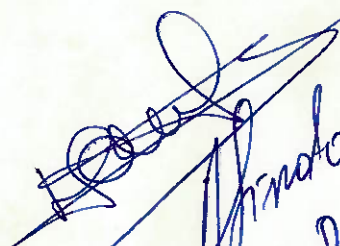


ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Departamento de Engenharia Mecânica


10.0 Dez/98

TRABALHO DE FORMATURA

Máquina para Ensaio de Fadiga de Contato

Prof. Dr.: Amilton Sinatora

Alunos:	NUSP:
Marcelo Luís Roma	1316925
Varidots D. T. Mekss	1729554

São Paulo

Primavera de 1998

OK 

**Marcelo Luís Roma
Varidots Dainis Thorvalds Mekss**

Máquina para Ensaio de Fadiga de Contato

**Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de
graduação em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração:

Engenharia Mecânica com ênfase em Projeto e Fabricação

**Orientador:
Prof. Dr. Amilton Sinatora**

São Paulo

1998

Ficha Catalográfica

Roma, Marcelo L. & Mekss, Varidots D. T. **Máquina para Ensaio de Fadiga de Contato.** 63pp, 1998

Este trabalho é dedicado ao Ian e ao Koji,
que muito contribuíram no apoio logístico e office supply

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Amilton Sinatora, pela orientação, confiança, paciência e decisões nos momentos de dúvida

Ao Prof. Dr. Deniol Tanaka, pelas discussões e críticas extremamente produtivas

Ao Prof. Dr. Walter Alves, pelo livro de dimensionamento de camos e novos conceitos sobre estrição altamente magnética

Ao Adelci, pela breve, mas muito valorosa participação e ajuda

Ao Telesforo, pela leitura e correção do relatório final

Ao Bigode, pelos cinco anos de paciência nos momentos de desespero no xerox

À Deus, por estar em todo lugar

Índice

1. Apresentação do Problema	3
2. Métodos existentes para ensaio de fadiga de contato	4
3. Formulação do Projeto	5
4. Estruturação do Desenvolvimento de Características	7
5. Síntese de Soluções	7
6. Descrições das Soluções	8
6.1 Acionamento	8
6.2 Fixação da esfera	14
6.3 Mancal do eixo	15
6.4 Controle da Força aplicada ao corpo de prova	17
6.5 Motorização (para a solução camo-seguidor)	17
7. Análise da Exeqüibilidade Física (Três soluções)	19
7.1 Solução 1: Cristal Piezoelétrico	19
7.2 Solução 2: Motor Linear	20
7.3 Solução 3: Camo-Seguidor	21
8. Conclusão	22
9. Projeto da solução 3	23
9.1 Projeto do Camo-Seguidor	25
9.2 Cálculo dos rolamentos	30
9.3 Cálculo do Eixo	31
10. Análise de Sensibilidade	36
11. Comentários sobre o projeto	41
12. Bibliografia	42
13. Anexos	43

1. Apresentação do Problema

Fadiga de contato é a deterioração da superfície de contato com o aparecimento de trincas sub superficiais ou superficiais. Os mecanismos de formação dos danos estão associados à posição de origem das trincas. Podemos ter a nucleação de trincas de fadiga de contato na superfície e em posições sub superficiais. A posição de nucleação das trincas de fadiga está relacionada com os movimentos das superfícies em contato (rolamento e deslizamento), o nível de inclusões presente no aço, a espessura do filme de óleo e ainda com as condições superficiais das regiões em contato. Em rolamento puro, as tensões máximas de cisalhamento ocorrem em posições abaixo da superfície onde é esperado o início das trincas de fadiga.

Em trincas sub superficiais, o mecanismo de nucleação pode ser explicado em função das inclusões ou vazios. Quando uma superfície é submetida a repetidas pressões de contato, pequenas trincas irão nuclear ao redor das inclusões situadas próximas às máximas tensões de cisalhamento. Essas trincas irão se propagar-se até atingir a superfície e, em seguida, ramificações destas irão crescer em um plano levemente inclinado, provocando a formação de pites.

As tensões de contato são causadas pela pressão entre dois sólidos elásticos em áreas limitadas de contato. Mas ao se projetar os componentes de um dispositivo, leva-se em conta as tensões distribuídas ao longo das peças ou cargas concentradas em mancais ou centros de massa, esquecendo-se das tensões de contato entre as peças. Em muitos casos essas tensões são cíclicas, causando fadiga, como por exemplo, no contato entre rodas de trens e trilhos, engrenagens, rolamentos, camos-seguidores.

Sabendo-se que as tensões de contato apresentam grande importância no projeto de elementos de máquinas, e existem poucos estudos sobre esse assunto, foi solicitada a elaboração e construção de uma máquina capaz de ensaiar o fenômeno da fadiga de contato.

A construção da máquina para este trabalho de formatura é motivada principalmente, por um problema apresentado em um dos motores da MWM. Havia um desgaste acentuado no balancim devido ao seu contato com a válvula. Suspeita-se que esse desgaste é devido à fadiga de contato. Com os ensaios produzidos pela máquina a ser desenvolvida neste trabalho, pode-se obter uma seleção de materiais mais adequada e confiável para esse mecanismo, minimizando ou até eliminando o problema.

2. Métodos existentes para ensaio de fadiga de contato

Segundo S. V. Serensen, um método direto de ensaiar corpos-de-prova sujeitos a tensões de contato pulsantes foi estudado por Kennedy (1956). Ele usou duas esferas de aço as quais eram pressionadas uma contra a outra por meio de um dispositivo composto de um eixo rotativo que, através de duas bielas-manivelas, causavam um movimento oscilatório no outro eixo, montado para dar seu movimento para o carregamento do aparelho. Os tamanhos das esferas eram: 2" e 1½" de diâmetro. A esfera maior era considerada como corpo de prova. Uma importante característica desta idéia para teste era o detector de defeitos (trincas) ultrassônico.

Um método diferente de produzir tensões de contato é descrita por Macks(1953)e por Butler , Bear e Carter (1957). O dispositivo é realizado através de duas esferas dirigidas a alta velocidade na superfície interna de um pista cilíndrica por um jato de ar proveniente de três bicos. O carregamento da esfera resulta da força centrífuga. O ensaio dispõe de um controle da velocidade e de um sistema de desligamento automático em caso de falhas.

O método mais comum de produzir tensões de contato é pela rotação de um par de discos cilíndricos, os quais são pressionados um contra outro. Em algumas máquinas, um destes discos é motor (Way, 1935 - Buckingham, 1944). Entretanto, existem projetos em que ambos os discos são motores, permitindo um controle do deslizamento na superfície de contato, como a máquina "disco contra disco" do LFS.

Discos cônicos são também usados para simular a ação de engrenagem de dentes helicoidais no laboratório de máquinas por Walker (1947).

Um método conveniente de ensaiar engrenagens é feita pela conexão de dois pares de rodas em um circuito fechado e aplicar a carga por meio de barras de torque ou molas helicoidais. Dessa forma, o efeito circula dentro da montagem e somente as perdas devido ao atrito devem ser compensadas pelo motor. Como exemplo: Knowlton e Snyder (1940).

Tensões de contato extremamente altas são desenvolvidas em esferas e em mancais de rolamentos, e máquinas para ensaiar este tipo de contato são usados por todos os fabricantes de rolamentos. As cargas são produzidas por pesos ou molas carregadas. Alguns métodos de ensaios de vida para mancais de deslizamento ou rolamentos de esferas estão descritos na ASTM STP nº 70 (1946), segundo S. V. Serensen.

3. Formulação do Projeto

Requisitos Funcionais:

Desempenho:

Realizar um ensaio de 10^6 ciclos em menos de 8 horas

Aplicar uma força de contato de, no mínimo, 15 N no corpo de prova

Permitir o monitoramento das tensões atuantes no corpo de prova utilizando computador

Assegurar uma boa repetibilidade

Conforto:

Nível de ruído máximo na altura dos ouvidos do operador na velocidade máxima: 70 dB(A)

Segurança:

Estabilidade da máquina de forma a evitar vibrações excessivas que podem levar a perda da precisão

Tampa protetora evitando acidentes em que o operador tenha contato com peças móveis e/ou quentes

Requisitos Operacionais

Confiabilidade:

Desgaste das peças, devido ao uso, não deve comprometer a precisão da máquina

Cada ensaio deve ser realizado sem troca de peças

Durabilidade:

Peças de baixo custo podem ser substituídas a cada ensaio e as de alto custo a cada 10 ensaios

Requisitos Construtivos

Capacidade:

Permitir o ensaio de, no mínimo, um corpo de prova com dimensões de 50x70 mm

Peso máximo:

Aproximadamente, 60 kg, de forma a permitir a montagem do dispositivo sobre uma bancada

Técnica de Formulação de Características

Entradas desejáveis:

Corpo de prova com dimensões padronizadas;

Energia;

Comando do operador;

Montagem correta da ponta de prova

Saídas Desejáveis:

Leitura correta das tensões atuantes

Entradas indesejáveis:

Montagem inadequada da ponta de prova;

Corpo de prova com dimensões fora do padrão;

Lubrificação deficiente nos componentes deslizantes;

Introdução de elementos estranhos no interior da máquina;

Ponta de prova possui propriedades mecânicas inferiores às do corpo de prova;

Saídas indesejáveis:

Quebra de alguns componentes da máquina;

Problemas de interface no computador (alto nível de ruído);

Interrupção do ensaio;

4. Estruturação do Desenvolvimento de Características

Concepção do Projeto

	01/03	13/03	27/03	10/04	24/04	08/05	22/05	05/06	19/06	03/07	17/07	31/07	14/08	28/08	11/09	25/09	09/10	23/10	06/11	13/11
Estudo de Viabilidade																				
Desenvolvimento do Projeto																				
Construção da Máquina																				
Testes																				

5. Síntese de Soluções

Funções	A	B	C
a) Acionamento	Cristal Piezo-elétrico	Camo-seguiror	Motor Linear
b) Ponta de Prova	Porta-esfera	Mandril	Esfera rosqueada no eixo
c) <i>Mancal do Eixo</i>	Rolamento Linear de Rolos	Bucha auto-lubrificante	Rolamento Linear de Esferas
d) <i>Controle da Carga atuante</i>	Mola prato	Pneumático	Hidráulico
e) <i>Motorização para Camo-seguiror</i>	Assíncrono	Corrente Contínua	Servo Motor

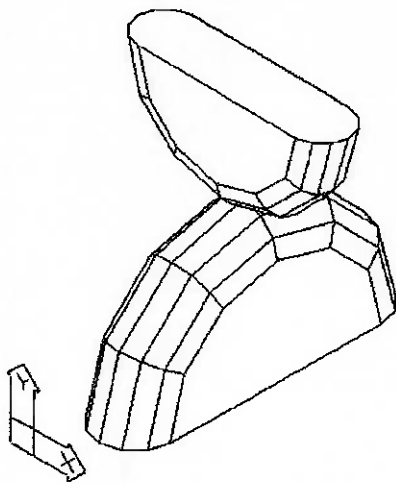
6. Descrições das Soluções

6.1 Acionamento

Para o projeto do acionamento, foi necessária a realização de cálculos sobre fadiga de contato, de forma a calcular qual seria a potência necessária para realização do ensaio esfera-plano.

Segundo K. L. Johnson, que baseou os cálculos na Teoria de Hertz para determinar as tensões de contato, deve-se seguir o critério abaixo:

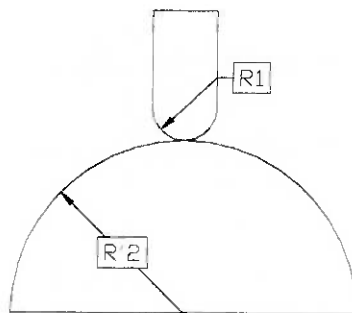
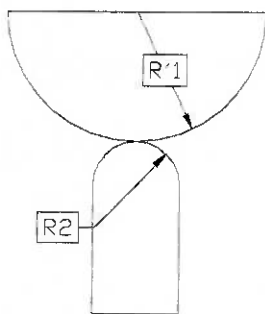
Cálculo de constantes geométricas:



Se os discos estão dispostos perpendicularmente como na figura ao lado α é igual a 90° e as equações são:

$$B = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$$

$$A = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$$



$$B = \frac{1}{2 \cdot R_2}$$

$$A = \frac{1}{2 \cdot R_2}$$

onde R_2 é o raio da esfera na ponta de prova

Sabendo que $B/A = 1$ (contato esfera plano).teremos as constantes:

$$c_{\tau} = 0,21$$

$$c_b = 0,90$$

$$c_{\delta} = 2,40$$

$$c_{\sigma} = 0,63$$

que foram obtidas a partir do gráfico da pág. 356 do livro de Johnson.

Cálculo da constante de material

$$\Delta = \frac{1}{A+B} \cdot \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)$$

$$E_1 = 200 \text{ GPa}$$

$$E_2 = 250 \text{ GPa}$$

$$\mu_1 = \mu_2 = 1/3 \text{ (isotrópico)}$$

Cálculo da Tensão máxima de cisalhamento

$$b = c_b \cdot \sqrt[3]{P \cdot \Delta} \quad \text{onde } P \text{ é a carga aplicada}$$

$$\tau_{\max} = \frac{c_{\tau} \cdot b}{\Delta}$$

Para que a fadiga de contato possa ocorrer, é necessário um $\tau_{\min}$ de 400 Mpa.

Cálculo da amplitude do movimento:

$$\delta = c_{\delta} \cdot \frac{P}{\pi} \cdot \left(\frac{A+B}{b/\Delta} \right)$$

Cálculo da potência:

$$Pot = \frac{E}{\Delta t}$$

Para uma peça sob compressão, a energia de deformação será:

$$E = \frac{F^2 \cdot L}{2 \cdot A \cdot E}$$

$$\Delta t = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{f}$$

Onde:

F = Força aplicada

L = Comprimento da peça (5 mm)

A = Área da peça (~ área da deformação)

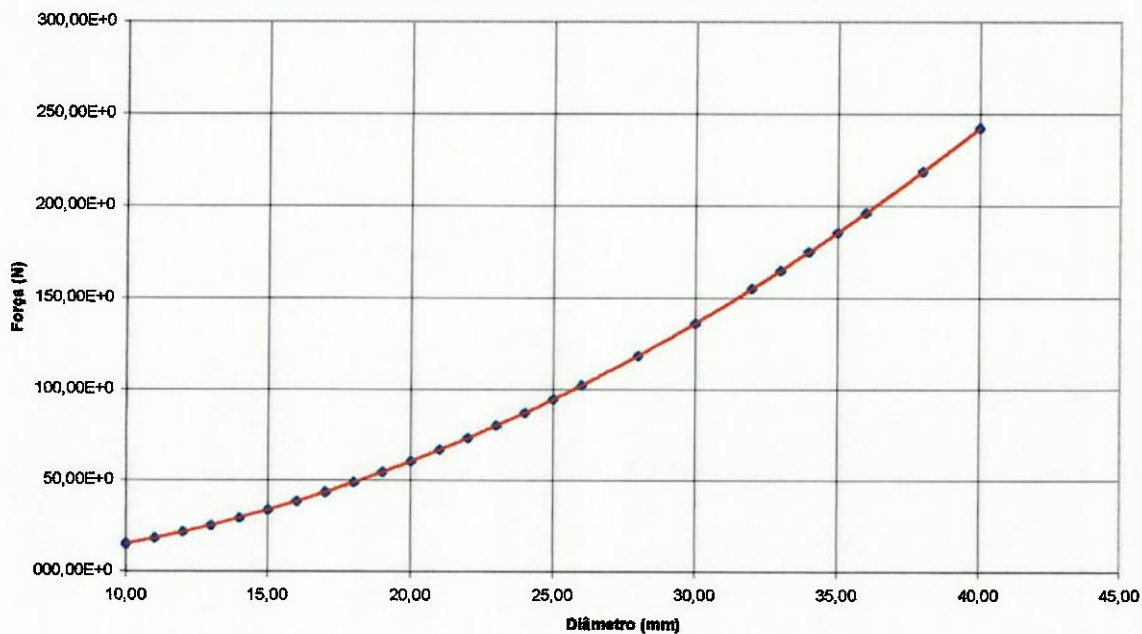
E = Módulo equivalente

f = Frequência do aparelho

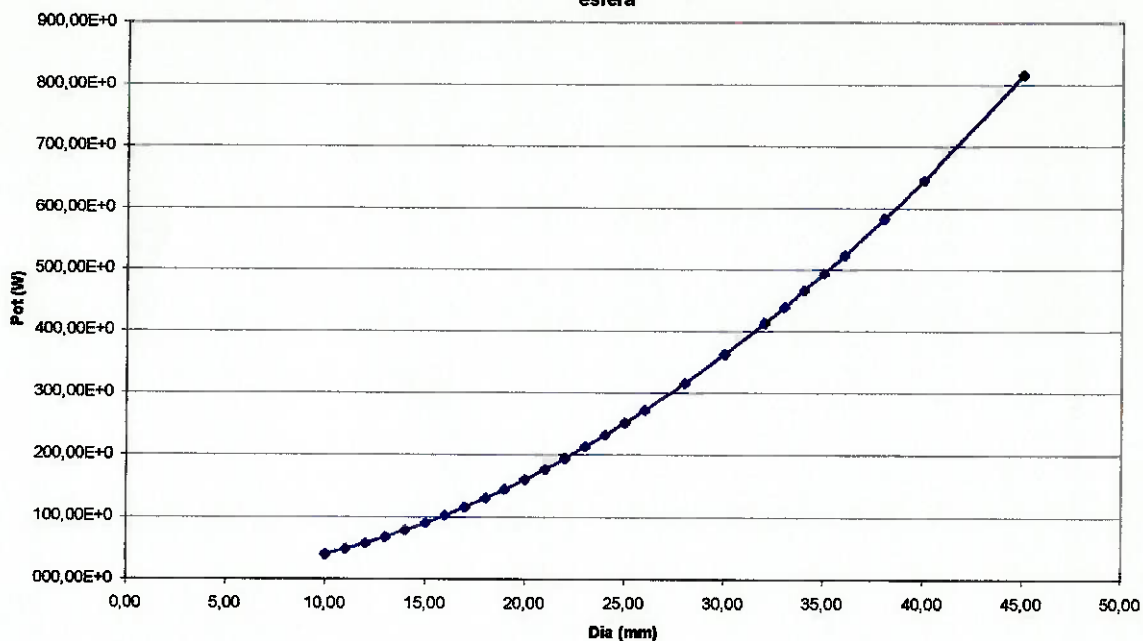
Usando vários valores para raios de esfera, obtemos a tabela:

Dia (mm)	Δ	b (mm)	F (N)	δ (mm)	E (J)	Pot (W)
10,00	40,00E-15	0,08	15,17E+0	1,22E-6	1,01E-3	40,37E+0
11,00	44,00E-15	0,08	18,35E+0	1,34E-6	1,22E-3	48,84E+0
12,00	48,00E-15	0,09	21,84E+0	1,46E-6	1,45E-3	58,13E+0
13,00	52,00E-15	0,10	25,63E+0	1,58E-6	1,71E-3	68,22E+0
14,00	56,00E-15	0,11	29,73E+0	1,70E-6	1,98E-3	79,12E+0
15,00	60,00E-15	0,11	34,13E+0	1,82E-6	2,27E-3	90,83E+0
16,00	64,00E-15	0,12	38,83E+0	1,95E-6	2,58E-3	103,34E+0
17,00	68,00E-15	0,13	43,83E+0	2,07E-6	2,92E-3	116,66E+0
18,00	72,00E-15	0,14	49,14E+0	2,19E-6	3,27E-3	130,79E+0
19,00	76,00E-15	0,14	54,75E+0	2,31E-6	3,64E-3	145,72E+0
20,00	80,00E-15	0,15	60,67E+0	2,43E-6	4,04E-3	161,47E+0
21,00	84,00E-15	0,16	66,89E+0	2,55E-6	4,45E-3	178,02E+0
22,00	88,00E-15	0,17	73,41E+0	2,68E-6	4,88E-3	195,38E+0
23,00	92,00E-15	0,18	80,24E+0	2,80E-6	5,34E-3	213,54E+0
24,00	96,00E-15	0,18	87,36E+0	2,92E-6	5,81E-3	232,51E+0
25,00	100,00E-15	0,19	94,80E+0	3,04E-6	6,31E-3	252,29E+0
26,00	104,00E-15	0,20	102,53E+0	3,16E-6	6,82E-3	272,88E+0
28,00	112,00E-15	0,21	118,91E+0	3,41E-6	7,91E-3	316,48E+0
30,00	120,00E-15	0,23	136,51E+0	3,65E-6	9,08E-3	363,30E+0
32,00	128,00E-15	0,24	155,32E+0	3,89E-6	10,33E-3	413,36E+0
33,00	132,00E-15	0,25	165,17E+0	4,01E-6	10,99E-3	439,60E+0
34,00	136,00E-15	0,26	175,34E+0	4,14E-6	11,67E-3	466,64E+0
35,00	140,00E-15	0,27	185,80E+0	4,26E-6	12,36E-3	494,50E+0
36,00	144,00E-15	0,27	196,57E+0	4,38E-6	13,08E-3	523,16E+0
38,00	152,00E-15	0,29	219,02E+0	4,62E-6	14,57E-3	582,90E+0
40,00	160,00E-15	0,30	242,68E+0	4,87E-6	16,15E-3	645,87E+0
45,00	180,00E-15	0,34	307,14E+0	5,47E-6	20,44E-3	817,43E+0

Força Aplicada no corpo de prova X Diâmetro da Esfera



Potência de acionamento da máquina (Cristal piezoelétrico / Motor elétrico / ...) X Diâmetro da esfera



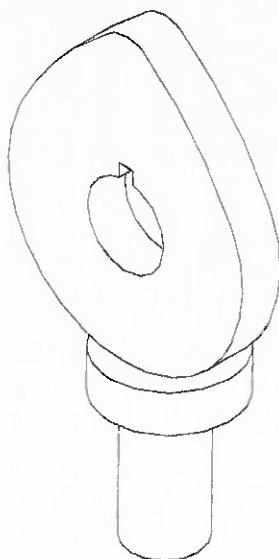
Mód. de Poisson - 1	0,33	
Mód. de Elast. - 1	200,00E+9	Pa
Mód. de Poisson - 2	0,33	
Mód. de Elast. - 2	250,00E+9	Pa
Mód. Equivalente	125,00E+9	Pa
Tensão máx de cis.	400,00E+6	Pa
Frequência	20,00E+3	Hz
Tempo (10 ⁶ ciclos)	50,00	s
Cb	0,90	
Cτ	0,21	
Cδ	2,40	
L (mm)	5,00	

6.1.1. Cristal Piezo-elétrico:

Consiste em um dispositivo que trabalha na frequência de ressonância da massa oscilante, com potência de 1 kW e amplitude máxima de 40 μm . O cristal que poderia ser utilizado neste projeto trabalha apenas na frequência de 20 kHz.

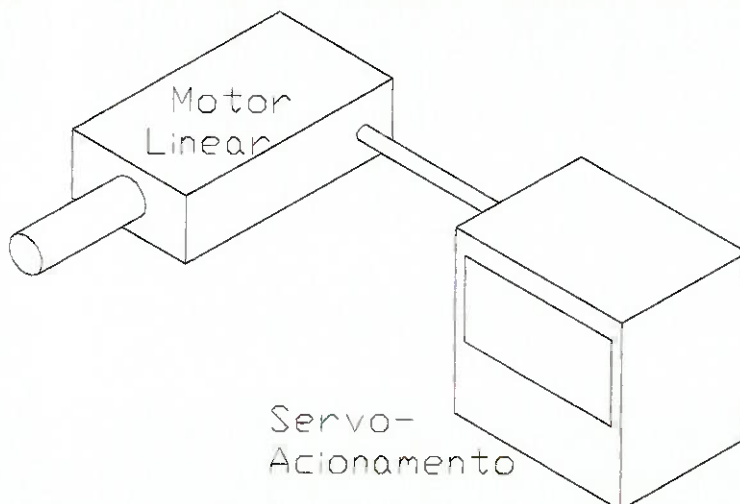
6.1.2. Camo Seguidor:

Tentando aproximar-se ao problema inicial do desgaste do Balancim dos motores MWM, sugeriu-se esse acionamento que pode ser projetado para a amplitude e frequência desejada, limitado apenas pela frequência máxima do motor empregado.



6.1.3. Motor Linear:

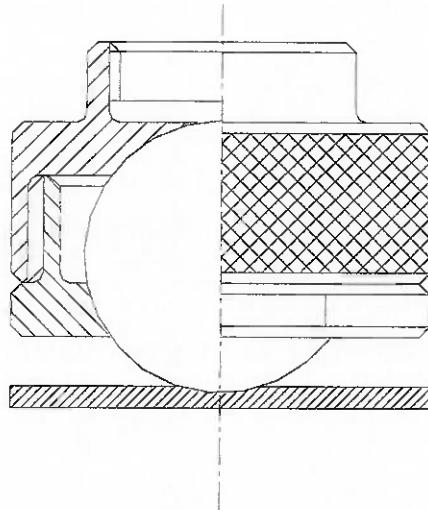
Semelhante a um atuador pneumático, alimentado por uma ddp 48 V DC, fornecendo uma frequência ideal de 5 Hz. Frequências superiores a 5 Hz são suportadas por curtos intervalos de tempo (devido ao aquecimento).



6.2 Fixação da esfera

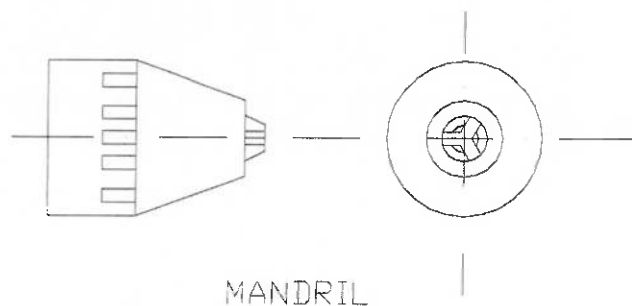
6.2.1 Porta esfera:

Dispositivo construído em aço, com forma adequada para um encaixe perfeito de uma esfera. Apresenta uma extremidade rosqueada internamente permitindo o acoplamento a um eixo.



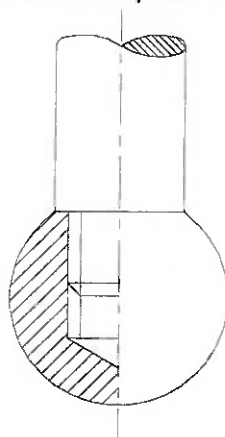
6.2.2 Mandril:

Dispositivo igual ao de uma furadeira, apresentando a possibilidade de acoplamento de diversos tamanhos de esfera.



6.2.3 Esfera rosqueada:

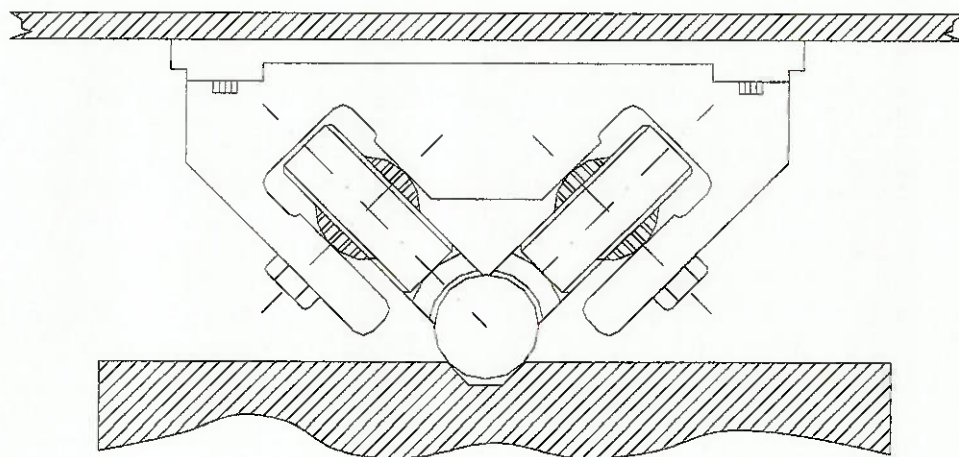
A partir de uma esfera, promove-se um faceamento de forma a se fazer um furo com rosca interna para o acoplamento ao eixo.



6.3 Mancal do eixo

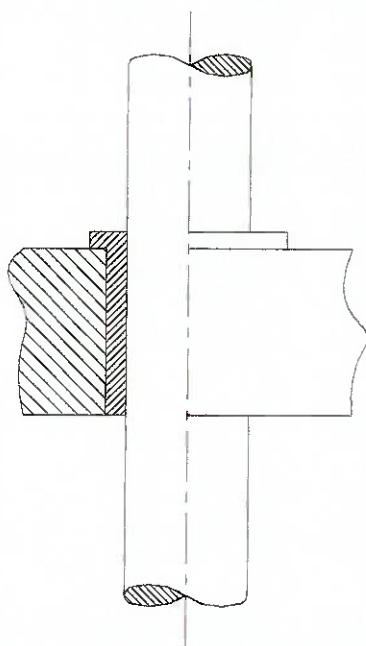
6.3.1 Rolamento Linear de Rolos:

Apresenta um coeficiente de atrito menor que 0.005, além de uma capacidade de auto alinhamento que diminui o tempo de instalação. Seu design rígido promove uma alta precisão e boa resistência a choques.



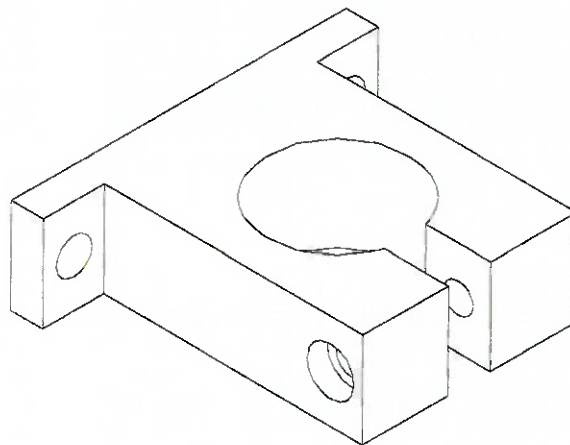
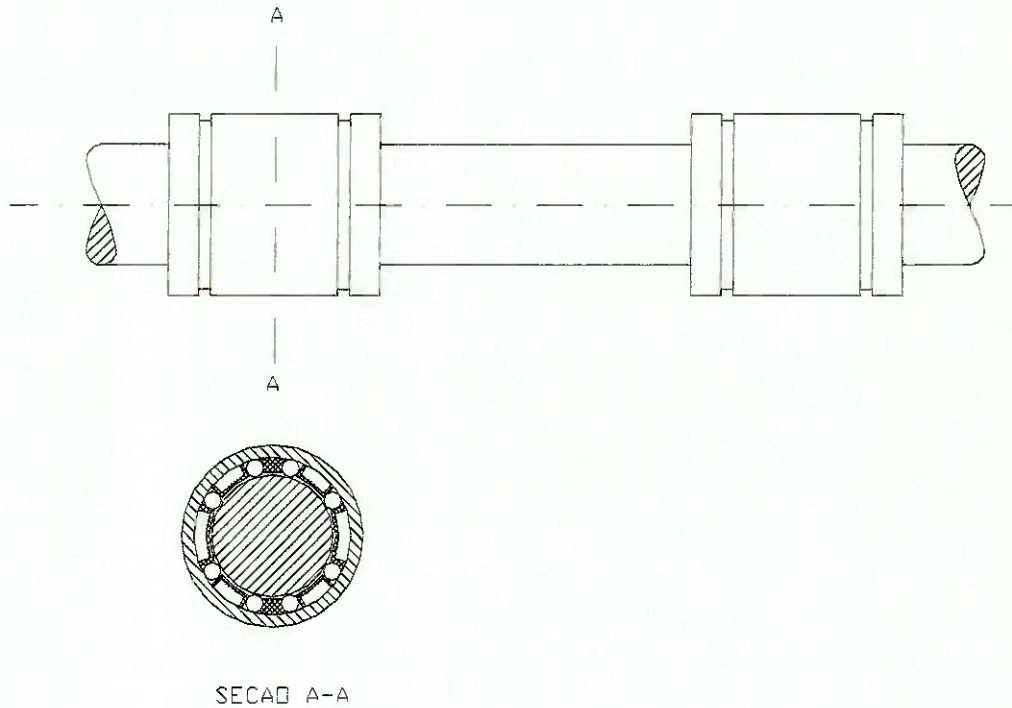
6.3.2 Bucha Auto-lubrificante:

Este elemento apresenta um coeficiente de atrito maior do que nos rolamentos lineares, pois seu princípio é o de um mancal de deslizamento. Além disso, o seu desgaste é mais rápido que o dos rolamentos, o que pode afetar a precisão dos ensaios.



6.3.3 Rolamento Linear de Esferas

Apresenta um coeficiente de atrito menor que 0.001, e pode trabalhar em regime com velocidade superiores a 3 m/s. Seu auto alinhamento apresenta uma precisão superior a 0.5° . Para diminuir o desvio angular, pode-se usar uma flange

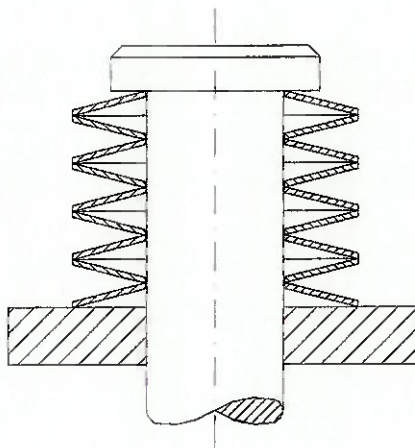


Esquema do flange para fixar o rolamento

6.4 Controle da Força aplicada ao corpo de prova

6.4.1 Mola Prato:

Estas molas são formadas por uma pilha de arruelas denominadas *Belleville* ou *Schnorr*, montadas com as concavidades convenientemente dispostas. Para variar a rigidez, a flexibilidade e a capacidade de carga, basta variar o número de arruelas ou mudar sua disposição.



6.4.2 Circuito Pneumático:

Pode-se montar um circuito pneumático com um pistão e uma válvula reguladora de pressão de forma a garantir a precisão da força a ser aplicada no corpo de prova. A pressão ideal para trabalho é da ordem de 6 a 8 bar.

6.4.3 Circuito Hidráulico

Da mesma forma que o pneumático, pode-se contruir um circuito onde nesse caso, o fluido seria um óleo ao invés de ar comprimido. Essa mudança permite que o circuito trabalhe com cargas mais elevadas em relação ao circuito pneumático. A pressão de trabalho adequada passa a ser da ordem de 70 bar, que é considerada baixa.

6.5 Motorização (para a solução camo-seguidor)

6.5.1. Motor assíncrono

É um motor elétrico cuja rotação máxima é 3600 rpm (1 par de pólos). A velocidade varia de 3 a 5% entre vazio e plena carga. Em motores com rotor em curto pode-se obter algum controle de velocidade nos que são

projetados para velocidades múltiplas. Nos motores com rotor bobinado pode-se controlar a velocidade pelo reostato: a velocidade varia inversamente à resistência. Quanto a potência, pode-se encontrar em grande variedade, desde 0.16 cv até 500 cv. Pode-se aumentar a rotação do motor instalando-se um par de engrenagens com relação de transmissão tal que aumente a rotação no eixo da segunda engrenagem. Neste caso, deve-se ter cuidado com a diminuição do torque, pois a potência é constante.

6.5.2 Motor de Corrente Contínua

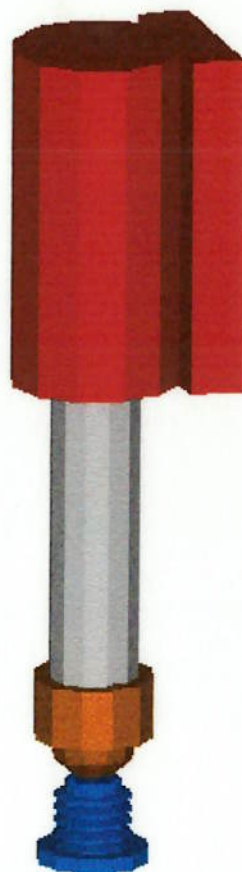
Também é um motor elétrico, mas apresenta uma regulação rígrida da velocidade. A potência dos motores varia de 0.1 a 1000 HP e as rotações de 700 a 1750 rpm. O recurso para o aumento de rotação através de engrenagens também é válido neste caso.

6.5.3 Servo Motor

Este tipo de motor pode ser utilizado até 6000 rpm dependendo do tipo de acionamento, e com torques nominais de 0.2 a 60 Nm. Um servo acionamento assegura a operação do motor com tensão senoidal, propiciando ótimo desempenho em baixas rotações. O tipo do servo acionamento que determinará a faixa de velocidade máxima em que o motor pode trabalhar. Por exemplo, usando-se um acionamento RT 1300 cuja alimentação é 220 V, limita a velocidade do motor para até 3000 a 4000 rpm.

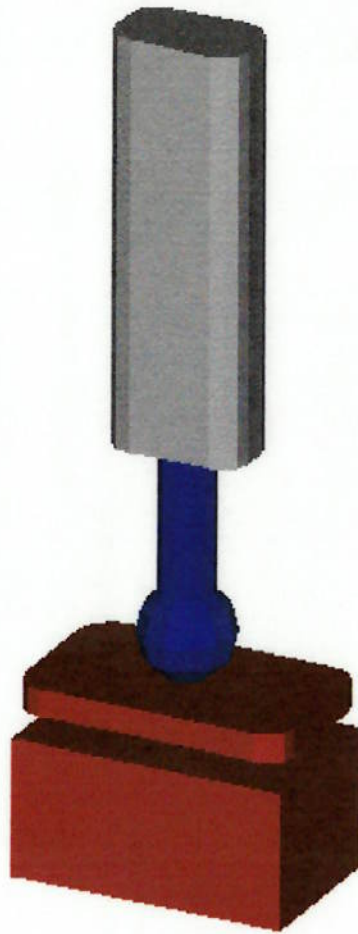
7. Análise da Exequibilidade Física (Três soluções)

7.1. Solução 1: Cristal Piezoelétrico



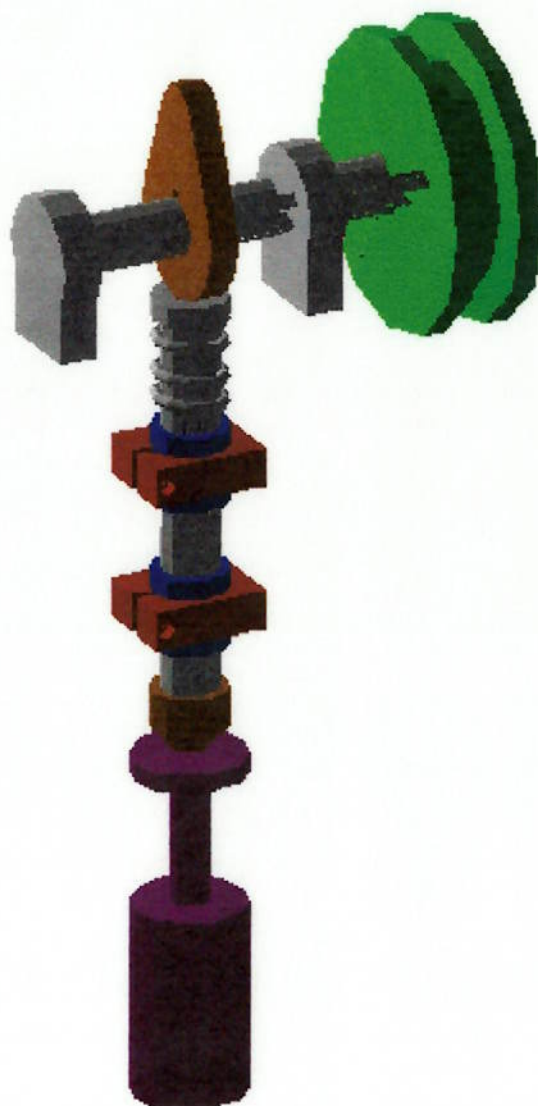
A solução é formada por um cristal piezoelétrico com ponta de prova fixada através de um porta esfera. Carga máxima do ensaio pode ser controlada através de uma série de molas prato. O cristal trabalha na frequência de ressonância da massa oscilante, e no caso é de 20 kHz. Esse valor faria com que o ensaio de 10^6 durasse cerca de 50 segundos, não permitindo uma visualização do desenvolvimento do ensaio. Entretanto, muitos ensaio de fadiga só têm resultados mensuráveis quando chegam perto de 10^7 ciclos. E para este valor, o ensaio teria a duração de 8 horas.

7.2 Solução 2: Motor Linear



O dispositivo é formado por um motor linear capaz de fornecer 200 N de força axial a uma frequência de 5 Hz. A frequência máxima suportável é de 20 Hz, mas não pode ser aplicada continuamente ou haverá danos causados pelo calor. A uma frequência de 5 Hz, o ensaio com 10^6 ciclos teria uma duração em volta de 3000 horas. Fica, portanto, fisicamente inviável realizar o ensaio.

7.3. Solução 3: Camo-Seguidor



Esta solução foi desenvolvida a partir do mecanismo camo-seguidor. Para o acionamento do camo é necessário um motor que seja capaz de fornecer uma rotação de entrada em torno de 3000 rpm (tempo de ensaio gira em torno de 8 horas). Para limitar a carga máxima de ensaio será utilizado um cilindro pneumático de curso reduzido (curso = 20 mm). Limitando uma pressão, será possível limitar uma força máxima utilizando $P = F/A$. Para caracterizar o dano por fadiga de contato, o carregamento deve ser cíclico. Isto pode ser gerado através da utilização de um limitador de curso no cilindro pneumático, permitindo que a força de contato atinja o valor nulo.

8. Conclusão

A partir da matriz de síntese de soluções, poderiam ser estudadas 12 soluções. Fazendo uma análise simplificada dessas 12 soluções, decidiu-se considerar no estudo apenas as três soluções apresentadas acima. Deste estudo de viabilidade, concluiu-se que a solução 3 é a mais viável.

A principal função desta máquina é realizar o ensaio de desgaste por fadiga de contato do tipo esfera / plano, que ocorre entre a ponta de prova (esfera) e o corpo de prova (plano). Se o acionamento da máquina for do tipo Camo/Seguidor, ainda é possível fazer um segundo ensaio de fadiga de contato do tipo cilindro/plano, no contato do seguidor de cabeça plana com o camo

9. Projeto da solução 3

Acionamento da Máquina - Camo Seguidor

Existem vários métodos de dimensionamento de Camo:

Tabela com as Equações Características dos movimentos que podem ser aplicados ao dimensionamento do Camo

Curvas	Deslocamento (y)	Velocidade (v)	Aceleração (a)
Linha Reta	$\frac{h \cdot \theta}{\beta}$	$\frac{\omega \cdot h}{\beta}$	0
Arco Circular	$H - [H^2 - (R_p \cdot \theta)^2]^{\frac{1}{2}}$	$\frac{\omega \cdot R_p^2 \cdot \theta}{[H^2 - (R_p \cdot \theta)^2]^{\frac{1}{2}}}$	$\frac{(\omega \cdot R_p \cdot H)^2}{[H^2 - (R_p \cdot \theta)^2]^{\frac{3}{2}}}$
Mov. Harmônico Simples (MHS)	$\frac{h}{2} \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi \theta}{\beta}\right)$	$\frac{h \pi \omega}{2 \beta} \sin \frac{\pi \theta}{\beta}$	$\frac{h}{2} \left(\frac{\pi \omega}{\beta}\right)^2 \cos \frac{\pi \theta}{\beta}$
Harmônico Duplo	$\frac{h}{2} \left[\left(1 - \cos \frac{\pi \theta}{\beta}\right) - \frac{1}{4} \left(1 - \cos \frac{2 \pi \theta}{\beta}\right) \right]$	$\frac{h \pi \omega}{2 \beta} \left(\sin \frac{\pi \theta}{\beta} - \frac{1}{2} \sin \frac{2 \pi \theta}{\beta} \right)$	$\frac{h}{2} \left(\frac{\pi \omega}{\beta}\right)^2 \left(\cos \frac{\pi \theta}{\beta} - \cos \frac{2 \pi \theta}{\beta} \right)$
Cicloidal	$\frac{h}{\pi} \left(\frac{\pi \theta}{\beta} - \frac{1}{2} \sin \frac{2 \pi \theta}{\beta} \right)$	$\frac{h \omega}{\beta} \left(1 - \cos \frac{2 \pi \theta}{\beta} \right)$	$\frac{2 h \pi \omega^2}{\beta^2} \sin \frac{2 \pi \theta}{\beta}$
Parabólico ou aceleração constante $\left(\frac{\theta}{\beta} \leq 0,5\right)$	$2h \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2$	$\frac{4h\omega\theta}{\beta^2}$	$4h \frac{\omega^2}{\beta^2}$
Parabólico ou aceleração constante $\left(\frac{\theta}{\beta} \geq 0,5\right)$	$h \left[1 - 2 \cdot \left(1 - \frac{\theta}{\beta}\right)^2 \right]$	$\frac{4h\omega}{\beta} \left(1 - \frac{\theta}{\beta}\right)$	$-4h \frac{\omega^2}{\beta^2}$
Cúbico 1 ou pulso constante1 $\left(\frac{\theta}{\beta} \leq 0,5\right)$	$4h \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3$	$\frac{12h\omega}{\beta} \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2$	$\frac{24h\omega^2}{\beta^2} \left(\frac{\theta}{\beta}\right)$
Cúbico 1 ou pulso constante1 $\left(\frac{\theta}{\beta} \geq 0,5\right)$	$h \left[1 - 4 \cdot \left(1 - \frac{\theta}{\beta}\right)^3 \right]$	$\frac{12h\omega}{\beta} \left(1 - \frac{\theta}{\beta}\right)^2$	$-\frac{24h\omega^2}{\beta^2} \left(1 - \frac{\theta}{\beta}\right)$
Cúbico 2 ou pulso constante 2	$h \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 \cdot \left(3 - 2 \frac{\theta}{\beta}\right)$	$\frac{6h\omega\theta}{\beta^2} \left(1 - \frac{\theta}{\beta}\right)$	$\frac{6h\omega^2}{\beta^2} \left(1 - 2 \frac{\theta}{\beta}\right)$

h = deslocamento máximo de subida do seguidor

β = ângulo de rotação do camo que fornece a amplitude de subida h (rad)

ω = velocidade angular do camo

θ = ângulo de rotação do camo que corresponde a um deslocamento y do seguidor

H = raio do arco circular

R_p = raio do círculo de pitch

Tipos de curvas	Tamanho do Camo	Movimento do seguidor		Comentários	Velocidade de aplicação
		Velocidade	Aceleração		
Linha Reta	1	Constante	Infinito no fim de curso	Grandes choques no final da curva	Inviável quando se deseja paradas nos extremos
Linha Reta em arco circular	-	Comparando com a Linha Reta, as velocidades são menores nos extremos	Grandes acelerações no fim de curso	Os impactos são menores do que os da Linha Reta, mas ainda são sérios	Baixas velocidades
Arco circular	-				
Elíptico	Valores dependem da razão entre os eixos principais da elipse				
MHS	1.6	Varia de zero ao máximo no percurso h/2 e vai a zero novamente	Mais reduzida no fim de curso (zero no momento do impacto)	Maior redução no impacto, o qual não é sério em velocidade moderadas	Performance e justa em velocidades moderadas
Elíptico	2	Comparando com o MHS, as velocidades são menores no início e na parada, mas são maiores no ponto médio do curso.	Aplicação suave	Melhor de todas as curvas simples. Baixas vibrações, tensões, ruídos e desgaste. É necessária alta precisão na fabricação. Apresenta baixo travamento do seguidor e molas com comprimento pequeno	Altas velocidades
Parabólico	2	Aumento uniforme até o impacto e em seguida decresce uniformemente.	O valor máximo é o menor de todos, comparando com as outras curvas.	Deve-se ter cuidado com a reação (backlash) no ponto médio do deslocamento (camos entalhados). Isto pode causar altos impactos, ruídos e desgaste.	Velocidades baixas para moderadas.
Elíptico 1	3	-	Aceleração abrupta no ponto médio do deslocamento	Ângulo de pressão, tamanho do camo e velocidade do seguidor são muito altos. Precisão na fabricação é difícil de ser obtida	Baixas velocidades
Elíptico 2	1 1/2	Similar a curva de MHS			
Armônico	2	Apresenta as mais baixas velocidades no início do ciclo	É a aplicação mais suave no início do mov. de subida	Aplicação suave das cargas iniciais. Apresenta baixo travamento do seguidor e molas com comprimento pequeno. Requer a mais alta precisão.	Velocidades moderadas e altas

9.1 Projeto do Camo-Seguidor

Para projetar um camo, deve-se saber qual o tipo de movimento que o mesmo vai realizar. Segundo Rothbart, ao se comparar as curvas mais freqüentemente utilizadas, verifica-se que as trigonométricas (mov. harmônico simples, cicloidal, e harmônico duplo) fornecem performances melhores que as curvas da família polinomial (linha reta, parabólica, e curvas cúbicas). As vantagens são: camos menores, movimentos mais suaves do seguidor (menos solavancos), custos de fabricação mais baixos, layout mais simples, e fácil duplicação. Sabendo-se que vai ser adotada a curva cicloidal, deve-se determinar a equação de movimento do seguidor.

Equações de deslocamento, velocidade e aceleração do Seguidor:

Para deslocamento do seguidor:

$$y = \frac{h}{\pi} \cdot \left(\frac{\pi \cdot \theta}{\beta} - \frac{1}{2} \cdot \sin \frac{2 \cdot \pi \cdot \theta}{\beta} \right)$$

Onde:

h = amplitude do camo

β = rotação (°) do camo para realizar a subida

θ = posição angular do camo

Para velocidade do seguidor:

$$v = \frac{h \cdot \omega}{\beta} \cdot \left(1 - \cos \frac{2 \cdot \pi \cdot \theta}{\beta} \right)$$

Onde:

ω = rotação angular do eixo do camo

Para aceleração do seguidor:

$$a = \frac{2 \cdot \pi \cdot h \cdot \omega^2}{\beta^2} \cdot \sin \frac{2 \cdot \pi \cdot \theta}{\beta}$$

Sabe-se, para a máquina, os seguintes valores:

$$h = 10 \text{ mm}$$

$$\beta = 180^\circ$$

$$\omega = 335,1 \text{ rad/s (Motor de 1 CV com um par de pólo, } n = 3200 \text{ rpm)}$$

Cálculo das Forças no Seguidor:

Haverá uma mola que tem como função manter o camo e seguidor sempre em contato. A força que esta mola aplica é igual a:

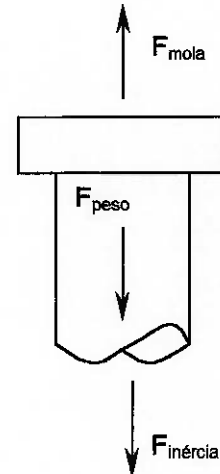
$$F_{\text{mola}} = k \cdot (y + y_0)$$

Onde:

k = constante da mola

y = posição do seguidor

y_0 = deformação inicial da mola



A força que tenderá a fazer o seguidor separar do camo será a força de inércia do seguidor, que pode ser calculador por:

$$F_{\text{inércia}} = m \cdot a$$

Onde:

m = massa do seguidor ($m = 100 \text{ g}$)

a = aceleração do seguidor

A última força atuante será o peso do próprio seguidor:

$$F_{\text{peso}} = m \cdot g$$

Onde:

g = aceleração da gravidade ($g = 9,8 \text{ m/s}^2$)

A força resultante deve ser maior que zero, para que o seguidor fique sempre em contato com o camo:

$$F_{\text{res}} = F_{\text{mola}} - F_{\text{inércia}} - F_{\text{peso}} > 0$$

Uma mola que satisfaria esta condição seria uma com as seguintes características:

$$k = 10.780 \text{ N / m}$$

$$y_0 = 6,96 \text{ mm (Força inicial de 75 N)}$$

Em anexo, seguem todos os gráficos obtidos a partir das fórmulas para o dimensionamento do camo, além da planilha de cálculos

Controle da Força aplicada pela esfera no corpo de prova

Para controlar a força aplicada pela esfera no corpo de prova, foi decidido, no estudo de viabilidade, a utilização de um pistão pneumático de curso reduzido. Entretanto, não se sabe a resposta do pistão em ciclos de frequência em torno de 3000 rpm. A solução encontrada foi a utilização de uma mesa guiada por quatro pinos com buchas auto-lubrificantes, sustentada por quatro molas. O cálculo para verificar a melhor mola e a força resultante é análogo ao cálculo realizado para a mola do seguidor, cujo objetivo é de que a mesa e o corpo de prova não percam o contato com a ponta de prova (esfera), e dessa forma, evitando impactos entre a esfera e o corpo de prova, que é indesejável para o ensaio. De acordo com os cálculos, a massa da mesa que gerou os melhores resultados foi a de 35g. Como resultado, dever-se-á utilizar quatro molas (detalhe para o bom uso do português):

$$k = 160 \text{ N / m (4 molas} \rightarrow K = 640 \text{ N/m)}$$

$$y_0 = 40,625 \text{ mm (Força inicial de compressão de 26 N)}$$

Utilizando a montagem da mesa apoiada sobre 4 molas com características já mencionadas, resultará em uma força no corpo de prova máxima de ~ 60N, e uma força de contato máxima entre o camo e o seguidor de 245 N.

Sabendo o valor de força máxima de contato no camo, pode-se calcular a largura necessária para que o camo não sofra danos causados por tensões de contato muito elevadas.

Cálculo da largura do camo:

$$\frac{F}{L} = K_1 \cdot R_c$$

Onde:

F = Força de contato entre camo e seguidor (lbf)

L = Largura do camo (pol)

K₁ = Constante relacionada ao material do camo e do seguidor

R_c = Raio de curvatura (pol)

$$K_1 = 2,857 \cdot S_{fe}^2 \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)$$

Onde:

S_{fe} = Constante relacionada à dureza Brinell do material menos duro

E₁, E₂ = Módulo de Young dos materiais do camo e do seguidor (psi)

$$S_{fe} = 400 \cdot Bhn - 10.000$$

Onde:

Bhn = Dureza Brinell do material menos duro

$$R_c = \frac{\left[(R_A + y)^2 + \left(\frac{dy}{d\theta} \right)^2 \right]^{3/2}}{(R_A + y)^2 + 2 \cdot \left(\frac{dy}{d\theta} \right)^2 - (R_A + y) \cdot \frac{d^2y}{d\theta^2}} - R_R$$

Onde:

R_A = Raio da curva primitiva do camo

R_R = Raio do seguidor (no caso do seguidor plano R_R = 0)

$$\frac{dy}{d\theta} = \frac{h}{\beta} \cdot \left(1 - \cos \frac{2 \cdot \pi \cdot \theta}{\beta} \right)$$

$$\frac{d^2y}{d\theta^2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot h}{\beta^2} \cdot \text{sen} \frac{2 \cdot \pi \cdot \theta}{\beta}$$

Como o seguidor é do tipo face plana, deve-se dimensionar um R_A de modo a evitar o "undercutting". Para isso, basta que:

$$R_A > -y - \frac{1}{\omega^2} \cdot \frac{d^2 y}{dt^2}$$

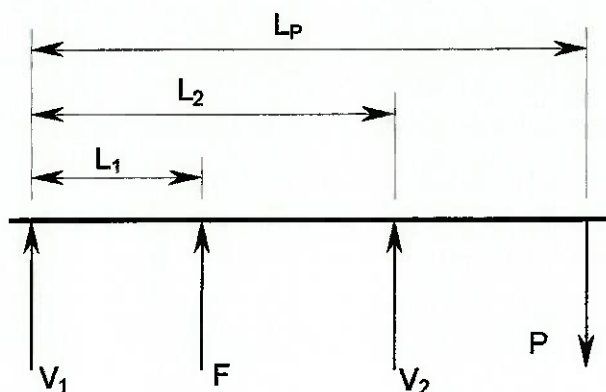
Dados obtidos:

Considerando um $R_A = 22$ mm, a largura do camo calculada foi de $L = 20,00$ mm

Cálculo da Potência do motor

$$P = \frac{F \cdot V}{750} \text{ (CV)}$$

Cálculo das forças nos mancais do eixo motor:



Conforme o desenho acima tem-se:

$$\Sigma F \text{ (vertical)} = 0 \quad \rightarrow \quad V_1 + F + V_2 = P$$

$$V_1 = P - V_2 - F$$

$$\Sigma M \text{ em A} = 0 \quad \rightarrow \quad F \cdot L_F + V_2 \cdot L_2 - P \cdot L_p = 0$$

$$V_2 = \frac{P \cdot L_p - F \cdot L_F}{L_2}$$

Do memorial de cálculos:

$$V_{1 \max} = -160,92$$

$$V_{2 \max} = -150,71$$

$$F_{\max} = 300,0$$

9.2 Cálculo dos rolamentos:

Como a carga no rolamento é variável, deve-se calcular a carga equivalente. Do manual da SKF (pg 50) tem-se:

$$F_M = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 \cdot U_1 + F_2^3 \cdot U_2 + \dots}{U}}$$

Onde:

F_1 = Carga aplicada no intervalo de tempo 1

U_1 = Duração da aplicação da carga F_1

U = Duração do ciclo total (soma de todos os U_i)

Substituindo valores numéricos nas equações de equilíbrio do eixo, calcula-se que tanto para o mancal 1 como para o 2, as reações valem :

$$V_1 = 97,68 \text{ N}$$

$$V_2 = 109,36 \text{ N}$$

Para calcular a vida dos rolamentos, do manual da SKF (pg 28):

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Onde:

p = Expoente da fórmula de vida (= 3 para rolamento de esferas)

n = Rotação do eixo (3200 rpm)

P = Carga dinâmica equivalente (109,36 N)

C = Capacidade de carga dinâmica

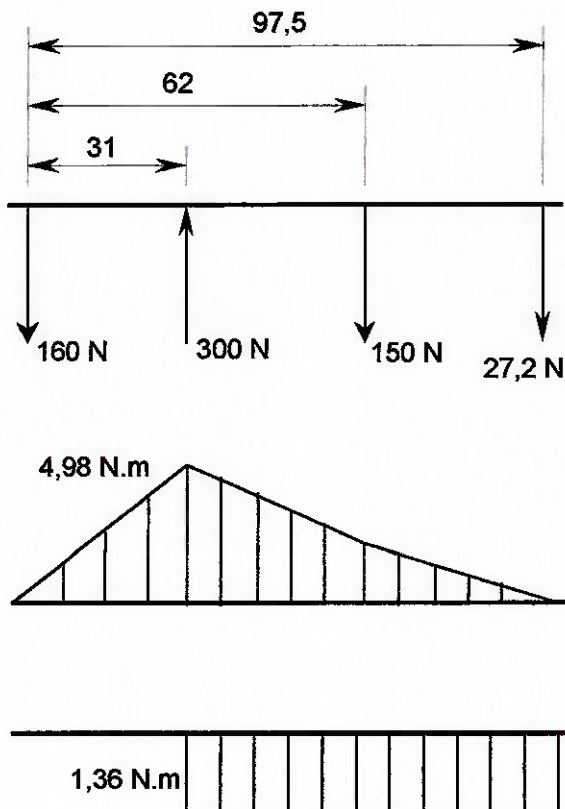
L_{10h} = Vida nominal dada em horas de trabalho (30.000 horas)

Calculando, tem-se: $C = 1960,3 \text{ N}$

Selecionando –se um rolamento da série 62 do catálogo da SKF, são adequados quaisquer rolamentos com diâmetro de eixo superior a 7 mm, suportando no mínimo 3250 N.

9.3 Cálculo do Eixo:

Fazendo o diagrama de momentos fletor e torçor para o caso em que a força de contato camo-seguidor é máxima, temos:



Observa-se que o momento fletor máximo vale 4980 N.mm e o torçor máximo vale 1360 N.mm

Pré cálculo do diâmetro do eixo:

Do livro Dimensionamento, do prof. Boris Zampese:

$$M_i = \sqrt{M_E^2 + \alpha \cdot M_T^2}$$

Onde:

M_i = Momento equivalente

M_E = Momento fletor

M_T = Momento torçor

α = Constante que depende do tipo de carregamento

Tipo de carregamento:

Tensões de flexão: pulsante (σ_{II})

Tensões de torção: pulsante (σ_{II})

Portanto, $\alpha = 1$

$$M_i = \sqrt{4980^2 + 1360^2}$$

$$M_i = 5,162 \text{ N.m}$$

Para o pré cálculo do diâmetro do eixo:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_{adm}}}$$

Onde

σ_{adm} = Tensão admissível, que depende do tipo de carregamento e do tipo de material

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e \cdot 1,7}{3 \cdot 1,8 \cdot 3,8} = \frac{1,7 \cdot \sigma_e}{20,52} \text{ (considerando coeficiente de segurança = 3)}$$

Adotando como material do eixo aço SAE 1020 laminado a quente:

$$\sigma_e = 210 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

Logo,

$$\sigma_{adm} = 17,40 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5,162}{54,656}}$$

$$d \geq 1,446 \text{ cm}$$

Verificação à Fadiga

1. Flexão:

$$\eta_{fs} = \frac{1}{\frac{K_f \cdot \sigma_a}{\varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \sigma_f} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{rup}}}$$

Onde:

K_f = Concentração de tensão referente à flexão

σ_a = Tensão alternada devido à flexão

σ_{Rup} = Tensão de ruptura do material

σ_f = Tensão de fadiga do material

σ_m = Tensão média devido à flexão

ε_1 = Fator de fabricação

ε_2 = Fator de tamanho

Do gráfico 4.35 (pág 129 Juvinall) tem-se:

$$K_f = 2,2$$

$$(D = 21 \text{ mm}; d = 14 \text{ mm}; r = 0,6 \text{ mm})$$

Cálculo de σ_a e σ_m :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot 32}{\pi \cdot d^3} = \frac{4,98 \cdot 32}{\pi \cdot 0,014^3} = 18,49 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} \cong 0$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 9,24 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 9,24 \text{ MPa}$$

Cálculo da tensão de fadiga:

$$\sigma_{Rup} = 390 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = 0,6 \cdot \sigma_{Rup} = 234 \text{ MPa}$$

Do gráfico 8.13 (pág 268 Juvinall) tem-se:

$\varepsilon_1 = 0,80$; porque a peça é usinada, e apresenta tensão de ruptura de aproximadamente 0,4 GPa

Da figura 87 (pág 90 Dimensionamento, B. Zampese) tem-se:

$\varepsilon_2 = 0,86$; porque a peça não apresenta tratamento térmico e apresenta diâmetro de 14 mm.

$$\eta_f = \frac{1}{\frac{2,2 \cdot 9,24}{0,80 \cdot 0,86 \cdot 234} + \frac{9,24}{390}}$$

$$\eta_f = 6,47$$

2. Torção:

$$\eta_{tr} = \frac{1}{\frac{K_\tau \cdot \tau_a}{\varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \tau_f} + \frac{\tau_m}{\tau_{rup}}}$$

Onde:

K_τ = Concentração de tensão referente à torção

τ_a = Tensão alternada devido à torção

τ_{Rup} = Tensão de ruptura do material

τ_f = Tensão de fadiga do material

τ_m = Tensão média devido à torção

ε_1 = Fator de fabricação

ε_2 = Fator de tamanho

Do gráfico 4.35 (pág 129 Juvinall) tem-se:

$$K_\tau = 1,9$$

$$(D = 21 \text{ mm}; d = 14 \text{ mm}; r = 0,6 \text{ mm})$$

Cálculo de τ_a e τ_m :

$$\tau_{\max} = \frac{M_{T\max} \cdot 16}{\cdot d^3} = \frac{1,36 \cdot 16}{\cdot 0,014^3} = 1,41 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\min} \cong 0$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 0,71 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 0,71 \text{ MPa}$$

Cálculo da tensão de fadiga:

$$\tau_{\text{Rup}} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_{\text{Rup}} = 195 \text{ MPa}$$

$$\tau_f = 0,6 \cdot \tau_{\text{Rup}} = 117 \text{ MPa}$$

Do gráfico 8.13 (pág 268 Juvinall) tem-se:

$\epsilon_1 = 0,80$; porque a peça é usinada, e apresenta tensão de ruptura de aproximadamente 0,4 GPa

Da figura 87 (pág 90 Zampese) tem-se:

$\epsilon_2 = 0,86$; porque a peça não apresenta tratamento térmico e apresenta diâmetro de 14 mm.

$$\eta_{fr} = \frac{1}{\frac{1,90 \cdot 0,71}{0,80 \cdot 0,86 \cdot 117} + \frac{0,71}{195}}$$

$$\eta_{fr} = 53,66$$

Coefficiente global de segurança à fadiga, que é a composição dos dois coeficientes de fadiga – Flexão e Torção:

$$\eta_f = \frac{\eta_t \cdot \eta_f}{\sqrt{\eta_t^2 + \eta_f^2}}$$

$$\eta_f = \frac{6,47 \cdot 53,66}{\sqrt{6,47^2 + 53,66^2}}$$

$$\eta_f = 6,42$$

10. Análise de Sensibilidade

Sensibilidade do coeficiente de segurança em função da variação do diâmetro do eixo:

Fazendo $d = 16,5$ mm, e considerando $M_i = 5,162$ N.m

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma}}$$

Tem-se que $\sigma = 11,70$ Mpa

Fazendo $d = 14$ mm, e o $M_i = 5,162$ N.m

Tem-se que $\sigma = 19,16$ Mpa

Cálculo dos coeficientes de segurança:

Se $\sigma = 17,4$ Mpa, o coeficiente de segurança vale 3.

Como a tensão e o coeficiente de segurança são grandezas inversamente proporcionais, tem-se que:

Para $d = 14$ mm: $17,4 \cdot 3 = 19,16 \cdot X$

$$X = 2,72$$

Para $d = 16,5$ mm: $17,4 \cdot 3 = 11,70 \cdot X$

$$X = 4,46$$

$$\frac{4,46 - 2,72}{2,72} = 64\%$$

Logo, com um aumento de 17,8 % no diâmetro do eixo ($14 \rightarrow 16,5$), observa-se um aumento de 63 % no valor do coeficiente de segurança.

Sensibilidade do coeficiente de verificação da fadiga em função do diâmetro do eixo

Cálculo do coeficiente de verificação à fadiga para diâmetro de 16,5 mm (ou 20mm considerando a chaveta)

1. Flexão:

$$\eta_{fs} = \frac{1}{\frac{K_f \cdot \sigma_a}{\varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \sigma_f} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{rup}}}$$

Onde:

K_f = Concentração de tensão referente à flexão

σ_a = Tensão alternada devido à flexão

σ_{Rup} = Tensão de ruptura do material

σ_f = Tensão de fadiga do material

σ_m = Tensão média devido à flexão

ε_1 = Fator de fabricação

ε_2 = Fator de tamanho

Do gráfico 4.35 (pág 129 Juvinall) tem-se:

$$K_f = 1,95$$

$$(D = 21 \text{ mm}; d = 16,5 \text{ mm}; r = 0,6 \text{ mm})$$

Cálculo de σ_a e σ_m :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot 32}{\pi \cdot d^3} = \frac{4,98 \cdot 32}{\pi \cdot 0,020^3} = 6,34 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} \cong 0$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 3,17 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 3,17 \text{ MPa}$$

Cálculo da tensão de fadiga:

$$\sigma_{Rup} = 390 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = 0,6 \cdot \sigma_{Rup} = 234 \text{ MPa}$$

Do gráfico 8.13 (pág 268 Juvinall) tem-se:

$\varepsilon_1 = 0,80$; porque a peça é usinada, e apresenta tensão de ruptura de aproximadamente 0,4 GPa

Da figura 87 (pág 90 Dimensionamento, B. Zampese) tem-se:

$\varepsilon_2 = 0,83$; porque a peça não apresenta tratamento térmico e apresenta diâmetro de 20 mm.

$$\eta_{f\sigma} = \frac{1}{\frac{1,95 \cdot 3,17}{0,80 \cdot 0,83 \cdot 234} + \frac{3,17}{390}}$$

$$\eta_{f\sigma} = 20,87$$

2. Torção:

$$\eta_{f\tau} = \frac{1}{\frac{K_\tau \cdot \tau_a}{\varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \tau_f} + \frac{\tau_m}{\tau_{rup}}}$$

Onde:

K_τ = Concentração de tensão referente à torção

τ_a = Tensão alternada devido à torção

τ_{Rup} = Tensão de ruptura do material

τ_f = Tensão de fadiga do material

τ_m = Tensão média devido à torção

ε_1 = Fator de fabricação

ε_2 = Fator de tamanho

Do gráfico 4.35 (pág 129 Juvinall) tem-se:

$$K_\tau = 1,55$$

$$(D = 21 \text{ mm}; d = 16,5 \text{ mm}; r = 0,6 \text{ mm})$$

Cálculo de τ_a e τ_m :

$$\tau_{max} = \frac{M_{Tmax} \cdot 16}{\cdot d^3} = \frac{1,36 \cdot 16}{\cdot 0,020^3} = 0,872 \text{ MPa}$$

$$\tau_{min} \cong 0$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 0,436 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 0,436 \text{ MPa}$$

Cálculo da tensão de fadiga:

$$\tau_{\text{Rup}} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_{\text{Rup}} = 195 \text{ MPa}$$

$$\tau_f = 0,6 \cdot \tau_{\text{Rup}} = 117 \text{ MPa}$$

Do gráfico 8.13 (pág 268 Juvinall) tem-se:

$\varepsilon_1 = 0,80$; porque a peça é usinada, e apresenta tensão de ruptura de aproximadamente 0,4 GPa

Da figura 87 (pág 90 Zampese) tem-se:

$\varepsilon_2 = 0,83$; porque a peça não apresenta tratamento térmico e apresenta diâmetro de 20 mm.

$$\eta_{fr} = \frac{1}{\frac{1,55 \cdot 0,436}{0,80 \cdot 0,83 \cdot 117} + \frac{0,436}{195}}$$

$$\eta_{fr} = 91$$

Coeficiente global de segurança à fadiga, que é a composição dos dois coeficientes de fadiga – Flexão e Torção:

$$\eta_f = \frac{\eta_f \cdot \eta_f}{\sqrt{\eta_f^2 + \eta_f^2}}$$

$$\eta_f = \frac{20,87 \cdot 91}{\sqrt{20,87^2 + 91^2}}$$

$$\eta_f = 20,34$$

$$\frac{20,34 - 6,42}{6,42} = 216,8\%$$

Logo, um aumento de 17% no diâmetro do eixo, ocorre um aumento de 216 % no coeficiente de verificação da fadiga.

Em anexo, segue um gráfico com a análise de sensibilidade do tempo de duração do ensaio em função da rotação do camo.

11. Comentários sobre o projeto

No cálculo do eixo de acionamento do mecanismo Camo-Seguidor, não foi considerada a força de inércia causada pela excentricidade do camo seguidor. Ao desprezar essa componente nos cálculos, os valores obtidos para as reações nos mancais são menores que na realidade, e conseqüentemente, o diâmetro do eixo deveria ser maior. Como foi considerado um coeficiente de segurança de aproximadamente 3, os cálculos ainda são válidos, mas seria necessário fazer uma verificação, considerando essa força de inércia gerada pela excentricidade do camo.

Outra consideração diz respeito ao alinhamento das caixas dos mancais de rolamento desse eixo de acionamento. Como o eixo vai girar com uma rotação em torno de 3000 rpm, a precisão quanto ao alinhamento do centro dos furos dessas caixas deve ser bem alta, de modo a não gerar problemas de desbalanceamento do eixo, e desgaste excessivo das peças. Uma alternativa para evitar essa dificuldade na montagem, seria a usinagem de uma única peça que alojasse os dois rolamentos, usando uma mandriladora, que garantiria o alinhamento dos centros dos dois furos.

12. Bibliografia

S. V. Serensen, M. E. Garf, and V. A. Kuz'menko. The Dynamics of Fatigue-Testing Machine, Moscou, 1967. pp 237-333.

W. Weibull. Fatigue Testing and Analysis of Results, Pergamon Press, 1961. pp. 40-47.

J. V. Faria. Desenvolvimento de um método de ensaio de fadiga de contato de engrenagens, Dissertação Engenharia Metalúrgica, 1993

Johnson K L. Contact Mechanics, Cambridge University Press, 1985

R. C. Juvinall, and K. M. Marshek. Fundamentals of Machine Component Design, 2 ed., John Wiley & Sons, Inc., 1991. pp 268.

B. Zampese. Dimensionamento, Ed. Grêmio Politécnico, 1986. pp 90.

F. Provenza. Projetista de Máquinas, Ed. Escola Protec, 1985.

SKF. Catálogo Geral, Copyright SKF, 1989.

V. Chiaverini. Tecnologia Mecânica Vol III, 2 ed, 1986. pp 190 – 203

J. E. Shigley. Mechanical Engeneering Design

H. A. Rothbart. Cams

Niebel, Draper, Wysk. Modern Manufacturing Process Design

13. Anexos

Gráficos:

Deslocamento do Seguidor

Velocidade do Seguidor

Aceleração do Seguidor

Força Resultante no Seguidor

Torque necessário para o mecanismo do Camo-Seguidor

Potência necessária para o mecanismo de Camo-Seguidor

Perfil do Camo

Verificação Undercutting

Reações nos mancais do eixo de acionamento

Força Resultante na mesa

Sensibilidade do Tempo de Ensaio 10^6 ciclos em função da rotação do Camo

Planilha com os resultados que geraram os gráficos

Desenho de fabricação do eixo de acionamento

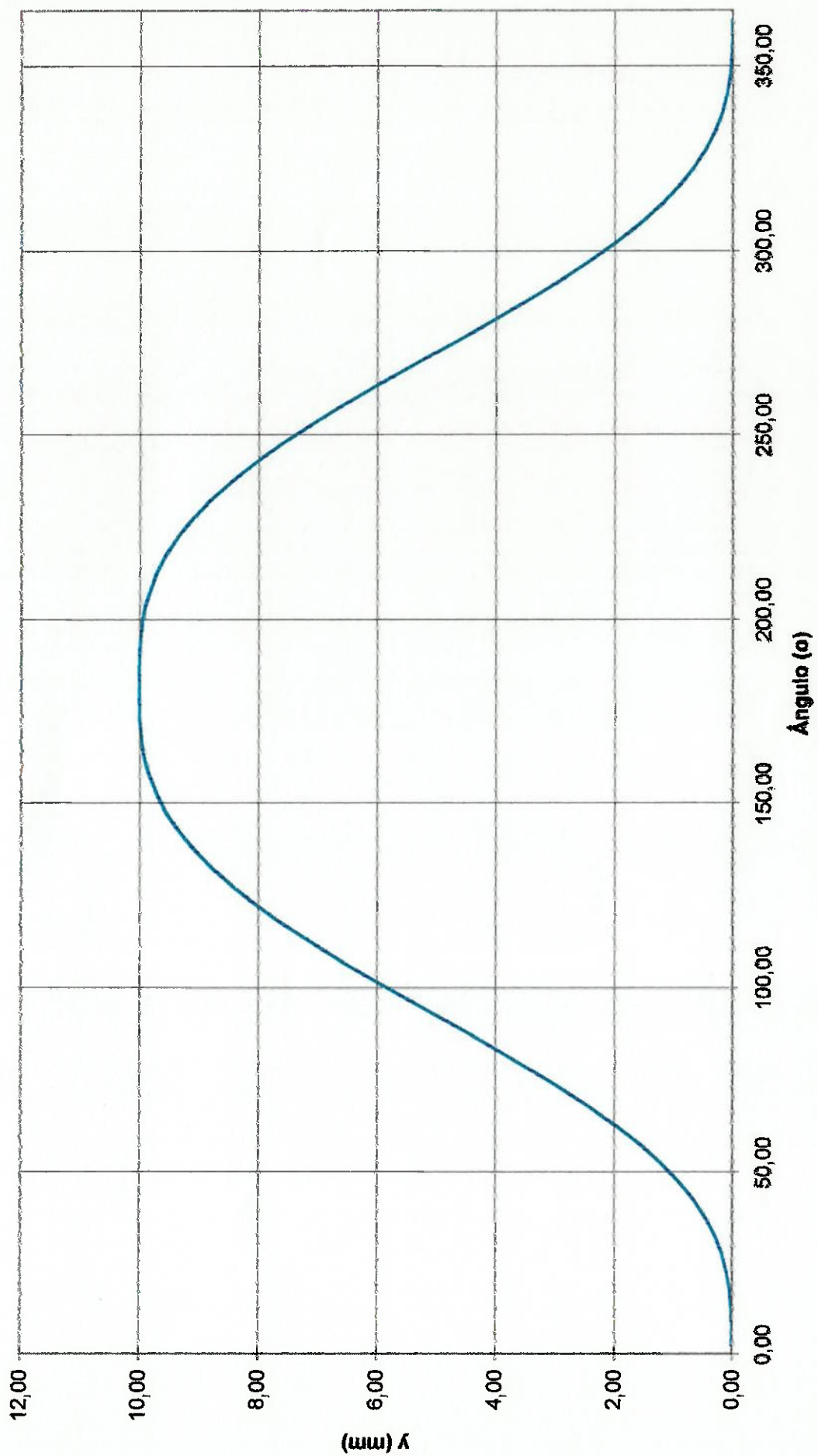
Desenho de fabricação da Caixa para Rolamento

Desenho de fabricação do Seguidor

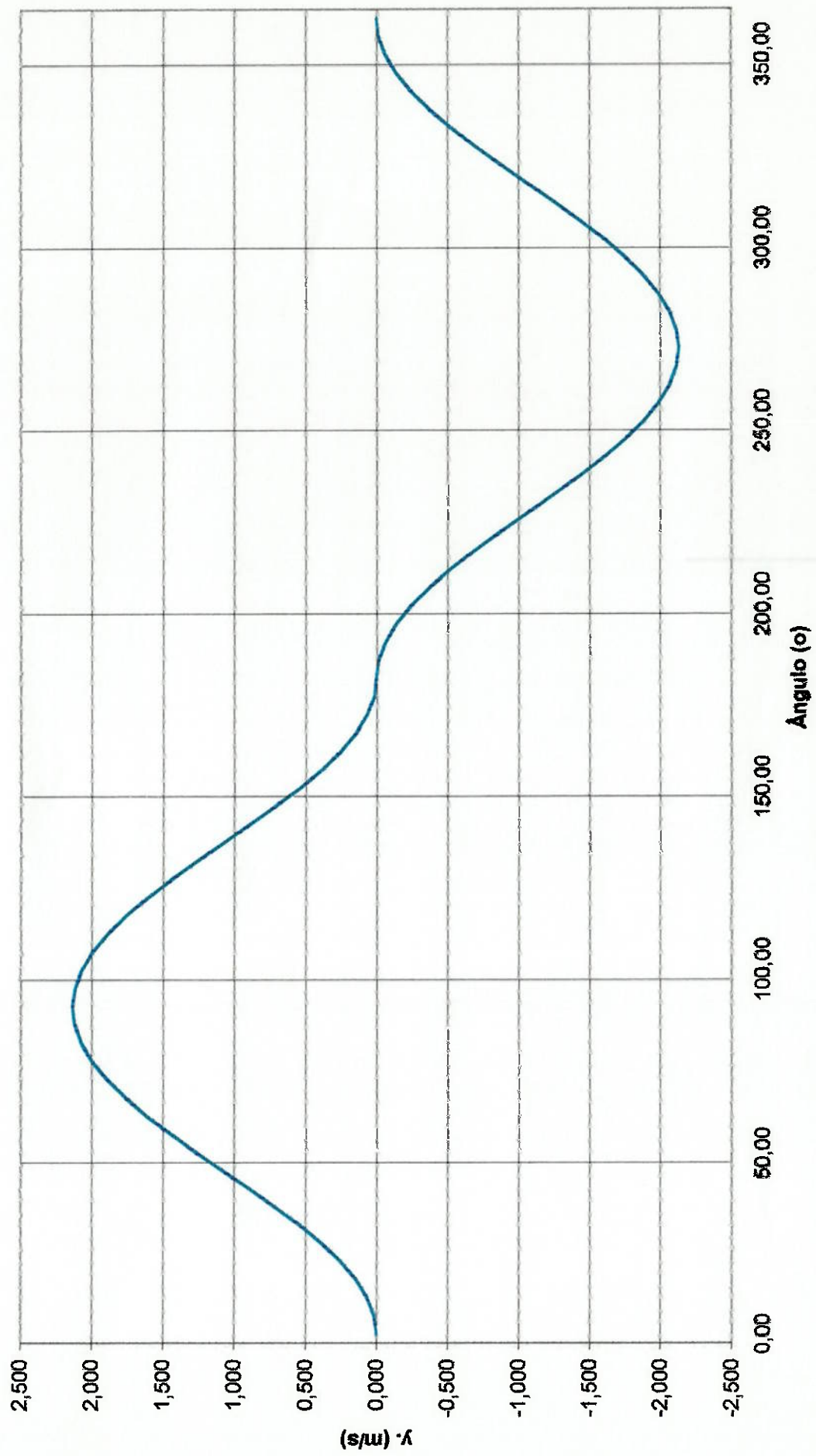
Desenho de fabricação do Camo

Desenho de conjunto da Máquina

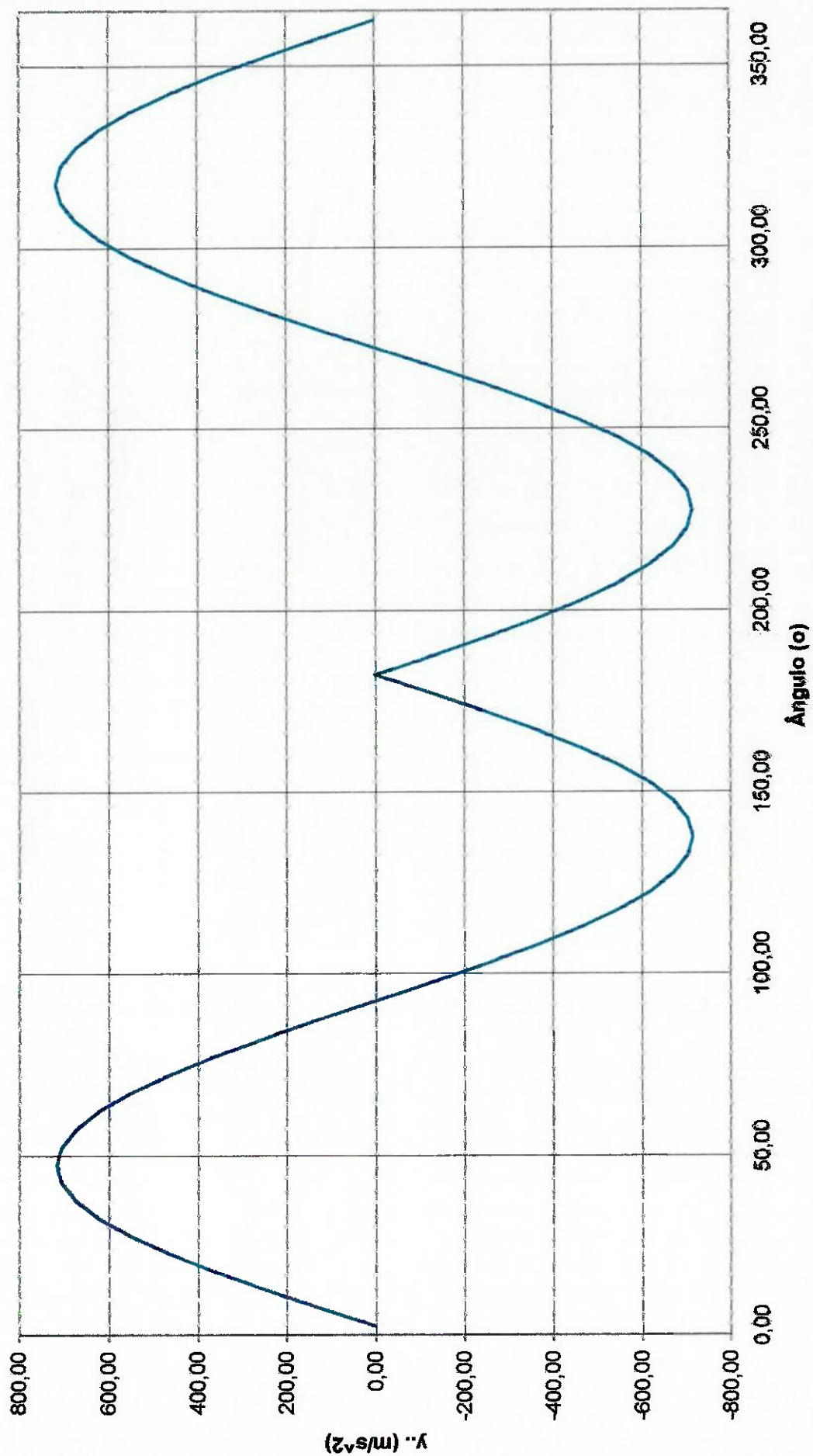
Deslocamento do Seguidor



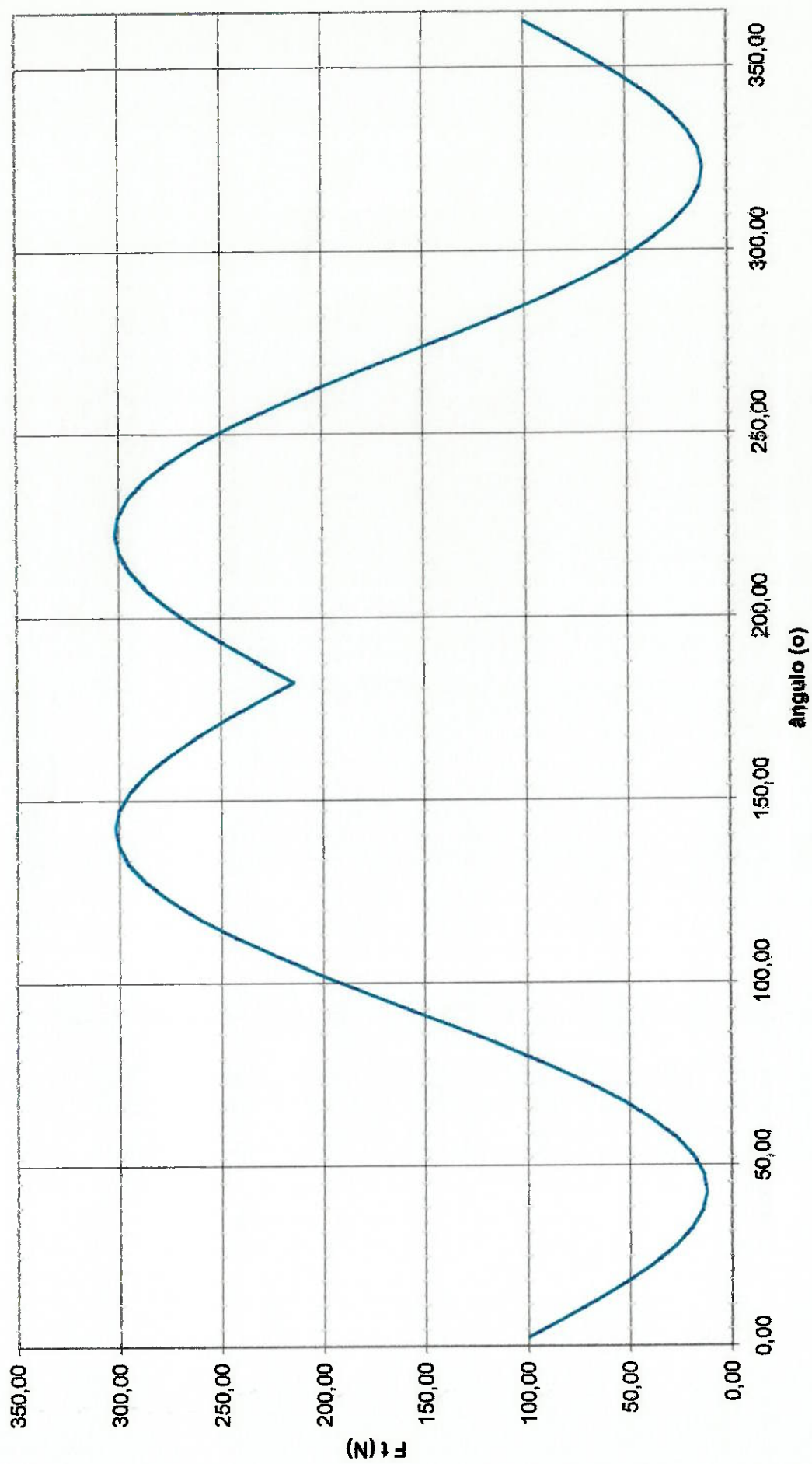
Velocidade do Seguidor



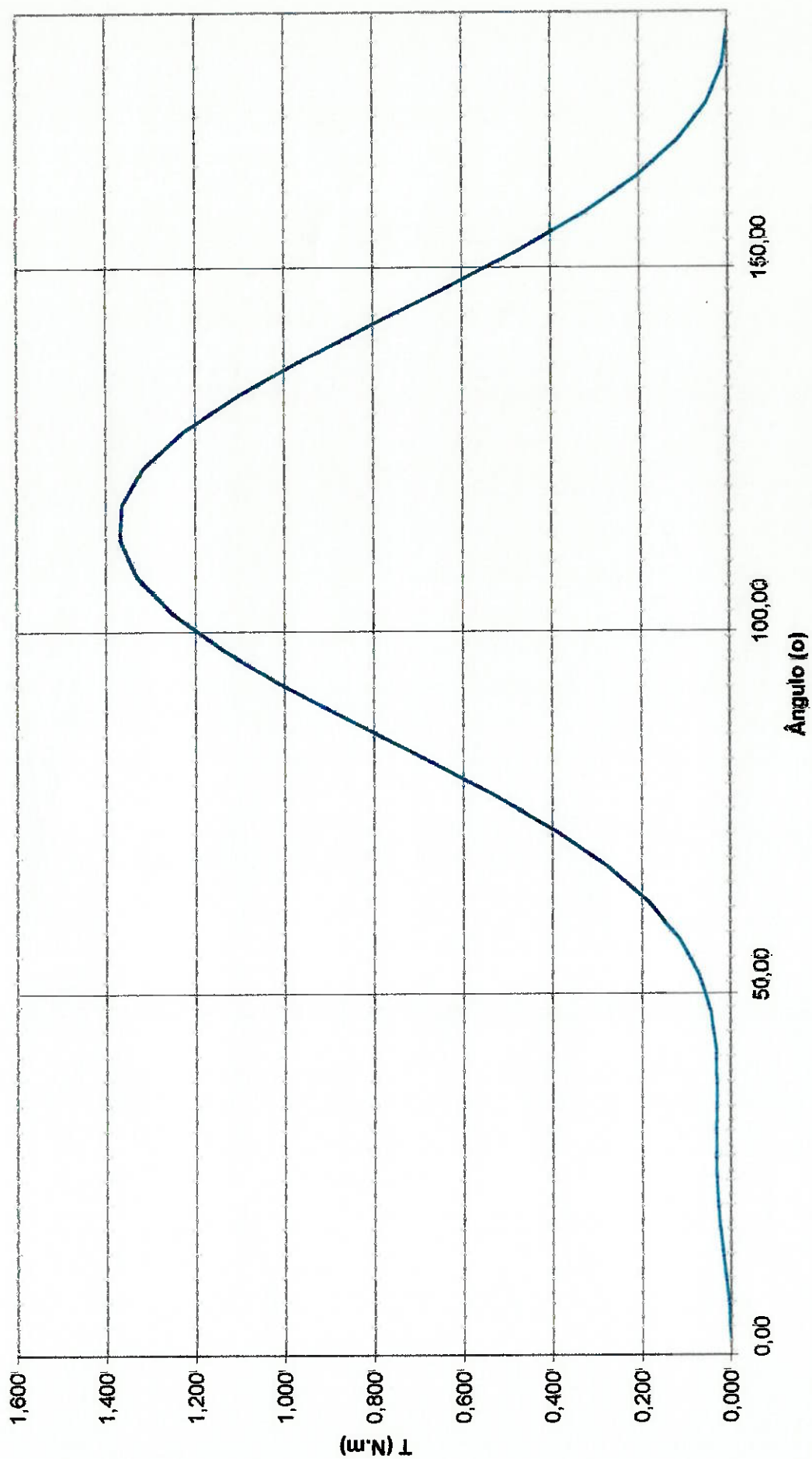
Aceleração do Seguidor



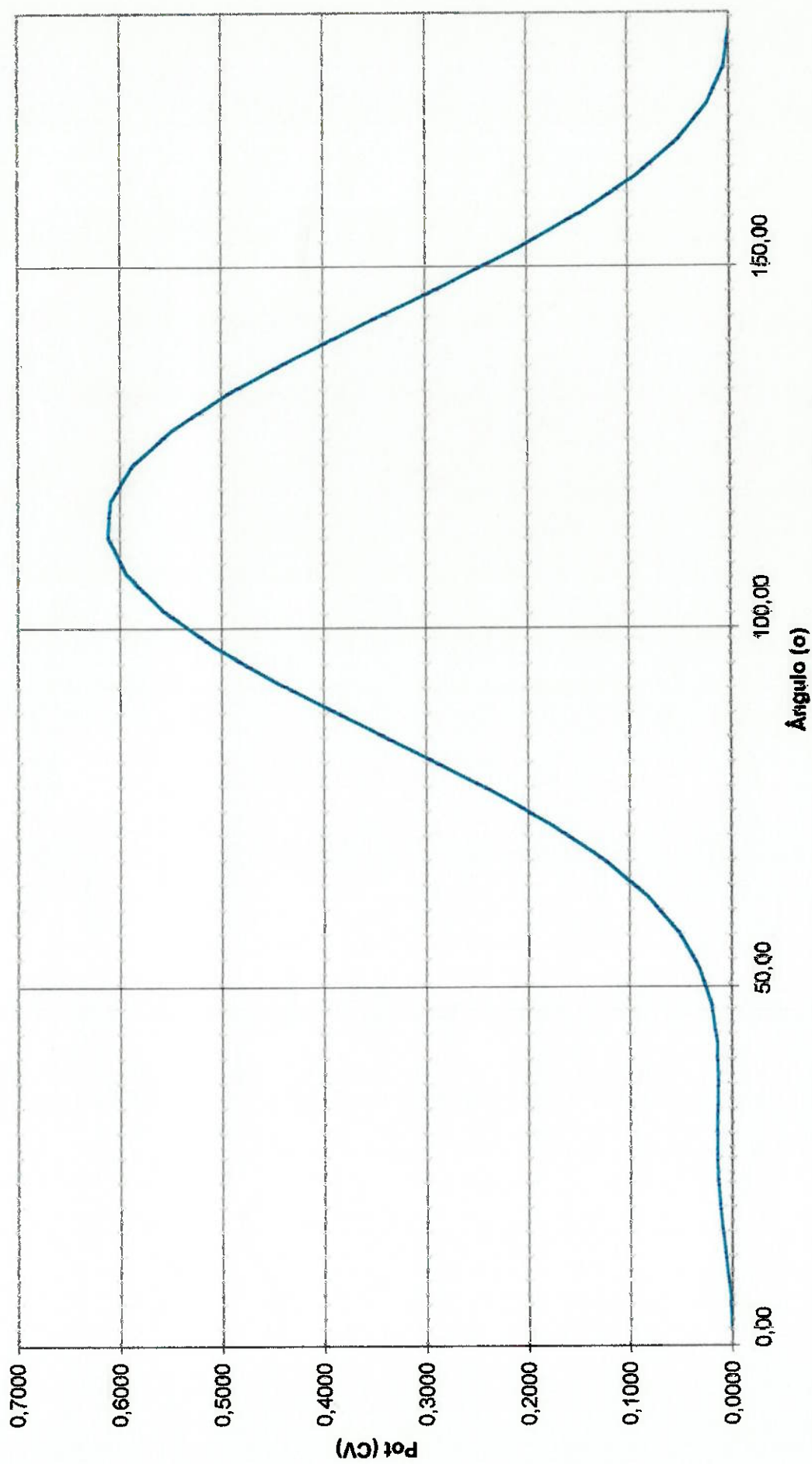
Força Resultante no Seguidor



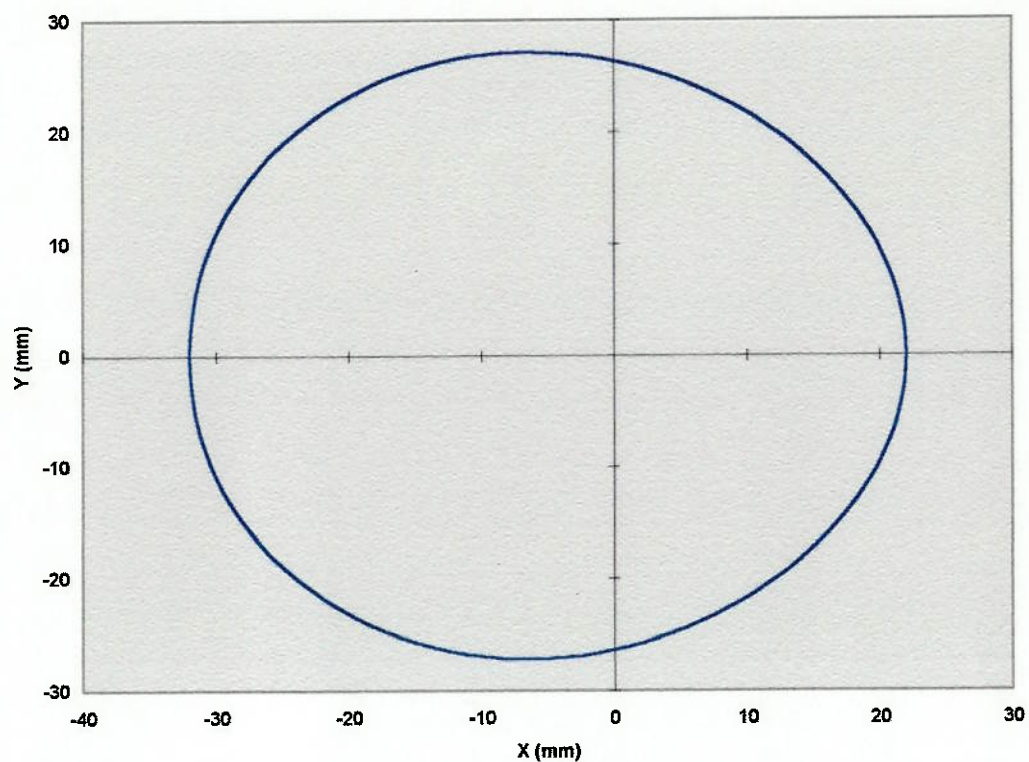
Torque necessário para o mecanismo do Camo-Seguidor



Potência necessária para o mecanismo de Camo-Seguidor

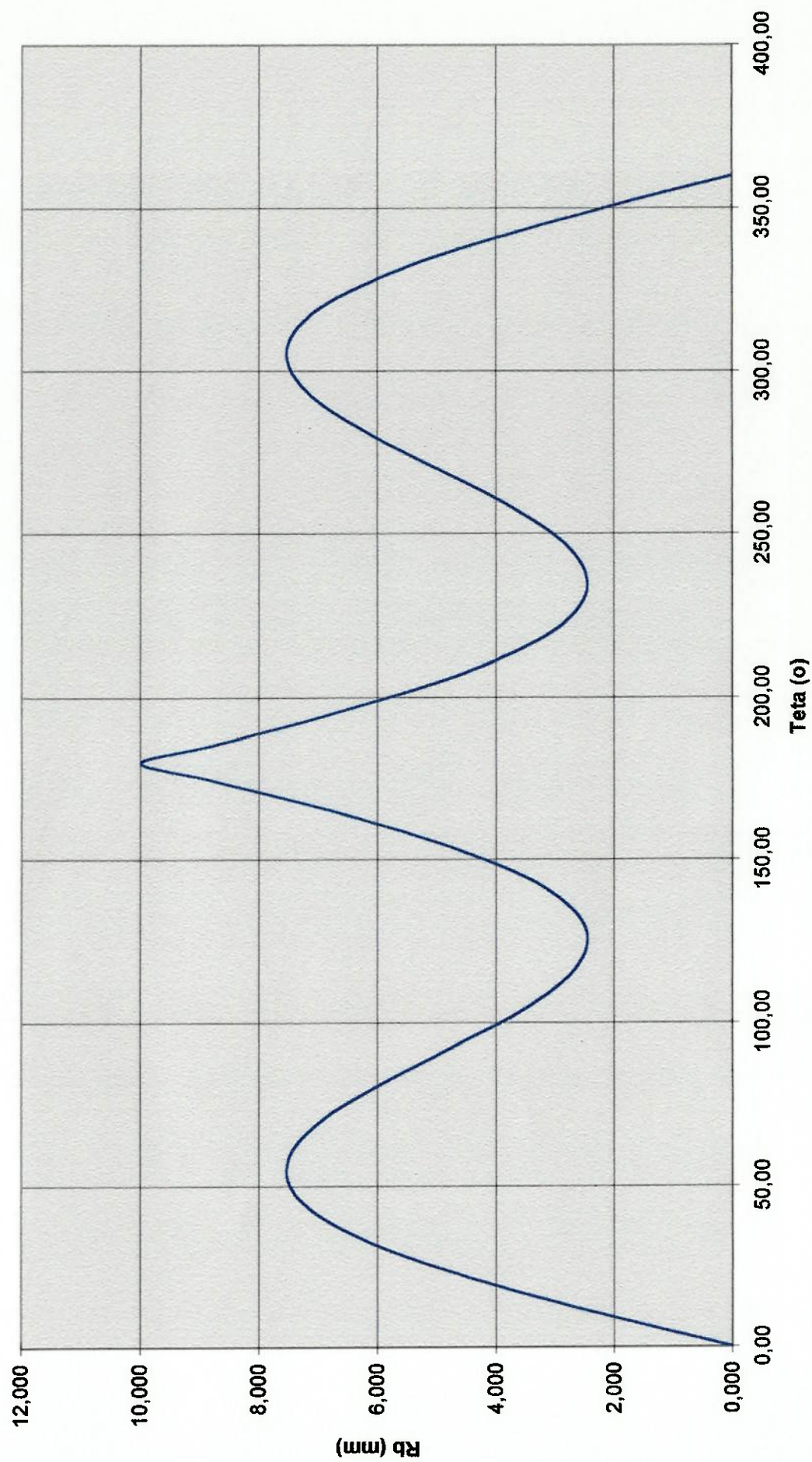


Perfil do Camo

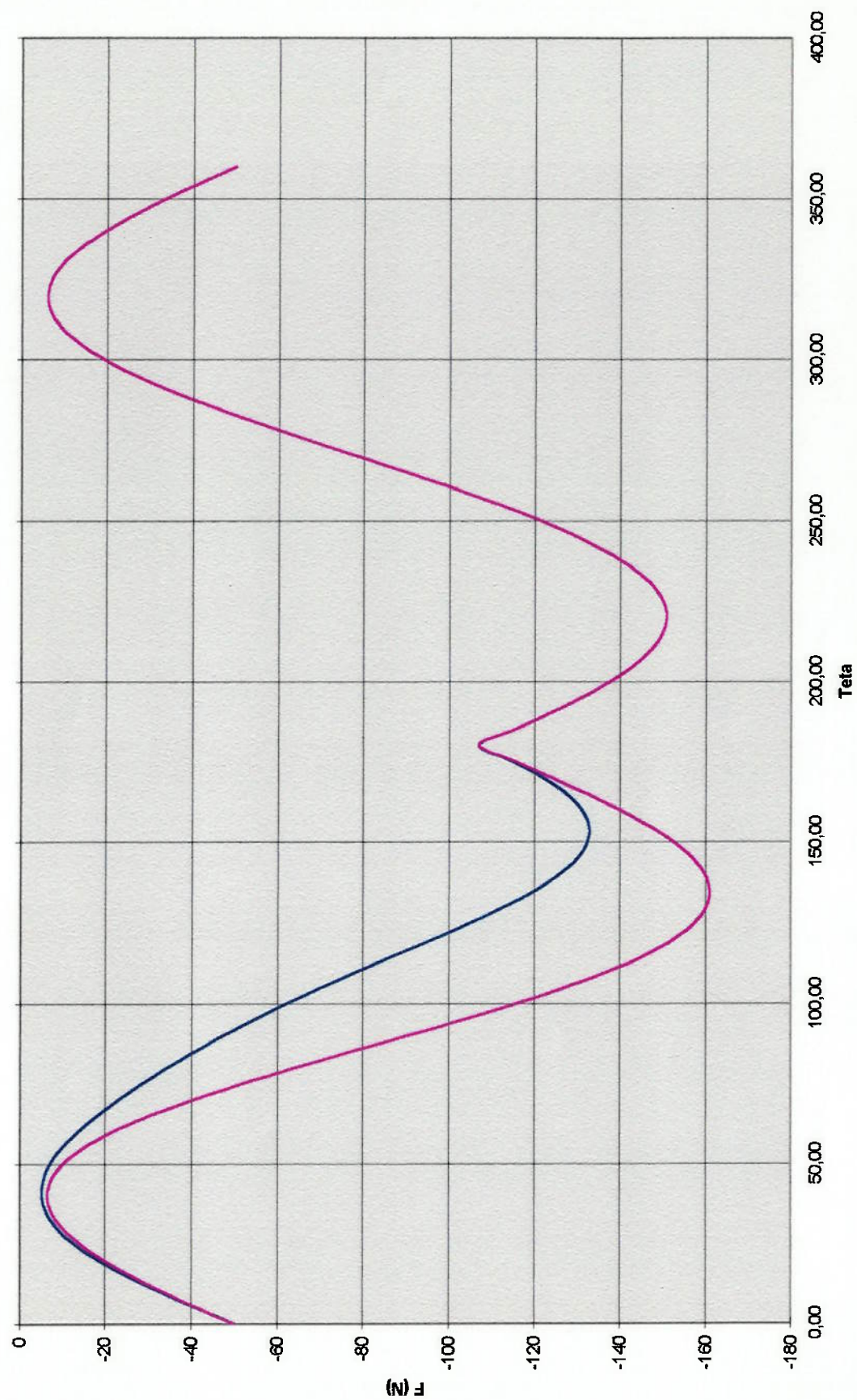


Amplitude (mm)	10
delta para subir (°)	180
rotação (rpm)	3200
massa do seguidor (g)	100
K da mola seguidor(N/m)	10780
Fmax no Inic. (N)	75
Def. Inic. da mola (mm)	6,96
Raio primitivo Camo (Ra) (mm)	22
L1 (mm)	32,5
L2(mm)	43
Lp (mm)	40
Massa da Mesa (g)	35
K da mola da Mesa (4 molas) (N/m)	640
Fmax no Inic. (N)	26
Def. Inic. da mola (mm)	40,625

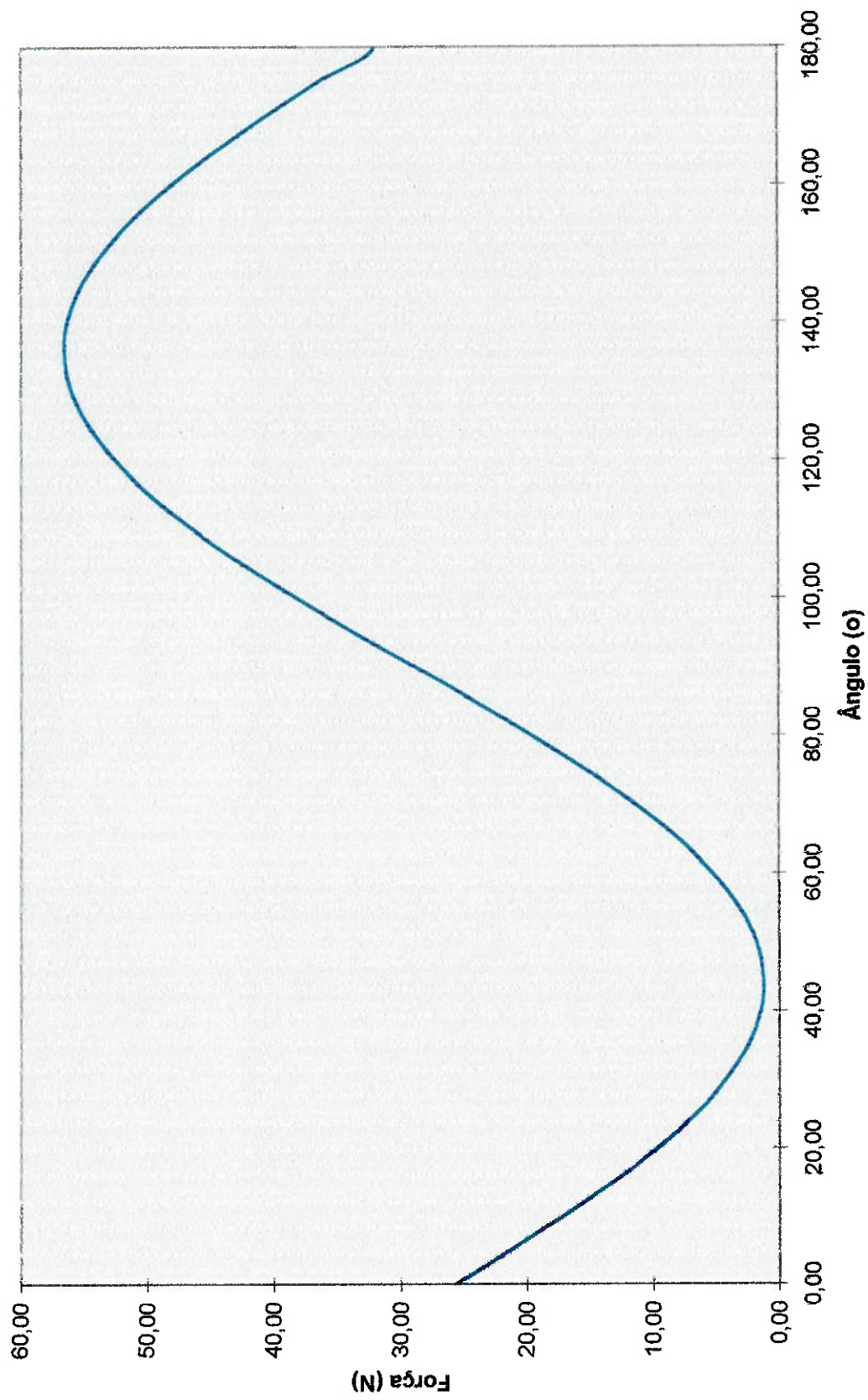
Verificação Undercutting ($R_b < R_a = 22 \text{ mm}$)



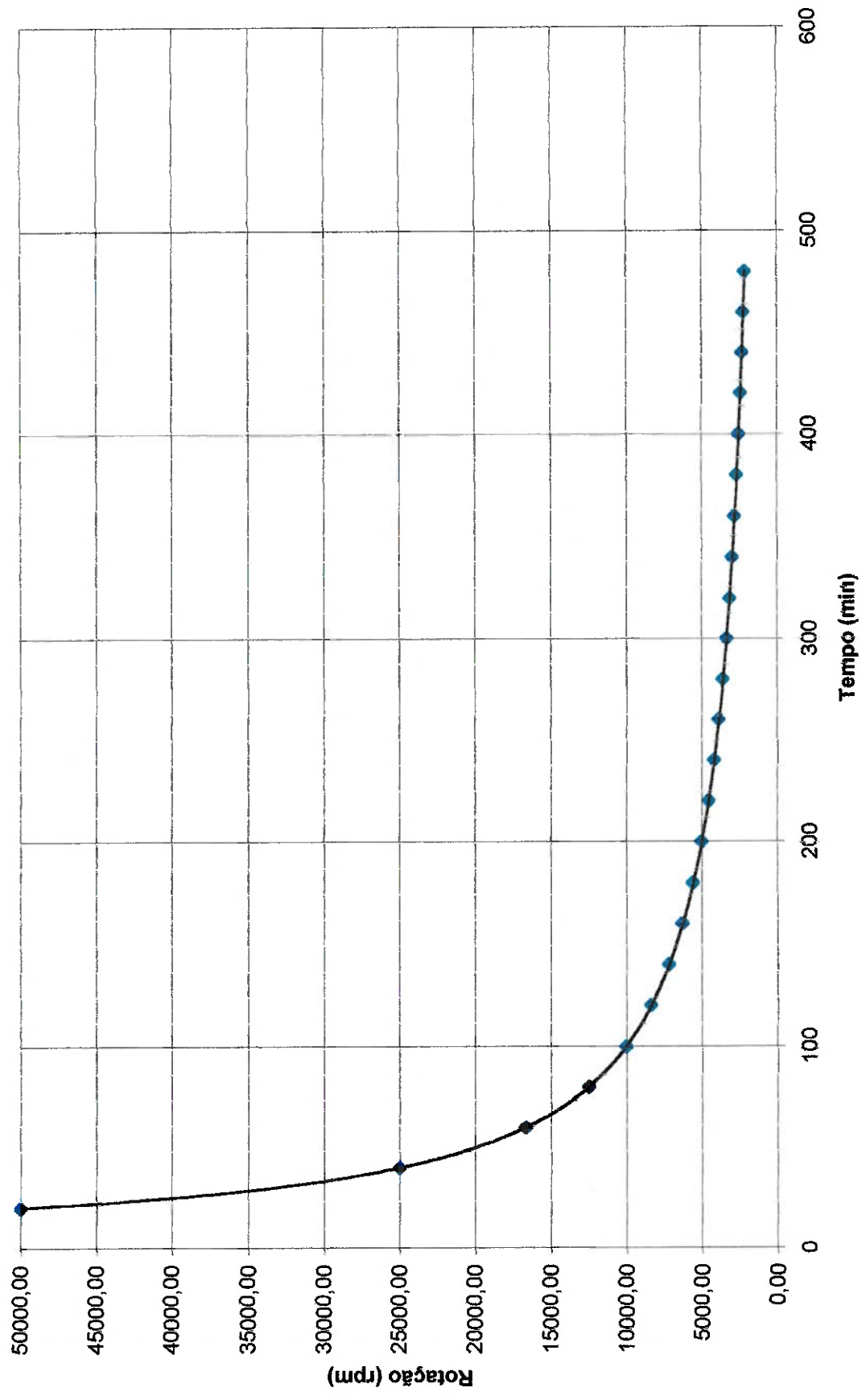
Reações nos mancais do eixo de acionamento



Força Resultante na Mesa (N)



Sensibilidade do Tempo de Ensaio 10^6 ciclos em função da Rotação do Camo



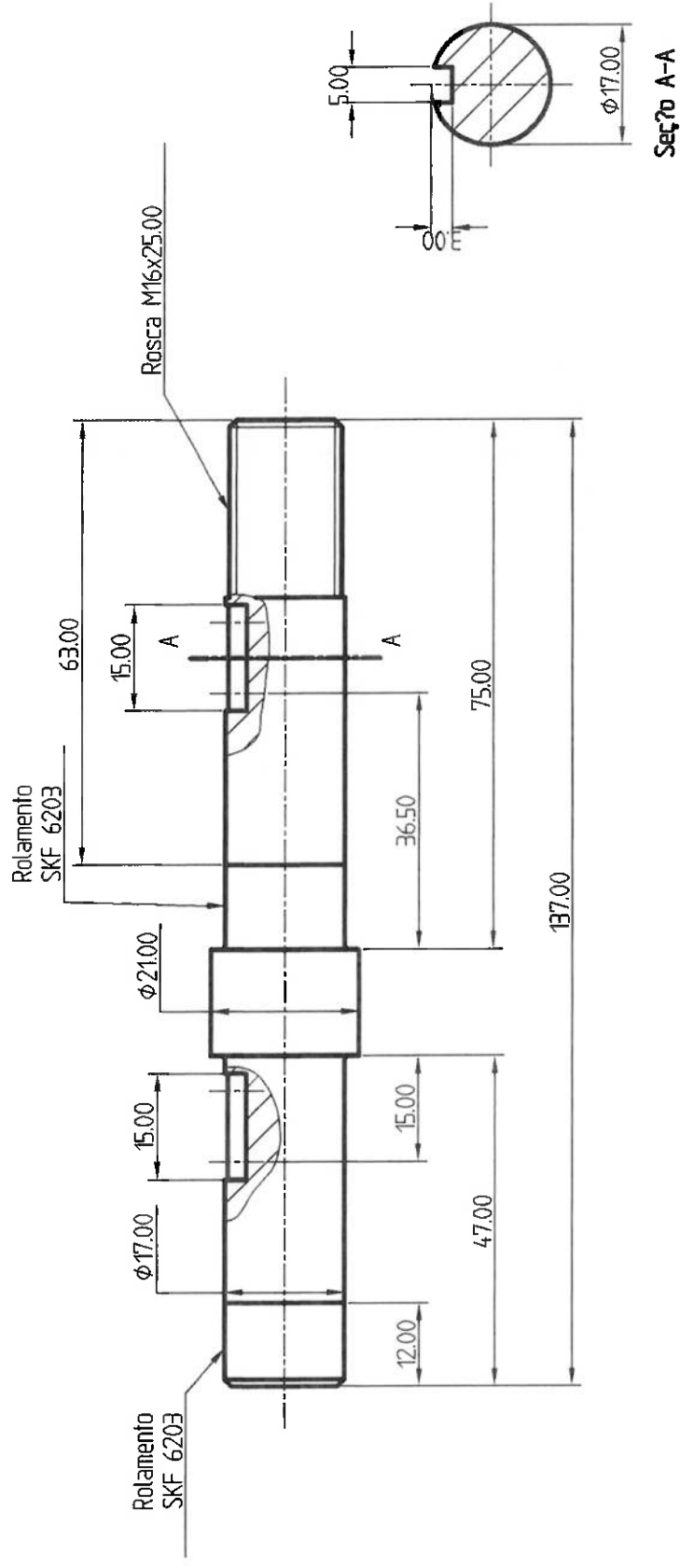
teta (°)	y (mm)	y. (m/s)	y.. (m/s ²)	-m.y.. (N)	Fs (N)	F ₃₂ (N)	-m.y.. (N)	Fs (N)	Fmesa (N)	Ft (N)	T (N.m)	Pot (CV)	dy / dteta	d2y/dteta2	Rc
0,00	0,00	0,000	0,00	0,00	75,00	74,00	0,00	26,00	25,65	99,65	0,000	0,0000	0	0	22
5,00	0,00	0,016	124,14	-12,41	75,02	61,60	-4,34	26,00	21,31	82,91	0,004	0,0018	0,048358537	1,63261E-08	22,001355
10,00	0,01	0,064	244,51	-24,45	75,12	49,67	-8,56	26,01	17,10	66,77	0,013	0,0057	0,19196479	3,21562E-08	22,01037677
15,00	0,04	0,143	357,45	-35,74	75,40	38,66	-12,51	26,02	13,16	51,82	0,022	0,0099	0,426455336	4,70092E-08	22,0343685
20,00	0,09	0,250	459,52	-45,95	75,95	29,00	-16,08	26,06	9,62	38,62	0,029	0,0129	0,744705266	6,04338E-08	22,07556851
25,00	0,17	0,381	547,64	-54,76	76,83	21,07	-19,17	26,11	6,59	27,66	0,031	0,0141	1,13704467	7,20222E-08	22,14074341
30,00	0,29	0,533	619,11	-61,91	78,11	15,20	-21,67	26,18	4,17	19,36	0,031	0,0138	1,59155246	8,14222E-08	22,23231006
35,00	0,45	0,702	671,78	-67,18	79,84	11,66	-23,51	26,29	2,43	14,09	0,030	0,0132	2,094418581	8,83483E-08	22,35347524
40,00	0,65	0,881	704,03	-70,40	82,06	10,66	-24,64	26,42	1,43	12,08	0,032	0,0142	2,630363629	9,25899E-08	22,50766329
45,00	0,91	1,067	714,89	-71,49	84,79	12,30	-25,02	26,58	1,21	13,51	0,043	0,0192	3,183103111	9,40182E-08	22,69860512
50,00	1,21	1,252	704,03	-70,40	88,05	16,65	-24,64	26,77	1,78	18,43	0,069	0,0308	3,735842236	9,25897E-08	22,93010092
55,00	1,56	1,431	671,77	-67,18	91,82	23,64	-23,51	27,00	3,14	26,78	0,114	0,0511	4,27178623	8,8348E-08	23,20552767
60,00	1,96	1,600	619,11	-61,91	96,08	33,16	-21,67	27,25	5,23	38,40	0,183	0,0819	4,774650628	8,14219E-08	23,52725599
65,00	2,39	1,752	547,63	-54,76	100,78	45,02	-19,17	27,53	8,01	53,04	0,277	0,1239	5,22915608	7,20218E-08	23,89615219
70,00	2,87	1,884	459,52	-45,95	105,89	58,94	-16,08	27,83	11,40	70,34	0,395	0,1767	5,621492602	6,04333E-08	24,31127974
75,00	3,37	1,990	357,44	-35,74	111,34	74,59	-12,51	28,16	15,30	89,89	0,534	0,2386	5,939739193	4,70086E-08	24,76982449
80,00	3,90	2,069	244,50	-24,45	117,04	91,59	-8,56	28,50	19,59	111,18	0,686	0,3067	6,174226045	3,21555E-08	25,26719823
85,00	4,45	2,117	124,13	-12,41	122,93	109,51	-4,34	28,85	24,15	133,66	0,844	0,3773	6,317828361	1,63254E-08	25,79724651
90,00	5,00	2,133	-0,01	0,00	128,90	127,90	0,00	29,20	28,85	156,75	0,998	0,4459	6,366182837	-6,90696E-13	26,35249434
95,00	5,55	2,117	-124,14	12,41	134,87	146,29	4,35	29,55	33,55	179,84	1,136	0,5077	6,317820239	-1,63268E-08	26,92439125
100,00	6,10	2,069	-244,51	24,45	140,76	164,21	8,56	29,90	38,11	202,32	1,249	0,5581	6,174210049	-3,21568E-08	27,50354822
105,00	6,63	1,990	-357,45	35,74	146,46	181,21	12,51	30,24	42,40	223,61	1,328	0,5934	5,939715808	-4,70098E-08	28,0799835
110,00	7,13	1,884	-459,53	45,95	151,91	196,86	16,08	30,57	46,30	243,16	1,367	0,6107	5,62146254	-6,04344E-08	28,64340589
115,00	7,61	1,752	-547,64	54,76	157,02	210,78	19,17	30,87	49,69	260,47	1,362	0,6086	5,229120253	-7,20227E-08	29,18356285
120,00	8,04	1,600	-619,12	61,91	161,73	222,64	21,67	31,15	52,47	275,10	1,314	0,5869	4,774610126	-8,14226E-08	29,69066614
125,00	8,44	1,431	-671,78	67,18	165,98	232,16	23,51	31,40	54,56	286,72	1,225	0,5473	4,271742282	-8,83485E-08	30,15588381
130,00	8,79	1,252	-704,03	70,40	169,75	239,15	24,64	31,63	55,92	295,07	1,102	0,4925	3,735796178	-9,259E-08	30,57186079
135,00	9,09	1,067	-714,89	71,49	173,01	243,50	25,02	31,82	56,49	299,99	0,955	0,4266	3,183056342	-9,40182E-08	30,93320755
140,00	9,35	0,881	-704,03	70,40	175,74	245,14	24,64	31,98	56,27	301,42	0,793	0,3542	2,630317571	-9,25896E-08	31,2368867
145,00	9,55	0,702	-671,77	67,18	177,96	244,14	23,51	32,11	55,27	299,41	0,627	0,2802	2,094374633	-8,83478E-08	31,48243489
150,00	9,71	0,533	-619,11	61,91	179,69	240,60	21,67	32,22	53,53	294,14	0,468	0,2092	1,591511957	-8,14215E-08	31,67198113
155,00	9,83	0,381	-547,63	54,76	180,97	234,73	19,17	32,29	51,11	285,84	0,325	0,1452	1,137008843	-7,20213E-08	31,81005639
160,00	9,91	0,250	-459,51	45,95	181,85	226,80	16,08	32,34	48,08	274,88	0,205	0,0915	0,744675204	-6,04328E-08	31,90322314
165,00	9,96	0,143	-357,44	35,74	182,39	217,14	12,51	32,38	44,54	261,67	0,112	0,0499	0,426431952	-4,7008E-08	31,95957765
170,00	9,99	0,064	-244,50	24,45	182,68	206,13	8,56	32,39	40,60	246,73	0,047	0,0212	0,191948794	-3,21549E-08	31,98818851
175,00	10,00	0,016	-124,13	12,41	182,78	194,20	4,34	32,40	36,39	230,59	0,011	0,0050	0,048350416	-1,63248E-08	31,9985323
180,00	10,00	0,000	0,01	0,00	182,80	181,80	0,00	32,40	32,05	213,85	0,000	0,0000	3,43581E-10	1,38139E-12	31,99997662

teta (°)	y (mm)	y. (m/s)	y.. (m/s ²)	-m.y.. (N)	Fs (N)	F ₃₂ (N)	-m.y.. (N)	Fs (N)	Fmesa (N)	Ft (N)	T (N.m)	Pot (CV)	dy / dteta	d2y/dteta2	Rc
185,00	10,00	-0,016	-124,15	12,41	182,79	194,20	4,35	32,40	36,39	230,59	0,000	0,0000	-0,048366658	-1,63275E-08	31,99857833
190,00	9,99	-0,064	-244,52	24,45	182,68	206,13	8,56	32,39	40,60	246,73	0,000	0,0000	-0,191980786	-3,21575E-08	31,98823227
195,00	9,96	-0,143	-357,45	35,75	182,40	217,14	12,51	32,38	44,54	261,68	0,000	0,0000	-0,426478721	-4,70104E-08	31,95961753
200,00	9,91	-0,250	-459,53	45,95	181,85	226,80	16,08	32,34	48,08	274,88	0,000	0,0000	-0,744735328	-6,04349E-08	31,90325757
205,00	9,83	-0,381	-547,64	54,76	180,97	234,74	19,17	32,29	51,11	285,84	0,000	0,0000	-1,137080497	-7,20231E-08	31,81008393
210,00	9,71	-0,533	-619,12	61,91	179,69	240,60	21,67	32,22	53,53	294,14	0,000	0,0000	-1,591592963	-8,14229E-08	31,67200053
215,00	9,55	-0,702	-671,78	67,18	177,96	244,14	23,51	32,11	55,28	299,41	0,000	0,0000	-2,094462529	-8,83487E-08	31,48244523
220,00	9,35	-0,881	-704,03	70,40	175,74	245,14	24,64	31,98	56,27	301,42	0,000	0,0000	-2,630409688	-9,25901E-08	31,23688741
225,00	9,09	-1,067	-714,89	71,49	173,01	243,50	25,02	31,82	56,49	299,99	0,000	0,0000	-3,183149879	-9,40182E-08	30,93319851
230,00	8,79	-1,252	-704,03	70,40	169,75	239,15	24,64	31,63	55,92	295,07	0,000	0,0000	-3,735888294	-9,25895E-08	30,57184231
235,00	8,44	-1,432	-671,77	67,18	165,98	232,16	23,51	31,40	54,56	286,72	0,000	0,0000	-4,271830178	-8,83476E-08	30,1558566
240,00	8,04	-1,600	-619,10	61,91	161,72	222,64	21,67	31,15	52,47	275,10	0,000	0,0000	-4,774691131	-8,14212E-08	29,6906313
245,00	7,61	-1,752	-547,63	54,76	157,01	210,78	19,17	30,87	49,69	260,46	0,000	0,0000	-5,229191906	-7,20209E-08	29,18352176
250,00	7,13	-1,884	-459,51	45,95	151,91	196,86	16,08	30,57	46,30	243,16	0,000	0,0000	-5,621522664	-6,04322E-08	28,6433601
255,00	6,63	-1,990	-357,43	35,74	146,46	181,20	12,51	30,24	42,40	223,61	0,000	0,0000	-5,939762576	-4,70074E-08	28,07993472
260,00	6,10	-2,069	-244,49	24,45	140,76	164,21	8,56	29,90	38,11	202,32	0,000	0,0000	-6,17424204	-3,21542E-08	27,50349817
265,00	5,55	-2,117	-124,12	12,41	134,87	146,29	4,34	29,55	33,55	179,83	0,000	0,0000	-6,317836481	-1,63241E-08	26,92434162
270,00	5,00	-2,133	0,02	0,00	128,90	127,90	0,00	29,20	28,85	156,75	0,000	0,0000	-6,366182836	2,07209E-12	26,35244677
275,00	4,45	-2,117	124,15	-12,42	122,93	109,51	-4,35	28,85	24,15	133,66	0,000	0,0000	-6,317812117	1,63282E-08	25,7972025
280,00	3,90	-2,069	244,52	-24,45	117,04	91,59	-8,56	28,50	19,59	111,18	0,000	0,0000	-6,174194052	3,21581E-08	25,26715912
285,00	3,37	-1,990	357,46	-35,75	111,34	74,59	-12,51	28,16	15,30	89,89	0,000	0,0000	-5,939692423	4,7011E-08	24,76979143
290,00	2,87	-1,884	459,53	-45,95	105,89	58,94	-16,08	27,83	11,40	70,34	0,000	0,0000	-5,621432477	6,04354E-08	24,31125362
295,00	2,39	-1,752	547,65	-54,76	100,78	45,02	-19,17	27,53	8,01	53,03	0,000	0,0000	-5,229084426	7,20235E-08	23,89613363
300,00	1,95	-1,600	619,12	-61,91	96,07	33,16	-21,67	27,25	5,23	38,39	0,000	0,0000	-4,774569622	8,14233E-08	23,52724528
305,00	1,56	-1,431	671,78	-67,18	91,82	23,64	-23,51	27,00	3,14	26,77	0,000	0,0000	-4,271698334	8,8349E-08	23,2055248
310,00	1,21	-1,252	704,03	-70,40	88,05	16,65	-24,64	26,77	1,78	18,43	0,000	0,0000	-3,73575012	9,25902E-08	22,93010558
315,00	0,91	-1,067	714,89	-71,49	84,79	12,30	-25,02	26,58	1,21	13,51	0,000	0,0000	-3,183009573	9,40182E-08	22,69861682
320,00	0,65	-0,881	704,02	-70,40	82,06	10,66	-24,64	26,42	1,43	12,09	0,000	0,0000	-2,630271513	9,25894E-08	22,50768139
325,00	0,45	-0,702	671,77	-67,18	79,84	11,66	-23,51	26,29	2,43	14,09	0,000	0,0000	-2,094330685	8,83473E-08	22,35349912
330,00	0,29	-0,533	619,10	-61,91	78,11	15,20	-21,67	26,18	4,17	19,36	0,000	0,0000	-1,591471455	8,14209E-08	22,23233913
335,00	0,17	-0,381	547,62	-54,76	76,83	21,07	-19,17	26,11	6,59	27,66	0,000	0,0000	-1,136973017	7,20204E-08	22,14077713
340,00	0,09	-0,250	459,51	-45,95	75,95	29,00	-16,08	26,06	9,62	38,62	0,000	0,0000	-0,744645142	6,04317E-08	22,07560637
345,00	0,04	-0,143	357,43	-35,74	75,41	38,66	-12,51	26,02	13,16	51,83	0,000	0,0000	-0,426408569	4,70068E-08	22,03347827
350,00	0,01	-0,064	244,49	-24,45	75,12	49,67	-8,56	26,01	17,10	66,77	0,000	0,0000	-0,1919328	3,21536E-08	22,010421
355,00	0,00	-0,016	124,12	-12,41	75,02	61,60	-4,34	26,00	21,31	82,91	0,000	0,0000	-0,048342295	1,63234E-08	22,00140109
360,00	0,00	0,000	-0,02	0,00	75,00	74,00	0,00	26,00	25,65	99,65	0,000	0,0000	-1,37433E-09	-2,76278E-12	22,00004677

teta (°) X	Y	Verificação	V2 (N)	V1 (N)	Carga din 2	Carga din 1	Rb (mm)	M1	M2
0,00	22	0	22	-49,825	-49,825	123692,0884	123692,0884	0,000	-1,544575
5,00	21,91763281	1,917548909	22,001355	-41,32753422	-41,49954501	70585,98551	71471,02422	1,107	-1,286486
10,00	21,67598813	3,822070662	22,01037677	-32,98169056	-33,53159921	35877,21625	37701,86202	2,189	-1,03948
15,00	21,28266221	5,702686116	22,03343685	-25,21682345	-26,16500852	16035,08009	17912,76555	3,221	-0,811115
20,00	20,74424266	7,550306038	22,07556851	-18,40562062	-19,63955201	6235,214492	7575,210944	4,180	-0,608826
25,00	20,06631862	9,357102968	22,14074341	-12,83936113	-14,18854176	2116,558336	2856,362273	5,046	-0,439845
30,00	19,25373169	11,11617861	22,23231006	-8,712122241	-10,03426168	661,2594345	1010,313761	5,802	-0,311062
35,00	18,31087663	12,82145283	22,35347524	-6,115295583	-7,381063047	228,6927309	402,1209917	6,431	-0,228813
40,00	17,24184677	14,46767523	22,50766329	-5,042566715	-6,406331193	128,2197596	262,9227468	6,924	-0,198596
45,00	16,05030813	16,05036709	22,69860512	-5,404301428	-7,249927522	157,8405887	381,0666963	7,275	-0,224748
50,00	14,73914891	17,56550647	22,93010092	-7,049211892	-10,00304279	350,2851253	1000,913115	7,480	-0,310094
55,00	13,3101012	19,00888531	23,20552767	-9,790373187	-14,69762734	938,4210463	3174,985126	7,542	-0,455626
60,00	11,7635781	20,37523018	23,52725599	-13,43222078	-21,29765843	2423,502459	9660,410308	7,468	-0,660227
65,00	10,09889285	21,6572956	23,89615219	-17,79513278	-29,69344784	5635,126873	26180,73804	7,269	-0,920497
70,00	8,314882114	22,84515393	24,31127974	-22,7345881	-39,69998639	11750,63322	62570,70864	6,958	-1,2307
75,00	6,410829084	23,92583281	24,76982449	-28,15264373	-51,05998529	22312,97882	133119,616	6,554	-1,58286
80,00	4,387521681	24,88334704	25,26719823	-34,00049737	-63,4518443	39305,7249	255465,7892	6,077	-1,967007
85,00	2,48289027	25,699088	25,79724651	-40,2720702	-76,50229982	65314,83976	447737,5037	5,551	-2,371571
90,00	-9,67981E-05	26,35249434	26,35249434	-46,98971448	-89,80303758	103754,8528	724224,2799	5,000	-2,783894
95,00	-2,346719313	26,82192671	26,92439125	-54,18417858	-102,9301466	159080,6958	1090505,282	4,449	-3,190835
100,00	-4,776051574	27,08568803	27,50354822	-61,87172193	-115,4649917	236851,7558	1539398,243	3,922	-3,579415
105,00	-7,26775075	27,12315012	28,0799835	-70,03167031	-127,0149264	343465,7642	2049105,331	3,446	-3,937463
110,00	-9,796742625	26,91595316	28,64340589	-78,58768859	-137,2322702	485359,5136	2584453,624	3,042	-4,2542
115,00	-12,33363075	26,44923238	29,18356285	-87,39562349	-145,8301438	667527,3357	3101286,665	2,731	-4,520734
120,00	-14,845459	25,71279843	29,69066614	-96,23998416	-152,5940621	891387,6825	3553144,769	2,532	-4,730416
125,00	-17,29683039	24,70216563	30,15588381	-104,8400771	-157,3886018	1152343,603	3898700,12	2,458	-4,879047
130,00	-19,65133758	23,41929981	30,57186079	-112,8656217	-160,1589353	1437755,491	4108218,36	2,520	-4,964927
135,00	-21,87320134	21,8729603	30,93320755	-119,9604865	-160,9275087	1726293,577	4167646,395	2,725	-4,988753
140,00	-23,9289582	20,07854701	31,2368867	-125,7721503	-159,7865723	1989543,587	4079630,605	3,076	-4,953384
145,00	-25,78900776	18,0574302	31,48243489	-129,983732	-156,8876159	2196175,314	3861588,479	3,569	-4,863516
150,00	-27,42883719	15,83582265	31,67198113	-132,3450378	-152,4289669	2318050,999	3541624,546	4,198	-4,725298
155,00	-28,82978685	13,44332836	31,81005639	-132,699106	-146,6428674	2336705,554	3153427,363	4,954	-4,545929
160,00	-29,97929461	10,91134918	31,90322314	-131,0011701	-139,7832489	2248151,242	2731274,757	5,820	-4,333281
165,00	-30,87063715	8,271539479	31,95957765	-127,3277749	-132,1151937	2064284,014	2305994,66	6,779	-4,095571
170,00	-31,50225459	5,554472071	31,98818851	-121,8748631	-123,9067295	1810266,116	1902324,853	7,811	-3,841109
175,00	-31,87678814	2,788628175	31,9985323	-114,9448784	-115,4232139	1518689,099	1537727,882	8,893	-3,57812
180,00	-31,99997661	-0,000235085	31,99997662	-106,9241575	-106,9241575	1222439,883	1222439,883	10,000	-3,314649

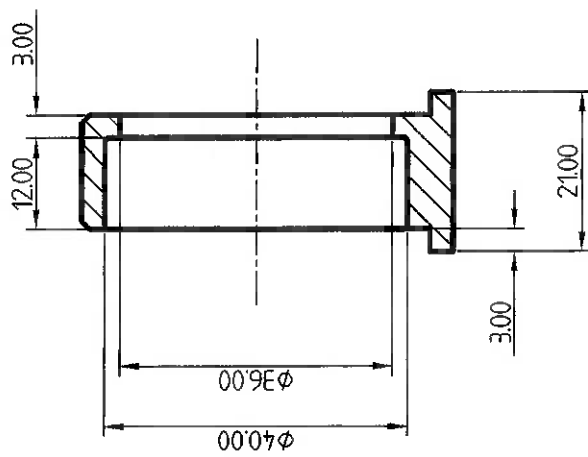
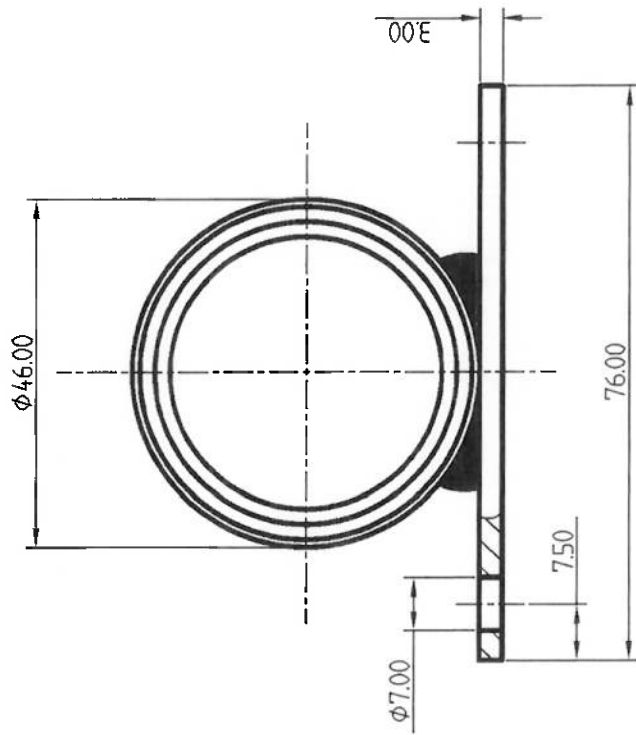
-5,22E-11

teta (°) X	Y	Verificação	V2 (N)	V1 (N)	Carga din 2	Carga din 1	Rb (mm)	M1	M2
185,00	-31,87679302	-2,789100547	31,99857833	-115,2971974	1532696,804	1532696,804	8,893		
190,00	-31,50221607	-5,554942526	31,98823227	-123,3659726	1877526,871	1877526,871	7,811		
195,00	-30,87055414	-8,272003378	31,95961753	-130,8388081	2239802,565	2239802,565	6,779		
200,00	-29,97916665	-10,91180144	31,90325757	-137,440451	2596233,294	2596233,294	5,820		
205,00	-28,82961429	-13,44376359	31,81008393	-142,9221194	2919431,863	2919431,863	4,953		
210,00	-27,42862132	-15,83623535	31,67200053	-147,0690615	3181002,15	3181002,15	4,198		
215,00	-25,78875091	-18,05781503	31,48244523	-149,7070803	3355266,508	3355266,508	3,569		
220,00	-23,92866373	-20,07889905	31,23688741	-150,7078274	3423004,165	3423004,165	3,076		
225,00	-21,87287357	-21,87327529	30,93319851	-149,992702	3374507,408	3374507,408	2,725		
230,00	-19,6509816	-23,41957438	30,57184231	-147,5352394	3211347,459	3211347,459	2,520		
235,00	-17,29645184	-24,70239748	30,1558566	-143,3619155	2946465,668	2946465,668	2,458		
240,00	-14,84506379	-25,71298637	29,6906313	-137,5513416	2602522,495	2602522,495	2,532		
245,00	-12,33322476	-26,44937635	29,18352176	-130,2318766	2208777,127	2208777,127	2,731		
250,00	-9,796331494	-26,91605408	28,64333601	-121,5777264	1797057,826	1797057,826	3,042		
255,00	-7,267339608	-27,12320978	28,07993472	-111,8036507	1397551,928	1397551,928	3,446		
260,00	-4,775644917	-27,08570891	27,50349817	-101,1584378	1035157,282	1035157,282	3,923		
265,00	-2,346320898	-26,82191175	26,92434162	-89,91734527	726993,3341	726993,3341	4,449		
270,00	0,000290394	-26,35244677	26,35244677	-78,37373621	481406,1704	481406,1704	5,000		
275,00	2,248662782	-25,69901112	25,7972025	-66,83016555	298481,6321	298481,6321	5,551		
280,00	4,387880496	-24,88324406	25,26715912	-55,58918707	171779,3555	171779,3555	6,078		
285,00	6,411172065	-23,92570668	24,76979143	-44,9441604	90786,19518	90786,19518	6,554		
290,00	8,31520884	-22,84500722	24,31125362	-35,17033738	43504,04138	43504,04138	6,958		
295,00	10,09920321	-21,6571304	23,89613363	-26,51649867	18644,40522	18644,40522	7,269		
300,00	11,76387211	-20,37504806	23,52724528	-19,19739459	7075,007016	7075,007016	7,468		
305,00	13,31037884	-19,00868739	23,2055248	-13,38722004	2399,226256	2399,226256	7,542		
310,00	14,73941	-17,56529348	22,93010558	-9,214321655	782,3302186	782,3302186	7,480		
315,00	16,05055222	-16,05013953	22,69861682	-6,757298019	308,545502	308,545502	7,275		
320,00	17,24207321	-14,46743354	22,50768139	-6,042611495	220,6348021	220,6348021	6,924		
325,00	18,31108457	-12,82119748	22,35349912	-7,043784162	349,4766139	349,4766139	6,431		
330,00	19,25392019	-11,11591025	22,23233913	-9,682202347	907,6584685	907,6584685	5,802		
335,00	20,06648666	-9,356822388	22,14077713	-13,82950527	2644,965015	2644,965015	5,046		
340,00	20,74438918	-7,550014195	22,07560637	-19,31148522	7201,899028	7201,899028	4,180		
345,00	21,282786	-5,702384131	22,03347827	-25,91338084	17400,92092	17400,92092	3,221		
350,00	21,67608784	-3,82175986	22,010421	-33,38640252	37214,21611	37214,21611	2,188		
355,00	21,9177069	-1,917230894	22,00140109	-41,45529181	71242,62775	71242,62775	1,107		
360,00	22,00004677	0,000323243	22,00004677	-49,82668505	123704,6384	123704,6384	0,000		
					67113274,44	94156291,19			



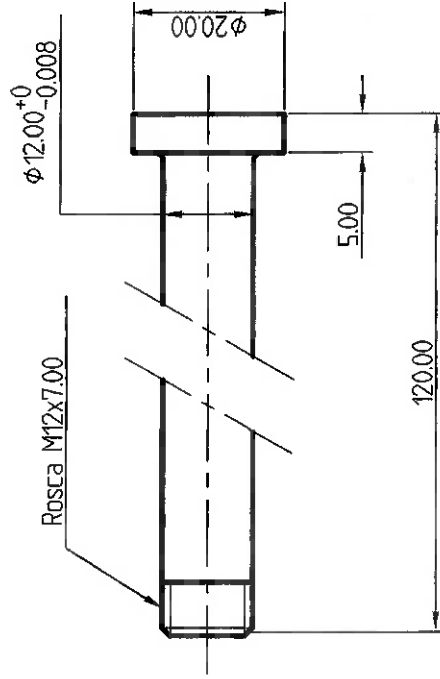
Material: Aço SAE 1020
 Chanfros: 1x45°
 Raios de Arredondamento: 0.60

NUSP: 1316925 1729554	Nome: Marcelo Luis Roma Vandreis D. T. Mekss	Turma:	Prof.: Sinatura
Disciplina:	PMC-581 Projeto Mecânico II		
Escala: 1 : 1	Título: Eixo de Acionamento	Data: 16/12/98	



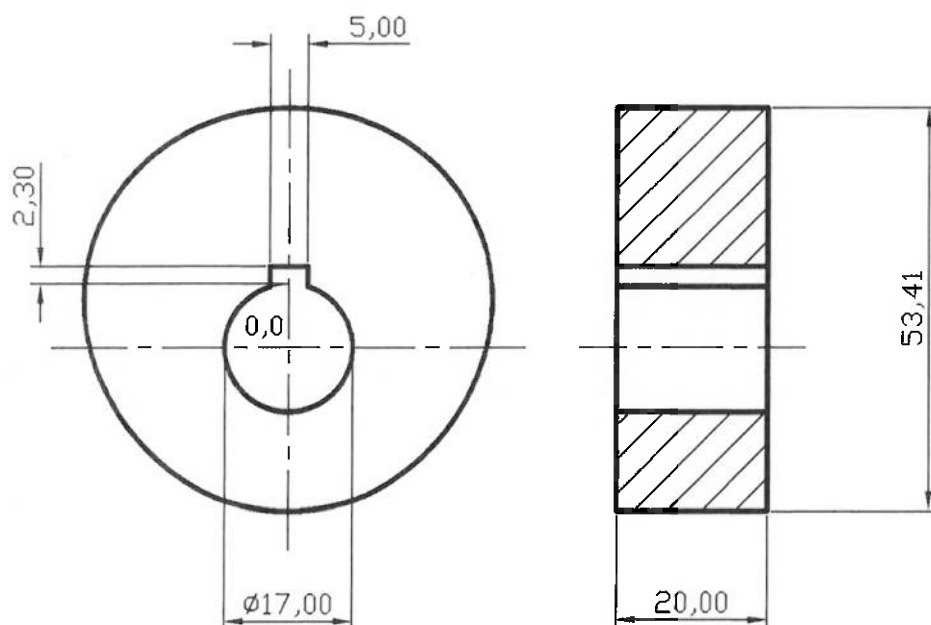
Material: Aço SAE 1020
 Charfiros: 1x45°

NUSP: 1316925 1729554	Nome: Marcelo Luís Roma Varidols D. T. Mekss	Turma:	Prof.: Sinhora
Disciplina:	PMC-581 Projeto Mecânico II		
Escala: 1 : 1	Título: Caixa para Rolamento	Data: 16/12/98	EPUSP



Material: Alumínio
Raio de Arredondamento: 100

NUSP: 1316925 1729554	Nome: Marcelo Luís Roma Vandols D. T. Mekss	Turma: _____	Prof.: Sinatura
Disciplina: PMC-581 Projeto Mecânico II			
Escala: 1 : 1	Título: Seguidor	Data: 16/12/98	
EPUSP			



Ponto	X	Y	Ponto	X	Y
01	0,00	-22,00	19	0,00	32,00
02	3,82	-21,68	20	-5,55	31,50
03	7,55	-20,74	21	-10,91	29,98
04	11,12	-19,25	22	-15,84	27,43
05	14,47	-17,24	23	-20,08	23,93
06	17,57	-14,74	24	-23,42	19,65
07	20,38	-11,76	25	-25,71	14,85
08	22,85	-8,31	26	-26,92	9,80
09	24,88	-4,39	27	-27,09	4,78
10	26,35	0,00	28	-26,35	0,00
11	27,09	4,78	29	-24,88	-4,39
12	26,92	9,80	30	-22,85	-8,32
13	25,71	14,85	31	-20,38	-11,76
14	23,42	19,65	32	-17,57	-14,74
15	20,08	23,93	33	-14,47	-17,24
16	15,84	27,43	34	-11,12	-19,25
17	10,91	29,98	35	-7,55	-20,74
18	5,55	31,50	36	-3,82	-21,68
			37	0,00	-22,00

Material: Aço SAE 1045

NUSP: 1316925 1729554	Nome: Marcelo Luís Roma Varidots D. T. Mekss	Turma: _____	Prof.: Sinatora
Disciplina: PMC-581 Projeto Mecânico II			EPUSP
Escala: 1 : 1	Título: Came	Data: 16/12/98	