.P. (100%): $0,82$

Isolamento: B

Ruído: $51 dB(A)$

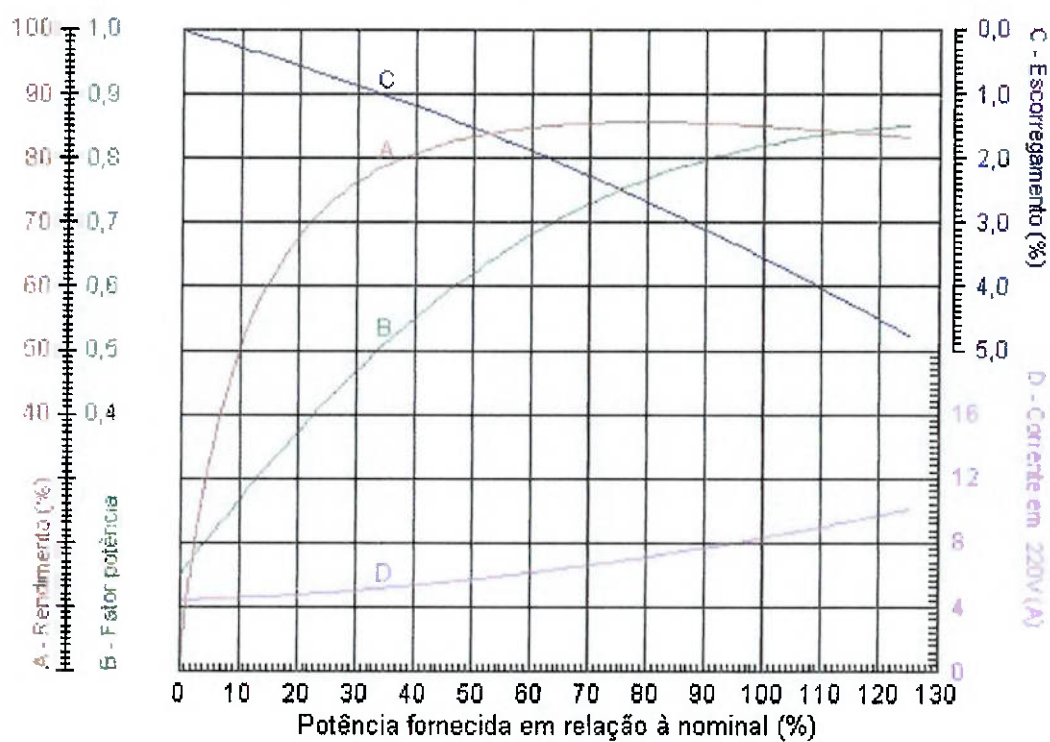
Corrente a vazio: $4,40/2,55 A$

I_p / I_n : $7,0$

Massa: $23kg$

Inércia: $0,006720kg/m^2$

A sua curva de desempenho obtida em <http://www.weg.com.br/index.htm>, é mostrada a seguir na Figura 15:



A - Rendimento



C - Escorregamento



B - Fator de Pot.



D - Corrente



Figura 15 – Curva de desempenho do motor.

Seu desenho e dimensões, também obtidos em <http://www.weg.com.br/index.htm>, são mostrados a seguir na Figura 16 e em anexo na Tabela 2.

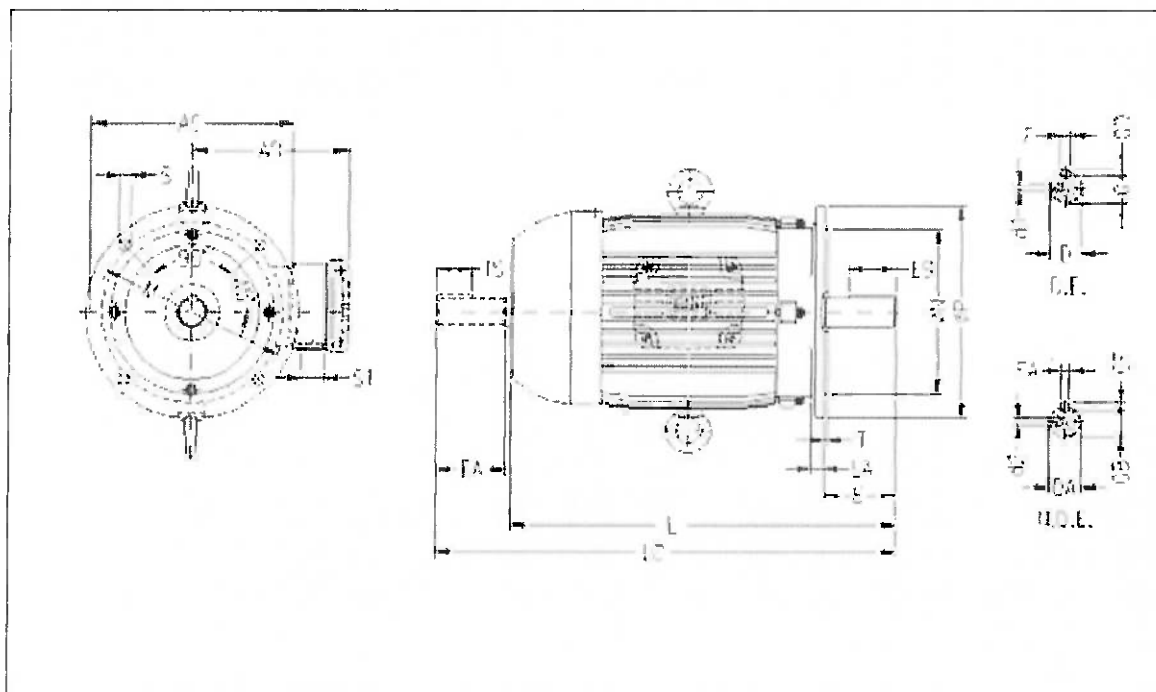


Figura 16 – Desenho do motor.

É importante observar a curva de escorregamento, que durante o corte do corpo-de-prova chega a atingir um valor perto de $4,0\%$, que para uma velocidade de corte de $200m/min$ corresponde a um valor de $8m/min$, que apesar de estar no intervalo de precisão exigido pode ser facilmente corrigido.

Também se deve corrigir a inércia dos cálculos acima levando em conta a inércia do motor:

$$T1 = a.(Jd + Jm) = (6,64.10^{-2} + 0,672.10^{-2})a = 7,31.10^{-2}a$$

$$T_{motor} = 120Nm = 10 + 7,31.10^{-2}a$$

$$a = 1,50.10^3 \frac{rot}{s^2}$$

$$a = 2,67 \frac{rot/s}{t} \Rightarrow t = \frac{2,67 \frac{rot}{s}}{1,50.10^3 \frac{rot}{s^2}} = 1,78.10^{-3} s$$

$$\text{rotações} = 2,67 \frac{\text{rot}}{\text{s}} \cdot 1,78 \cdot 10^{-3} \text{ s} = 4,75 \cdot 10^{-3}$$

Observa-se que os valores alteraram muito pouco, uma vez que a inércia do motor é bem inferior à do disco girante.

O peso do motor é *de 23 kg* e satisfaz as condições de projeto, uma vez que o protótipo deverá ter um peso inferior a *50 kg* e o peso dos outros componentes (estrutura, disco, transmissão, etc) provavelmente serão inferiores a *27 kg*.

Um aspecto importante a ser considerado é como garantir que o protótipo irá realizar apenas um risco no corpo-de-prova. Para isso, deverá ser necessário que o operador suba a ferramenta de corte em um tempo inferior a uma rotação do disco, isto é *160/60 segundos*.

Uma simulação para verificar se o operador é capaz disso pode ser realizada utilizando um metrônomo digital e um torno como mostrado na figura abaixo:



Metrônomo Digital

Ajuste da profundidade da
ferramenta de corte

Figura 17 – Simulação com metrônomo (1).



Figura 18 – Simulação com metrônomo (2).

Colocando o metrônomo a 160rpm, deve ser observado se o operado consegue girar meia volta do suposto ajuste da profundidade da ferramenta de corte.

Foram realizados 10 testes, sendo que em todos eles foi possível realizar a operação no tempo estipulado. Portanto, só com o ajuste do operador, é possível fazer com que o equipamento realize apenas um corte no corpo-de-prova.

8 PROJETO DA TRANSMISSÃO

8.1 Esboço e cálculo da redução

A primeira etapa do projeto da transmissão é o cálculo da redução. O motor possui uma rotação de $1735rpm$ e deseja-se obter uma rotação de $160rpm$, obtendo uma redução de $10,8$. Como a redução é muito alta, foi necessário projetar uma redução em dois estágios. Um desenho esquemático em corte do sistema de transmissão é mostrado abaixo:

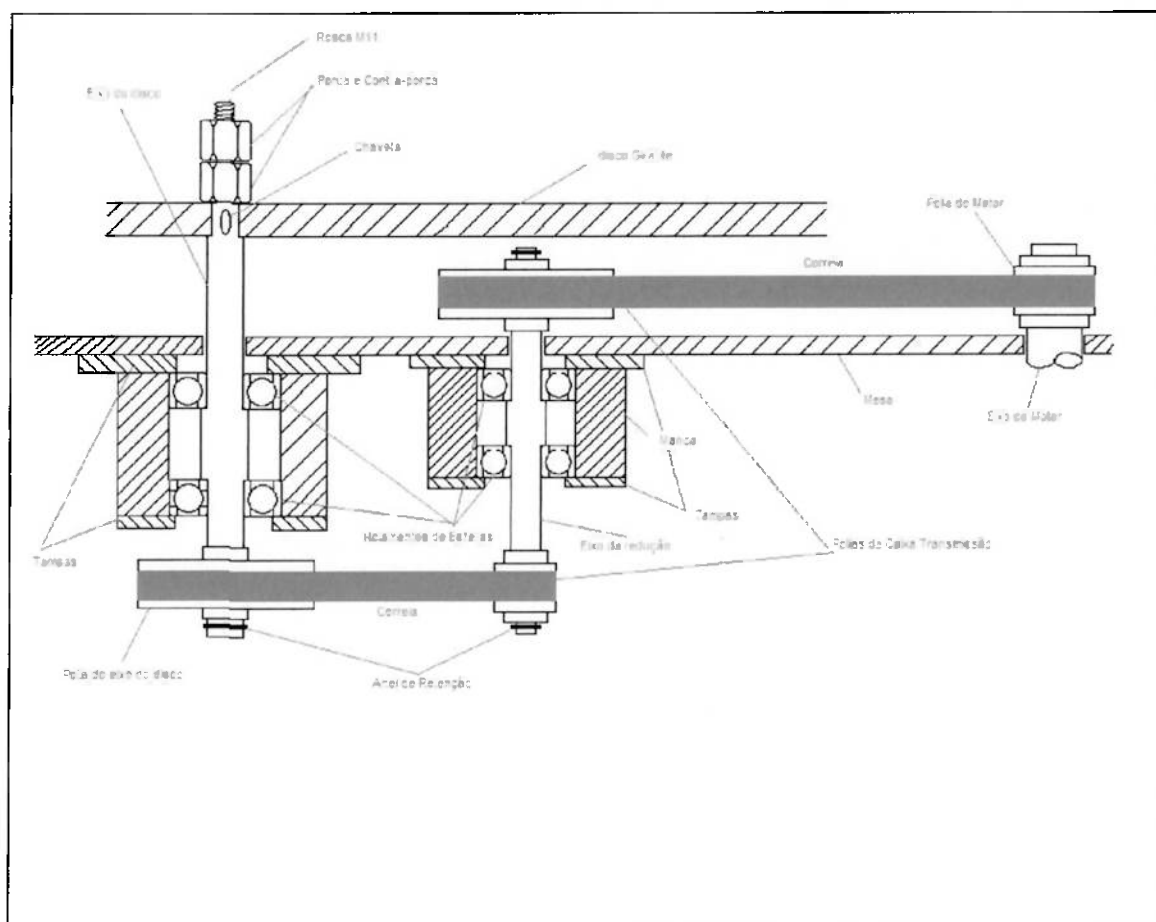


Figura 19 – Desenho da transmissão.

8.2 Projeto das correias e polias

Para o projeto das correias optou-se por utilizar correia sincronizadora, uma vez que para uma redução em dois estágios a perda de rendimento para uma transmissão em correia V seria muito alta.

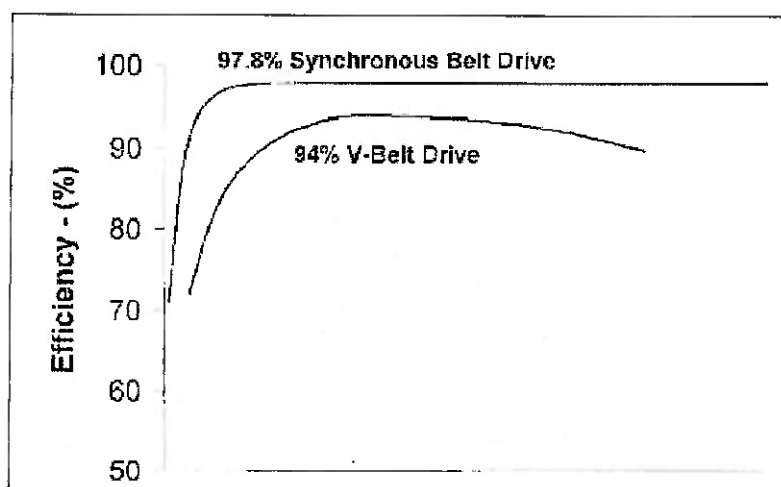


Figura 20 – Comparação entre correias.

A escolha da correia foi feita utilizando o comparativo da Figura 20, obtida do catálogo de correias sincronizadoras PowerGrip® da fornecedora Gates (2004).

Primeiramente é necessário saber o fator de serviço da operação para determinar qual o melhor modelo de correia a ser utilizada.

Utilizando a Tabela 5 dos anexos, obtida do catálogo da fabricante Gates (2004), e considerando as condições de trabalho da máquina obtemos um fator de serviço igual a 1. Portanto, a potência a ser utilizada é igual a $2,2KW$, que equivale a $3HP$. Utilizando os

gráficos a seguir, obtidos no catálogo do fabricante Gates (2004), pode-se obter o modelo adequado de correia:

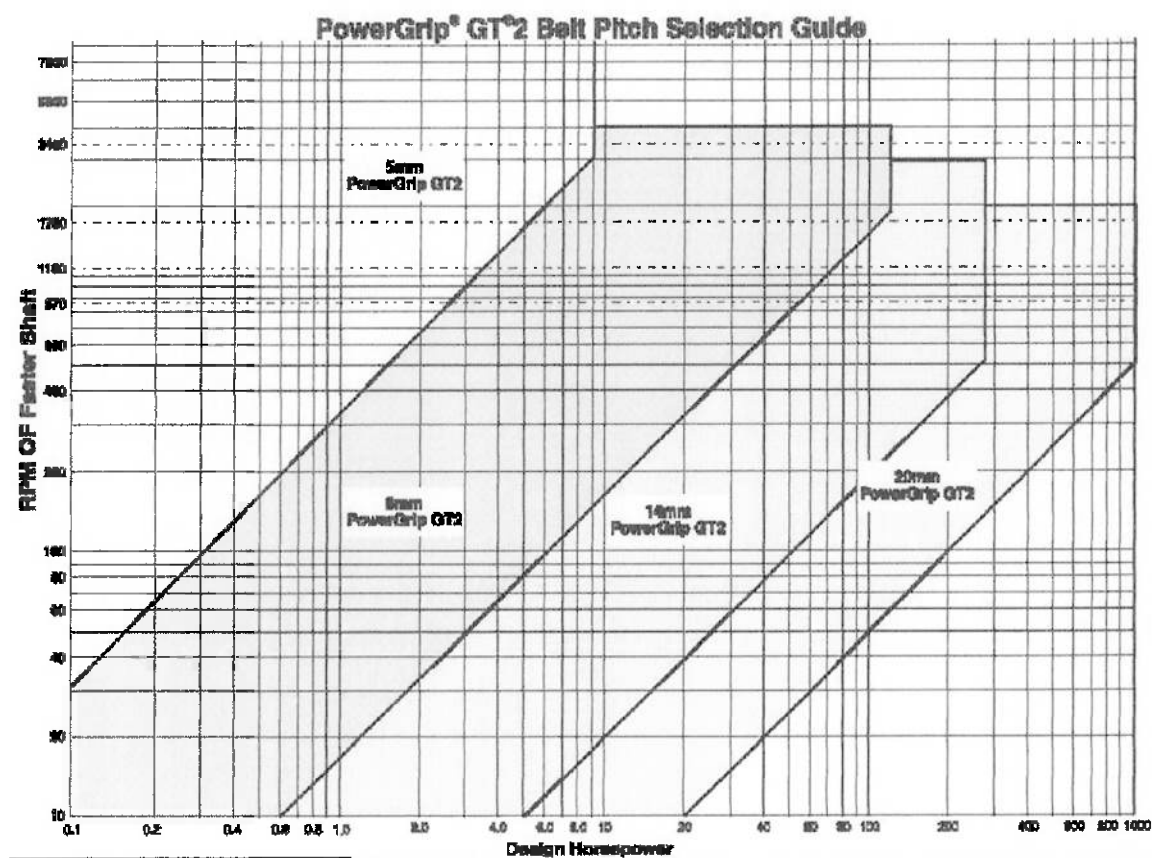


Figura 21 – Modelos de correias.

Por facilidade de projeto e manutenção, optou-se em utilizar o mesmo tipo de correia em ambas reduções.

Portanto de acordo com os gráficos acima a correia mais adequada para o projeto é a 8mm PowerGrip GT², onde 8m corresponde ao comprimento de passo.

A redução em ambos os estágios deve ser de 10,8, portanto escolheu-se uma redução no primeiro estágio (motor - eixo da redução) de 3,40 e uma redução no segundo estágio (eixo da redução – eixo do disco girante) de também 3,40. A redução resultante será de 11,56. A

escolha dos diâmetros das polias e a distância entre os eixos é feita pela Tabela 6 dos anexos, obtida do catálogo da fabricante Gates (2004).

Com as informações da Tabela 6, temos que os diâmetros das polias são $2,206\text{ pol}$ e $7,218\text{ pol}$ com respectivamente 22 e 72 dentes. Escolheu-se uma distância entre centros de $9,59\text{ pol}$. Com isso temos que a correia selecionada é a 880-8MGT P.L. 34,646 110teeth, isso é, uma correia de 8mm de comprimento de passo, 880mm de comprimento e 110 dentes . O fator de correção de comprimento para o cálculo da largura da correia é de $0,90$.

A velocidade da correia mais rápida é dada por:

$$V = \frac{PD(\text{polegadas})rpm}{3,82} = \frac{2,206.1735}{3,82} = 1002\text{ pol} / \text{min}$$

onde PD é o diâmetro da polia e rpm é a rotação da mesma em rotações por minuto.

Observa-se que a velocidade da correia é inferior à velocidade máxima especificada pelo fabricante ($6500\text{pol}/\text{min}$).

Para a escolha da largura da correia é necessário verificar se a potência de projeto é inferior à especificada pelo fabricante. Para isso utiliza-se a Tabela 7 dos anexos, obtida do catálogo da fabricante Gates (2004). Observa-se que a segunda redução é a mais crítica. Para ela temos a polia menor com $2,206\text{pol}$ e a rotação do eixo maior $1735/3,4=510\text{rpm}$. Conclui-se que a potência deve ser inferior a $0,9.3,77\text{Hp}=3,4\text{Hp}$ conforme a figura, onde $3,77$ é o valor obtido do gráfico e $0,9$ é o fator de correção calculado anteriormente. Como temos que $3,4\text{Hp}$ é maior que a potência do motor (3Hp), pode-se dizer que a largura de 30mm satisfaz às condições de projeto.

Finalmente, os números de séries e quantidades das polias e correias são:

2 polias P22-8MGT-30

2 polias P72-8MGT-30

2 correias 880-8MGT-30

Para o cálculo dos esforços nos rolamentos é necessário saber as tensões das correias:

$$T_t = \frac{144067Hp}{PD.rpm}$$

$$T_s = \frac{18008Hp}{PD.rpm}$$

onde Hp é a potência de trabalho, PD é o diâmetro da polia e rpm a rotação da mesma.

Para a primeira redução temos:

$$T_t = \frac{144067.3}{2,206.1735} = 113libras$$

$$T_s = \frac{18008.3}{2,206.1735} = 14libras$$

Para a segunda redução temos:

$$T_t = \frac{144067.3}{2,206.510} = 384libras$$

$$T_s = \frac{18008.3}{2,206.510} = 48libras$$

Para saber a resultante vetorial nas polias é necessário realizar a soma vetorial das tensões. Para isso utiliza-se a soma escalar seguida da multiplicação da correção conforme a figura a seguir, obtida do catálogo do fabricante Gates (2004):

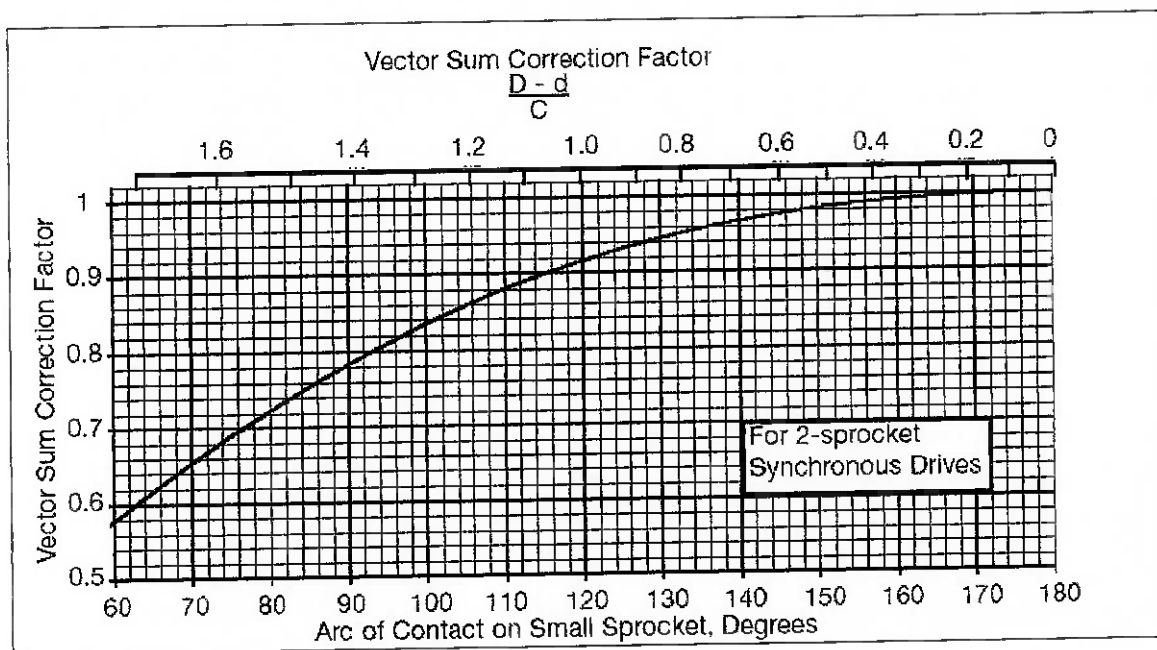


Figura 22 – Fator de correção para a resultante vetorial.

Onde $(D-d)/c$ é a diferença entre os diâmetros das polias dividida pela distância entre centros, que para o caso vale $(7,218-2,206)/9,59=0,52$. Portanto, o fator de correção será 0,99.

As forças nas polias serão:

Primeira redução: $(113+14)0,99=125,7\text{libras}=600\text{N}$

Segunda redução: $(384+48)0,99=427,7\text{libras}=1900\text{N}$

As forças nos rolamentos são dadas abaixo:

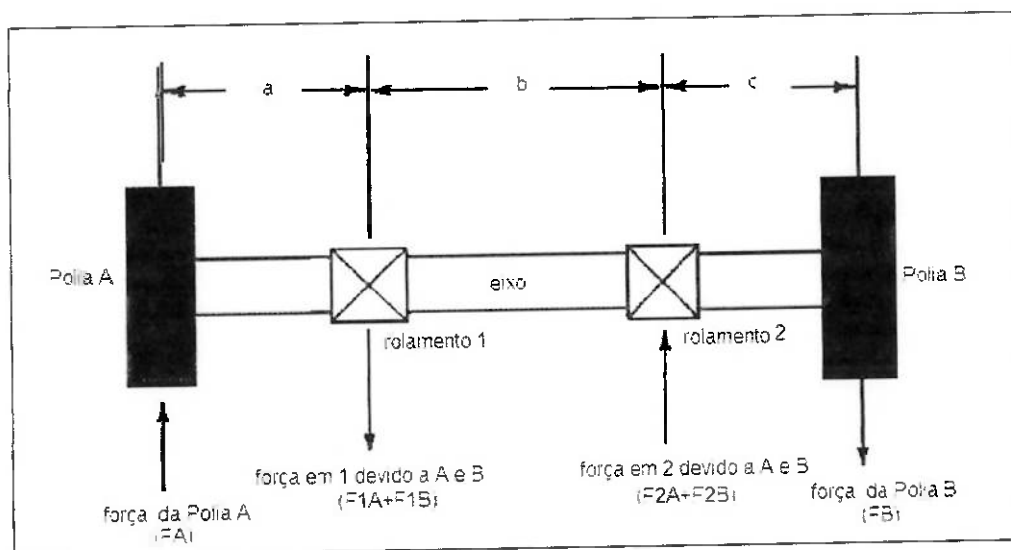


Figura 23 – Forças nos rolamentos.

Considerando $FA=1900N$, $FB=600N$, $a=c=40mm$, $b=51mm$ (apresentados na Figura

23). As forças resultantes nos rolamentos serão:

$$F1A=FA(a+b)/b=3390N$$

$$F1B=FB(a)/b=471N$$

$$F2A=FA(c)/b=1490N$$

$$F2B=FB(b+c)/b=1071N$$

$$F1=F1A+F1B=3861N$$

$$F2=F2A+F2B=2561N$$

9 PROJETO DOS ROLAMENTOS DO EIXO DO DISCO

Para a seleção dos rolamentos deve-se saber os diâmetros dos eixos nos pontos onde estarão os rolamentos. Um valor inicial de *17mm* de diâmetro para o eixo do disco e um valor de *17mm* para o eixo da redução foram escolhidos.

Os rolamentos exigem cargas axiais moderadas, não exigem velocidades muito altas, mas, no entanto, exigem alta precisão de giro, alta rigidez, baixo atrito, funcionamento silencioso e não exigem deslocamento axial e compensação de desalinhamento em operação. Com isso, o tipo de rolamento escolhido é o rolamento rígido de esferas. Além disso, os rolamentos poderiam entrar em contato com poeira, cavaco e outros agentes, sendo necessário que eles sejam vedados. Com isso, foram selecionados os rolamentos da série 2RS1 da SKF (Catálogo Geral SKF, 1990).

Para início de projeto escolheu-se para os eixos o rolamento com duas placas de vedação 62203-2RS1. Suas dimensões são mostradas abaixo na figura obtida do Catálogo Geral SKF (1990).

Rolamentos rígidos de esferas, uma carreira									
Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga P_u	Classificações de velocidade		Massa	Designação
d	D	B	C	C_0		Velocidade de referência	Velocidade limite		
mm			kN		kN	min		kg	-
17	40	16	9,56	4,75	0,2	-	12000	0,003	62703-2RS1

Fatores de cálculo
 k_1 0,325
 f_0 1,8

Figura 24 – Características dos rolamentos.

Com esses dados, já é possível determinar o diâmetro da região do eixo entre os dois rolamentos (diâmetro maior) e os diâmetros dos furos das tampas dos mancais:

Diâmetro maior dos eixos: $21,2mm$

Diâmetro das tampas dos mancais: $35,8mm$

É aconselhável que a distância entre os rolamentos seja igual ou superior a 3 vezes o diâmetro interno do rolamento, então para os rolamentos do eixo do disco e o eixo da redução temos $L=3 \cdot 17mm=51mm$.

Para verificar se os rolamentos suportam os esforços do processo é necessário realizar o cálculo da carga dinâmica equivalente, carga estática equivalente e capacidade de carga axial dos rolamentos. Os cálculos foram baseados no catálogo geral da SKF de 1990.

A força axial nos rolamentos do eixo do disco será a força Pp (força de profundidade) oriunda do processo de corte mais o peso do disco, portanto: $Fa=250N+33,2N=283,2N$.

A força radial nos rolamentos (Fa) pode ser aproximada pelo momento devido à força

Pp . A força aplicada nos rolamentos será dada então por:

$$Fr = Pp \cdot \frac{L}{l} = 250 \frac{0.2}{0.1} = 500N$$

onde L/l é a relação entre a distância da força até o eixo, e l é a distância vertical do disco até os rolamentos.

Observa-se que foi estimado um valor de $0,1m = 100mm$ para l .

Também deve ser incluso o valor da força devido à correia. O valor obtido através dos cálculos anteriores é $3861N$.

Como os rolamentos estão em pares e dispostos em tandem, a capacidade dinâmica equivalente é dada por:

$$P = Fr \quad \text{quando } Fa/Fr \leq e$$

$$P = X.Fr + Y.Fa \quad \text{quando } Fa/Fr > e$$

Os valores de “e”, “X” e “Y” são dados na Tabela 3 em anexo, obtida no Catálogo Geral SKF (1990).

Para o rolamento 62203-2RS1 temos $C_0=4,75Kn$ e $f_0=13$, portanto $f_0.Fa/C_0 = 2,4$ e $e=0,38$. Como Fa/Fr é menor que $0,30$, temos que $P = Fr = 3861+500=4361N$. Observa-se que o valor achado é inferior à capacidade de carga dinâmica do rolamento ($9,56KN$).

A carga estática equivalente é dada por $P_0=0,6.Fr+0,5.Fa=0,6.283,2+0,5.4361=2350N$. Observa-se que o valor é inferior à capacidade de carga estática do rolamento (4,75KN).

Com esses dados, pode-se concluir que o rolamento 62203-2RS1 satisfaz as condições de trabalho para esse eixo (Catálogo Geral SKF, 1990).

10 PROJETO DOS ROLAMENTOS DO EIXO DA REDUÇÃO

Considerando os valores das forças nos rolamentos devido às correias e os valores dos rolamentos calculados anteriormente, temos que a carga dinâmica equivalente dos rolamentos deve ser maior que $3861N$ e a carga estática equivalente maior que $0,6.Fr+0,4.Fa=2317N$. Como a carga dinâmica tolerável para o rolamento 62203-2RS1 é $9,56kN$ e a carga estática admissível $4,75kN$, temos que esse rolamento suportará as condições de trabalho para o caso do eixo da redução.

11 PROJETO DOS EIXOS

Os rasgos de chaveta são dados segundo a Tabela 4 em anexo, obtida em http://www.mepil.com.br/dimensao_chaveta.php.

Como os eixos possuem 17mm de diâmetro, temos que os valores de A , B e C são 19mm, 5mm e 5mm respectivamente. As dimensões A , B e C são mostradas na figura a seguir.

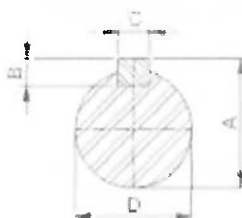


Figura 25 – Dimensões da chaveta para o eixo.

As dimensões dos anéis de retenção e as dimensões das ranhuras nos eixos foram obtidas pela Tabela 9 em anexo, obtida em <http://www.seegerreno.com.br/>. Como o diâmetro do eixo é 17mm, então o anel utilizado no eixo do disco e no eixo da redução é o 501.017.

Foi selecionada uma tolerância $h5$ para o diâmetro dos eixos nas regiões onde ficarão os rolamentos, portanto para um diâmetro de 17mm temos $+10\mu\text{m} -9\mu\text{m}$.

Também foi selecionada uma tolerância $h5$ para o diâmetro do eixo onde será colocado o disco, portanto para 11mm de diâmetro temos $+8\mu\text{m} -8\mu\text{m}$.

Para o diâmetro do furo da caixa de transmissão onde ficará a pista externa dos rolamentos foi selecionada uma tolerância $H6$, ou seja, $0\mu\text{m} -27\mu\text{m}$.

Utilizando os dados obtidos até agora e considerando a espessura das tampas dos mancais e espessura da mesa sendo 10mm , obtêm-se os seguintes eixos:

Eixo da redução

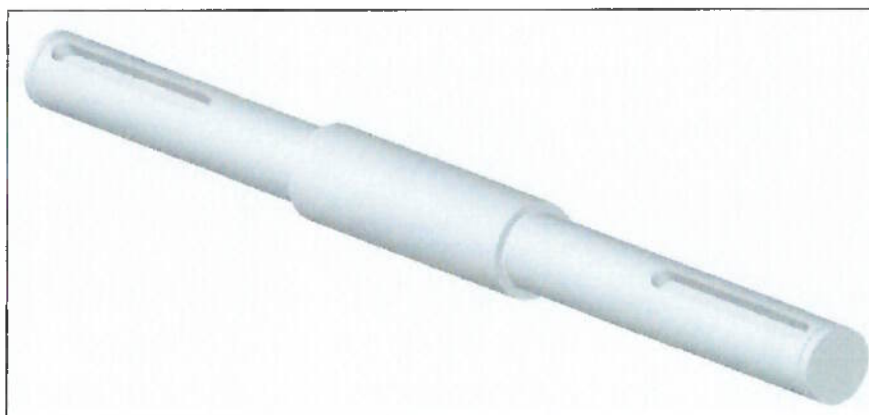


Figura 26 – Eixo da redução.

Eixo do disco

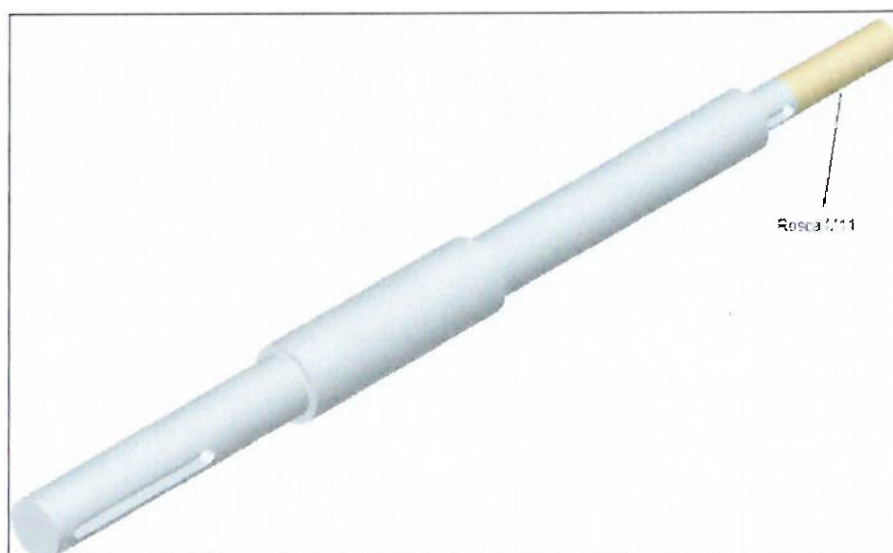


Figura 27 – Eixo do disco.

Para verificar se os eixos atendem as condições de projeto, realizou-se um método analítico e em seguida um método computacional (simulação no programa Ansys versão 8.0).

Foram considerados dois materiais distintos para os eixos:

Aço Carbono 1020

Densidade: $\rho=7800\text{Kg/m}^3$

Módulo de Young: $E=210\text{Gpa}$

Coefficiente de Poisson $\nu=0,29$

Tensão de escoamento $\sigma_y=200\text{Mpa}$

Tensão de ruptura $\sigma=380\text{Mpa}$

Aço 4340

Densidade: $\rho=7800\text{Kg/m}^3$

Módulo de Young: $E=210\text{Gpa}$

Coefficiente de Poisson $\nu=0,29$

Tensão de escoamento $\sigma_y=1240\text{Mpa}$

Tensão de ruptura $\sigma=1550\text{Mpa}$

Um desenho esquemático mostrando os esforços atuantes nos eixos é mostrado a seguir:

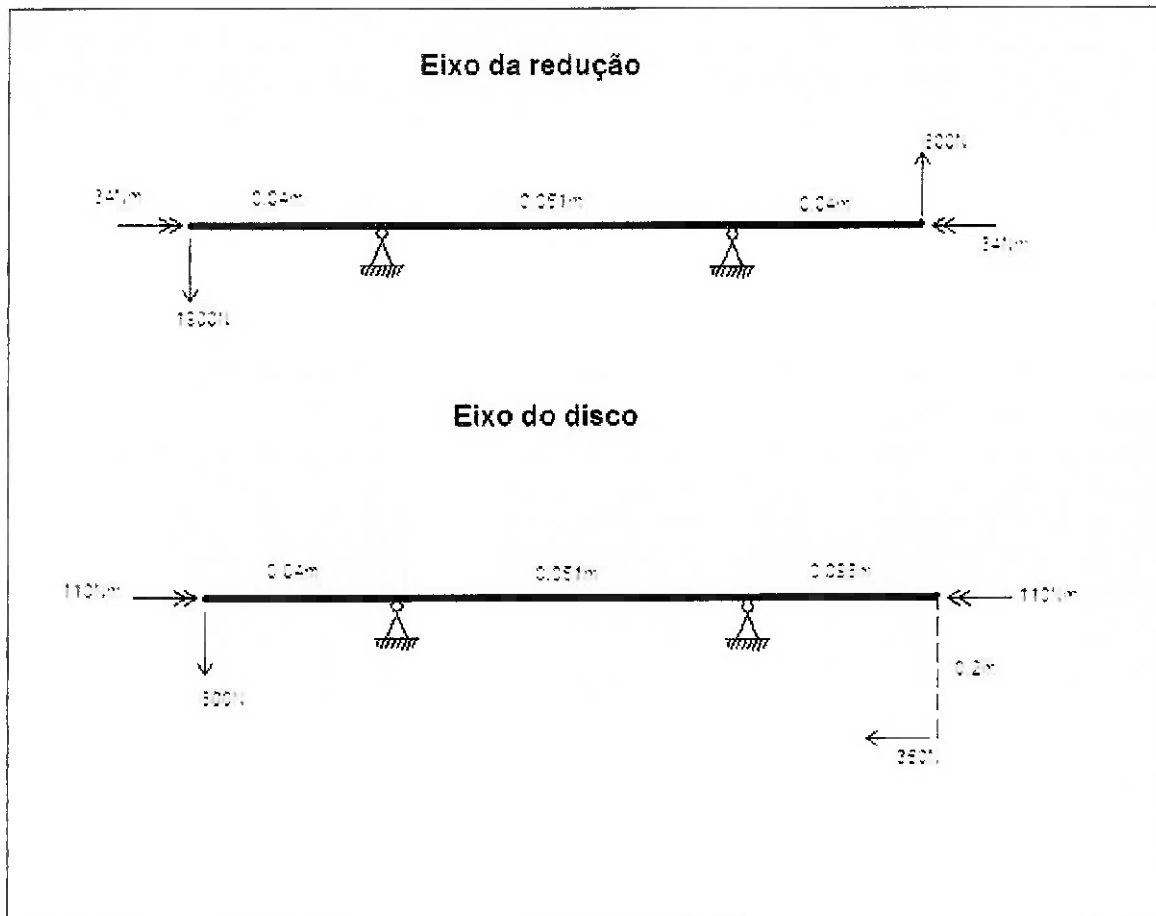


Figura 28 – Esforços atuantes nos eixos.

Para os eixos, temos as seguintes reações e diagramas de momentos:

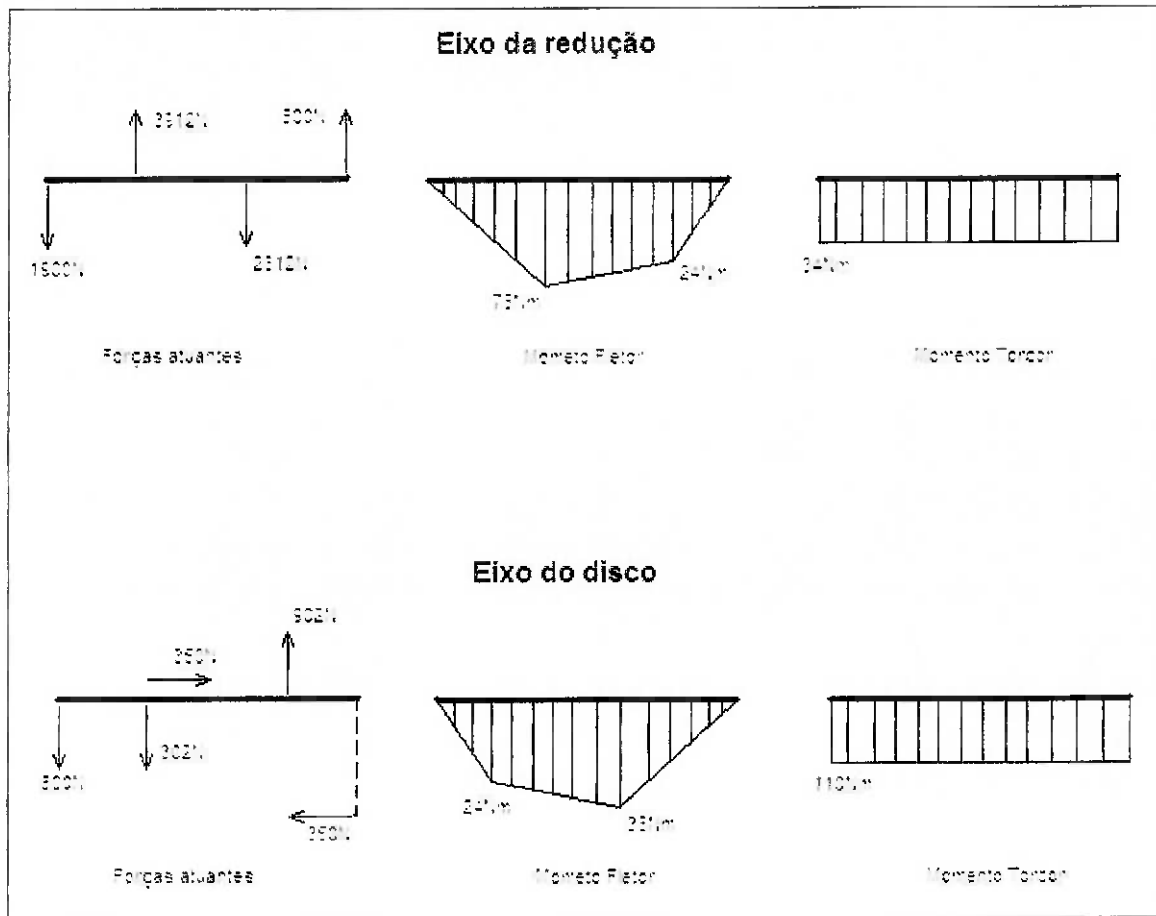


Figura 29 – Diagramas de momento nos eixos.

Como a flexão é simétrica (momento fletor é constante no tempo e o eixo gira) e a torção é constante, temos para o eixo da redução utilizando as propriedades do aço 1020:

$$\alpha = \frac{\sigma_{\text{casoflexão}}}{\sigma_{\text{casotorção}}} = \frac{\sigma_{III}}{\sigma_I} = \frac{1}{3,8}$$

$$M_{\text{max}} = \sqrt{M_f^2 + \left(\frac{1}{3,8} M_t\right)^2} = \sqrt{76^2 + \left(\frac{1}{3,8} 34\right)^2} = 76,5 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{III} = \frac{\sigma_{\text{ruptura1020}}}{3,8} = \frac{380 \cdot 10^6}{3,8} = 10^8$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{max}}}{0,1\sigma_{III}}} = 20 \text{ mm}$$

Observa-se que o diâmetro do eixo é superior ao diâmetro de projeto ($14mm$), indicado na figura abaixo:

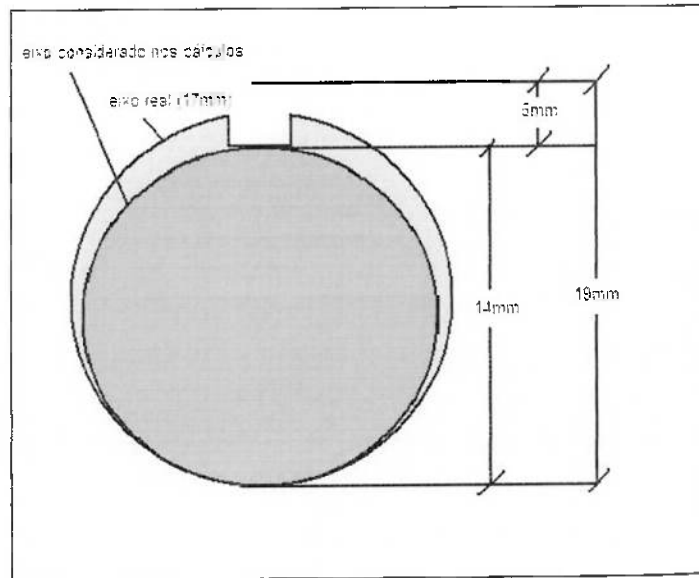


Figura 30 – Seção transversal do eixo.

Com isso, conclui-se que o eixo de aço 1020 não satisfaz as condições de trabalho.

Para o aço 4340 temos:

$$\alpha = \frac{\sigma_{\text{casoflexão}}}{\sigma_{\text{casotorção}}} = \frac{\sigma_{III}}{\sigma_I} = \frac{1}{3.8}$$

$$M_{\text{max}} = \sqrt{M_f^2 + \left(\frac{1}{3.8} M_t\right)^2} = 76.5 Nm$$

$$\sigma_{III} = \frac{\sigma_{\text{ruptura1020}}}{3.8} = \frac{1550 \cdot 10^6}{3.8} = 408 \cdot 10^6$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{max}}}{0.1 \sigma_{III}}} = 12.3 mm$$

Como o diâmetro do eixo é superior a $12.3mm$, temos que o eixo de aço 4340 satisfaz as condições de trabalho.

Para o eixo do disco temos:

Observa-se que o valor M_{max} (momento máximo) é inferior ao calculado no eixo da redução, portanto, podemos concluir que o eixo do disco de aço 4340 também satisfaz as condições de trabalho.

Para o eixo da redução, considerando os esforços devido ao estiramento das correias e o torque do motor, temos os seguintes resultados em elementos finitos:



Figura 31 – Deformação no eixo (1).

O local submetido às maiores tensões é mostrado abaixo:

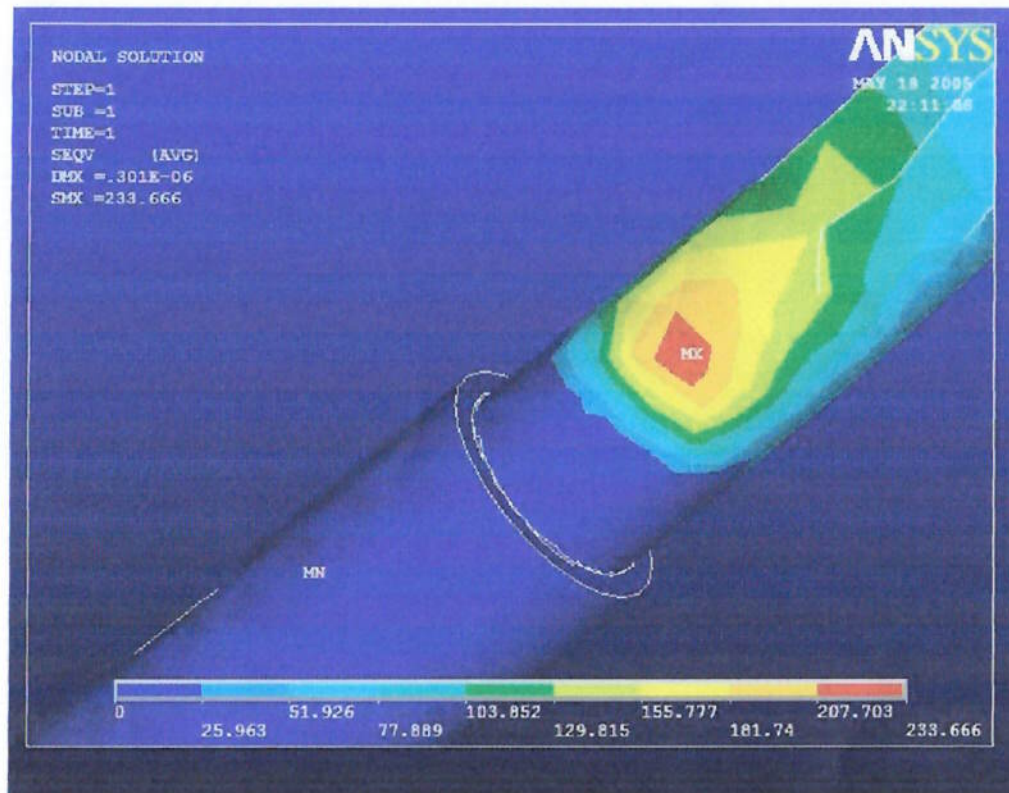


Figura 32 – Detalhe da deformação do eixo (1).

Para o eixo do disco, considerando os esforços devido ao estiramento das correias e o torque do motor, temos os seguintes resultados em elementos finitos:

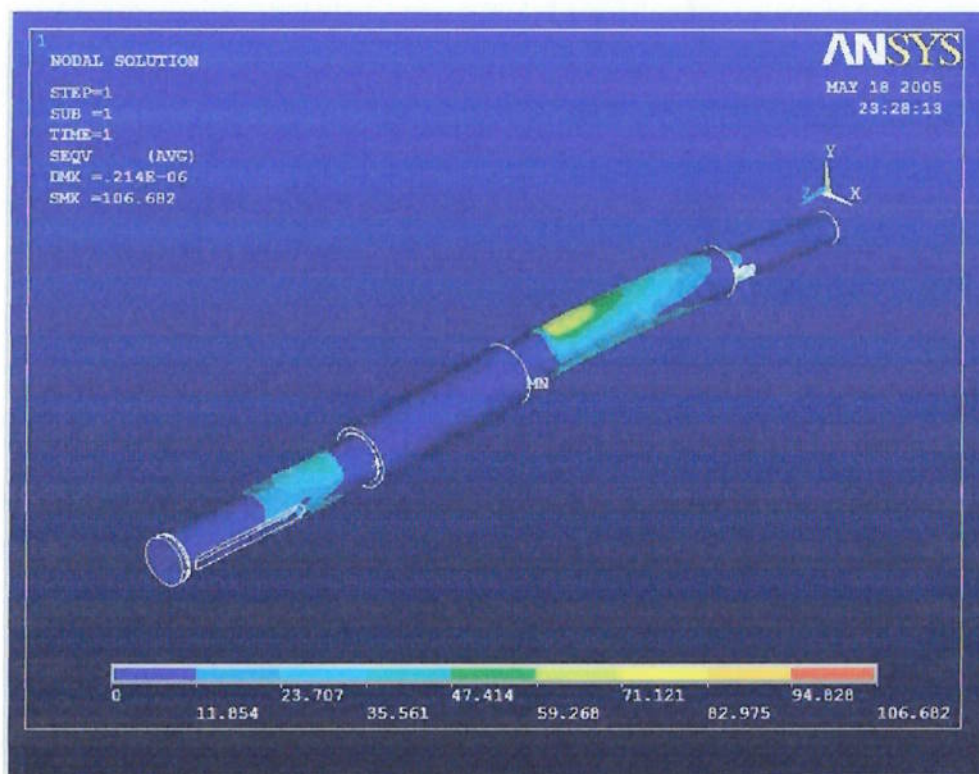


Figura 33 – Deformação no eixo (2).

O local submetido às maiores tensões é mostrado abaixo:

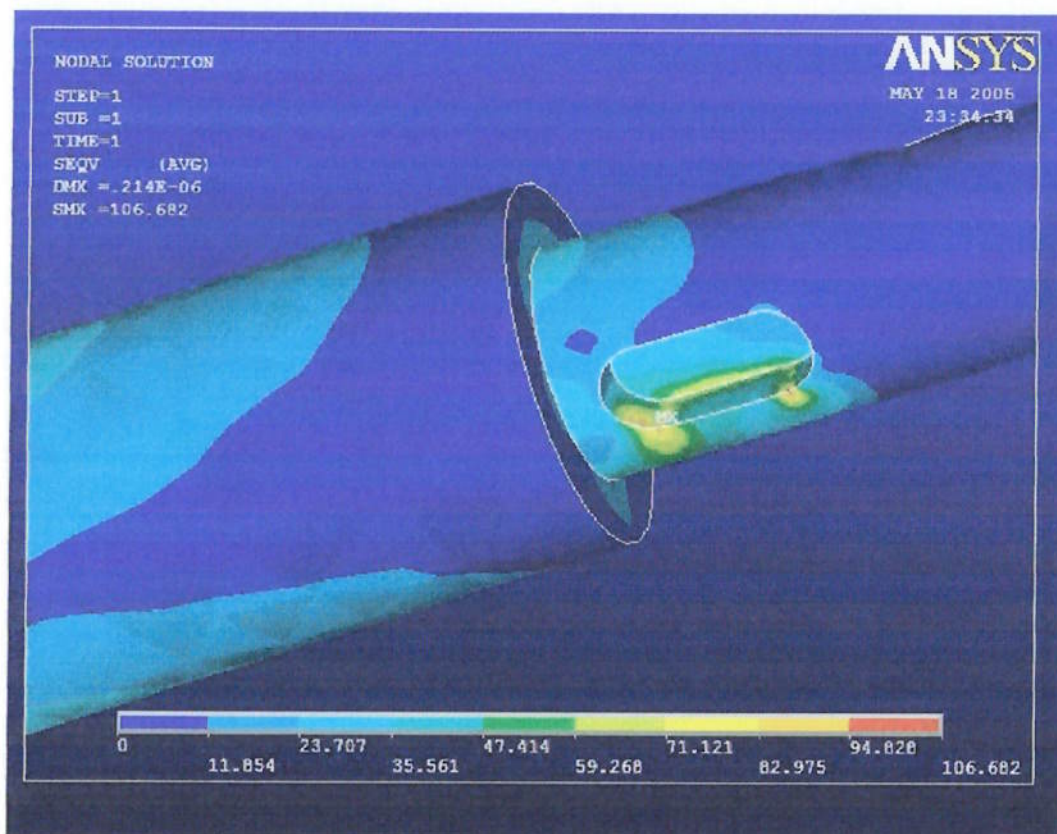


Figura 34 – Detalhe da deformação do eixo (2).

12 PROJETO DOS PARAFUSOS DE FIXAÇÃO DOS MANCAIS

Os mancais onde estão os eixos e seus respectivos rolamentos são fixados na mesa por meio de parafusos. Um detalhe da fixação é mostrado a seguir:

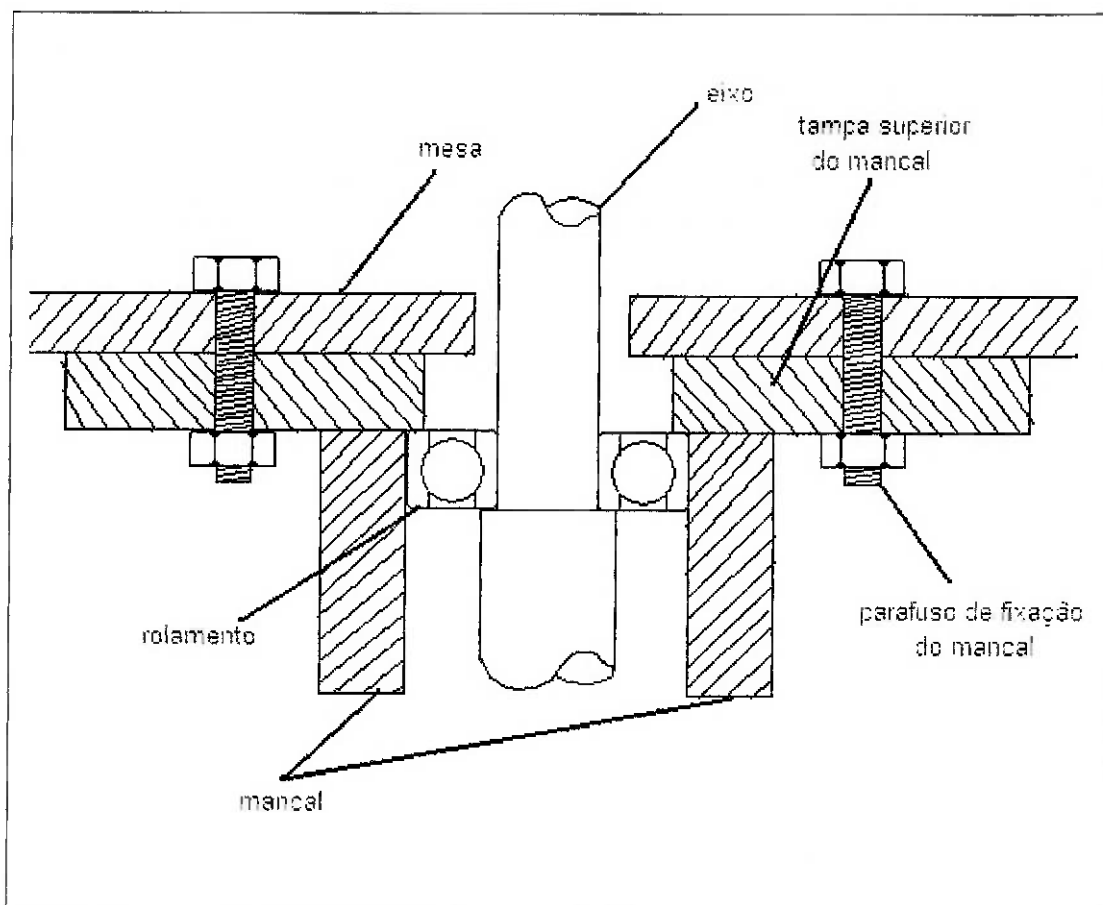


Figura 35 – Detalhe da fixação do mancal.

Para cada mancal, escolheu-se utilizar 4 parafusos de aço 1020 com tensão de escoamento 200Mpa . Utilizou-se também um coeficiente de segurança igual a 3.

Como o mancal que suporta o eixo da redução é submetido aos maiores esforços, utilizou-se ele para projetar os parafusos de fixação do mancal.

Um esquema da disposição dos parafusos e os esforços atuantes são mostrados a seguir:

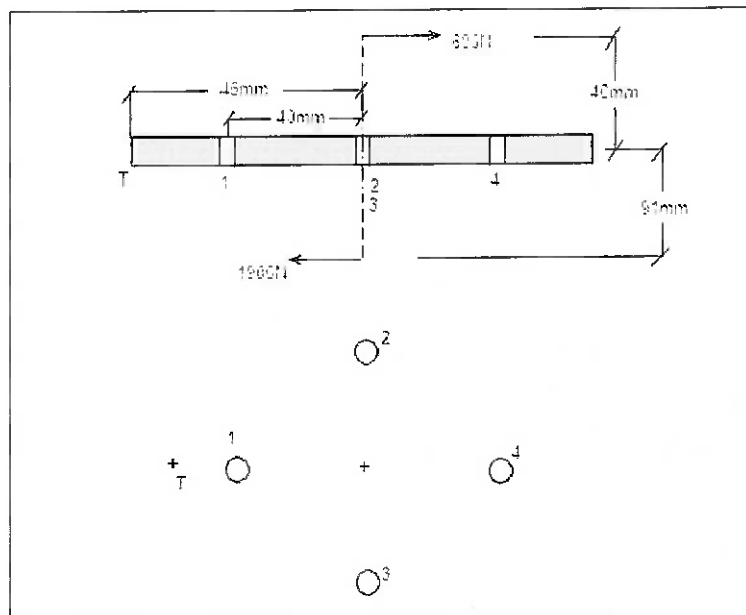


Figura 36 – Posicionamento dos parafusos.

As forças atuantes em cada parafuso são dadas por

$$\sum M_t = 0$$

$$600 \cdot 0,04 + 1900 \cdot 0,091 = 10^{-3} [5 \cdot F_1 + 85 \cdot F_4 + 45 \cdot (F_2 + F_3)]$$

Considerando a tampa rígida temos que a deformação de cada parafuso será:

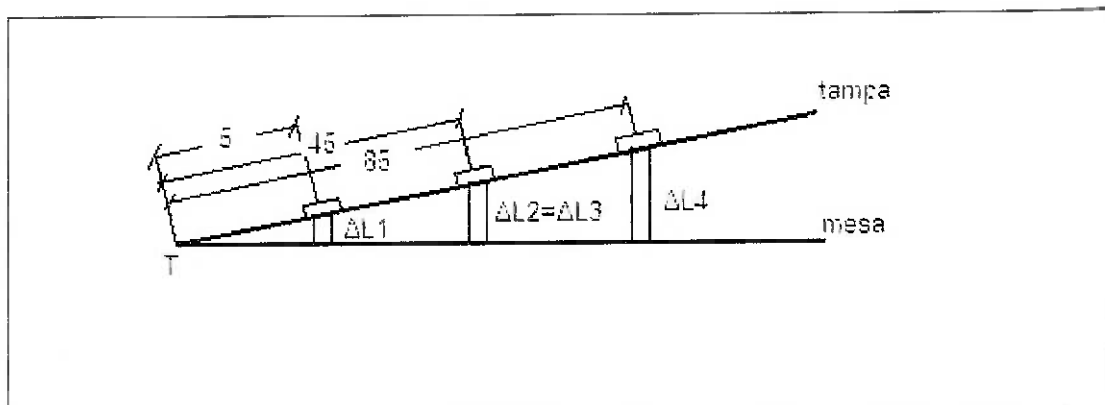


Figura 37 – Deformação nos parafusos.

$$\frac{\Delta L_1}{R_1} = \frac{\Delta L_i}{R_i} \text{ para } i=2,3,4$$

Pela lei de Hooke, temos:

$$\Delta L_i = \frac{\sigma_i L}{E} = F_i 4l / \pi d^2 E$$

Como os parafusos são iguais, $\Delta L_i = K.F_i$, isto é, $F_i / R_i = F_1 / R_1$

Substituindo na equação de equilíbrio, temos:

$$F_1 = 87.1N$$

$$F_2 = F_3 = 784N$$

$$F_4 = 1655N$$

Considerando o parafuso 4 (aquele que possui maiores esforços), temos:

$$\bar{\sigma} = \frac{\sigma_{esc}}{3} = 200/3Mpa$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4.F}{\pi\sigma}} = \sqrt{\frac{4.1655}{\pi \frac{200}{3} \cdot 10^6}} = 0.0056m$$

Portanto, os parafusos escolhidos serão M6.

13 RESULTADOS

O projeto final do protótipo foi concebido e especificado de forma a ser construído e atender os requisitos descritos anteriormente. Como resultado da parte de projeto foi obtido o sistema mostrado nas Figuras 38 e 39.

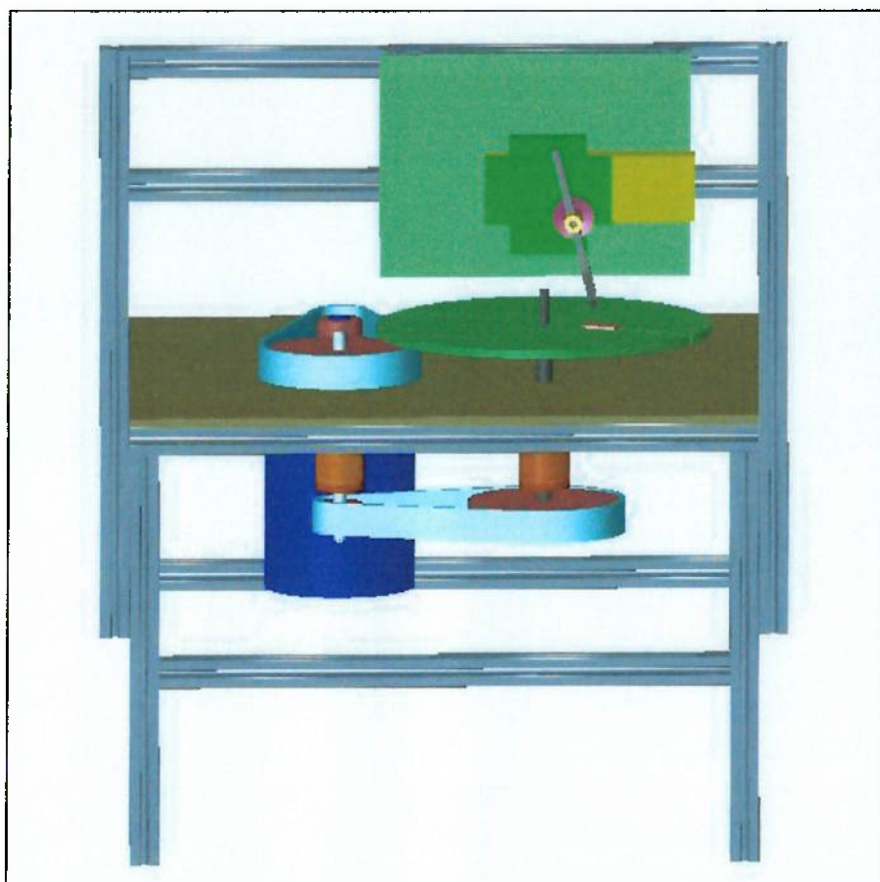


Figura 38 – Esquema do sistema projetado (1).

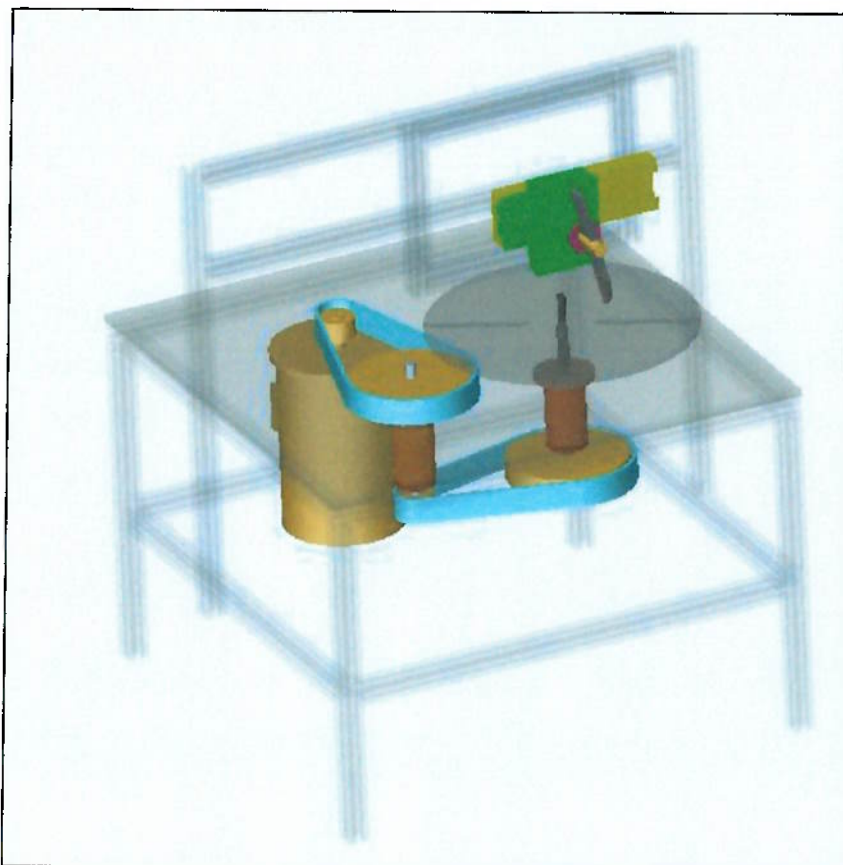


Figura 39 – Esquema do sistema projetado (2).

Alguns componentes como o motor, as polias, os rolamentos e as correias foram comprados, enquanto que outros componentes como os eixos de transmissão e os mancais foram fabricados na oficina do departamento. Esses componentes foram fabricados com tolerâncias um pouco diferentes das especificadas no projeto, porém isso não afetou a qualidade final protótipo.

Um dos requisitos de projeto foi que o protótipo tivesse peso e dimensões de modo a possibilitar que fosse colocado em uma bancada. Para tanto, optou-se por utilizar uma estrutura leve. Outro requisito importante é que não ocorressem vibrações que pudessem comprometer ou inviabilizar a execução dos ensaios. Estes dois requisitos foram atendidos neste projeto, embora tenha sido considerado inicialmente que uma estrutura leve poderia não apresentar a rigidez necessária para evitar tais vibrações.

Foi realizado um ensaio para testar o equipamento, no qual utilizou-se um corpo-de-prova de alumínio. A foto a seguir ilustra o corpo de prova após o ensaio.

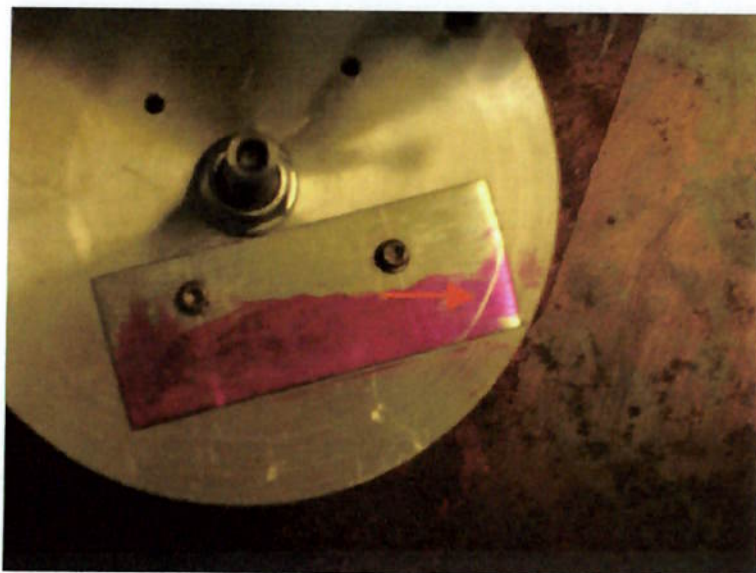


Figura 40 – Detalhe do corpo-de-prova.

A Figura a seguir mostra o sistema de corte construído.

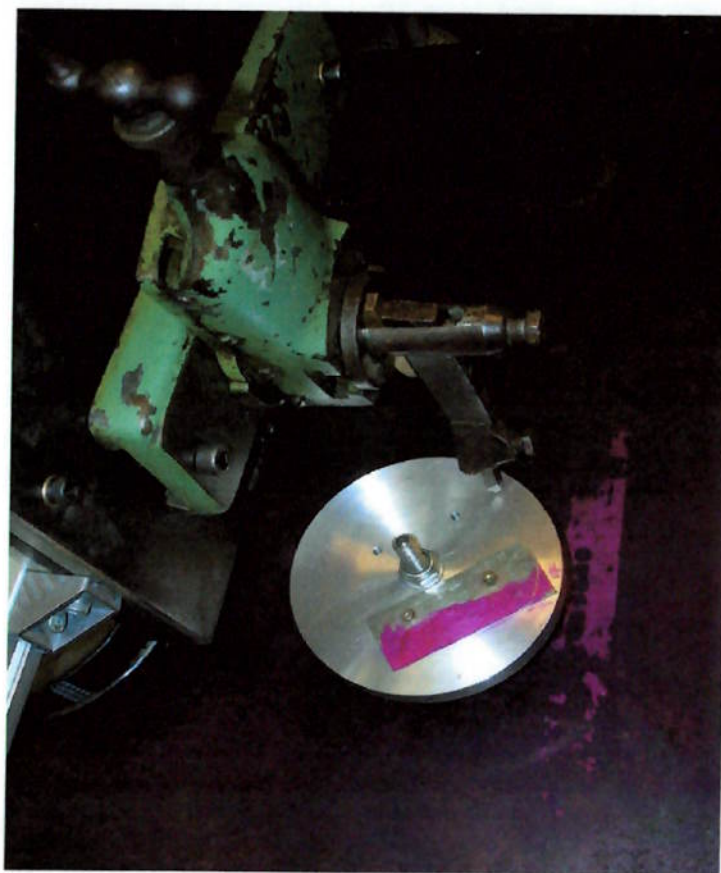


Figura 41 – Detalhe do sistema de corte.

A Figura a seguir mostra a redução primária.



Figura 42 – Detalhe da redução primária.

A foto a seguir ilustra o protótipo construído:



Figura 43 – Protótipo construído.

14 TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho é apenas uma primeira etapa de um projeto que tem como objetivo final gerar amostras que possam ser analisadas utilizando microscopia óptica e de varredura para estudo do mecanismo de corte. Como continuação deste trabalho, seria importante realizar algumas modificações e/ou complementações.

Devido a restrições de materiais disponíveis, o disco utilizado em um primeiro momento foi de 200 mm de diâmetro, sendo que o projetado foi de 400 mm. Isso faz com que o protótipo não atinja velocidades de corte tão elevadas quanto as desejadas. Como solução, propõe-se que o disco atual seja substituído por um de 400 mm de diâmetro como projetado, ou que seja instalado um inversor de frequência, que permitiria variar a rotação do motor tornando possível atingir as velocidades de corte desejadas. Esta segunda opção possui a vantagem de que o controle da rotação do motor com o uso do inversor, seria muito mais preciso, garantindo uma precisão maior da velocidade de corte.

Outra diferença com relação ao projeto foi a do material utilizado nos eixos de transmissão, que foram fabricados com aço 1020 ao invés de aço 4340. Em um curto período de tempo, não serão notados problemas, porém em longo prazo, os eixos podem se deformar gerando folgas e desalinhamentos que podem prejudicar o funcionamento do protótipo. Seria necessário então, substituir os eixos por outros fabricados em aço 4340, conforme projetado.

A mesa onde são fixados o motor e a transmissão foi feita de aço 1020 com espessura de 3 mm, sendo que o projetado foi utilizar alumínio com espessura de 10 mm. Essa seria mais uma modificação a ser feita.

Como complementação do trabalho, propõe-se utilizar extensômetros (*strain gages*) junto à ferramenta para medir as forças envolvidas no corte. Uma outra complementação seria medir a rotação do motor para a determinação da velocidade de corte em cada ensaio.

Como visto anteriormente, a temperatura é um fator importante no mecanismo de corte, portanto seria de grande contribuição implementar um sistema para a medição da temperatura durante o corte. Esse sistema pode ser baseado no uso de infravermelho, como citado neste trabalho.

Observa-se também a necessidade de se colocar um sistema para reter o cavaco, uma vez que o movimento do corpo-de-prova junto com o disco poderia lançar o cavaco, representando um certo risco de acidentes. Para isso, propõe-se fixar na estrutura placas de acrílico ao redor da mesa. Essas placas protegeriam não só do cavaco como também de algum componente que eventualmente se desprenda durante o ensaio.

15 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- FERRARESI, D. Fundamentos da Usinagem dos Metais, Editora Edgard Blüchen Vol. 1, 1988
- FERRARESI, D. Características de Usinagem dos Metais para Operação de Torneamento, Editora Edgard Blüchen Vol. 1, 1987
- Catálogo Geral SKF 1990
- Catálogo Drive Design Power Grip® GT®2, Junho de 2004, Fabricante Gates.
- JANG, P.; STORI J.A. A Metric-Based Approach to Two-Dimensional (2D) Tool-Path Optimization for High-Speed Machining. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 127, 2005.
- LI, X. P.; ZHENG, H. Q.; WONG, Y. S.; NEE, A. Y. C. An approach to theoretical modeling and simulation of face milling forces. *Journal of Manufacturing Processes*, 2000
- POTDAR, Y. K.; ZEHNDER, A. T. Measurements and Simulations of Temperature and Deformation Fields in Transient Metal Cutting. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 125, 2003.
- SHI, J.; LIU, C. R. L. Decomposition of Thermal and Mechanical Effects on Microstructure and Hardness of Hard Turned Surfaces. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 126, 2004.
- GUIMARÃES, A., R. Sistema para a medição das componentes da força de usinagem em operação de torneamento. 2000. 55p. Trabalho de Formatura – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2000.
- BERNS, H.; LIU, J.; THEISEN, W. A New Experimental Approach to Metal Cutting. *Z. Metallkd.* 87 (1996) 5

VELOSO, G.; ALVES, H. R.; BRANCO, J. R. T. Effects of isothermal treatment on microstructure and scratch test behavior of plasma sprayed zirconia coatings, REDEMAT (UFOP/CETEC/UEMG), 2000.

ZAMPESE, B; Dimensionamento, Gráfica Editora Guteplan, São Paulo, 1986.

MEPIL. Disponível em: <http://www.mepil.com.br/dimensao_chaveta.php>. Acesso em: 06/2005

WEG. Disponível em: <<http://www.weg.com.br/index.htm>>. Acesso em: 05/2005

SEEGER RENO. Disponível em: <<http://www.seegerreno.com.br/>>. Acesso em: 06/2005

16 ANEXOS

16.1 Tabelas

Tabela 1 – Dimensões de chaveta.

D	Ø11	Ø14	Ø16	Ø19	Ø24	Ø25	Ø28	Ø35	Ø40	Ø45
F	4	5	5	6	8	8	8	10	12	14
E	12,8	16,3	18,3	21,8	27,3	28,3	31,3	38,3	43,3	48,8

Tabela 2 – Dimensões do motor.

A	AC	AD	B	BA	BB	C	CA	D	E	ES	F	G	GD	DA	EA	TS	FA	GB	GF
140	179	150	125	42	156	56	104	24j6	50	36	8	20	7	16j6	40	28	5	13	5
HC	HD	HD'	K	L	LC	S1		d1	d2										
177	---	---	10	329	375	RWG ¾		A4	A4										
Flange				LA	M			N	P				T	S					
FF-165				10	165			130	200				3.5	12					

Tabela 3 – Fatores de cálculo para rolamentos rígidos de uma carreira de esferas.

$F_0, F_{0i} / C_{0i}$	Folga Normal			Folga C3			Folga C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0.172	0.19	0.56	2.30	0.29	0.46	1.88	0.38	0.44	1.47
0.345	0.22	0.56	1.99	0.32	0.46	1.71	0.40	0.44	1.40
0.689	0.26	0.56	1.71	0.36	0.46	1.52	0.43	0.44	1.30
1.03	0.28	0.56	1.55	0.38	0.46	1.41	0.46	0.44	1.23
1.38	0.30	0.56	1.45	0.40	0.46	1.34	0.47	0.44	1.19
2.07	0.34	0.56	1.31	0.44	0.46	1.23	0.50	0.44	1.12
3.45	0.38	0.56	1.15	0.49	0.46	1.10	0.55	0.44	1.02
5.17	0.42	0.56	1.04	0.54	0.46	1.01	0.56	0.44	1.00
6.89	0.44	0.56	1.00	0.54	0.46	1.00	0.56	0.44	1.00

Tabela 4 – Dimensões dos rasgos de chaveta.

D	Ø11	Ø15	Ø17	Ø19	Ø22	Ø23	Ø28	Ø32	Ø35	Ø38	Ø44	Ø48
A	12,5	17	19	21,5	24,5	26	31	35	38	41	47	51,5
B	4	5		6		7		8			8	9
C	4	5		6		8		10			12	14

Tabela 5 – Condições de trabalho da máquina.

DriveN Machine	DriveR					
	AC Motors: Normal Torque, Squirrel Cage, Synchronous, Split Phase. DC Motors: Shunt Wound. Engines: Multiple Cylinder Internal Combustion.*			AC Motors: High Torque, High Slip, Repulsion-Induction, Single Phase, Series Wound, Slip Ring. DC Motors: Series Wound, Compound Wound. Engines: Single Cylinder Internal Combustion.* Line shafts Clutches		
	Intermittent Service 2-5 Hours Daily or Seasonal	Normal Service 8-10 Hours Daily	Continuous Service 16-24 Hours Daily	Intermittent Service 2-5 Hours Daily or Seasonal	Normal Service 8-10 Hours Daily	Continuous Service 16-24 Hours Daily
The machines listed below are representative samples only. Select the group listed below whose load characteristics most closely approximate those of the machine being considered. See Page 266 for additional help in selecting Service Factors.						
Dispensing, Display Equipment Instrumentation Packaging Equipment Medical Equipment Office, Projection Equipment	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Agitators: Liquid Appliances: Sewing Machines, Sweepers Conveyors: Belt, Light Package Fans: Up to 10 HP Hand Tools: Power Machine Tools: Light: Drill Presses, Lathes, Saws Screens: Drum, Cyan Woodworking Equipment: Band Saws, Drills, Lathes	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Agitators: Semi-liquid Compressors: Centrifugal Centrifuges Conveyors: Belt, Coal, Ore, Sand Dough Mixers Fans: Over 10 HP Generators Laundry Equipment Line Shafts Machine Tools: Heavy: Boring, Grinders, Milling, Shapers Paper Machinery (except Pulpers), Presses, Punches, Shears Printing Machinery Pumps: Centrifugal, Gear Screws: Revolving, Vibratory	1.1	1.2	1.4	1.2	1.3	1.5
Blowers: Positive Displacement, Mine Fans Brick Machinery Compressors: Piston Conveyors: Drag, Elevator, Pan, Screw Elevators: Bucket Exciters Extractors Mills: Hammer Paper Pulpers Pulverizers Pumps: Piston Rubber Calendars, Extruders, Mills Textile Machinery	1.2	1.3	1.5	1.4	1.5	1.6
Crushers: Gyration, Jaw, Roll Hulls Mills: Ball, Rod, Tube Sawmill Machinery	1.3	1.4	1.6	1.5	1.6	1.8

*Applied Service Factor to continuous engine rating. Deduct 0.2 with a minimum Service Factor of 1.0 when applying to maximum intermittent rating. The use of a Service Factor of 2.0 is recommended for equipment subject to churning. For Oil Field Drilling and Equipment, see IRI Manual Bulletin No. 1-8401-62. For Oil Field Machines, see API specifications for Oil Field Drilling, API Standard 11B.

Tabela 7 – Características das correias.

8M PowerGrip® GT² Power Rating Table — 30mm Belt Width

RPM of Driver Shaft	Base Rated Horsepower for Small Sprocket (Number of Grooves and Pitch Diameter, Inches)															
	22 2.200	24 2.400	26 2.607	28 2.807	30 3.008	32 3.209	34 3.409	36 3.609	38 3.810	40 4.010	44 4.411	48 4.812	56 5.614	64 6.416	72 7.218	80 8.020
10	0.19	0.12	0.13	0.15	0.16	0.17	0.19	0.20	0.22	0.23	0.25	0.27	0.34	0.40	0.45	0.51
20	0.20	0.22	0.25	0.28	0.31	0.35	0.36	0.39	0.42	0.44	0.50	0.55	0.66	0.76	0.87	0.95
40	0.37	0.43	0.48	0.53	0.59	0.64	0.69	0.75	0.80	0.85	0.95	1.06	1.27	1.47	1.66	1.88
60	0.54	0.62	0.70	0.78	0.86	0.94	1.01	1.09	1.17	1.25	1.40	1.55	1.86	2.16	2.46	2.76
100	0.87	1.06	1.12	1.23	1.35	1.51	1.62	1.76	1.83	2.01	2.25	2.51	3.00	3.49	3.98	4.47
200	1.04	1.29	1.13	1.38	1.55	1.81	2.01	2.30	2.60	3.04	3.53	4.00	5.00	6.00	7.00	8.00
300	2.37	2.74	3.10	3.45	3.82	4.16	4.54	4.90	5.25	5.61	6.52	7.00	8.42	9.80	11.2	12.5
400	3.08	3.36	4.04	4.51	4.99	5.40	5.98	6.40	6.87	7.33	8.26	9.18	11.0	12.8	14.6	16.4
500	3.77	4.30	4.95	5.54	6.15	6.71	7.29	7.87	8.45	9.02	10.2	11.3	13.6	15.6	18.0	20.2
600	4.45	5.15	5.85	6.57	7.25	7.94	8.63	9.31	10.0	10.7	12.0	13.4	16.1	18.7	21.4	24.0
1000	5.11	5.99	6.74	7.54	8.35	9.15	9.95	10.7	11.5	12.3	13.9	15.5	18.0	21.6	24.1	27.1
1500	5.77	6.99	7.61	8.52	9.44	10.3	11.2	12.1	13.0	13.9	15.7	17.5	21.0	24.5	27.9	31.4
2000	6.22	7.22	8.22	9.20	10.2	11.2	12.2	13.1	14.1	15.1	17.0	18.9	22.7	26.5	30.2	33.9
3000	7.05	8.19	9.33	10.5	11.6	12.7	13.8	14.9	16.0	17.1	19.3	21.5	25.8	30.1	34.5	38.5
4000	8.06	9.37	10.7	12.0	13.3	14.5	15.8	17.1	18.4	19.6	22.2	24.7	29.6	34.5	39.4	44.2
1200	8.31	9.65	11.0	12.3	13.7	15.0	16.3	17.6	18.9	20.3	22.9	25.4	30.6	35.6	40.6	45.6
1400	9.54	11.1	12.7	14.2	15.7	17.3	18.6	20.3	21.8	23.3	26.3	29.3	35.2	41.0	46.8	52.4
1600	10.7	12.5	14.3	16.0	17.8	19.5	21.2	23.0	24.7	26.4	29.8	33.1	39.8	46.3	52.8	59.1
1750	11.6	13.5	15.5	17.4	19.3	21.2	23.0	24.9	26.8	28.6	32.3	36.0	43.2	50.8	57.2	64.1
2000	15.1	15.3	17.5	19.0	21.5	23.9	26.0	28.1	30.2	32.3	36.3	40.6	48.7	56.7	64.5	72.1
2400	15.4	18.0	20.3	23.1	25.6	28.1	30.7	33.1	35.6	38.1	43.0	47.8	57.5	66.6	75.0	84.4
2800	17.5	20.5	23.5	26.5	29.4	32.3	35.2	38.0	40.9	43.7	49.3	54.8	65.6	75.1	86.2	96.0
3200	19.8	23.2	26.5	29.8	33.1	36.4	39.6	42.8	46.0	49.2	55.4	61.6	73.0	85.2	96.2	
3450	21.1	24.7	28.3	31.9	35.4	38.9	42.5	45.8	49.2	52.5	59.2	65.7	78.4	90.6	102.2	
4000	24.0	28.1	32.2	36.2	40.3	44.2	48.1	52.0	55.9	59.7	67.1	74.5	88.5			
4500	26.6	31.1	35.5	40.1	44.5	48.9	53.2	57.5	61.7	65.9	74.0	82.0				
5000	29.0	34.0	39.0	43.8	48.7	53.4	58.1	62.6	67.3	71.8	80.6	89.1				
5500	31.4	36.8	42.2	47.3	52.7	57.6	62.9	67.6	72.7							

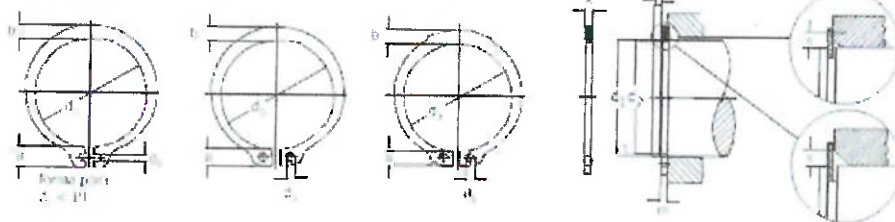
Tabela 8 – Dimensões da polia.

8mm Pitch PowerGrip® GT² Sprocket Specifications

Sprocket Number	Number of Teeth	Diameters (in)			Design Type	Dimensions (in)										Bore Sizes		Approx. Wt (lb)	Approx. GRZ	Matl. Spec.
		Pitch	O.D.	Flange Ref.		A	B	C	D	E	F	M	F-CL	Bushing Size	Min.	Max.				
P22-8MGT-30	22	2.206	2.132	2.539	AF-1	1.55	—	1.22	0.68	0	1.50	0.63	0.75	1.168	0.500	1.125	0.6	0.005	D	
P24-8MGT-30	24	2.406	2.332	2.736	AF-1	1.55	—	1.22	0.68	0	1.50	0.63	0.75	1.168	0.500	1.125	0.9	0.005	D	
P26-8MGT-30	26	2.607	2.533	2.933	AF-1	1.75	—	1.22	0.68	0	1.50	0.63	0.75	1.168	0.500	1.125	1.1	0.006	D	
P28-8MGT-30	28	2.807	2.735	3.130	AF-1	1.55	—	1.22	0.68	0	1.50	0.63	0.75	1.168	0.500	1.125	1.5	0.012	b	
P30-8MGT-30	30	3.008	2.934	3.326	AF-1	1.51	—	1.22	1.00	0	1.50	0.50	0.75	1.210	0.500	1.250	1.5	0.015	D	
P32-8MGT-30	32	3.209	3.134	3.523	AF-1	2.19	—	1.22	1.00	0	1.50	0.50	0.75	1.210	0.500	1.250	1.7	0.019	D	
P34-8MGT-30	34	3.409	3.336	3.719	AF-1	2.29	—	1.22	1.00	0	1.50	0.50	0.75	1.610	0.500	1.668	1.8	0.024	D	
P36-8MGT-30	36	3.609	3.533	3.917	AF-1	2.29	—	1.22	1.00	0	1.50	0.50	0.75	1.610	0.500	1.668	2.2	0.032	D	
P38-8MGT-30	38	3.810	3.736	4.114	AF-1	2.23	—	1.22	1.00	0	1.50	0.50	0.75	1.611	0.500	1.668	2.5	0.040	D	
P40-8MGT-30	40	4.010	3.936	4.311	AF-1	3.00	—	1.22	1.25	0	1.50	0.25	0.75	2.012	0.500	2.125	2.3	0.045	b	
P44-8MGT-30	44	4.411	4.337	4.764	AF-1	3.50	—	1.22	1.25	0	1.50	0.25	0.75	2.012	0.500	2.125	3.2	0.071	b	
P46-8MGT-30	46	4.612	4.738	5.137	AF-1	3.60	—	1.22	1.25	0	1.50	0.25	0.75	2.012	0.500	2.125	4.2	0.106	b	
P56-8MGT-30	56	5.614	5.360	5.945	AF-1	4.80	—	1.22	1.25	0	1.50	0.25	0.75	2.012	0.500	2.125	6.3	0.208	b	
P64-8MGT-30	64	6.416	6.362	6.772	BF-1	—	4.80	1.22	1.75	0	1.50	0.25	0.75	2.517	0.500	2.688	9.5	0.404	b	
P72-8MGT-30	72	7.218	7.164	7.598	BF-1	—	4.80	1.22	1.75	0	1.50	0.25	0.75	2.517	0.500	2.688	12.8	0.659	c	
P80-8MGT-30	80	8.020	7.966	8.386	BF-1	—	4.80	1.22	1.75	0	1.50	0.25	0.75	2.517	0.500	2.688	16.5	1.019	b	
P90-8MGT-30	90	9.023	8.969	—	C-2	7.50	4.68	—	1.75	0.15	1.50	0.12	0.51	2.517	0.500	2.688	21.6	1.65	b	
P112-8MGT-30	112	11.229	11.175	—	C-2	10.00	4.68	—	1.75	0.15	1.50	0.12	0.51	2.517	0.500	2.688	25.4	3.42	e	
P144-8MGT-30	144	14.437	14.383	—	C-2	13.20	4.88	—	1.68	0.36	1.30	0	0.76	2.517	0.500	2.688	31.0	6.014	b	

Material Spec: S Steel SS Sintered Steel G Gray Iron D - Ductile Iron
Design Type Suffix: 1 Solid 2 Web 3 Arms

Tabela 9 – Dimensionamento dos anéis de retenção.



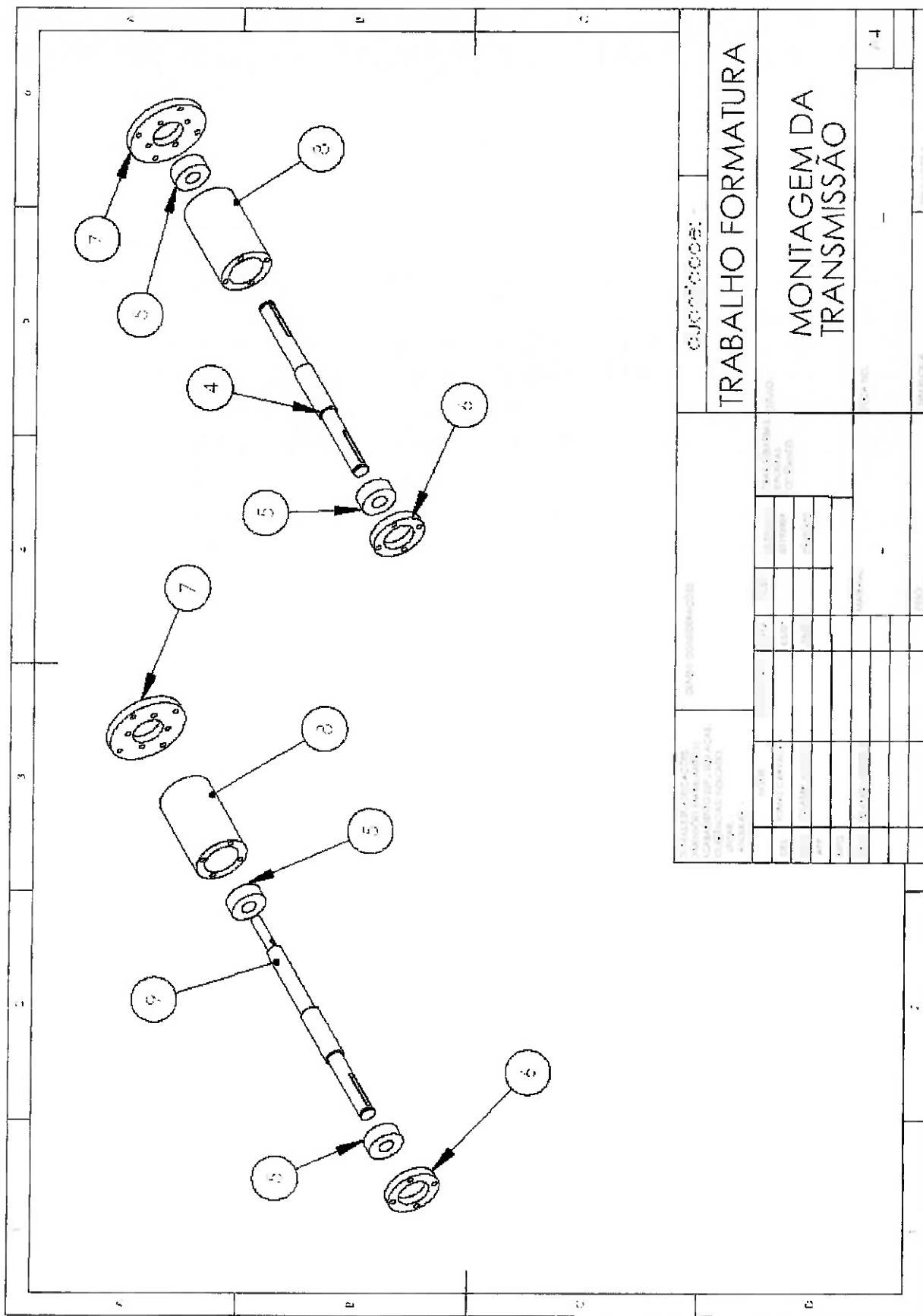
c_2 é o tamanho do filete não arredado.
Os anéis do grupo E01 são nomeados pelo 1º dígito numérico da norma acima.

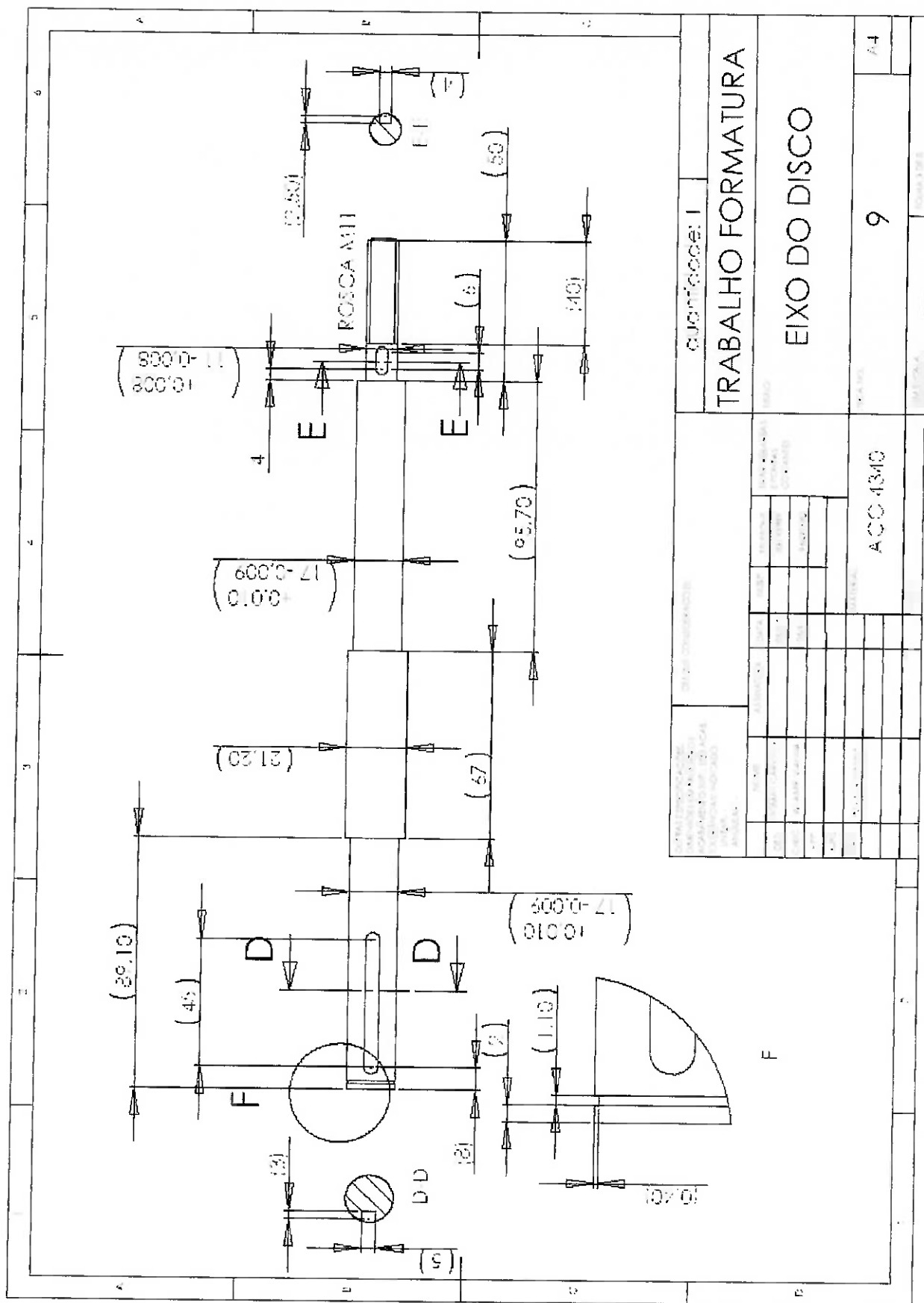
Designação Segor Rango de emprego	ANEL							RANHURA				DADOS COMPLEMENTARES													
	d	D	b	r	r_{max}	r_{min}	r_{fil}	r_{fil} (kg/1000)	r_{fil}	r_{fil}	r_{fil}	r_{fil}	r_{fil}	r_{fil}	r_{fil}	r_{fil}	r_{fil}	r_{fil}	r_{fil}	r_{fil}	r_{fil}	r_{fil}	r_{fil}		
E01 001	1	1,40	0,7	+0,04/-0,10	1,6	1,3	1,1	1,17	0,3	+0,04	1,60	1,10	1,1	1,6	47	1,6	0,7	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 004	4	1,40	0,7	+0,04/-0,10	0,2	0,9	1,0	1,122	0,3	+0,04	0,60	1,10	1,1	0,7	60	0,7	1,0	1,0	1,2	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 002	2	1,50	0,7	+0,04/-0,10	0,8	1,1	1,1	1,159	0,3	+0,04	1,70	1,1	1,1	23	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0		
E01 006	6	1,70	0,8	+0,04/-0,10	0,7	1,0	1,0	1,124	0,3	+0,04	0,80	1,10	1,1	0,8	240	1,0	0,8	0,8	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0		
E01 007	7	1,80	0,8	+0,04/-0,10	0,1	1,4	1,2	1,171	0,3	+0,04	1,00	1,10	1,1	0,8	64	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 008	8	2,00	1,0	+0,04/-0,10	0,8	1,4	1,0	1,169	0,3	+0,04	1,00	0,20	0,3	0,1	220	1,0	0,8	0,8	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0
E01 009	9	2,20	1,0	+0,04/-0,10	0,1	1,7	1,2	1,191	0,3	+0,04	1,10	1,10	1,1	0,8	110	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 010	10	2,40	1,0	+0,04/-0,10	0,1	1,8	1,2	1,194	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	100	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 011	11	2,60	1,0	+0,04/-0,10	0,1	1,8	1,2	1,190	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	140	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 012	12	2,80	1,0	+0,04/-0,10	0,1	1,8	1,2	1,188	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	160	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 013	13	3,00	1,0	+0,04/-0,10	0,1	2,0	1,2	1,190	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	200	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 014	14	3,20	1,0	+0,04/-0,10	0,1	2,0	1,2	1,184	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	240	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 015	15	3,40	1,0	+0,04/-0,10	0,1	2,2	1,2	1,187	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	280	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 016	16	3,60	1,0	+0,04/-0,10	0,1	2,2	1,2	1,183	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	320	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 017	17	3,80	1,0	+0,04/-0,10	0,1	2,2	1,2	1,180	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	360	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 018	18	4,00	1,0	+0,04/-0,10	0,1	2,4	1,2	1,181	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	400	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 019	19	4,20	1,0	+0,04/-0,10	0,1	2,4	1,2	1,177	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	440	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 020	20	4,40	1,0	+0,04/-0,10	0,1	2,4	1,2	1,174	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	480	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 021	21	4,60	1,0	+0,04/-0,10	0,1	2,6	1,2	1,175	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	520	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 022	22	4,80	1,0	+0,04/-0,10	0,1	2,6	1,2	1,171	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	560	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 023	23	5,00	1,0	+0,04/-0,10	0,1	2,6	1,2	1,168	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	600	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 024	24	5,20	1,0	+0,04/-0,10	0,1	2,8	1,2	1,169	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	640	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 025	25	5,40	1,0	+0,04/-0,10	0,1	2,8	1,2	1,165	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	680	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 026	26	5,60	1,0	+0,04/-0,10	0,1	3,0	1,2	1,166	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	720	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 027	27	5,80	1,0	+0,04/-0,10	0,1	3,0	1,2	1,162	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	760	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 028	28	6,00	1,0	+0,04/-0,10	0,1	3,2	1,2	1,163	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	800	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 029	29	6,20	1,0	+0,04/-0,10	0,1	3,2	1,2	1,159	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	840	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	
E01 030	30	6,40	1,0	+0,04/-0,10	0,1	3,4	1,2	1,160	0,3	+0,04	1,10	0,20	0,3	0,1	880	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	1,6	2,0	

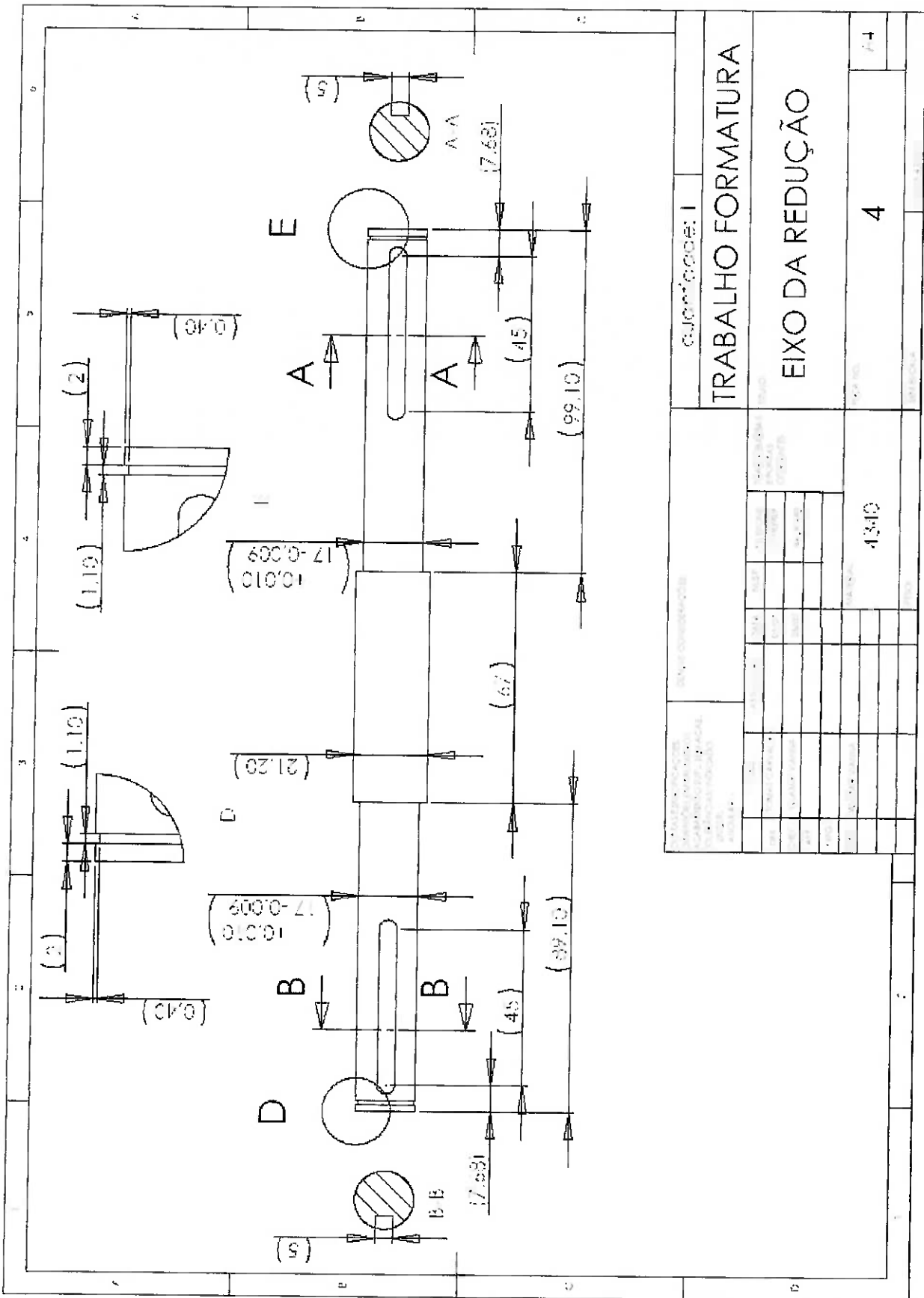
16.2 Desenhos Técnicos

PEÇA	QTI	MATERIAL	DESCRIÇÃO
1	1	ALUMINIO	MESA
2	1	-	MOTOR
3	1	-	POLIA MENOR (MOTOR)
4	1	AÇO 4340	EIXO REDUÇÃO
5	4	-	ROLAMENTO
6	2	ALUMINIO	TAMPA BAIXO
7	2	ALUMINIO	TAMPA CIMA
8	2	ALUMINIO	MANCAL
9	1	AÇO 4340	EIXO DISCO
10	1	-	POLIA MENOR (REDUÇÃO)
11	2	-	POLIA MAIOR
12	1	ALUMINIO	DISCO

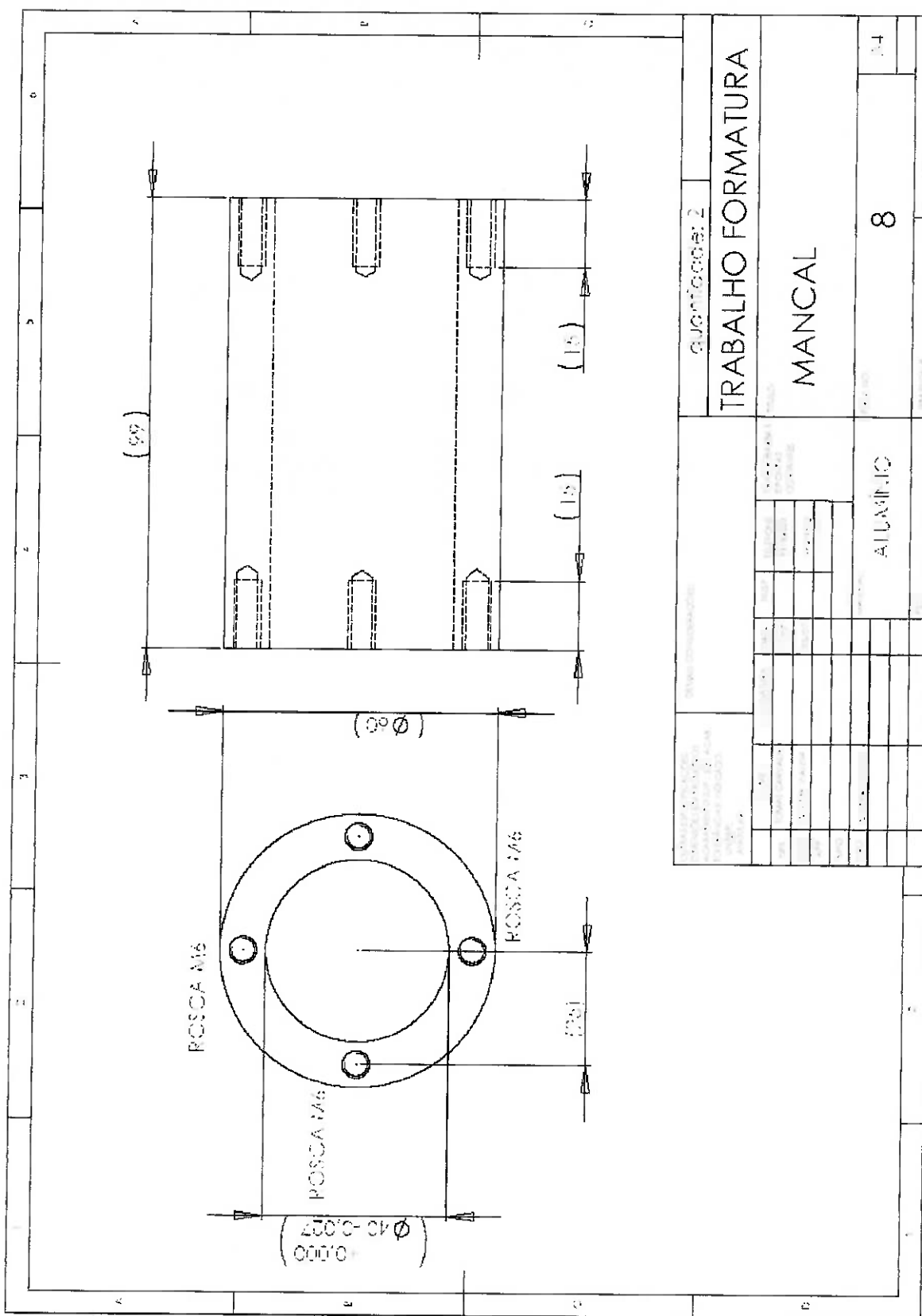
CUMPRIDO:		TRABALHO FORMATURA	
LISTA DE PEÇAS		/4	





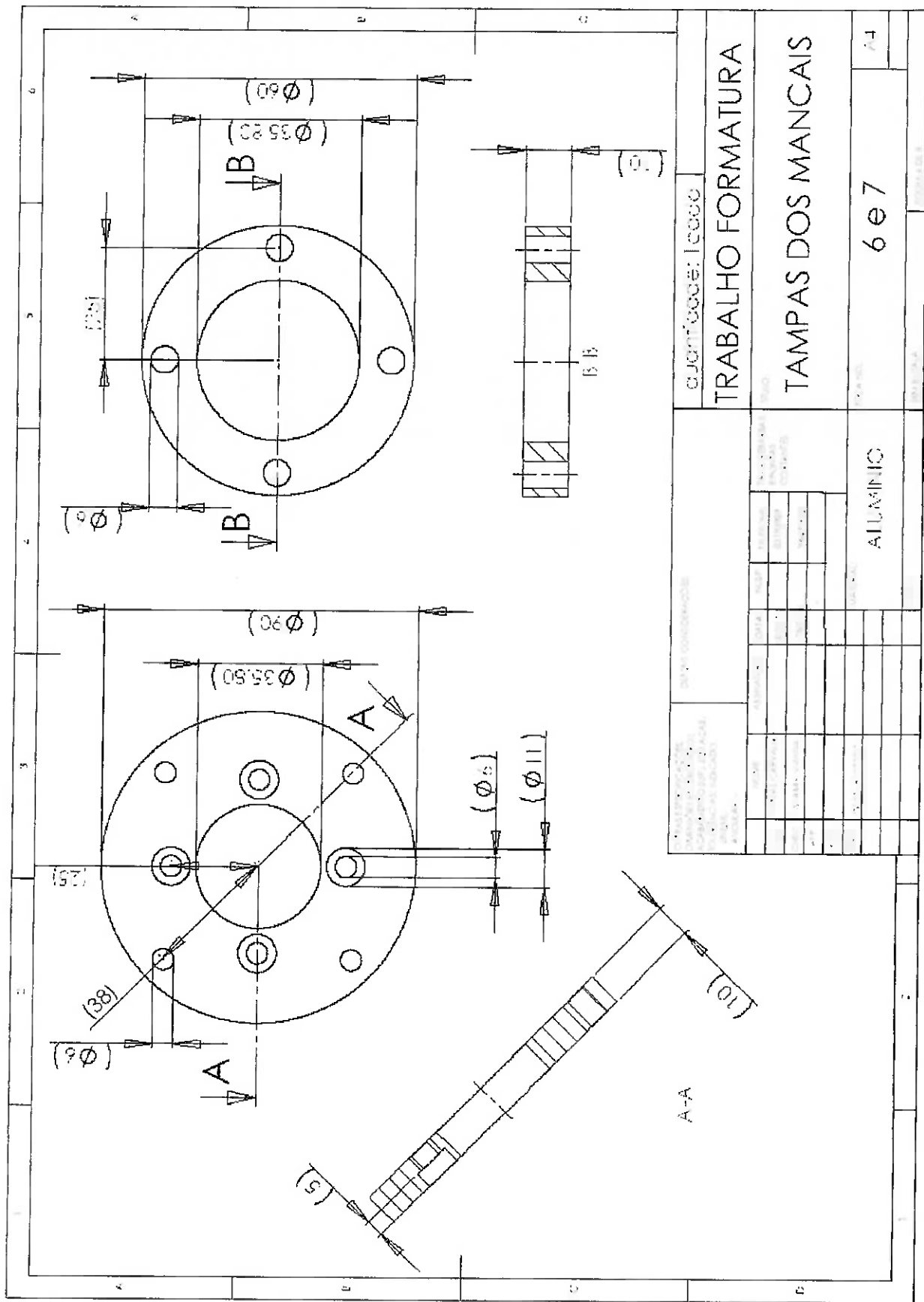


Quantidade: 1	
TRABALHO FORMATURA	
EIXO DA REDUÇÃO	
4340	4
	14

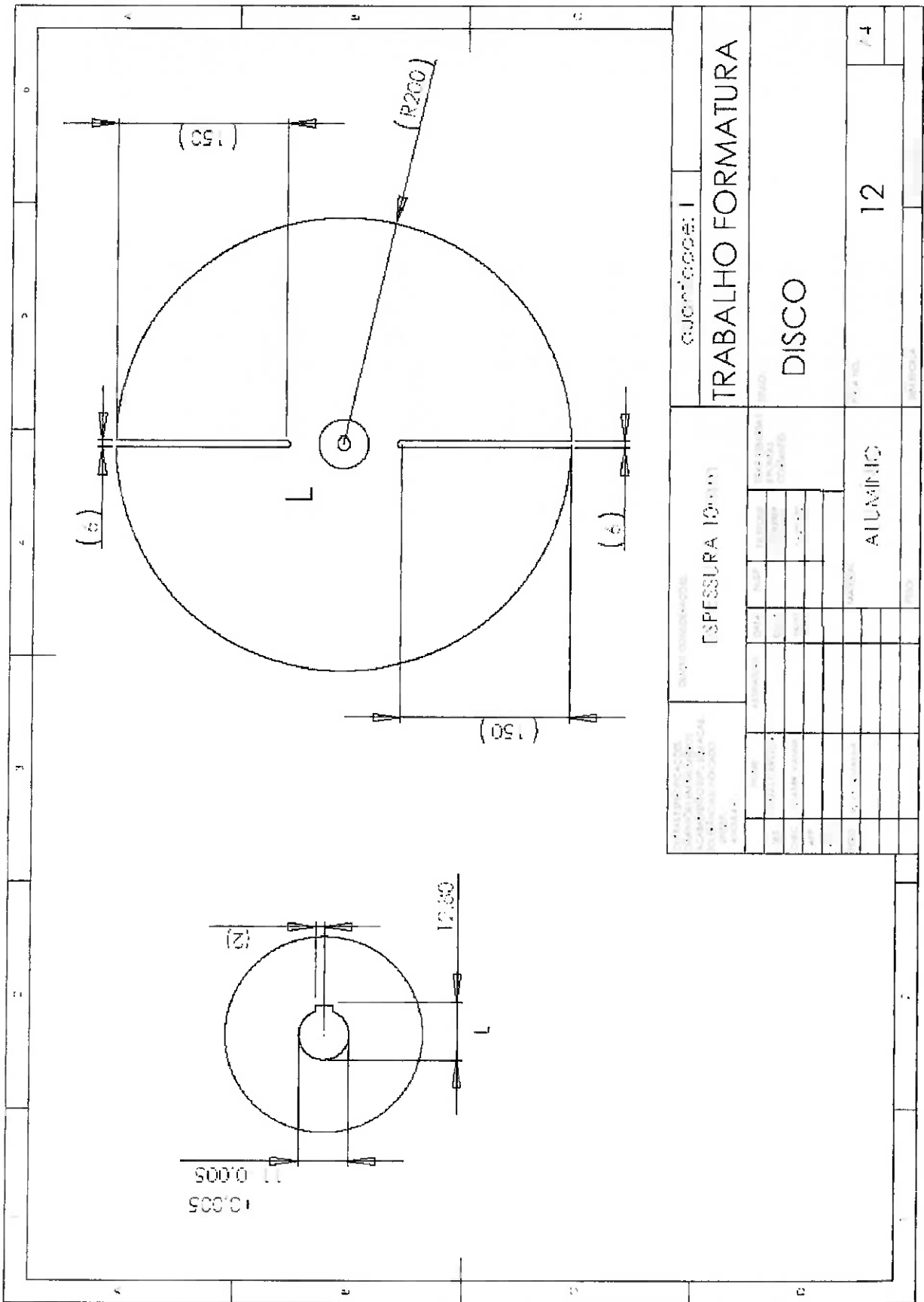


GUBRIGOS: 2	
TRABALHO FORMATURA	
MANCAL	
ALLUMINO	8
	24

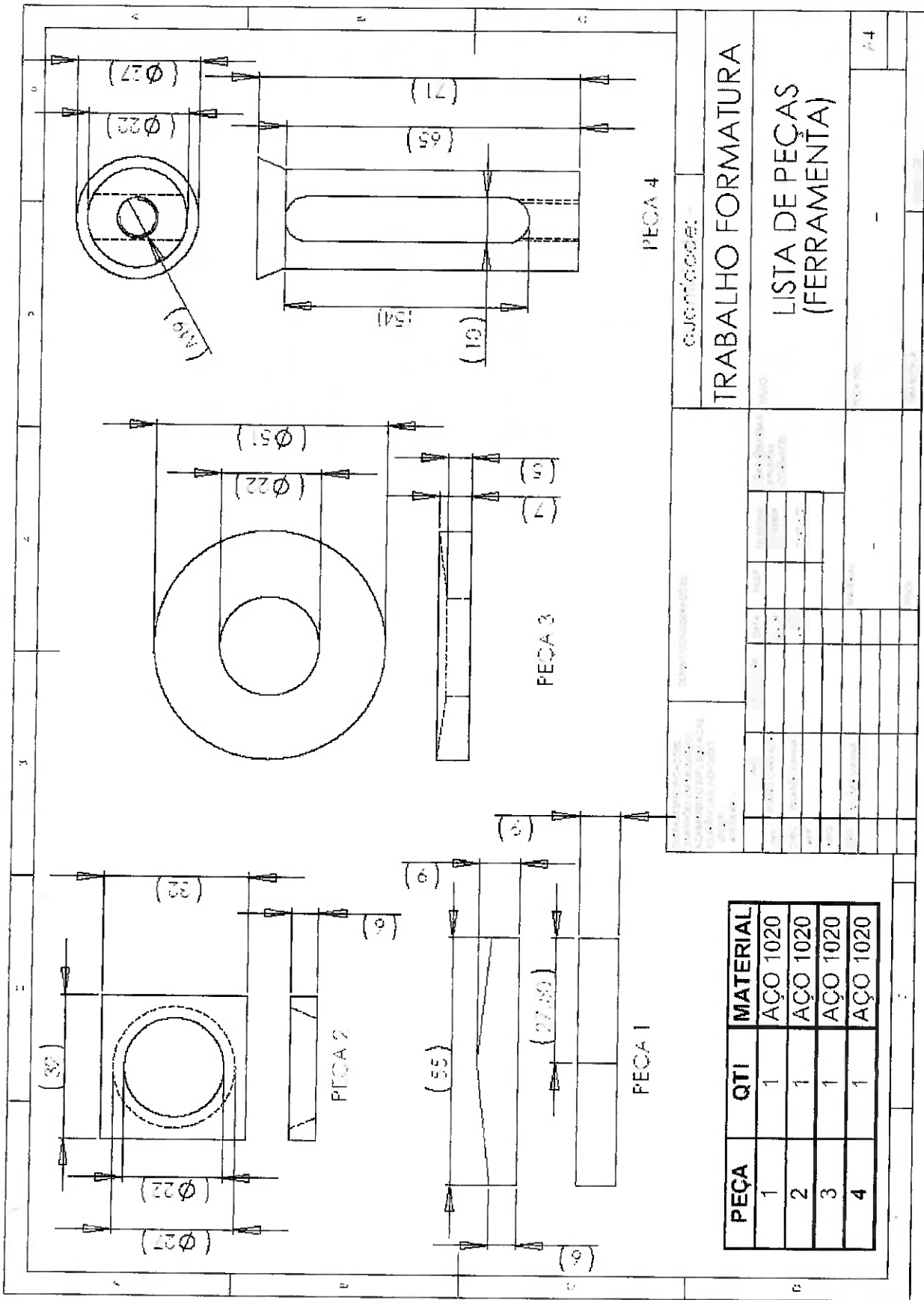
ROSCA M6



COTINGUDES: 10000		TRABALHO FORMATURA	
TAMPAS DOS MANCAIS		6 e 7	
ALUMINIC		64	



<table border="1" style="margin: auto;"> <thead> <tr> <th>PEÇA</th> <th>QTI</th> <th>MATERIAL</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>1</td> <td>AÇO 1020</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>1</td> <td>AÇO 1020</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>1</td> <td>AÇO 1020</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>1</td> <td>AÇO 1020</td> </tr> </tbody> </table>		PEÇA	QTI	MATERIAL	1	1	AÇO 1020	2	1	AÇO 1020	3	1	AÇO 1020	4	1	AÇO 1020	<table border="1" style="margin: auto;"> <tr> <td colspan="2">CUNTO CODE:</td> </tr> <tr> <td colspan="2" style="text-align: center;">TRABALHO FORMATURA</td> </tr> <tr> <td colspan="2" style="text-align: center;">LISTA DE PEÇAS (FERRAMENTA)</td> </tr> <tr> <td style="width: 80%;"></td> <td style="text-align: right;">/4</td> </tr> </table>		CUNTO CODE:		TRABALHO FORMATURA		LISTA DE PEÇAS (FERRAMENTA)			/4
PEÇA	QTI	MATERIAL																								
1	1	AÇO 1020																								
2	1	AÇO 1020																								
3	1	AÇO 1020																								
4	1	AÇO 1020																								
CUNTO CODE:																										
TRABALHO FORMATURA																										
LISTA DE PEÇAS (FERRAMENTA)																										
	/4																									





COMPRIMENTO E QUANTIDADE DAS PEÇAS

COR	COMPRIMENTO cm	QUANTIDADE
Grey	199	5
Brown	399	2
Light Blue	70	4
Purple	270	4
Green	115	2
Yellow	80	4

PERFIS DE ALUMÍNIO COM REÇÃO
QUADRADA DE 30mm

→ A seta indica que o perfil pode ser montado longitudinalmente ou fixado em qualquer posição ou sentido.

