

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Departamento de Engenharia Mecânica

Projeto Mecânico

Dispositivo Mecânico para Medição de Força de
Atrito entre Superfícies Metálicas

Autor: Hamilton Bannwart de Andrade

Orientadores: Prof. Dr. Ettore Bresciani Filho
Prof. Fernando A. C. Nery

1988

new 163

Agradecimentos:

Aos meus pais que tanto me apoiaram, aos meus orientadores Prof. Dr. Ettore Bresciani Filho e Prof. Fernando A. C. Nery pelo incentivo e a Deus por estar sempre presente.

SUMARIO

O trabalho apresenta o desenvolvimento de um dispositivo mecânico para medição de força de atrito entre superfícies metálicas do tipo peça-ferramenta que ocorre nos processos de deformação plástica dos metais.

De uma forma global as seguintes etapas foram desenvolvidas: análise bibliográfica referente ao desenvolvimento do estudo do atrito; estabelecimento dos critérios e características do ensaio; projeto do dispositivo e construção de um protótipo.

Índice

Capítulo I

Introdução	1
------------------	---

Capítulo II

Histórico	2
1 Aspecto Econômico	4
2 Aspecto Científico	4
3 Aspectos Multidisciplinares	5

Capítulo III

Conhecimentos Teóricos	6
1 Teoria da Aderência Interfacial	6
2 Teoria da Energia Interfacial	11
3 Estado Atual da Teoria do Atrito	17
4 Técnicas Experimentais	20
4.1 Análise de Superfície	20
4.2 Análise de Subsuperfície	21
4.3 Análise da Camadas Interfaciais	21
5 Tribosistema na Conformação Plástica	22

Capítulo IV

Estabelecimento da Necessidade

1 Formulação do Projeto	25
2 Análise da Interação Placa-Punção	30
3 Características do Ensaio	37
4 Características Técnicas do Dispositivo	38
5 Síntese de Soluções	45
6 Exequibilidade Física	49

Capítulo V

Escolha da Melhor Solução	50
---------------------------------	----

Capítulo VI

Cálculos Preliminares	53
-----------------------------	----

Capítulo VII

Viabilização do Projeto para Universidade	56
---	----

Capítulo VIII

Projeto dos Componentes	57
-------------------------------	----

1 Anel Transdutor	57
2 Porta-chapa	63
3 Punção	65

Capítulo IX

Fabricação	66
------------------	----

1 Anel Transdutor	66
2 Porta-chapa e base	68
3 Haste e Porca Tensora	68
4 Componentes Aproveitados	69

Capítulo X

Conclusões	70
------------------	----

Bibliografia	71
--------------------	----

Capítulo I

INTRODUÇÃO

O presente trabalho refere-se às atividades realizadas no desenvolvimento de um dispositivo mecânico para medição de força de atrito entre superfícies metálicas do tipo peça-ferramenta característica dos processos de conformação plástica dos metais. O trabalho tem os seguintes objetivos:

- constituir um trabalho de formatura, requisito necessário a obtenção do título de engenheiro mecânico;
- construir o dispositivo para realização de ensaios que venham auxiliar a pesquisa experimental na área de tribologia que vem sendo desenvolvida pelo Laboratório de Conformação Plástica do Depto. de Engenharia Mecânica da EPUSP.

A construção do dispositivo se mostrou necessária devido a dificuldade de se obter equipamento semelhante no mercado.

De modo geral o trabalho foi desenvolvido conforme as seguintes etapas:

- análise bibliográfica referente ao desenvolvimento do estudo do atrito;
- estabelecimento dos critérios de projeto e características do ensaio;
- projeto do dispositivo e construção de um protótipo.

Capítulo II

HISTÓRICO

Desde a pré-história o homem já se interessava por dois aspectos do atrito.

A primeira aplicação prática parece ter sido o uso do atrito para se conseguir fogo (faísca) e em segundo lugar o seu efeito nos transportes de materiais.

Os egípcios já usavam líquidos lubrificantes para minimizar o trabalho requerido no transporte de objetos pesados.

Dizem que a grande invenção do homem é a roda e esta nada mais nada menos foi criada para reduzir o trabalho nos transportes.

Assim passamos do deslizamento e conhecemos o rolamento.

Entretanto, o estudo científico da dinâmica do movimento e do fenômeno do atrito são muito mais recentes do que estas aplicações podem sugerir.

Tudo começou pelo que se sabe com um trabalho feito a cerca de 360 anos atrás com Galileu quando ele anunciou a Lei da Inércia: "Se o movimento de um objeto não é perturbado ele continua a se movimentar com velocidade constante e em linha reta".

Seguindo no estudo da dinâmica do movimento apareceu Newton com as célebres Leis da Mecânica Clássica.

O atrito em si já foi objeto de estudo de Leonardo da Vinci que demonstrou que este é proporcional ao peso do corpo e que a área de contato aparente possui pequena influência.

Através de Amontons (1699) e Coulumb (1785) foram formulados algumas leis baseadas em extensivos experimentos.

Coulumb com o seguinte mecanismo (Figura 1) mostrou que a força de atrito é proporcional a normal aplicada pelo corpo.

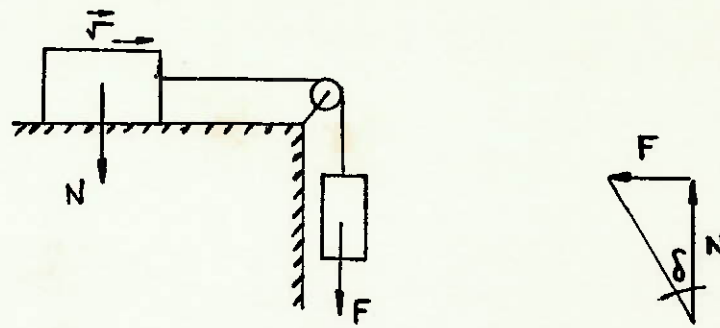


Figura 1

Demonstrou-se que o coeficiente de atrito $\mu = \frac{F}{N} = \text{tg } \delta$

As experiências assim indicaram que o atrito é independente da geometria da área de contato.

Muitos trabalhos foram sendo desenvolvidos ao longo dos séculos dezanove e vinte, mas o enfoque principal hoje está na compreensão da natureza do atrito.

Desde 1966 o termo Tribologia tem sido largamente usado como um conceito geral que abrange todos os aspectos de transmissão e dissipação de energia e materiais em equipamentos mecânicos incluindo vários tipos de atritos, desgastes, lubrificação e campos da ciência e tecnologia.

O estudo da Tribologia é completo envolvendo a análise dos seguintes fatores:

- natureza dos sólidos em contato caracterizado por sua composição, microestrutura, resistência mecânica, dureza e resistência a corrosão;
- condições de sollicitação da superfície como pressão, velocidade e temperatura;

- natureza geométrica da superfície: microtopografia;
- reações das superfícies: formação de camadas de substâncias decorrentes de reações químicas e de adsorção;
- presença de filmes lubrificantes.

O conjunto desses fatores constitui o que se denomina tribosistema.

Para caracterizar o significado da tribologia entre outras coisas devem ser enfatizados os aspectos econômico, científico e multidisciplinares.

1 Aspecto Econômico

Estima-se que 30% da energia gerada industrialmente no mundo é consumida ultimamente em processos de atrito. Países altamente industrializados como Inglaterra, Japão ou Alemanha Oriental, alguns milhões de dólares por ano são perdidos como resultado do desgaste. Se estes fatos são tornados somente como estimativa de rugosidade, eles claramente indicam a importância da tribologia para a conservação da energia e materiais.

2 Aspecto Científico

É conhecido que todos processos macroscópicos naturais são irreversíveis. A ciência em suas teorias puras tem largamente omitido estas irreversibilidades desde que as leis dos processos ideais eram muito mais fáceis de se estudar. Tribologia deveria se ater na investigação de processos mecânicos irreversíveis com detalhes e explicar os complexos efeitos da dissipação de energia e materiais.

3 Aspectos Multidisciplinares

Desde que a Tribologia foi definida como a ciência e tecnologia da interação de superfícies com movimentos relativos, ela inclui não somente trabalhos de físicos, químicos e cientistas de materiais interessados nas propriedades superficiais dos materiais, mas também trabalhos de engenheiros que usam as interações superficiais para a transmissão de movimentos, forças, trabalhos, etc.. em vários tipos de máquinas. Assim a tribologia está integrada com diversas faces da ciência, engenharia mecânica e engenharia de lubrificação, etc.

Desde quando se definiu o termo Tribologia muitos papéis tem sido publicados neste campo.

Como a Tribologia é multidisciplinar algum progresso é obtido em diferentes subtópicos especializados, mas ferramentas são necessárias para unir esses resultados e preparar caminho para a cooperação entre pessoas de diferentes campos de disciplinas.

Procura-se assim estabelecer de forma sistemática uma organização coerente das informações sobre atrito, lubrificação e desgaste e encontrar uma melhor correspondência entre os resultados dos ensaios de laboratório reais em serviço.

Estudos recentes confirmam os aspectos gerais de que o atrito é sensivelmente dependente da aderência interfacial e da energia interfacial.

Capítulo III

CONHECIMENTOS TEÓRICOS

Em virtude desse trabalho focalizar uma área de pesquisa abrangendo um assunto pouco difundido aos níveis de graduação será feito aqui uma explanação envolvendo as duas principais teorias nesse campo: a da aderência interfacial e da energia interfacial.

1 Teoria da Aderência Interfacial

Esta teoria considera que o atrito interfacial dos metais é devido à formação de junções (soldas) metálicas. O tratamento técnico realizado levou em conta a componente de aderência do atrito e ignorou a componente de deformação plástica superficial por sulcagem.

Resumindo os mecanismos descritos na teoria do atrito podemos afirmar que quando duas superfícies são postas em contato segundo uma força normal ocorre um escoamento plástico que proporciona que a área real de contato seja proporcional a carga e independente do tamanho dos corpos, assim aplicando-se uma tensão tangencial nas regiões de contato segue a formação e o crescimento das junções.

Contudo se os metais foram duteis e suas superfícies completamente limpas o crescimento prossegue até tomar toda a área geométrica ocorrendo uma elevação do coeficiente de atrito ocasionando um empenamento ($\mu > 50$) mas caso a interface esteja contaminada o crescimento das junções se dá até que a tensão de cisalhamento exceda a resistência de cisalhamento da interface, ocorrendo o deslizamento macroscópico. Assim uma pequena parcela de uma substância contaminada pode ocasionar a redução do coeficiente de atrito.

Uma abordagem análoga pode ser aplicada a presença de lubrificantes ficando o atrito portanto determinado pela resistência ao cisalhamento do lubrificante (menor que a do metal) proporcionando um crescimento mínimo das junções e uma área de contato bem menor.

Considerando a condição de deslizamento entre as superfícies verifica-se algumas vezes que a área de contato é de 3 ou 4 vezes menor que a área de contato estática mantendo-se proporcional a carga e independente do tamanho dos corpos o que demonstra que o coeficiente de atrito cinético é menor que o estático para determinada condição de contato.

Essa teoria porém não considera a componente de sulcagem e não leva em conta também o efeito de encruamento dos materiais dos corpos em contatos.

Na realidade durante o deslizamento ocorre tanto o cisalhamento das junções metálicas formadas quanto o efeito de penetração das asperezas (sulcagem) de uma superfície na outra (quando um dos materiais é mais mole que o outro).

Através de observações feitas por Amontons permitiu-se estabelecer duas leis fundamentais do atrito.

- a. A força de atrito é independente da área aparente das superfícies dos corpos em contato;
- b. A força de atrito é diretamente proporcional a carga aplicada e assim o coeficiente de atrito é virtualmente independente da carga aplicada.

A área real de contato é dada pela expressão:

$$A_r = \frac{W}{p_o} \quad \begin{array}{l} W = \text{carga aplicada} \\ p_o = \text{tensão de escoamento na compressão} \end{array}$$

E as junções metálicas são aplicadas nestes pontos de contato

Se não se considerar a componente de sulcagem a força total de atrito é dado por:

$$F = A_r \cdot S \quad S = \text{tensão média de cisalhamento}$$

$$\therefore F = W \cdot \frac{S}{p_0} \quad \therefore \frac{F}{W} = \frac{S}{p_0} = \mu = \text{cte}$$

dado que $\frac{S}{p_0}$ dependem apenas do material

Assim a força de atrito é proporcional a carga aplicada e o coeficiente de atrito μ é independente da carga.

$$\mu = \frac{S}{p} = \frac{\text{resistência ao cisalhamento do metal mole}}{\text{limite de escoamento do metal mole}}$$

Podemos no entanto citar duas situações onde não se validam as leis de Amontons: uma onde as superfícies apresentam película metálica ou película de óxidos impedindo que a área de contato seja proporcional a carga, e outra quando tanto o cursor como a placa são de materiais dúteis, assim dada uma carga normal, mesmo quando retirada as superfícies podem continuar interpenetradas de modo a manter uma carga tangencial elevada apesar de não existir mais carga normal.

Desse modo verificamos que a presença de películas superficiais ou substâncias diferentes influenciam o grau de contato e a resistência de aderência.

Assim o atrito entre duas superfícies depende das condições das junções, contaminadas ou não.

Em superfícies que possuem um certo grau de liberdade para deformação elástica o movimento de deslizamento é caracterizado por um movimento intermitente denominado stick-slip.

A fase stick, caracterizada pela penetração e soldagem das asperezas seguidas pela ruptura das junções com consequente elevação dos esforços, é devida ao elevado atrito estático entre as superfícies.

A fase slip é caracterizada pelo deslizamento com a queda dos esforços e é consequência do baixo atrito dinâmico.

Analizando a equação de movimento da superfície livre pode-se demonstrar que o movimento intermitente é consequência direta da existência de liberdade para deformação elástica e do fato de que o atrito cinético é menor do que o estático; os fatores de influência são: as propriedades mecânicas do sistema como a frequência natural, a inércia e a capacidade de amortecimento das partes em contato.

Voltando-se para as películas superficiais e admitindo que a parcela de cisalhamento é muito maior do que a de sulcagem, pode-se desprezar essa última e determinar a força de atrito com a expressão $F = \mu R$; então para reduzir o atrito entre duas superfícies deve-se diminuir tanto a área real de contato (A_r) como a resistência ao cisalhamento das junções metálicas.

Supondo três situações quanto a natureza dos metais da placa e adotando sempre um cursor esférico de metal duro observa-se o seguinte:

- placa de metal mole: uma resistência ao cisalhamento pequena corresponde também a um limite de escoamento a compressão pequeno o que implica numa área de contato relativamente grande para uma dada carga aplicada.
- placa de metal duro: a resistência ao cisalhamento é grande e pelas mesmas considerações anteriores a área de contato é relativamente pequena.
- placa de metal duro revestida com metal mole: a resistência ao cisalhamento é do metal mole e a resistência à compressão do metal duro, então, a deformação e a área de contato correspondente permanece relativamente pequena proporcionando uma força de atrito menor.

Observações experimentais verificam que:

- . o atrito depende da resistência ao cisalhamento da película e da largura da impressão (área de contato);
- . a medida que se reduz a espessura da película o atrito decresce, pois tornam-se menores a largura da impressão. Contudo existe um limite mínimo de espessura que quando é atingido o atrito volta a crescer, pois é possível, nesse caso, que se inicia um contato direto, através do filme metálico, como o substrato de metal duro.
- . o atrito é influenciado pelo nível de temperatura. A medida em que a temperatura se eleva o atrito decresce até atingir um valor mínimo quando ocorre a fusão do metal mole de revestimento. A partir desse ponto o atrito se eleva, mas pode cair novamente se ocorrer a solidificação do metal mole fundido. Para os metais observou-se que o aumento de temperatura compensa o aumento de área de contato (devido a redução da resistência a compressão) com a diminuição da resistência ao cisalhamento, provocando pequena alteração no atrito, contudo, com metais revestidos o substrato resistente faz com que a área de contato permaneça praticamente constante, e, então, o atrito cai com a temperatura devido a redução da resistência ao cisalhamento.

Durante o deslizamento de metais recobertos com uma fina película de óxido, pode-se ocorrer três situações:

- a. com cargas pequenas não há contato metálico e a resistência se mantém alta.
- b. com cargas maiores as películas de óxidos rompem intermitentemente e a resistência é pequena com a ocorrência do contato metálico.
- c. com cargas maiores ainda, as películas de óxidos se rompem quase completamente e a resistência é pequena com a ocorrência do contato metálico.

Analisando o efeito da velocidade observa-se que nas condições de velocidades baixas e moderadas o atrito é devido, em grande parte, à aderência local e ao cisalhamento das regiões de contato. Contudo mesmo a cargas moderadas, uma velocidade de alguns m/s é suficiente para elevar bastante a temperatura das regiões de contato que por sua vez provoca a fusão localizada ou amolecimento térmico do material. As velocidades muito altas, as superfícies em contato podem sofrer um intenso aquecimento devido ao atrito, a menos que ocorra uma redução intensa da resistência ao deslizamento.

Como se observou, o coeficiente de atrito reduz-se com o aumento da velocidade, contudo a medida que a velocidade atinge um nível considerado moderado, esse efeito já não é tão pronunciado e a situação pode mudar substancialmente às velocidades muito altas (até 1000 m/s).

Apesar do atrito ser um estudo antigo, muitos de seus aspectos fundamentais não foram totalmente esclarecidos e poucos são os princípios estabelecidos que não provocam contestação.

Esta teoria baseada nas hipóteses da aderência interfacial associada à deformação plástica tem tido aceitação universal e muitos trabalhos de pesquisas mais recentes tem se orientado no sentido de introduzir modificações nessa teoria.

2 Teoria da Energia Interfacial

Rabinowicz considera que o conceito energia de superfície permite desenvolver parâmetros que tornam possível a realização de previsões de atrito de deslizamento.

As propriedades dos materiais que influenciam a interação das superfícies podem ser reunidas em duas categorias.

- a. propriedades de volume: os mais importantes são os parâmetros associados à resistência à deformação plástica e a resistência à penetração (dureza); outros parâmetros que também podem influenciar são: o módulo de elasticidade e a energia elástica armazenada na deformação; além dos parâmetros que expressam a ductilidade deve-se incluir as propriedades térmicas.

- b. propriedades de superfície: determinam a interface de contato entre os corpos e podem ser expressas em termos de reatividade química e energia superficial.

A energia superficial como a resistência mecânica dos materiais dependem das ligações átomos moléculas; é de se esperar que essas características mantêm uma relação entre si. Realmente existe uma correlação positiva e isso pode ser particularmente verificado na relação entre a energia superficial e a dureza.

Considerando o caso dos sólidos verifica-se que a energia superficial (calor latente de evaporação) é muito maior que dos líquidos, mas para simplificar a análise admite-se que a aproximação na qual a energia da superfície de um sólido é igual a energia correspondente ao ponto de fusão do sólido.

Os níveis de energia superficial para os diferentes metais dependem do grau de contaminação da superfície e do nível de temperatura do material. De uma forma aproximada admite-se que uma superfície limpa à temperatura ambiente, tem uma energia superficial 50% maior do que na temperatura de fusão. Contudo esse aumento de energia com a diminuição da temperatura é contrabalanceada aproximadamente com a redução de energia causada por filmes de óxidos ou outros contaminantes. Convém lembrar que nas condições de atrito de deslizamento sem lubrificantes, as películas contaminadas podem se romper e a energia aumentar de nível novamente; a presença de um lubrificante na interface faz com que a energia superficial caia a níveis próximos aqueles do lubrificante.

A natureza da interação entre as superfícies é considerada pela área real de contato. Através de uma análise simples que considera uma condição limite quando se deforma um corpo idealmente plástico. Nessa análise considera-se duas superfícies rugosas em contato com a carga W e com a maior tensão de compressão P que o material pode suportar sem escoar plasticamente. Calculamos assim um valor mínimo de A_r que comumente se aproxima do valor da área real de contato.

$$A_r \geq \frac{W}{P}$$

Em alguns casos excepcionais a área real se torna maior do que a prevista:

- quando duas superfícies são muito lisas, não há praticamente deformação plástica e a área pode ser definida pela deformação elástica (Equação de Hertz);
- quando as tensões de cisalhamento, bem como as tensões normais atuam na junção;
- quando os materiais apresentam baixa resistência à fluência, a área real de contato aumenta com o tempo de aplicação da carga normal que inicialmente pode estar abaixo de W/p .

Verificando a influência da energia superficial o seguinte modelo foi desenvolvido:

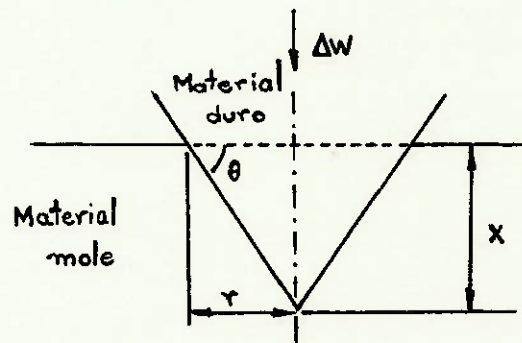


Figura 2

Impressão de um cone de material duro numa superfície plana de material mole.

Para calcular a variação de energia durante a impressão como resultante da deformação de um certo volume de material mole (idealmente plástico), adota-se o princípio da energia mínima para manter a posição de equilíbrio de equilíbrio do sistema.

- energia externa aplicada para provocar a penetração: $W \cdot x$.
- energia interna de deformação plástica: $\int_0^x \pi r^2 p dx$
- energia necessária para separar a área πr^2 (considerando a área projetada) da superfície da interface. Assim correspondendo a variação de energia superficial temos $\pi r^2 W_{ab}$.

Estabelecendo a expressão do ganho de energia E_g :

$$E_g = \Delta w \cdot x - \int_0^x \pi r^2 p \, dx + w_{ab} \pi r^2$$
$$x = r \cdot \operatorname{tg} \theta$$

para condições de equilíbrio: $\frac{dE_g}{dr} = 0$

$$\Delta w = \pi r^2 p - 2\pi r w_{ab} \cot \theta$$

Se não considerarmos a energia superficial de aderência:

$$w_{ab} = 0$$

$$\therefore \Delta w = \pi r^2 p \qquad \therefore \Delta w = A_r \cdot p$$

Quanto a teoria da aderência algumas críticas foram feitas:

- Esta teoria afirma que o atrito é independente da rugosidade das superfícies em contato, mas as superfícies rugosas apresentam maior atrito devido a maior barreira formada pelas asperezas e as superfícies muito lisas apresentam também maior atrito devido ao aumento real da área de contato.
- A resistência das juntas soldadas pode ser muito pequena em função de uma baixa temperatura de contato que condiciona a interfusão de uma baixa temperatura de contato que condiciona a interdifusão atômica entre as superfícies causadoras da aderência.
- A resistência das juntas soldadas pode ser grande, mas quando a carga normal é retirada pode deixar de existir devido a recuperação elástica que quebra as juntas soldadas.

- Os materiais frágeis não apresentam deformação plástica das asperezas, contudo muitas vezes se comportam como os metais no atrito.
- O coeficiente de atrito medido é cerca de 2,4 vezes maior que o coeficiente calculado.
- A teoria da aderência considera a resistência ao cisalhamento e a penetração como variáveis independentes, mas elas estão relacionadas por um critério de escoamento. Um aumento da pressão p reduz a tensão de cisalhamento s necessária ao início do deslizamento.
- Quando se aplica a expressão $\mu = s/p$, esta tem uma pequena aproximação com os resultados experimentais com os corpos no meio ambiente de ar, devido a influência das películas de contaminantes.

Analisando portanto a energia superficial em metais limpos observamos sua influência nos valores de coeficientes de atrito alto devido ao aumento da área real acima dos valores teóricos W/p .

Adotando-se: r = raio médio das junções

θ = ângulo de inclinação média das asperezas.

$$\begin{aligned}\Delta F &= s\pi r^2 \\ \Delta W &= \pi r^2 p - 2\pi r w b b \cotg \theta\end{aligned}$$

$$\therefore \mu = \frac{\Delta F}{\Delta W} = \frac{s}{p} \left[\frac{1}{1 - 2wb \cotg \theta / r.p} \right]$$

Por sua vez o coeficiente de atrito não se altera sensivelmente com a temperatura pois esta modifica apenas as propriedades mecânicas dos materiais dos corpos em deslizamento. A resistência ao cisalhamento como a penetração são afetados na mesma intensidade.

Algumas variações podem acontecer quando este aumento de temperatura facilita a formação de óxidos superficiais ou quando se aproxima da temperatura de fusão do metal.

A análise da influência de películas superficiais atuantes como lubrificante, isto é, como agentes de redução de atrito pode ser feita considerando os diversos modos de ação lubrificante que definem a aparência da junta formada.

- . junção sem lubrificação;
- . junção com filme sólido lubrificante;
- . junção com lubrificante limite e com ruptura parcial do filme;
- . junção com filme sólido duro fraturando no deslizamento;
- . junção com filme sólido resistente e cisalhamento fora do filme;
- . junção com filme sólido mole e cisalhamento no filme;
- . junção com filme sólido mole e cisalhamento na periferia do filme.

Nos preparamos com o contato sem lubrificação onde a interação entre as superfícies é máxima ou podemos ter a lubrificação líquida ou sólida.

Genericamente: $W_m = \gamma_a + \gamma_b - \gamma_{ab}$ onde;

W_m : energia de aderência do contato

γ_a, γ_b : energia superficial em contato

γ_{ab} : energia interfacial

No caso de películas sólidas e duras elas podem ser suficientemente resistentes para provocar o cisalhamento da região adjacente (cisalhamento do metal mais mole). Para uma película de metal mole, o cisalhamento pode se dar através da película ou entre a película e uma das superfícies.

3 Estado Atual do Conhecimento da Teoria do Atrito

Uma visão crítica das pesquisas sobre o atrito foi apresentada por Tabor, numa palestra proferida na American Society of Mechanical Engineers em 1980. Nessa palestra foram destacados três componentes fundamentais da teoria do atrito: área real de contato, natureza e resistência das ligações interfaciais, e mecanismos de cisalhamento e ruptura das regiões de contato durante o deslizamento.

Quanto a área real de contato muitos trabalhos foram realizados e as seguintes conclusões foram extraídas:

- Se o número de contatos de asperezas se mantém constante e se a carga W aumenta, mantendo-se no limite da deformação elástica das asperezas, a área de contato é proporcional a W .
- Se o número de contatos de asperezas aumenta com a carga W de tal modo que o tamanho médio de cada aspereza permaneça constante, a área de contato ainda na faixa elástica de deformação é proporcional a W .
- Se as formas das asperezas são cônicas ou piramidais, a área de contato é sempre proporcional a W ;
- Se ocorre deformação plástica, a área de contato é aproximadamente proporcional a W para qualquer que seja a distribuição de asperezas desde que a pressão limite de escoamento para cada contato de aspereza seja uma constante do material (σ_0).

No caso dos metais pode haver algumas alterações de comportamento que podem levar a uma transição de deformação elástica para plástica, a medida que a carga aumenta, em função de um parâmetro que expressa a rugosidade superficial.

Contudo os analistas de topografia das superfícies não levaram em conta quatro fatores de influência presente no contato entre metais:

- filmes superficiais (óxidos) podem alterar as propriedades plásticas do substrato metálico;

- encruamento das asperezas, mais resistentes que o material do corpo;
- a deformação das asperezas é dada pela ação combinada da tensão normal e de cisalhamento;
- a área de contato pode aumentar à temperaturas elevadas devido a fluência e sinterização.

As ligações interfaciais entre metais diferentes em termos da solubilidade mútua: os pares metálicos com elevada ou total solubilidade mútua apresentam uma ligação aderente forte e o contrário ocorre com pares de baixa ou nenhuma solubilidade mútua.

As películas superficiais influenciam no atrito de acordo com sua espessura. Pequenas quantidades de contaminantes podem ser mais efetivos na redução da aderência em alguns metais do que em outros.

Para camadas mais espessas, acima de $20 \text{ \AA}$ o efeito é sem dúvida acentuado na redução das ligações intermetálicas, é o caso dos óxidos que eliminam completamente as ligações entre metais. No caso menos comum de camadas menos dúcteis, pode ocorrer a sobrevivência da camada durante o movimento que reduz o contato metálico e consequentemente o atrito.

A componente de sulcagem devido a ação das asperezas da superfície do metal duro sobre a superfície do metal mole deve ser considerada de forma mais detalhada quanto a componente de aderência do atrito for pequena.

Na determinação do coeficiente de atrito deve-se se considerar a soma aritmética das duas componentes.

Na determinação do coeficiente de atrito em geral se restringe a situação onde as superfícies estão contaminadas, o crescimento das junções é limitado e a componente de sulcagem é desprezível.

As seguintes principais conclusões são apresentadas:

Sobre Área Real de Contato

- Existem aproximadas determinações teóricas da área para contatos estáticos, baseados em modelos topográficos, mas são pouco eficientes no tratamento do fenômeno de crescimento da junção e de encruamento produzido pelo deslizamento.
- A maior dificuldade é a inexistência de métodos experimentais confiáveis para a determinação da área quando o processo de deslizamento está em andamento.

Sobre as Ligações Interfaciais

- Existe um bom conhecimento das ligações interfaciais para os sólidos de Van der Waals, mas devem surgir mais conhecimentos sobre a teoria da ligação metálica.
- Não existe bons modelos para explicar a ligação entre óxidos e entre metais e óxidos.
- Não existem métodos para determinar as propriedades mecânicas de filmes de óxidos, que reduzem o atrito dos metais a partir de 10Å .

Sobre Processo de Conformação

- Existem diversos modelos apoiados na teoria da plasticidade para solucionar o problema da deformação de uma aspereza pela aderência e sulcagem.
- Esses modelos parecem não ser capazes de tratar do fenômeno do encruamento enfatizando apenas as deformações plásticas tangenciais.

Conclui-se portanto que não existe uma receita melhor do que a de Coulumb há 200 anos que considerou o atrito como um fenômeno a ser estudado, misturando física e matemática para aqueles que pretendem avançar na pesquisa sobre o atrito e a tribologia.

4 Técnicas Experimentais

Uma visão de conjunto dos problemas de atrito, lubrificação e desgaste, sob a perspectiva de análise de um tribosistema é apresentada por YUST em recente trabalho publicado em 1985. Pode-se destacar a descrição resumida das técnicas experimentais de análise de superfície, da região subsuperficial e das camadas interfaciais, antes e após a operação de um tribosistema, levando em conta as complexidades das condições das regiões analisadas.

4.1 Análise de Superfície

Podemos destacar:

a) métodos de análises químicas

a.1) variação do nível de elétrons: espectroscopia eletrônica de Auger (AES, eletrônica para análises químicas (ESCA), fotoeletrônica por ultravioleta (UPS), de potencial de aparência (APS).

a.2) variação de massa: espectroscopia de dispersão iônica (ISS), de massa de íon secundário (SIMS), espalhamento posteriori de Tuthertord (RBS), análise iônica microprova (IMP).

a.3) estado de vibração: espectroscopia de perda de energia (ELS).

b) métodos de análise estrutural

b.1) macroscopia: microscopia eletrônica de varredura (SEN), elipsometria.

b.2) microscopia: absorção de raios X por "estruturas finas (EXAFS), difração de elétron de baixa energia (LEED), microscopia de campo iônico (FIM).

Além desses métodos são indicados: análise da energia dissipada de raios X (EDAX), análise da fluorescência de raios X (EXF) e a análise por espectroscopia de infravermelho (EI).

4.2 Análise da Subsuperfície

Além da técnica tradicional de corte da superfície num plano inclinado para determinar o gradiente de dureza, associa-se a microscopia eletrônica de varredura (SEM) e a microscopia ótica convencional.

O estudo do dano superficial (deformação plástica e trincas) pode também ser conduzido pela microscopia eletrônica de transmissão (TEM).

4.3 Análise das Camadas Interfaciais

Estas visam conhecer as reações químicas que ocorrem no contato entre as superfícies contendo lubrificantes, produtos contaminantes e resíduos de metal devidos ao desgaste.

Indicamos:

- análise do filme superficial gerado pelas reações;
- análise cinética química durante o contato.

Que permitem conhecer as condições de contatos com lubrificação hidrodinâmica e eletrodinâmica e de camada limite.

Podemos ter:

- reações de gases, lubrificantes e aditivos de lubrificantes c/ a superfície;
- reações entre os lubrificantes e aditivos com a atmosfera.

5 Tribosistema na Conformação Plástica

Um sistema mecânico que caracteriza um processo de conformação apresenta-se como uma condição particular onde a situação física peça-ferramenta é dada pela presença de deformação plástica tornando-se complexa o tratamento do atrito.

A melhoria das condições de lubrificação resultam em diversas vantagens.

- redução do atrito: valores elevados de atrito conduzem a perdas de potência e aumentos de cargas de trabalhos nas máquinas de conformação, mas um dos pontos de elevada importância estaria no aumento de tensões na peça que poderia provocar excessiva deformação elástica na ferramenta ou mesmo sua fratura;
- redução do desgaste: reflete no custo de operação, nas tolerâncias dimensionais e nos acabamentos superficiais do produto;
- controle de deformação: o lubrificante a medida que controla o atrito contribui para uma distribuição das deformações.

Nos processos de conformação plástica todo o corpo da peça sofre deformação plástica aproximando a área real da área aparente de contato pelo menos na ausência de lubrificante. A deformação plástica se estende as camadas subsuperficiais invalidando as leis do atrito seco.

Nessas condições de tensões normais elevadas as tensões de cisalhamento devido ao atrito se aproxima da tensão de cisalhamento no escoamento do metal mais mole (se houver) tornando o coeficiente de atrito não mais constante e dependente da tensão normal.

Determinação do coeficiente de atrito

A tensão normal p atinge no mínimo o limite de escoamento podendo chegar a múltiplos desse valor, mas as tensões de cisalhamentos não pode ser maior que a resistência ao cisalhamento do material.

Pelo critério de escoamento de Von Misses: $\tau_0 = 0,577 \sigma_0$

$\therefore$ o coeficiente de atrito máximo é de:

$$\mu = \frac{s}{p} = \frac{\tau_0}{\sigma_0} = 0,577$$

Mas com a interface com propriedades constantes pode-se verificar que para superfícies não contaminadas $\mu = \tau_0$ e para superfícies contaminadas $\mu = m \tau_0$ onde $m < 1$.

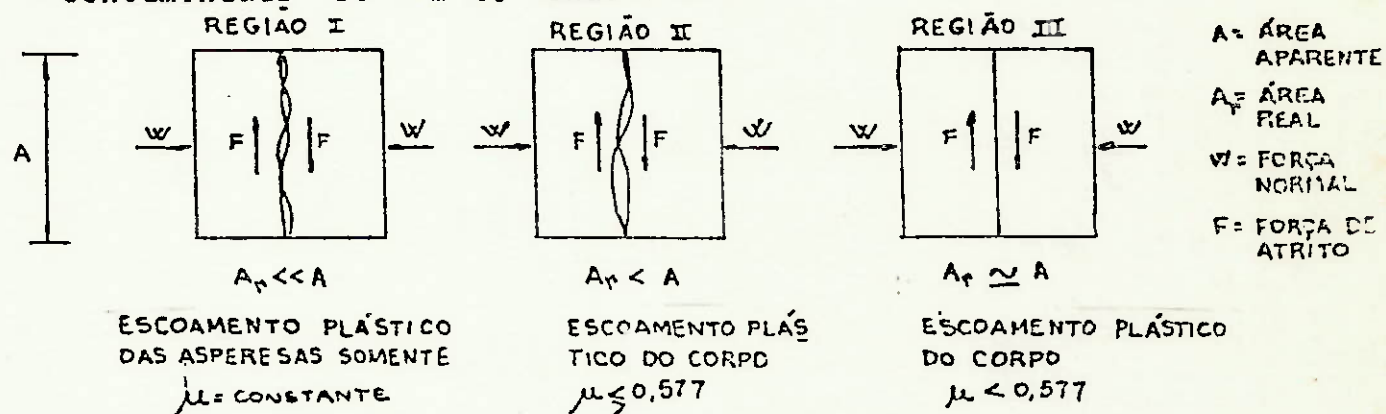


Figura 3

Na região I é válida a Lei de Amontons e o coeficiente de atrito pode atingir valores maiores ou menores que 0,577 dependendo das características das superfícies.

Na região II inicia-se a deformação plástica numa sub camada do metal mais mole. Como o aumento da tensão de compressão tende a aumentar a área real de contato. Pode-se visualizar um processo intermitente de ruptura de junções e escoamento plástico da sub camada.

Na região III a área de contato se aproxima da área aparente e a relação $s \times p$ é representada pelas curvas sólidas.

Capítulo IV

ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE

De acordo com o apresentado na introdução teórica verificamos a grande dificuldade de tratamento do fenômeno de atrito, principalmente quando este está associado a processos de conformação envolvendo altas pressões de contato, da ordem da tensão de escoamento do material.

Sentimos assim a necessidade da realização de ensaios que caracterizam o fenômeno para o levantamento de dados reais relativos a interação de superfícies metálicas.

Mais especificamente nos voltaremos para o estudo da presença de películas superficiais de materiais não ferrosos em chapas de aço para conformação. Esta camada superficial atuaria como lubrificante sólido e verificaríamos em função de sua espessura, da carga de contato e velocidade relativa a força de atrito correspondente.

Assim nos propomos na elaboração de um projeto de um dispositivo mecânico para medição da força de atrito entre duas superfícies metálicas sendo uma deformada plasticamente já que tal equipamento não se encontra no mercado nacional.

O projeto não se destinará somente à pesquisa acadêmica, mas poderá alcançar os níveis industriais, principalmente aquelas indústrias que se envolvem com processos de conformação; para estudos na área de consumo de energia, desgaste de ferramentas e qualidade das peças acabadas.

1 Formulação do Projeto

A situação de ensaio é caracterizada por um cursor esférico de metal duro (aço) e uma placa de metal duro (aço) revestida com metal mole (metais não ferrosos). Deste modo a resistência a compressão da placa é a do metal duro e a resistência ao cisalhamento é a do metal mole.

O dispositivo deverá apresentar a capacidade de variar e controlar a velocidade de ensaio como também as cargas normais atuantes para determinado corpo de prova com espessura de película determinada.

Devemos nos preocupar que os processos de fabricação sejam simples e que os materiais e equipamentos utilizados possam ser encontrados no mercado nacional.

O dispositivo deverá ser de fácil operação, construção, manutenção e confiabilidade.

Em se tratando de um projeto destinado a pesquisa a confiabilidade dos resultados deve ser elevada para podermos aceitá-los para posteriores conclusões.

Podemos dividir o processo em três partes:

a) Variáveis de operação

Tipo de Movimento: está relacionado com o sistema de teste e é dado por quatro movimentos básicos:

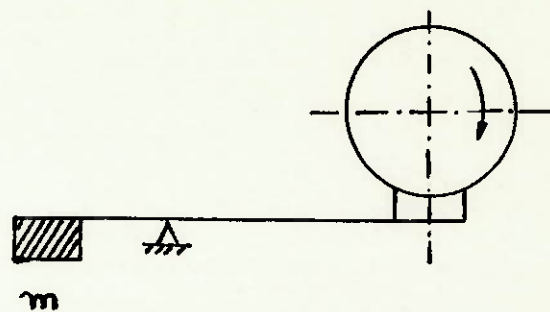
- deslizamento;
- rolamento;
- spin;
- impacto.

O nosso caso é caracterizado pelo deslizamento.

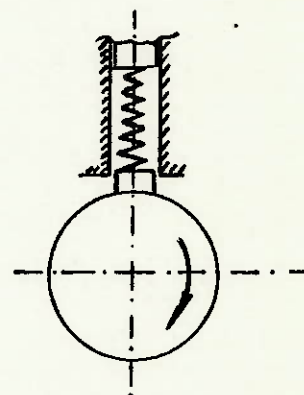
Carga Normal: é responsável pela determinação da área real de contato e consequente pressão de contato ($p = F_N/A$). Devido a ela surge a força e se calcula o coeficiente de atrito (μ).

Diferentes métodos de aplicação da carga.

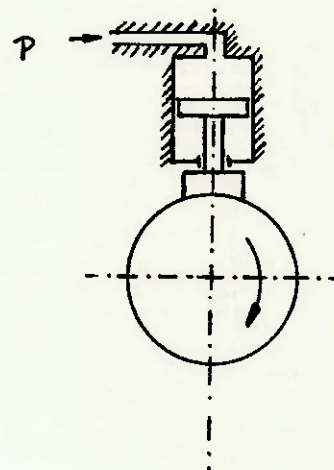
. massa



. mola



. pressão



. eletromagnético

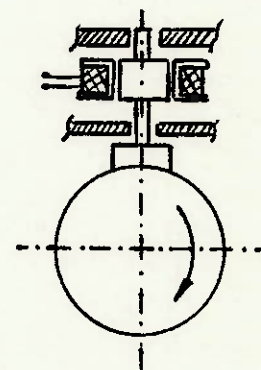


Figura 4

O projeto visará a obtenção de grandes pressões de contato com pequenas cargas, assim utilizaremos o ajuste por mola.

Velocidade: é outro parâmetro de grande importância no atrito dinâmico responsável pelo regime de lubrificação.

Temperatura Ambiente: determina o estado térmico do sistema, considerando uma outra importante variável de operação, dado que o atrito sendo um processo dissipador de energia provoca um acréscimo ΔT da temperatura do sistema.

Duração do Teste: deve ser selecionada para ser consistente com o nosso estudo dado que todas as variáveis já citadas possuem um tempo de aplicação.

b. Sistema de Teste

É caracterizado por:

- materiais dos dois corpos em contato;
- espessura da película superficial;
- características superficiais-topográfica e composição;
- lubrificação;
- atmosfera.

c. Características Tribométricas

Força de Atrito: a medição da força de atrito é realizada através de transdutores eletro-mecânicos baseados principalmente nas técnicas de strain gages ou efeitos indutivos.

Coefficiente de Atrito: é facilmente obtido conhecendo-se a carga normal e a força de atrito.

Ruído e Vibração: São de relativa importância na interação de superfícies e através desses poderão ser deduzidas num sistema de teste a situação de contato.

- vibrações, impactos ou processos aerodinâmicos emitem uma frequência relativamente baixa (10-20Hz);
- mudanças microestruturais como micro cracking emitem uma frequência entre 50KHz a 1,5 MHz (emissão acústica).

Quantidades Térmicas: O aumento de temperatura causado pela dissipação de energia pode ser detectado por termopares ou termoelementos localizando a interação.

Desgaste: o processo de atrito é caracterizado pelo desgaste responsável por mudanças nas dimensões lineares, seções transversais e volume da placa ocasionando perda de material.

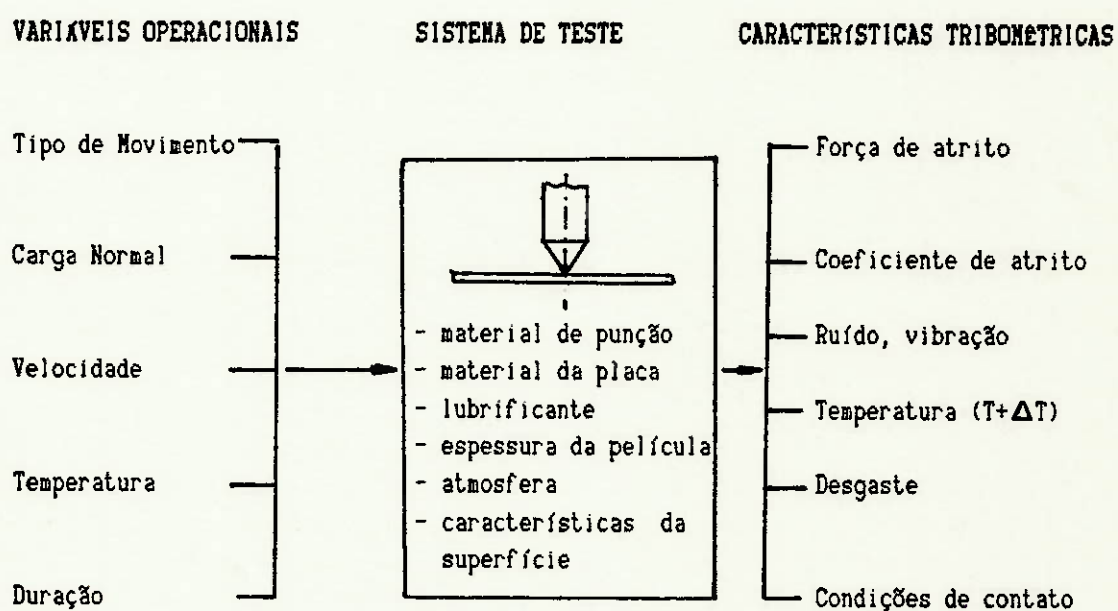


Figura 5

2 Análise da Interação Placa-Punção

Para atingirmos altas pressões de contato, da ordem de grandeza da tensão de escoamento do material da placa, com pequenas cargas normais, utilizaremos um cursor de extremidade esférica o que caracteriza uma pequena área de contato, teoricamente um único ponto. (Figura 6).

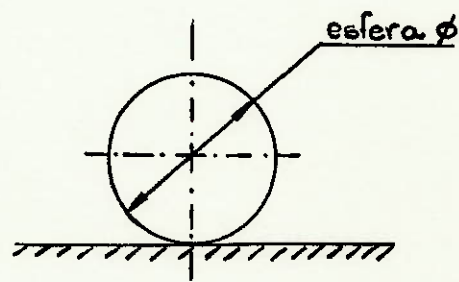


Figura 6

Analisaremos agora a interface placa plana-punção quando este é carregado, normalmente a placa (Figura 7).

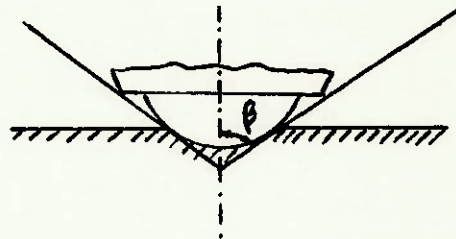
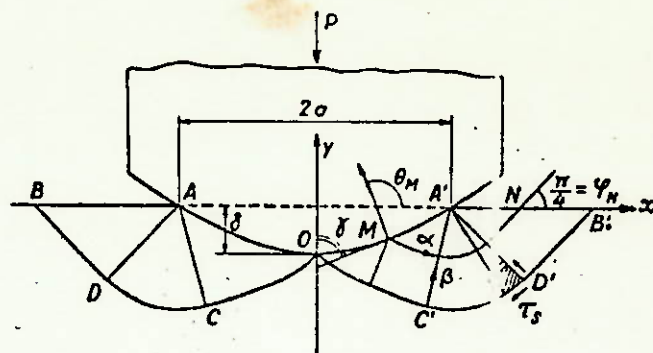


Figura 7

Na Figura a seguir podemos observar as linha de deslizamento quando da deformação plástica da chapa provocada pela penetração da esfera.

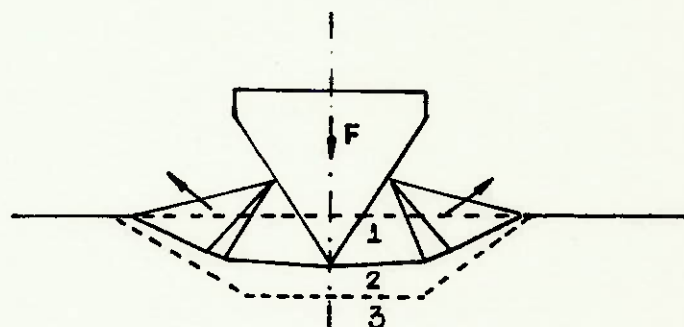


Linhas de Deslizamento
Figura 8

Observa-se que a penetração da esfera pode ser modelada satisfatoriamente considerando a penetração de um cone de semi-ângulo $\beta = 68$ graus.

Formularemos assim a penetração do cone simulando a deformação plástica de uma aspereza.

O cone é idealizado com laterais planas e rígidas e a placa como uma massa semi-infinita de material rígido perfeitamente plástico.



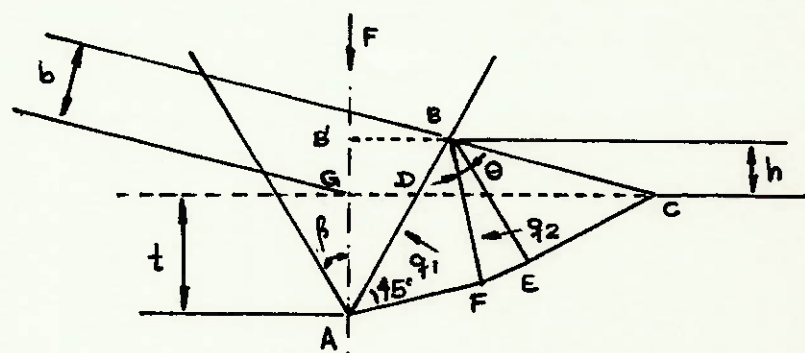
Impressão de uma ponta na forma de cunha
Figura 9

Zona 1: apresenta grande deformação plástica e com grande deslocamento de material e que pode ser tratado com um campo de linha de deslizamento.

Zona 2: caracteriza uma zona mal definida com um campo de linha de deslizamento.

Zona 3: solicitação no campo elástico apenas hipoteticamente rígida.

Neste caso nos preocupamos apenas com o estudo da região 1.



Linhas de deslizamento
Figura 10

Para qualquer penetração t a configuração é admitida a mesma e o volume de material deslocado pela ponta penetrante GDA é acumulado acima da linha da superfície inicial.

O campo das linhas consiste de um triângulo isósceles BCE, num estado de compressão uniforme; B é o centro da linha curva FE de ângulo θ .

Este ângulo θ é determinado em função do semi ângulo da ponta penetrante β , considerando a constância de volume.

Tomando-se a superfície BC dotada de translação a CE com velocidade de $2\sin \beta$ corresponde a um deslocamento de material normal de velocidade: $\sqrt{2} \sin \beta \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = \sin \beta$

Para A descendo com uma velocidade vertical unitária corresponde a um deslocamento de material perpendicular a BC de velocidade: $1 \cdot \cos(\beta - \theta)$

Assim a distância de A a BC aumenta juntamente com a velocidade:

$$\sin \beta + \cos(\beta - \theta)$$

Inicialmente a distância era nula e a um instante ela vale:

$$\text{Distância de A a BC} = \Delta L = t [\text{sen } \beta + \cos (\beta - \theta)]$$

$$\Delta L = b + t \cos (\beta - \theta)$$

$$\text{sendo: } \cos (2\beta - \theta) = \frac{\cos \theta}{1 + \text{sen } \theta}$$

$$\therefore \beta = \frac{1}{2} [\theta + \text{arc cos tg } (45 - \frac{\theta}{2})]$$

Variação de θ em função de β

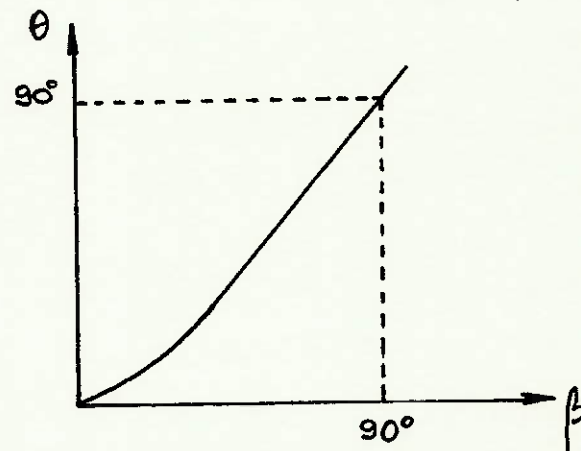


Figura 11

O triângulo BFA é isósceles e os ângulos BAF e ABF são 45 graus considerando o lado AB liso (sem atrito) portanto as linhas de deslizamento devem encontrá-los a 45 graus.

Sendo K a tensão de escoamento no cisalhamento, a pressão ao longo de BF de acordo com as equações de Henky vale:

$$q_m = K (1 + 2\theta)$$

Do mesmo a pressão normal a AB que corresponde a pressão na ponta vale:

$$q_1 = 2K (1 + \theta)$$

∴ a força de impressão é dada por:

$$F = 2 q_1 AB \sin \beta = 2 AB \sin \beta [2K(1+\theta)]$$

para AB = BC = a

h = ordenada de B

b = distância de G a BC

$$a = \frac{t}{\cos \beta - \sin(\beta - \theta)}$$

$$b = t \sin(\beta - \theta) \frac{\sin \beta + \cos(\beta - \theta)}{\cos \beta - \sin(\beta - \theta)}$$

$$h = \frac{t \sin(\beta - \theta)}{\cos \beta - \sin(\beta - \theta)}$$

$$\therefore F = 4Kt (1 + \theta) \frac{\sin \beta}{\cos \beta - \sin(\beta - \theta)}$$

Considerando um ensaio de dureza através da impressão de um cone, uma pirâmide ou de uma cunha temos:

$$p = \frac{4F}{\pi d^2} = C \sqrt[3]{o}$$

onde:

p = pressão de impressão

d = diâmetro de impressão

F = carga normal

$$\frac{\pi d^2}{4} = \text{área projetora da impressão}$$

C = constante que depende do material, das condições geométricas de impressão e do coeficiente de atrito da interface ponta-corpo.

σ_o = limite de escoamento do material

$$p = C \sigma_o$$

para $\beta > 60^\circ$ e μ pequeno: C= 2,5 a 3,0

Retomando a expressão:

$$q_1 = 2K (1 + \theta)$$

para $\beta \rightarrow 90^\circ \Rightarrow p \rightarrow q_1 \quad \therefore p = 2K (1 + \pi/2)$

Pelo critério de Von Misses $K = \frac{\sigma_o}{\sqrt{3}}$

$$\therefore p \rightarrow \frac{2}{\sqrt{3}} (1 + \pi/2) \sigma_o = 2,97 \sigma_o$$

Portanto C é denominado fator de restrição. Essa restrição é imposta à zona plástica abaixo da impressão de dureza pelo material elástico que a envolve, de maneira semelhante as forças de confinamento numa matriz fechada para forjamento. Por esta razão a tensão de compressão média necessária para causar o escoamento durante a penetração é maior que no caso de compressão simples.

Voltando a abordagem da análise da impressão para uma esfera temos:

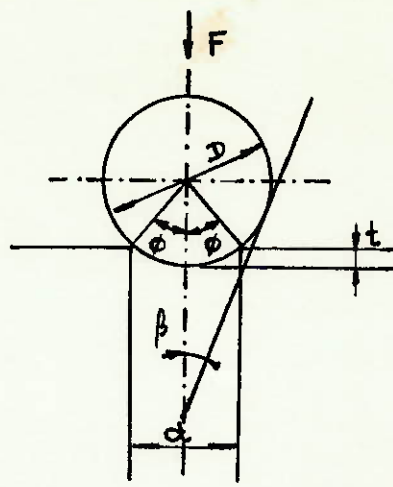


Figura 12

$$p = \frac{F}{\text{área superficial da impressão (} A_i \text{)}}$$

$$A_i = \frac{\pi D}{2} (D - \sqrt{D^2 - d^2})$$

$$A_i = \frac{\pi D}{2} (1 - \cos \phi)$$

$$A_i = \pi D t$$

$$\therefore p = \frac{F}{\pi D t}$$

p = pressão média aplicada na impressão

F = carga normal aplicada

D = diâmetro da esfera

d = diâmetro da impressão

t = profundidade da impressão

3 Características do Ensaio

O ensaio é caracterizado pela medição da força de atrito em chapas de aço revestida com películas de materiais não ferrosos.

Ex.: Al, Cu, Pb, Ni, Sn.

Como este ensaio não é normalizado devemos definir seus parâmetros a fim de que o dispositivo possa atendê-los.

Velocidade de Ensaio: devemos conseguir uma gama relativamente grande de velocidade.

- velocidade máxima = $V = 5\text{cm/s}$

- velocidade mínima = $V = 0,1\text{cm/s}$

Tempo de Ensaio: definiremos um tempo mínimo para que se consiga uma perfeita leitura dos resultados.

$T_{\min} = 5\text{s}$

Cargas Normais: para defini-las devemos primeiramente definir o diâmetro da esfera do cursor para que a pressão de contato seja da ordem de grandeza da tensão de escoamento da placa de aço.

Aços com qualidade para estampagem, segundo Chiaverini, devem possuir um limite de escoamento por volta de 27 kgf/mm^2 .

Levando em conta o fator de restrição temos:

$$p = 3 \times 27$$

$$p = 81\text{ kgf/mm}^2$$

Por outro lado a espessura das películas superficiais variam entre 15 e 50 μm . Admitindo que a penetração da esfera atinja até 70% desta espessura, o caso crítico p/ carga normal máxima é de 35 μm .

$$\therefore F = \pi \cdot D \cdot p \cdot t$$

$$F = \pi \times 81 \times 35 \times 10^{-3} \cdot D$$

$$F = 8,91 D$$

Admitindo-se uma esfera de $D = 1/16"$ (diâmetro mínimo da esfera da máquina de dureza Brinell) $\rightarrow F = 14,1 \text{Kgf}$

Analogamente $p/t = 10 \mu\text{m} \rightarrow f = 4,0 \text{Kgf}$

O projeto deverá prever uma variação da carga normal de 0 e 20 Kgf.

Levando em conta a máxima velocidade de operação e o tempo mínimo de ensaio podemos definir o tamanho mínimo do corpo de prova para a realização do ensaio.

$$L = V_{\text{max}} \times T$$

$$\therefore L = 50 \times 5 = 250 \text{mm}$$

Utilizaremos portanto como corpo de prova uma chapa retangular de 300 x 50.

4 Características Técnicas do Dispositivo

Podemos dividir o projeto em três subsistemas básicos:

- acionamento;
- controle da força de atrito;
- controle da força normal;

A seguir será feito uma análise de cada item citado, levando em conta suas características técnicas para a escolha do sistema utilizado.

a. Acionamento

Dentre as possíveis maneiras para a realização do movimento relativo de deslizamento entre placa-punção pode-se citar:

- hidráulico: esta opção é indicada para sistemas mecânicos de cargas elevadas o que não se caracteriza neste projeto já que conseguimos as altas pressões de contato com cargas relativamente baixas devido a utilização da esfera no contato. Além disso o sistema apresenta dificuldade para o controle da velocidade, prejudicial ao ensaio, além de constituir em um custo elevado.
- pneumático: apesar de apresentar um custo menor que o hidráulico, é inadequado para, ensaios experimentais que requerem precisão.
- manual: totalmente inadequado, levando-se em conta a precisão de movimento desejada.
- elétrico: largamente difundido no mercado nacional nas mais diversas faixas de potência e formas construtivas além de oferecerem grande facilidade de controle e operação.

Assim baseado neste dados optou-se pela escolha do acionamento elétrico.

O acionamento por sua vez deve apresentar uma grande faixa de variação da velocidade.

Pode-se ter as seguintes opções:

motor de indução;

- Acoplado a uma caixa de mudança de relações de transmissão ou variador contínuo: inviável devido à baixa potência instalada, além de apresentar uma elevação no custo com a aquisição destes acessórios.
- com acoplamento eletromagnético (Foucault): apresenta grandes dissipações (perdas) de energia. Ao fornecer o conjugado à velocidade de X%, perde-se em calor aproximadamente (100-X)% da potência nominal do motor.
- com ajuste de anéis da resistência do rotor: tem algumas limitações quanto a faixa de operação.
- com ajuste contínuo de frequência e da tensão de alimentação por conversor CC-CA: tem as mesmas características de um motor de CC mas é duas vezes mais despendiosa.

Motor de Passo

Apresenta o inconveniente de seu movimento não ser contínuo e poderá mascarar os resultados dos ensaios.

Motor de Corrente Contínua

Apesar de apresentar um custo relativamente elevado devido a necessidade de um conversor CA/CC, apresenta excelentes propriedades técnicas de comando e regulação, ou seja:

- regulação precisa da velocidade;
- velocidade constante sob qualquer condição de carga;
- aceleração e/ou desaceleração controlada;
- conjugado constante em ampla faixa de velocidade.

Partindo-se do exposto acima selecionou-se para o acionamento do dispositivo o motor de corrente contínua.

Necessita-se portanto na transformação do movimento de rotação para o movimento de translação. Isto é obtido graças a um parafuso de movimento.

Substituímos o tradicional fuso de filetes trapezoidais por um fuso de esferas recirculantes tendo em vista seu alto rendimento (Figura 13) principalmente levando em conta as pequenas velocidades desejadas. Além disso o primeiro possui um atrito de deslizamento elevado, sujeitando os componentes a considerável desgaste e mesmo a folgas, o que é eliminado pelo segundo.

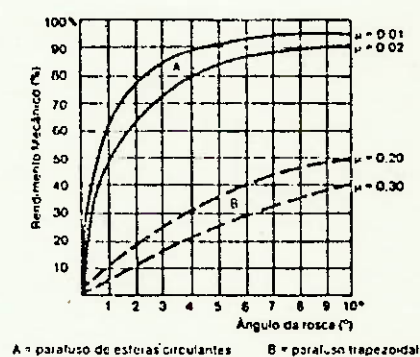


Figura 13

No mercado nacional consegue-se obter parafusos de esferas recirculantes com precisão de 0,01mm a cada 300mm.

b. Controle de força normal

Devemos possuir de forma precisa o controle da carga normal, já que é um dos parâmetros de maior responsabilidade na determinação do coeficiente de atrito.

Alternativas:

- mola calibrada: a carga aplicada é dada pela compressão de uma mola por meio de um ajuste por parafuso e sua deflexão indica a força (Figura 14).

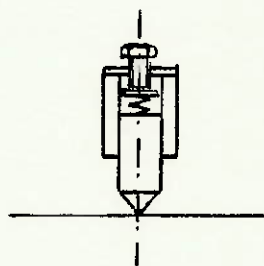


Figura 14

- Pesos aferidos: utiliza-se pesos sobre o cursor para caracterizar a pressão de contato (Figura 15).

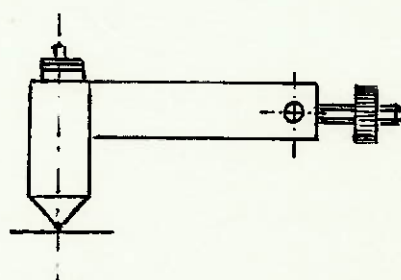


Figura 15

- strain gage no cursor: apresenta o inconveniente da sensibilidade (figura 16).

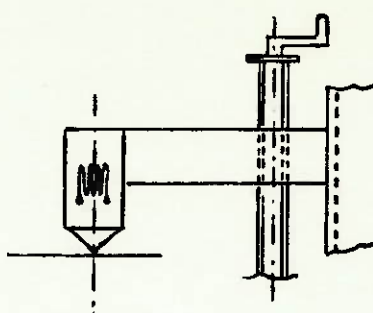


Figura 16

- Anel com strain gages: a medição é realizada na placa (Figura 17).

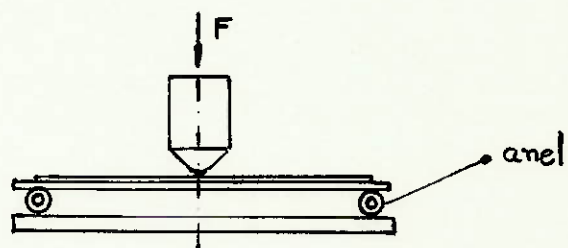


Figura 17

c. Controle da Força de Atrito

Esta variável resume o objetivo do dispositivo, assim essa medição deve ser altamente confiável.

Alternativas:

- dinamômetro (Figura 18)

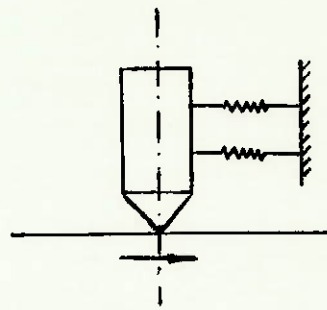


Figura 18

- Strain gage: atuado por flexão (Figura 19)

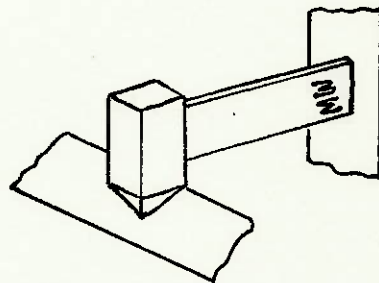


Figura 19

- Anel com strain gages: medição na placa (Figura 20)

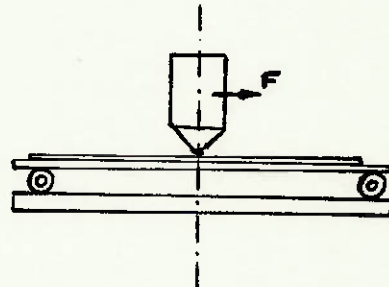


Figura 20

Com utilização do anel elástico com strain gages conseguimos medir tanto cargas normais como tangências simplificando consideravelmente a concepção do dispositivo. Deste modo optamos por esta alternativa de controle das forças atuantes.

Definidos os subsistemas do dispositivo partiremos para a sua arquitetura.

5 Síntese de Soluções

A partir das soluções aqui propostas deverá ser feito uma análise quanto a sua exequibilidade física e valor econômico de modo que possam ser qualificados para o processo de escolha da melhor solução:

1a. solução: Figura 21

A transferência de movimento rotacional para translacional é realizada um par de conjunto: parafuso de esferas recirculantes, bucha, rolamentos e caixas de mancais.

Necessitaremos portanto de uma sincronização entre os dois fusos através de uma transmissão por correia sincronizadora.

O cursor responsável pela aplicação da carga normal está solidário a um braço articulado que pode ser contrabalanceado com um contrapeso (1) rosqueado na outra extremidade. O ajuste da carga é dado pela mola uma vez que o braço esteja travado pelo parafuso de fixação (2).

Notamos também a presença de uma chave fim de curso (4) para evitar possíveis choques quando do curso total da mesa de ensaio (3).

Contudo esta opção apresenta um alto custo devido a quantidade de componentes envolvidos como também a precisão de fabricação e montagem para que consigamos um bom desenvolvimento da translação da mesa.

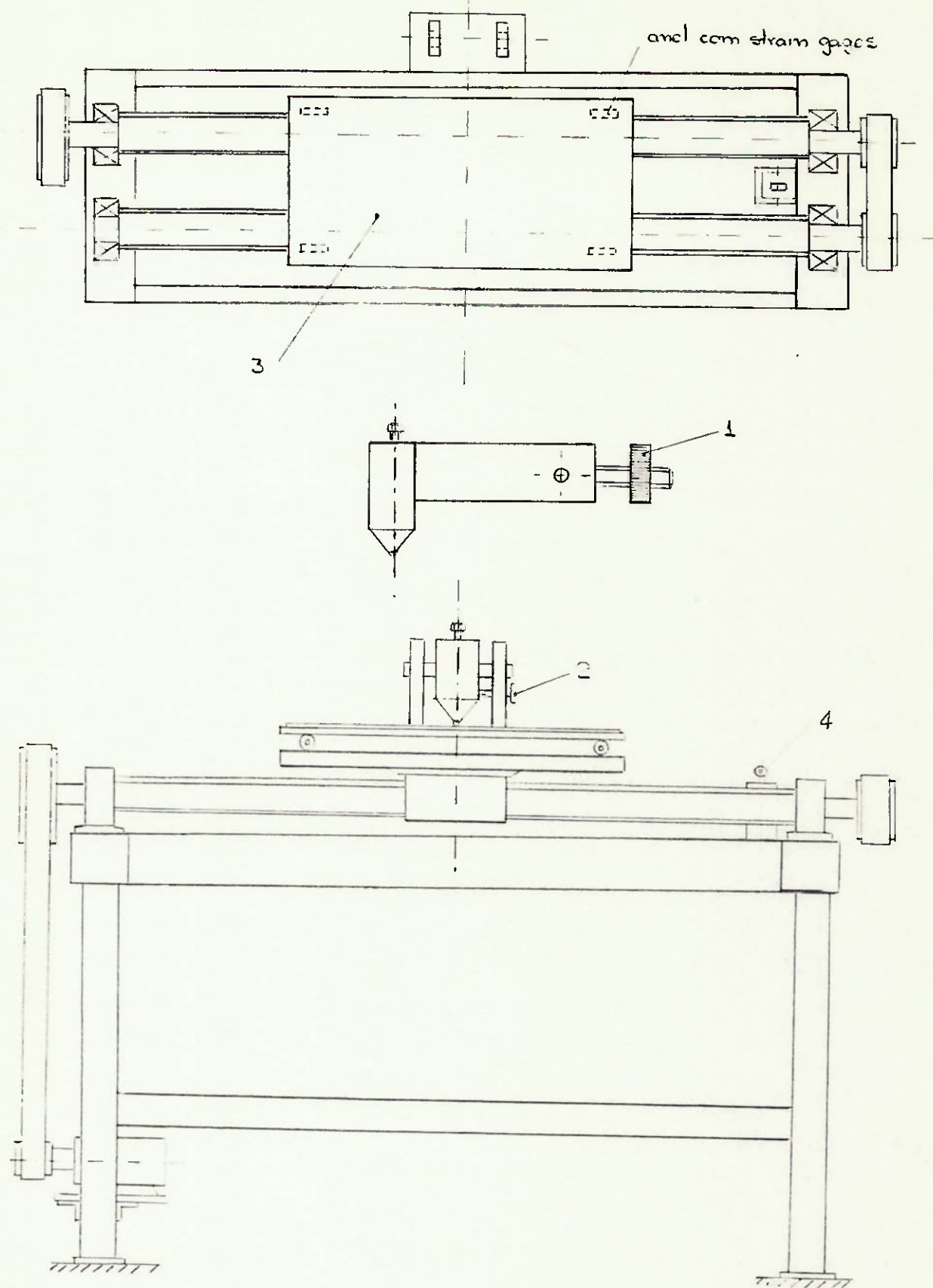


Figura 21

2a. solução: Figura 22

Em relação a 1a. solução esta apresenta uma modificação quanto a translação da mesa.

Substituímos um dos fusos por um apoio deslizante caracterizado por um rolamento. O plano da mesa é definido pelo fuso (reta) e pelo contato rolamento pista (1 ponto).

Diminuímos consideravelmente o custo do equipamento mantendo sua funcionabilidade. Contudo ainda necessitamos de uma grande precisão de montagem e fabricação da pista de rolamento para a perfeita translação da mesa.

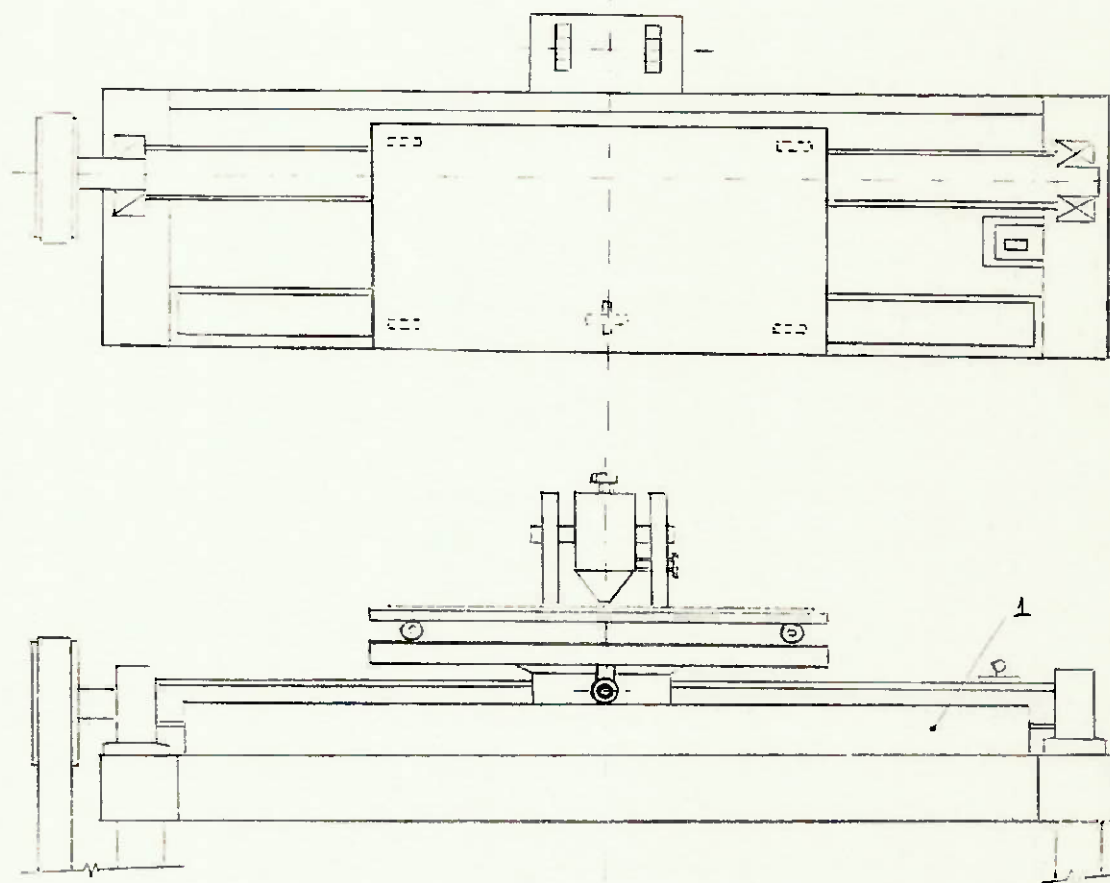


Figura 22

3a. solução: Figura 23

Seu acionamento se aproxima de uma fresadora convencional, onde a mesa translada sobre uma base de aço maciço segundo o encaixe observado no desenho.

Elimina-se também a necessidade de utilização de dois fusos, mas esta concepção exige um tratamento de precisão quanto a usinagem de fabricação sistema de deslizamento mesa-base, além de aumentarmos consideravelmente a potência requerida para translação.

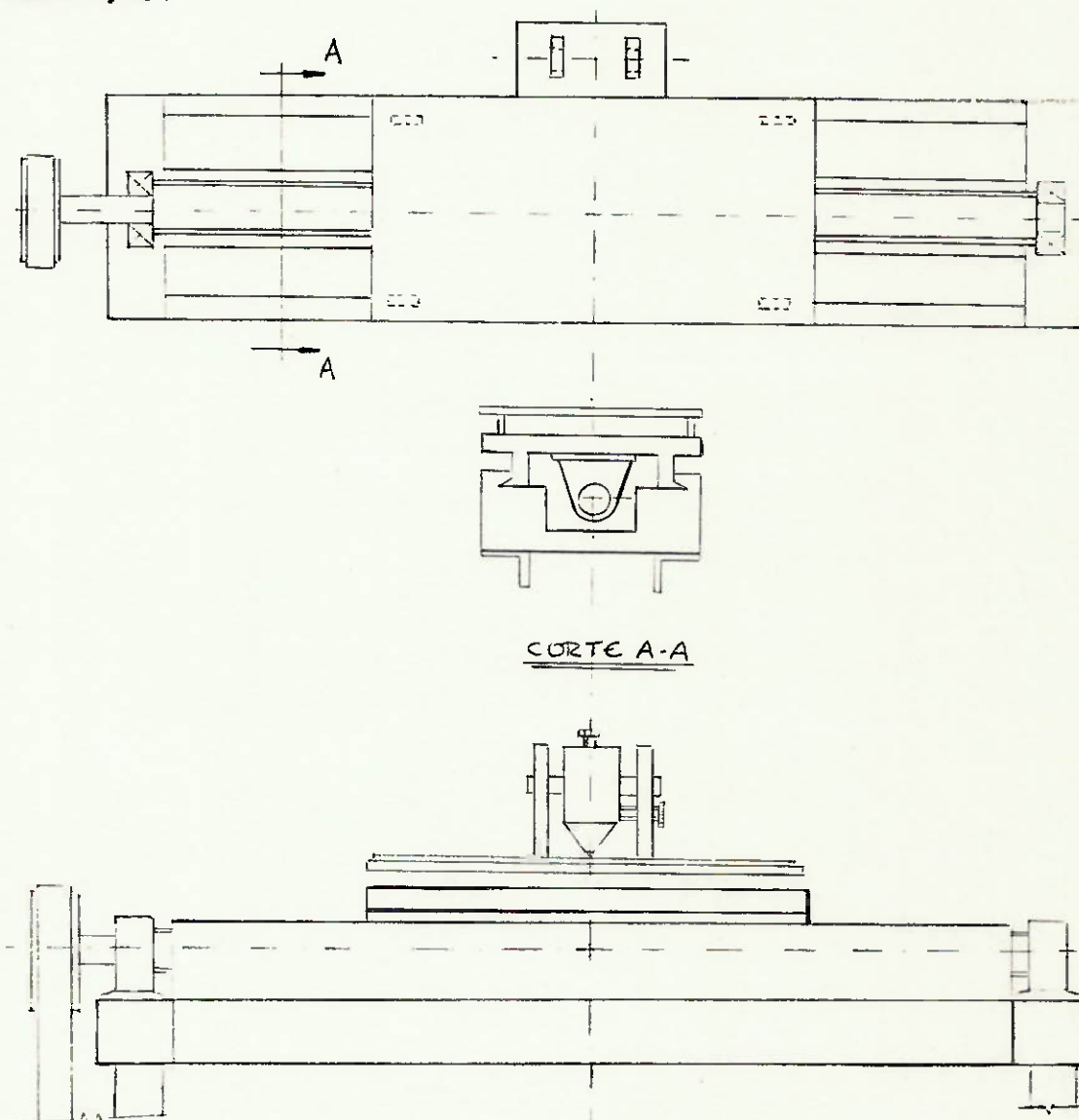


Figura 23

6 Exequibilidade Física

Na elaboração das soluções foi levado em conta a possibilidade delas serem exequíveis fisicamente.

Podemos observar pelos desenhos que os processos de fabricação utilizados são a usinagem e principalmente a soldagem para a montagem da estrutura.

Garantimos assim que quaisquer das soluções poderá ser escolhida como a melhor já que elas poderão vir a constituir um dispositivo capaz de realizar as funções almejadas.

Capítulo V

ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

A partir das três soluções propostas definiremos uma melhor solução que satisfaça os objetivos com maior sucesso.

Assim montaremos uma matriz onde para cada solução será analisado as propriedades consideradas importantes dando-se notas.

Para cada propriedade proposta estabelecer-se-á pesos seguindo uma escala de valores e a solução melhor pontuada será escolhida como a melhor solução.

Em se tratando de um dispositivo à pesquisa e ensaios acadêmicos consideraremos as seguintes qualidades necessárias para o projeto.

Confiabilidade do Resultado - peso: 5

Isto é imprescindível uma vez que os resultados dos ensaios traduzem o objetivo do projeto.

Através dos resultados serão tiradas as conclusões sobre o comportamento do atrito na conformação.

Funcionamento - peso: 5

Um perfeito e adequado funcionamento da translação do corpo de prova é fundamental para não ocorrer o mascaramento dos resultados.

Facilidade de Fabricação - peso: 4

Este item é de grande importância uma vez que a finalidade básica deste projeto é executá-lo pelas disponibilidades da Universidade.

Facilidade de Operação - peso: 4

Deve-se haver uma preocupação em se facilitar a operacionabilidade no intuito de se tornar o ensaio acessível e simples.

Manutenção - peso: 3

O projeto deverá ser de fácil manutenção principalmente visando a não honeração do processo.

Durabilidade - peso: 3

Deseja-se que o dispositivo apresente um grande período de funcionamento efetivo para que se justifique o investimento inicial.

Preço - peso: 3

Deve-se ter a preocupação com o custo do projeto para que seja viável sua construção segundo os recursos da Universidade e órgãos de apoio à pesquisa.

Apresentação - peso: 1

Estética do dispositivo não deixa de ser importante uma vez que sua apresentação inspira maior ou menor confiabilidade.

Matriz de Notas

Propriedade	Peso	SOLUÇÃO					
		A(1)		B(2)		C(3)	
		Nota	Total	Nota	Total	Nota	Total
Confiabilidade	5	10	50	10	50	8	40
Funcionabilidade	5	10	50	8	40	7	35
Fabricação	4	5	20	7	28	4	16
Operação	4	8	32	10	40	6	24
Manutenção	3	7	21	9	27	6	18
Durabilidade	3	7	21	8	24	6	18
Preço	3	5	15	8	24	5	15
Apresentação	1	8	8	9	9	7	7
TOTAL	-	-	217	-	242	-	173
MÉDIA	-	-	7,75	-	8,64	-	6,18

Deste modo com a média de 8,64 a solução B é considerada a mais viável para a sequência do projeto. Esta solução corresponde a segunda apresentada na síntese de soluções.

Capítulo VI

CÁLCULOS PRELIMINARES

Segundo as estimativas apresentadas quanto as características do ensaio:

a) variação da carga normal: 0 a 20 Kgf;

b) velocidade da mesa: 0,1 a 5cm/s.

Admitindo-se $\mu_{\text{máx.}} = 1,0$

$\therefore \text{Fat}_{\text{máx.}} = 20 \text{ kgf}$

Assim a potência necessário vale:

$$N = \text{Fat}_{\text{máx.}} \times V_{\text{máx.}}$$

$$N = 20 \times 5,0 \times 10^{-2} = 1,0 \text{ kgf.m/s} = 0,102 \text{ W}$$

$$N = 0,0133 \text{ C.V.}$$

Rendimento total: $N_t = N_p \cdot N_c \cdot N_m \cdot N_r$

N_p = rendimento do parafuso de esferas recirculantes = 0,90

N_c = rendimento da transmissão por correia = 0,98

N_m = rendimento dos mancais = 0,99

N_r = rendimento do rolamento p/ translação da mesa = 0,99

$$\therefore N_t = 0,9 \times 0,98 \times 0,99 \times 0,99 = 0,86$$

$$\therefore \text{a potência no motor: } N_m = \frac{0,0133}{0,86} = 0,016 \text{ C.V.}$$

Parafusos de esferas recirculantes:

$p/V = 0,1 \text{ cm/s}$ e um passo $p = 10 \text{ mm}$ chegamos a uma rotação de:

$$n = 0,1 \text{ rps}$$

Sendo:

$$\therefore N = 1 \text{ kgf} \cdot \text{m/s} \text{ e } n = 0,628 \text{ rad/s}$$

Assim o momento torsor no parafuso vale:

$$M_t = \frac{1}{0,628} = 1,592 \text{ kgf.m} = 159,2 \text{ kgf.cm}$$

Levando-se em conta o efeito de flexão aplicado no eixo devido a carga normal e o peso próprio da mesa:

Para a carga normal total: $C_n = 24 \text{ kgf}$ (máx.)

$$M_{f_{\text{máx}}} = \frac{24 \times 60}{2} = 720 \text{ kgf.cm}$$

O eixo é solicitado a torção constante e flexão simétrica:

$$\therefore M_e = \sqrt{720^2 + (0,6 \times 159,2)^2} = 726,3 \text{ kgf.cm}$$

$$\therefore d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_e}{\pi \tau}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 726,3}{\pi \times 1200}} = 1,83 \text{ cm}$$

Assim verificamos que os esforços e a energia necessários para o ensaio são pequenos o que simplificam seu projeto.

No entanto, gastos estão envolvidos, o que leva-nos a pensar na real possibilidade de construção do dispositivo pela Universidade.

Capítulo VII

VIABILIZAÇÃO DO PROJETO PARA A UNIVERSIDADE

Considerando o elevado custo do projeto, principalmente no que se refere ao seu acionamento, utilizando-se um motor de corrente contínua e um parafuso de esferas recirculantes, sente-se a necessidade de viabilizar economicamente o projeto para construí-lo com os recursos do Departamento de Engenharia Mecânica visando a realização de ensaios e pesquisa interna.

Assim surgiu a idéia de utilizar-se uma fresadora no intuito de aproveitar seu acionamento além desta apresentar uma estrutura plenamente satisfatória.

Em particular disponibilizar-se-á de uma fresadora C.N.C. onde pode-se controlar a velocidade de translação da mesa através de uma simples programação.

Fixando-se o cursor no porta ferramentas a força normal é conseguida com a aproximação vertical da mesa onde se encontra fixado o conjunto medidor.

O conjunto medidor onde se encontra fixado o corpo de prova é responsável pelo controle tanto da força normal como a de atrito através dos anéis transdutores.

O ensaio é caracterizado quando após o carregamento normal aciona-se a translação da mesa da fresadora.

Capítulo VIII

PROJETO DOS COMPONENTES

1 Anel Transdutor

Para a medição tanto das cargas normais como de atrito utilizar-se-á strain gages, mas para tanto usaremos como transdutores anéis octogonais.

Conforme croqui abaixo contamos com dois anéis:

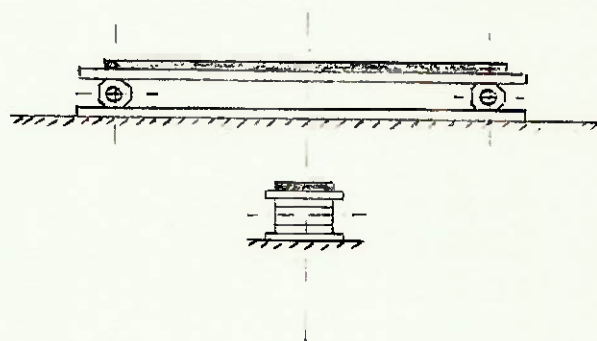


Figura 24

A forma construtiva do anel segue conforme a figura 25:

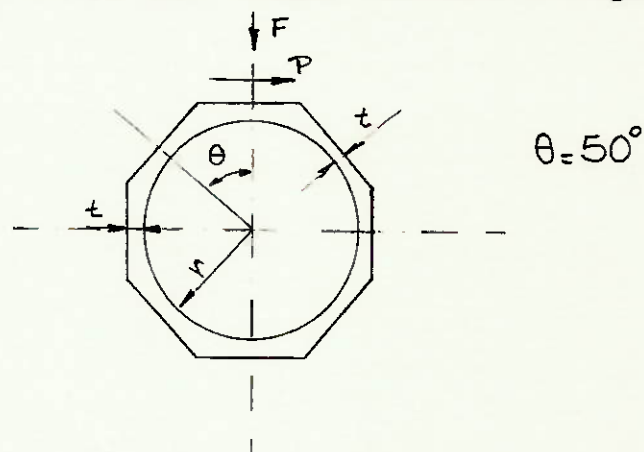


Figura 25

Fixaremos alguns parâmetros:

- a) largura $b = 35\text{mm}$ (geométrico)
- b) material: alumínio

Utilizando-se o alumínio eliminaremos problemas relativos a oxidação além de possuímos o material disponível no almoxarifado da Escola. Devido ao seu baixo módulo de elasticidade consegue-se compactar o tamanho do transdutor.

Variação dos carregamentos:

- a) Força Normal $F_{\text{máx}} = 22\text{kgf}$
 $F_{\text{mín}} = 2\text{ kgf}$
- b) Força de Atrito $P_{\text{máx}} = 22\text{kgf}$
(estimada) $P_{\text{mín}} = 0,2\text{kgf}$

A fixação dos strain gages será feita conforme abaixo:

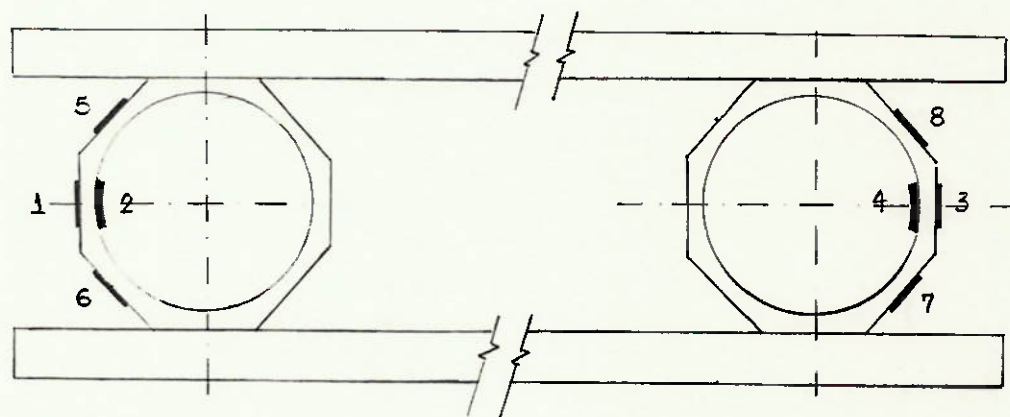
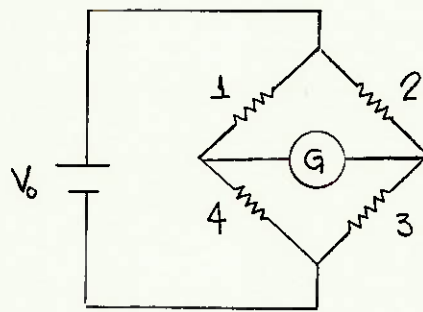


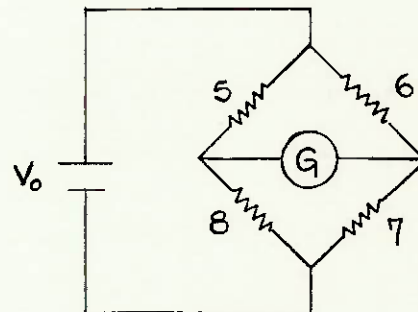
Figura 26

Com essa distribuição é capaz de se medir tanto uma carga normal (F) com uma tangencial (P), com a compensação dos efeitos de temperatura.

Para tanto utilizaremos os circuitos conforme esquema:



Circuito - F



Circuito - P

Figura 27

Características elétricas do sistema (em função dos equipamentos disponíveis na Escola).

a) multímetro: fundo de escala 200mV;

Isto implica que consegue-se medir uma variação de voltagem (ΔV) da ordem de 10mV;

b) fonte externa de tensão: $V_0 = 5V$;

c) resistência dos strain gages: $R_0 = 120\Omega$;

d) gage factor: G.F. = 2,0.

Equalizando-se o comportamento do transdutor chegamos a: [uma vez que os strain gages responsáveis pela sensibilidade da força F e P (vide esquema acima) estão respectivamente dispostos a 90° e 50° com a vertical].

$$\epsilon_{\theta=0} = \frac{1,4 P.r}{Ebt^3}$$

$$\epsilon_{\theta=0} = \frac{0,7 F.r}{Ebt^3}$$

$$\delta p = \frac{3,7 Pr^3}{Ebt^3}$$

$$\delta f = \frac{1,0 Fr^3}{Ebt^3}$$

onde:

E = módulo de elasticidade do alumínio = 7000kgf/mm²

b = largura do anel = 35mm

t = espessura da parede

r = raio médio

Adotando: r = 15mm

t = 3mm

temos p/:

$$F_{\max} = 22\text{kgf} \rightarrow \epsilon_{\theta=0\max} = 1,05 \times 10^{-4} \text{ e } \delta_{\theta=0\max} = 1,12 \times 10^{-2}\text{mm}$$

$$F_{\min} = 2\text{kgf} \rightarrow \epsilon_{\theta=0\min} = 9,52 \times 10^{-6} \text{ e } \delta_{\theta=0\min} = 1,02 \times 10^{-3}\text{mm}$$

$$P_{\max} = 22\text{kgf} \rightarrow \epsilon_{\theta=50\max} = 2,10 \times 10^{-4} \text{ e } \delta_{\theta=50\max} = 4,15 \times 10^{-2}\text{mm}$$

$$P_{\min} = 0,2\text{kgf} \rightarrow \epsilon_{\theta=50\min} = 1,90 \times 10^{-6} \text{ e } \delta_{\theta=50\min} = 3,78 \times 10^{-4}\text{mm}$$

Verificamos que para a deformação $\delta_{\max}$ o material ainda se encontra no regime elástico.

De acordo com os circuitos dispostos anteriormente temos:

$$\frac{\Delta V}{V_0} = \frac{\Delta R}{R_0} \quad \text{mas} \quad \frac{\Delta R}{R_0} = G.F. \times \epsilon$$

$$\therefore \Delta V = G.F. \times \epsilon \times V_0 = 2\epsilon V_0$$

por sua vez $\Delta V \geq \Delta V_{\text{medível}} = 10\text{mV}$

$$\begin{aligned} \therefore \Delta V_{\min} &= 2 \times \epsilon_{\min} \times V_0 \\ &= 2 \times 1,90 \times 10^{-6} \times 5 \end{aligned} \quad \therefore \Delta V_{\min} = 1,9 \times 10^{-5}\text{V}$$

Necessita-se portanto de um amplificador de sinais para que consigamos sensibilizar o voltímetro.

$$A = \text{fator de amplificação} = \frac{10 \times 10^{-3}}{1,9 \times 10^{-5}} = 526,3$$

Adotaremos $A = 600$

Deste modo a leitura no voltímetro será 600 vezes a tensão de desequilíbrio da ponte de strain gages.

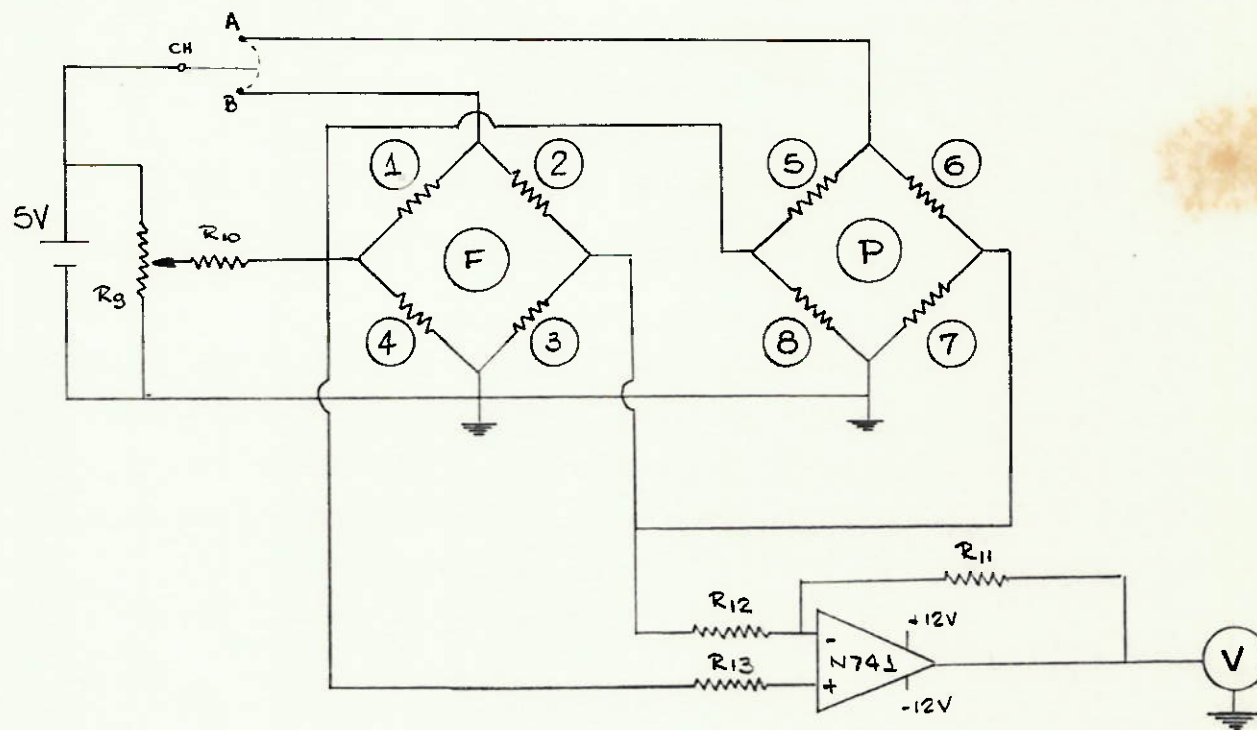
Após o mecanismo construído é necessário uma calibração mas podemos prever de antemão uma relação teórica entre a tensão acusada e as cargas aplicadas.

$$\begin{aligned} P &\approx 17,5 \Delta V \\ F &\approx 35,0 \Delta V \end{aligned}$$

onde:

ΔV é dado em Volts
P e F são dados em Kgf

O circuito elétrico completo para a malha de strain gages pode-se assim configurar:



R_1 a $R_8 = R_9 = 120 \Omega$
 $R_{10} = 1200 \Omega$
 $R_{11} = 3000 \Omega$

$R_{11} = 600K \Omega$
 $R_{12} = 1000 \Omega$
 $R_{13} = 1000 \Omega$

Figura 28

A chave CH permite seleccionar qual medição (F ou P) deseja-se fazer. Para F liga-se B e para P liga-se A.

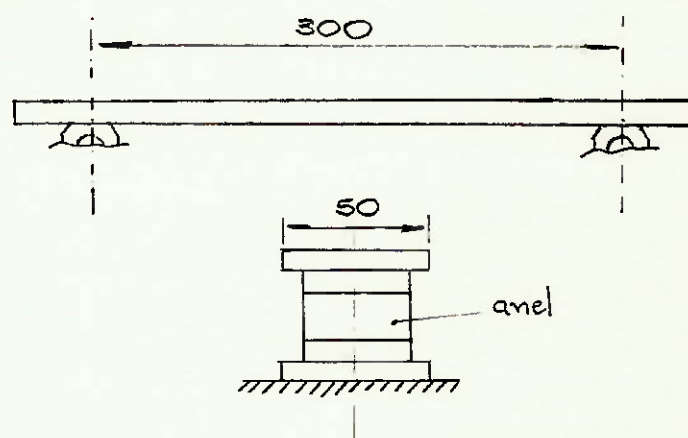
No procedimento do ensaio inicialmente mede-se o carregamento normal e depois com um novo posicionamento da chave e a translação horizontal da mesa mede-se a força de atrito correspondente.

Para a amplificação dos sinais desejados utiliza-se o amplificador operacional N741 conforme o esquema acima.

2 Porta-chapa

Designa-se por porta-chapa a placa onde ficará fixado o corpo de prova.

Esta placa será fixada nos anéis transdutores por meio de parafusos.



Material: aço SAE 1020

Figura 29

Modelemos a condição de carregamento crítico como se segue:

estima-se peso próprio $p = 2,0\text{kgf}$

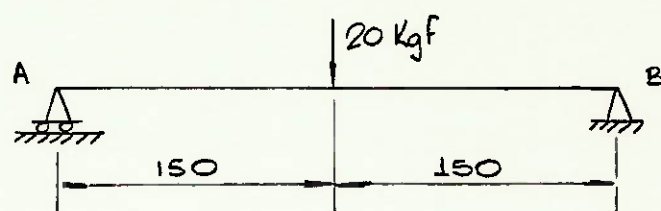


Figura 30

Seja M_f = momento fletor

$$M_{f_{\max}} = M_A = M_B = 22 \times 150 = 3300 \text{ kgf.cm}$$

$$\sigma_f \leq \frac{M_f}{W} = \frac{6 M_f}{bh^2} \quad \therefore h \geq \sqrt{\frac{6 M_{f_{\max}}}{b \sigma_{ad}}}$$

para $\sigma_{ad} = 1200 \text{ kgf/cm}^2$

$$\therefore b \geq \sqrt{\frac{6 \times 3300}{50 \times 12}} = 5,7 \text{ mm}$$

Adotando-se uma placa de 1/2" de espessura verificamos a flecha obtida:

$$\delta = \frac{5}{8} \frac{PL^3}{Eb^3}$$

$$\delta = \frac{5}{8} \cdot \frac{22 \times 300^3}{21100 \times 50 \times 12,7^3} = 0,17 \text{ mm}$$

Consideramos a flecha perfeitamente admissível.

3. Punção

O punção ou cursor é responsável pela aplicação da carga normal. Este deve apresentar extremidade esférica ($\varnothing 1/16''$) para que se caracterize o ensaio.

Baseando-se no princípio utilizado na máquina de ensaio de dureza Brinell projetamos este componente conforme desenhos TF001-88, TF002-88 e TF003-88.

O primeiro representa o conjunto, o segundo especifica os detalhes para fabricação da haste, cone e porca tensora. Já o desenho TF003-88 apresenta os detalhes do porta esfera.

Haverá necessidade de fabricação da haste e porca tensora visto que demais componentes utilizar-se-á os existentes para o ensaio de dureza.

Para a fixação de todo o conjunto no cabeçote da fresadora nos valeremos da pinça de $\varnothing 13$.

Quaisquer critérios de dimensionamento se torna redundante visto que a carga normal aplicada é pequena e geometricamente o componente apresenta uma robustez elevada.

Capítulo IX

FABRICAÇÃO

No intuito de concretizar o projeto iniciou-se a fabricação do dispositivo.

Utilizando-se da oficina do Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP e com o auxílio de seus técnicos pode-se executar a fabricação dos componentes necessários.

1 Anel Transdutor

Como referência deve observar o desenho TF101-88 do anel transdutor.

A matéria prima utilizada foi uma barra redonda de $\phi 2"$ de alumínio.

Cortou-se a barra num tarugo de 100mm de comprimento e iniciou-se os trabalhos utilizando um torno paralelo para execução do furo central através de um broca de $\phi 1"$ fixa no carro.

A dimensão final foi obtida através de uma ferramenta especial que lhe conferiu o acabamento desejado.

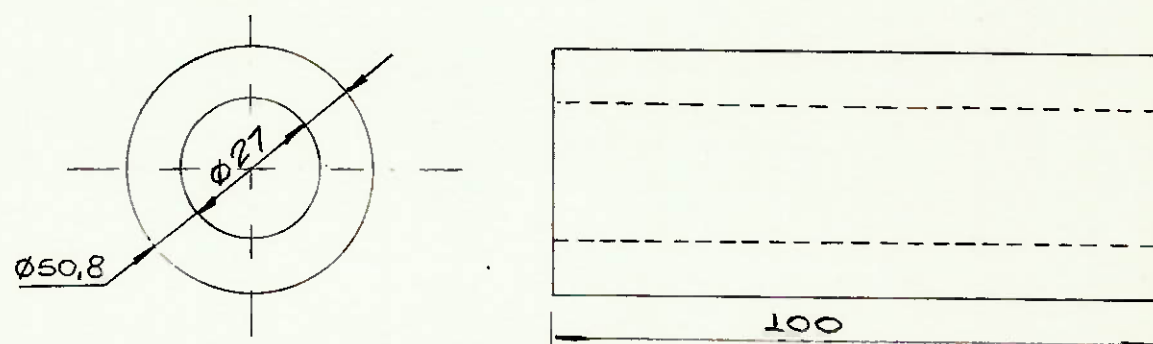


Figura 31

Para a usinagem do octogonal (não regular) utilizou-se de uma fresadora (fresa de topo) com o auxílio de um cabeçote divisor.

O cabeçote divisor apresentava uma placa com divisões de 10^o disposta após a castanha o que facilitou a operação uma vez que as faces do octogonal estão a 50^o e 40^o respectivamente defasados.

A peça da figura 31 foi fixada na castanha e na contra ponta (Figura 32).

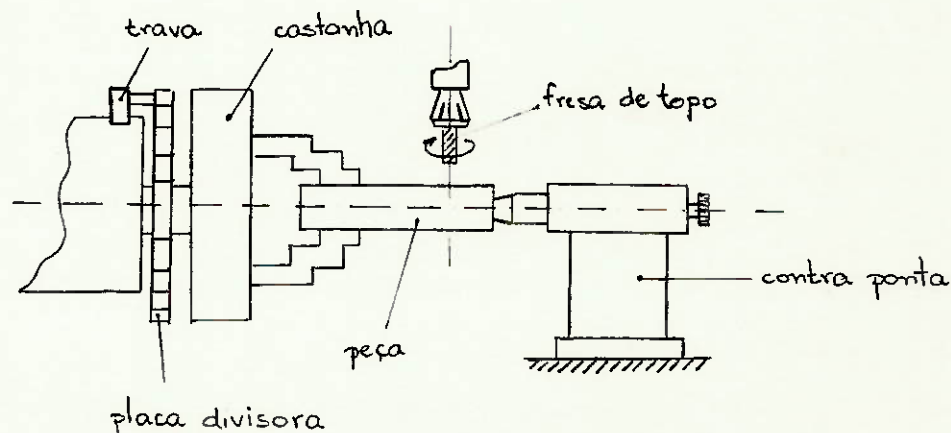


Figura 32

Para utilizarmos a contra ponta foi necessária a confecção de uma bucha conforme croqui pois o furo da peça era muito grande.

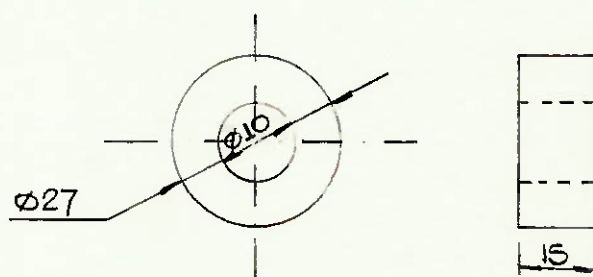


Figura 33

Deste modo passou-se a usinagem das faces até a espessura desejada. Girando-se o cabeçote de 5, 4 divisões e assim por diante chegamos ao anel octogonal.

Serrando-se a peça consegue-se os dois anéis desejados. Posteriormente é realizado os furos para fixação através de uma furadeira e a rosca com um macho $\varnothing 5/16"$.

Esta é considerada a peça crítica do dispositivo dado que é o transdutor para medição das forças do ensaio.

2 Porta-chapa e Base

Observa-se para referência os desenhos TF201-88 e TF202-88.

Utilizando-se de uma chapa de aço de 1/2" partiremos de uma retângulo de 50x360 para o porta chapa e 50x420 para a base.

Na primeira é executada somente a furação para fixação do anel através de uma furadeira de bancada.

A segunda apresenta além da furação um rasgo oblongo para fixação de todo o dispositivo na mesa de ensaio.

Esse rasgo foi realizado na fresadora.

3 Haste e Porca Tensora

Conforme desenho de detalhe TF002-88.

Para a haste partiu-se de uma barra redonda de aço Ø1".

Com uma ferramenta de barras usinou-se a configuração externa conforme desenho e posteriormente ainda no torno realizou-se o furo para fixação do porta esfera.

Para realização deste furo foi feita uma centralização, uma primeira furação com uma broca de Ø6mm e o acabamento final com um broca de Ø 1/4".

A porca utilizou a mesma matéria prima do anel (melhor visibilidade) e foi toda confeccionada no torno paralelo.

Usinagem externa requereu uma simples ferramenta de barra, para a furação usou-se inicialmente a broca de Ø 1/2" e o acabamento com um bit especial. Em última etapa usinou-se a rosca interna.

4 Componentes Aproveitados

O cone e todo o conjunto porta esfera, esfera e capa são aproveitados da máquina de ensaio de dureza Brinell e não foram portanto fabricados.

Como referência ver desenhos TF002-88 e TF003-88.

A fixação do corpo de prova será dada no porta chapa por meio de sargentos, um em cada extremidade, para tanto o tamanho ideal para o corpo de prova é de 360x50.

Capítulo X

CONCLUSÕES

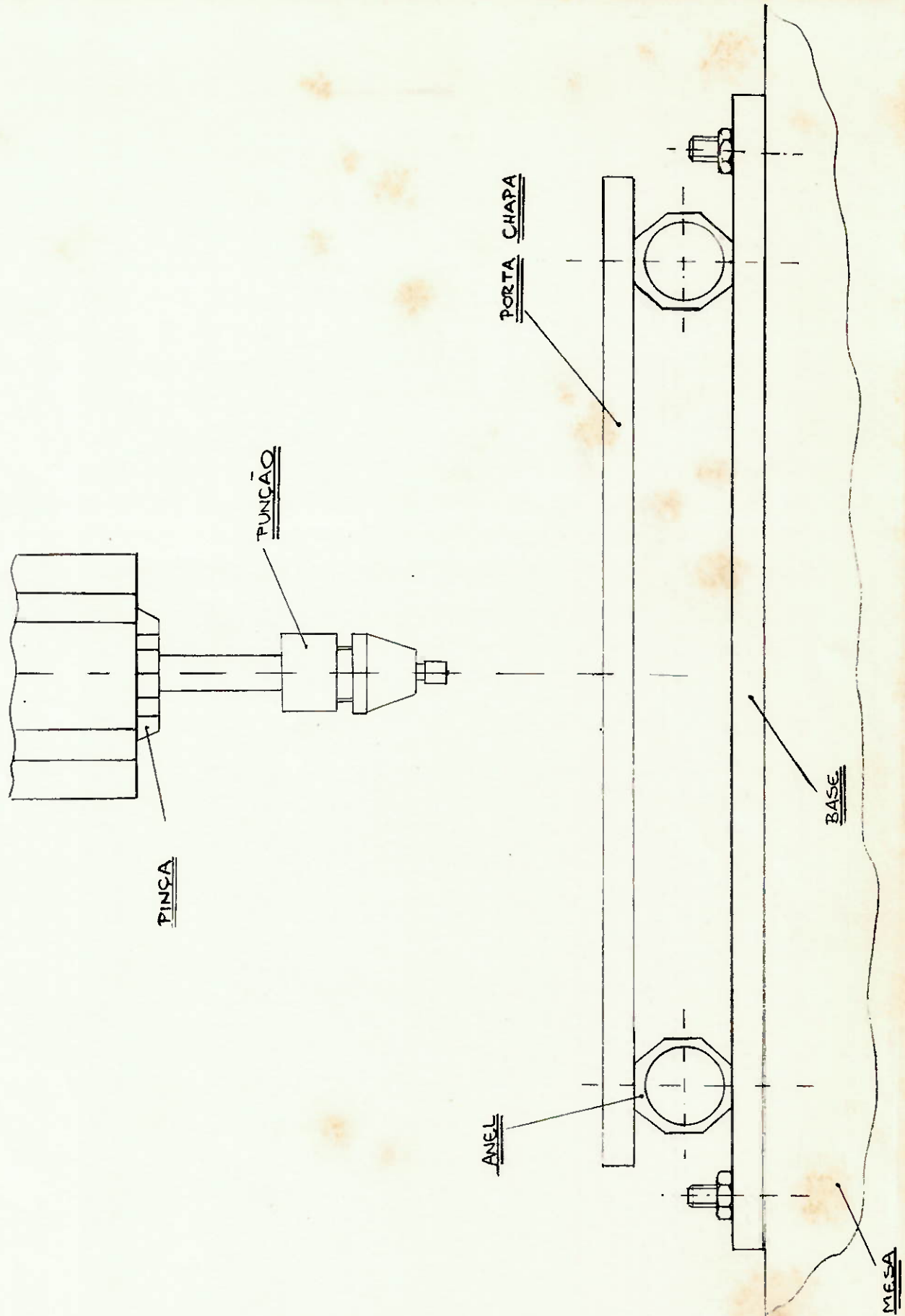
Em decorrência do trabalho para o desenvolvimento do dispositivo para medição de força de atrito entre superfícies metálicas, chega-se às seguintes conclusões:

- o objetivo básico da realização de um trabalho de formatura foi alcançado já que o mesmo reflete a aplicação dos conhecimentos adquiridos no Curso de Engenharia Mecânica sem os quais, evidentemente, não poderia ser realizado;
- o dispositivo é útil às experiências para obtenção de valores de força e, por conseguinte valores de coeficientes de atrito entre superfícies do tipo peça-ferramenta, característica dos processos de conformação plástica dos metais, e pode ser utilizado tanto para estudos acadêmicos, quanto para ensaios tecnológicos;
- o dispositivo proposto caracteriza-se por apresentar uma concepção mecânica simples e de fácil operação, podendo ser facilmente reproduzido para sua utilização em outras instituições de ensino e pesquisa. Além do mais o dispositivo pode ser construído tanto na forma proposta no capítulo 5, como na versão simplificada adaptado a uma fresadora CNC;
- embora o dispositivo tenha sido construído apenas a nível de protótipo (na versão simplificada), observou-se sua viabilidade funcional em termos práticos. Entretanto, uma análise mais apurada deverá ser concluída em decorrência das atividades de continuidade que serão executadas para o funcionamento pleno do referido dispositivo.

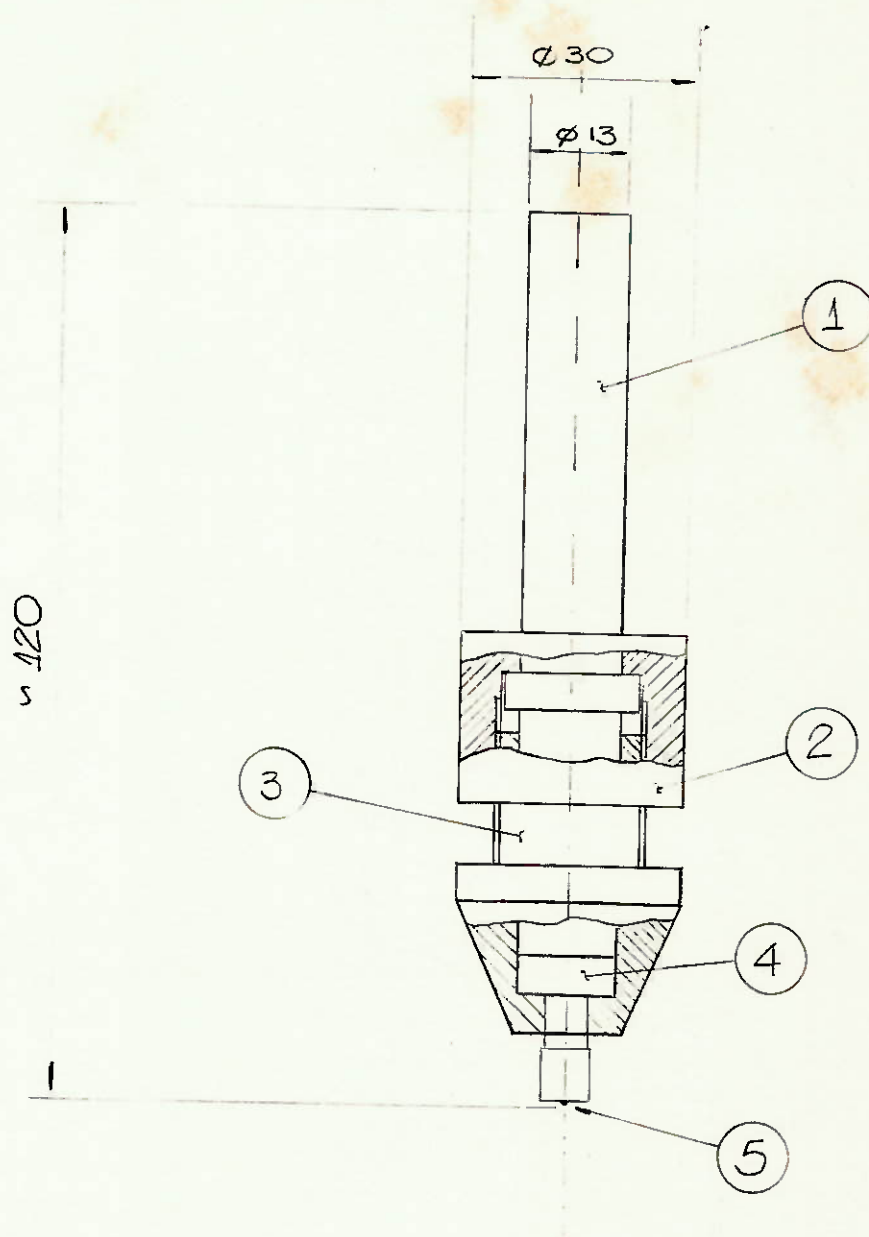
BIBLIOGRAFIA

1. (ANON.) - A Nacionalização do Fuso de Esferas, Máquinas e Metais (periódico), Julho, 1986, pp. 35-46.
2. AVANCINI, E. S. - Projeto de Uma Máquina de Ensaio de Tração de Fios Finos e Capilares de Metais Não-Ferroso, EPUSP/DEM, São Paulo, 1987.
3. BAQUE, P. et alii - Mise en Forme des Métaux, Dunod, Paris, 1970, pp. 69-81.
4. BRESCIANI F., E. - Tribologia na Conformação Plástica, Apostila de Pós Graduação, EPUSP/FEC-UNICAMP, São Paulo, 1987.
5. CATALOGO WEG, Motores de Corrente Contínua.
6. CHIAVERINI, V. - Aços e Ferros Fundidos, ABM, São Paulo, 1984, pp. 211-222.
7. COOK, N. H.; RABINOWICZ, E. - Fisical Measurement Analysis, Addison - Wesley, Reading, 1963, pp. 124-135, 153-167.
8. CZICHOS, H. - Tribology a Systems Approach, Elsevier, New York, 1978.
9. DIETER, G. E. - Metalurgia Mecânica, Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1981, pp. 332-343.
10. DOEBELIN E. O. - Measurement Systems: Application and Design, McGraw Hill, New York, 1983, pp. 217-233.
11. MADUREIRA, O. M. - Metodologia de Projeto, Notas de Aula, EPUSP, São Paulo.
12. POPOV, E.P. - Introdução à Mecânica dos Sólidos, Edgard Blucher LTDA, São Paulo, 1978, pp. 360-401.
13. RABINOWICZ, E. - Friction and Wear of Material, Wiley, New York, 1965, pp. 1-107.
14. ZAMPESE, B. - Elementos de Construção de Máquinas - Dimensionamento, Grêmio Politécnico, São Paulo, 1980.

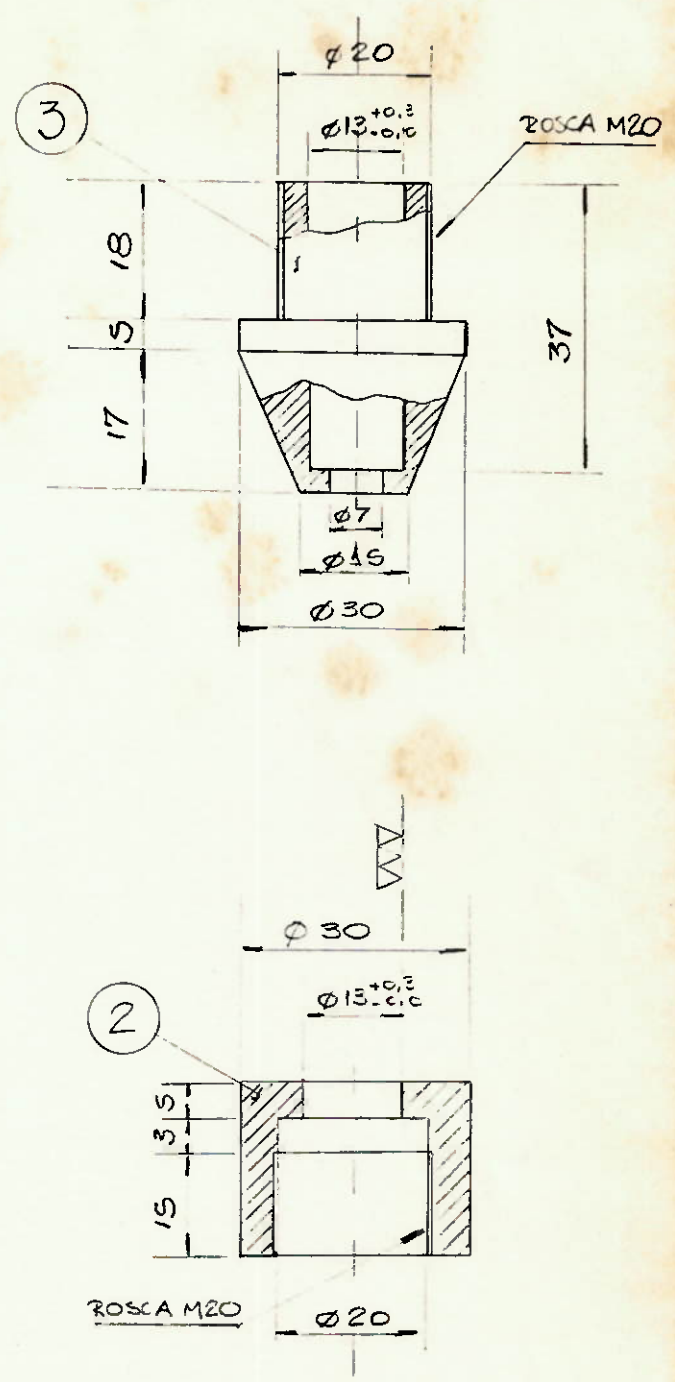
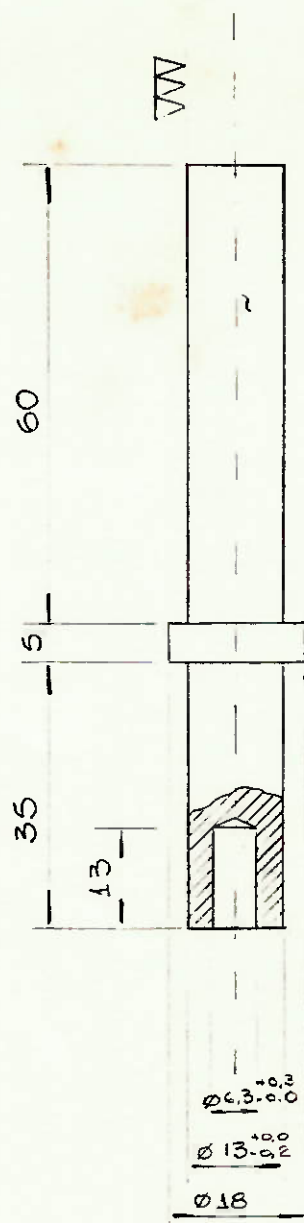
ANEXOS



DES	HAMILTON	PROJ	HAMILTON	APR	<i>[Signature]</i>
TÍTULO	ARRANJO GERAL				
ESCALA	1.2	NÚMERO	TF - 001 - 89	REV	0

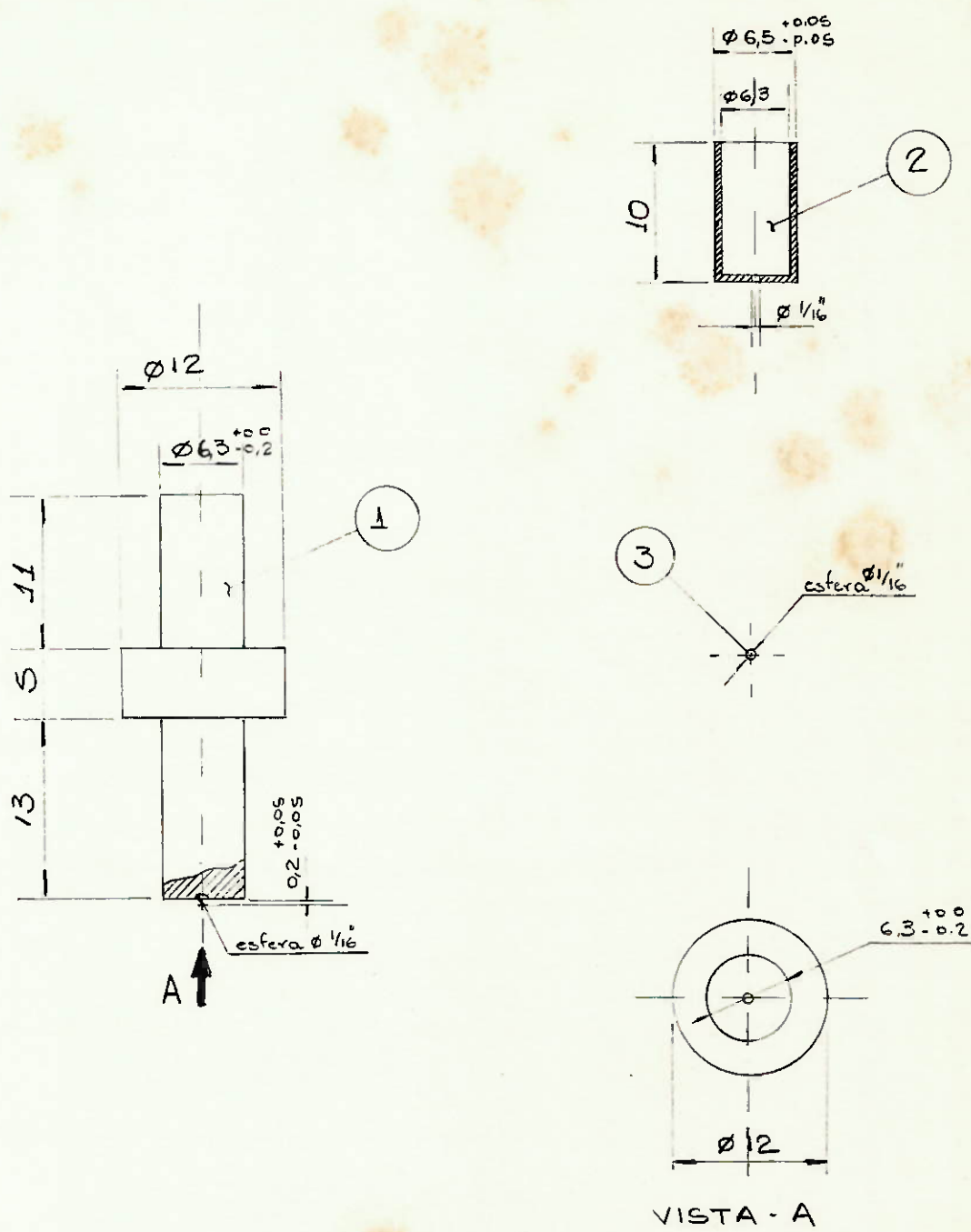


5	ESFERA	DES TF.003-88
4	PORTA ESFERA	DES TF.003-88
3	CONE	DES TF.002-88
2	PORCA TENSORA	DES TF.002-88
1	HASTE	DES TF002-88
POS	DISCRIMINAÇÃO	OBSERVAÇÃO
DES.	HAMILTON	PROJ. HAMILTON
TÍTULO	PUNÇÃO - CONJUNTO	
ESCALA	1:1	REV 0
NÚMERO	TF.001-88	



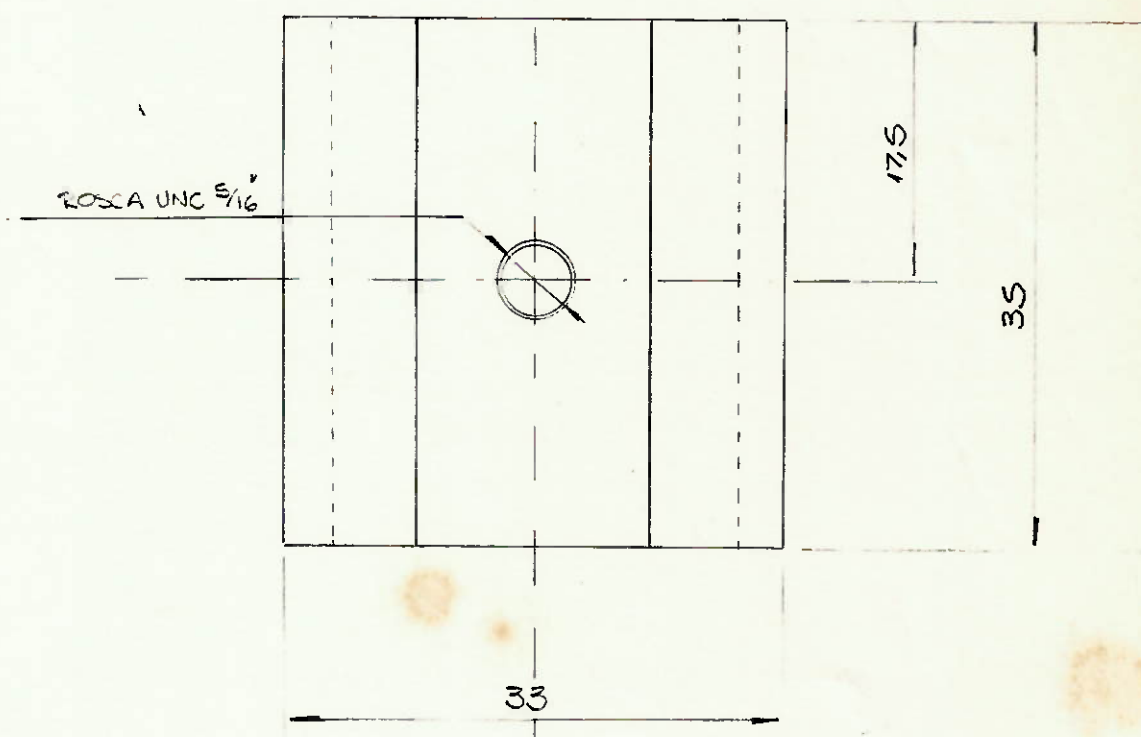
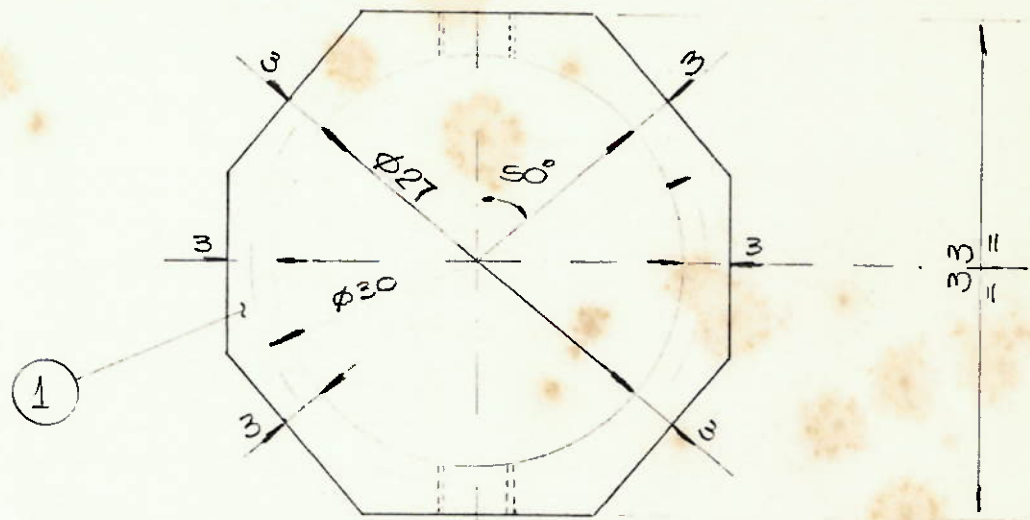
TOLERÂNCIA GERAL $\pm 0,5\text{mm}$

3	CONE	1	SAE 1020
2	PORCA TENSORA	1	ALUMÍNIO
1	HASTE	1	SAE 1020
POS	DISCRIMINAÇÃO	QUNT.	OBSERVAÇÃO
DES	HAMILTON	PROJ	HAMILTON
TÍTULO	PUNÇÃO - DETALHES		
ESC	1:1	NÚMERO	TF-002-88
		REV.	0



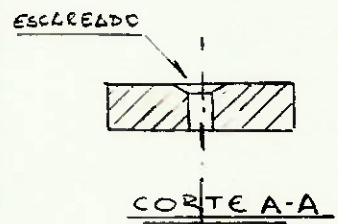
TOLERÂNCIA GERAL $\pm 0.5mm$

3	ESFERA	1	SAE 1095
2	CÁPSULA	1	PVC
1	CORPO	1	SAE 1020
POS	DISCRIMINAÇÃO	QUANT.	OBSERVAÇÃO
DES	HAMILTON	PROJ	HAMILTON
TÍTULO	PORTA ESFERA - DETALHES		
ESCALA	2.1	NÚMERO	TF-003-88
		REV	0



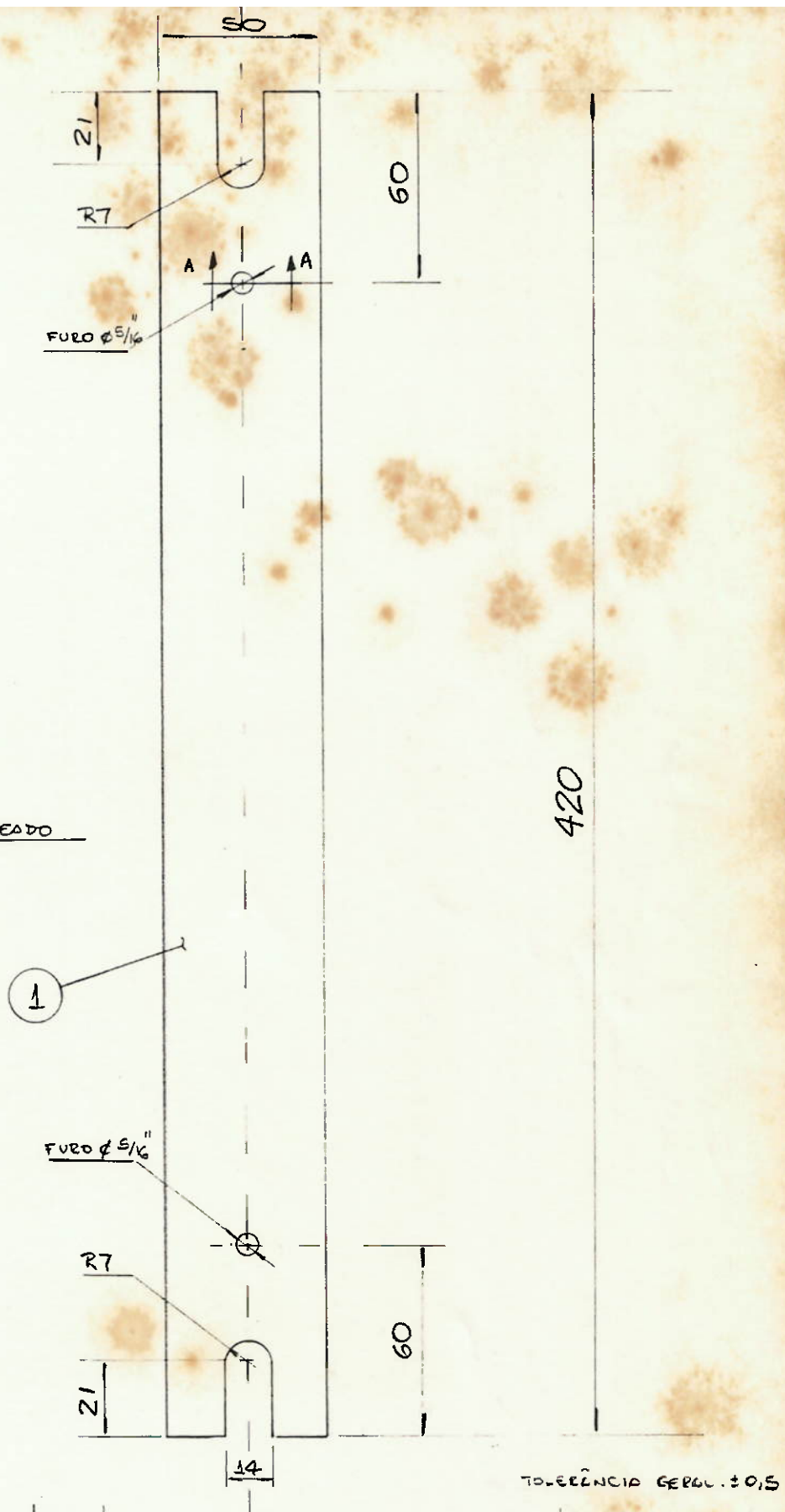
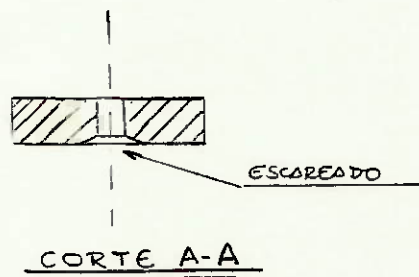
TOLERÂNCIA GERAL $\pm 0,2$

2	PARAFUSO $\varnothing 5/16" \times 5/8"$ (FENDA)	4	CAB ESCAREADA
1	ANEL TRANSDUTOR	2	ALUMINIO
POS	DISCERMINAÇÃO	QUANT	OBSERVAÇÃO
DES	HAMILTON	ACC.	HAMILTON
TITULO	ANEL TRANSDUTOR		
ESCALA	2:1	NÚMERO	TF - 101-88
		REV.	0



TOLEERÂNCIA GERAL: $\pm 0,5$

1	CH. 1/2" x 50 x 360	1	SAE 1020
POS	DISCRIMINAÇÃO	QUANT.	DISCRIMINAÇÃO
DES	HAMILTON	PROJ	HAMILTON
TÍTULO		APROV	
PORTA CHAPA		H. L. D. 081	
ESCALA	1:2	NÚMERO	TF-201-88
		REV	0



1	CH 1/2" x 50 x 420	1	SAE 1020
POS	DISCRIMINAÇÃO	QUANT	OBSERVAÇÃO
DES.	HAMILTON	PROJ	HAMILTON
TÍTULO	BASE		
ESCALA	1:2	NÚMERO	TF. 202-88
		REV	0