

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Projeto Mecânico

DISPOSITIVO PARA ALIMENTAÇÃO AUTOMÁTICA DE PRENSAS

autor: Albert Rempel

orientador: Prof. Omar Moore de Madureira

1983

## S U M Á R I O

Na produção industrial a maximização da rentabilidade é possível de ser alcançada através da redução do custo de fabricação de peças, produtos ou instalações.

Sob esta ótica, o presente trabalho teve por objetivo o desenvolvimento de um dispositivo para alimentação automática de peças estampadas que permitisse um substancial incremento da produção em comparação com o processo manual. O dispositivo atende a uma série de peças similares e automatizará a operação de dobramento das mesmas, etapa esta que atualmente representa uma limitação na taxa de produção.

Foram consideradas diversas soluções e optou-se por um sistema de inserção com gaveta e acionamento pneumático, pelo qual as peças são retiradas de um magazine e levadas pela gaveta até o estampo, onde são posicionadas, ocorrendo em seguida seu dobramento e expulsão, para então iniciar-se um novo ciclo.

O trabalho envolve duas fases principais:

- a) o projeto propriamente dito, constando do Estudo da Viabilidade, do Projeto Básico e das etapas iniciais do Projeto Executivo;
- b) a construção, o ensaio do protótipo e sua otimização.

Os resultados da primeira fase são apresentados neste trabalho, enquanto que a fase subsequente será desenvolvida posteriormente junto ao estabelecimento industrial a que se destina o dispositivo.

## Í N D I C E

## I - ESTUDO DA VIABILIDADE

I.1 - Estabelecimento da necessidade .....	1
I.2 - Formulação do projeto - Especificação	
Técnica .....	2
I.2.1 - Especificações Funcionais .....	2
I.2.2 - Especificações operacionais .....	3
I.2.3 - Especificação construtiva .....	4
I.3 - Síntese de possíveis soluções .....	4
I.3.1 - Subconjuntos.....	4
I.3.2 - Combinação de subconjuntos .....	16
I.4 - Exeqüibilidade Física .....	18
I.5 - Valor econômico .....	19
I.5.1 - Determinação da redução do custo ( $R_C$ )	20
I.5.2 - Determinação do investimento	
necessário .....	22
I.5.3 - Tempo de retorno do investimento (tr)	29
I.6 - Viabilidade financeira .....	30
I.7 - Conclusão .....	30

## II - PROJETO BÁSICO

II.1 - Escolha da melhor solução .....	31
II.1.1 - Critérios de escolha .....	31
II.1.2 - Matriz de avaliação .....	33

II.1.3 - Solução adotada .....	35
II.2 - Construção de modelos matemáticos .....	37
II.2.1 - Conjunto pistão 1 - gaveta .....	37
II.2.2 - Conjunto pistão 2 - posicionador de precisão .....	47
II.2.3 - Conjunto pistão 3 - acionamento da prensa .....	48
II.3 - Análise de sensibilidade .....	49
II.4 - Análise de compabilidade .....	50
II.4.1 - Arranjo físico .....	50
II.4.2 - Pressão e consumo de ar .....	54
II.5 - Análise de estabilidade .....	54
II.5.1 - Verificação de instabilidades inerentes a elementos .....	54
II.5.2 - Avaliação de riscos e consequên- cias de perturbações .....	55
II.6 - Otimização .....	57
II.6.1 - Combinação ótima de parâmetros ...	57
II.6.2 - Configuração final .....	57
II.7 - Previsões para o futuro .....	68
II.7.1 - Aumento de produção .....	68
II.7.2 - Aproveitamento para outras peças .	69
II.7.3 - Obsolescência .....	69
II.8 - Previsão de tempo de funcionamento .....	70
II.8.1 - Desgaste de peças móveis .....	70
II.9 - Ensaio do protótipo .....	71
II.10 - Simplificação do projeto .....	72

### III - PROJETO EXECUTIVO

III.1 - Planejamento do projeto executivo .....	73
III.1.1 - Cronograma .....	73
III.1.2 - Orçamento .....	74

III.2 - Projeto do protótipo - sistema mecânico .	77
III.3 - Construção do protótipo - sistema mecânico .....	78
III.4 - Projeto de experimentação - parte A .....	78
III.5 - Reprojecto do sistema pneumático .....	79
III.6 - Montagem final do dispositivo .....	80
III.7 - Projeto de experimentação - parte B .....	80
III.8 - Análise e certificação .....	81
III.9 - Reprojecto .....	81
III.10 - Conclusão .....	82
BIBLIOGRAFIA CONSULTADA .....	83

#### ANEXOS

- I - Ciclos de funcionamento das soluções
- II - Circuito pneumático
- III - Desenho de conjunto

## I - ESTUDO DA VIABILIDADE

### I.1 - ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE

Na atividade industrial é fundamental procurar-se atingir a produção ao menor custo. Tomando-se um certo produto, isto é possível pela supressão de componentes, pela substituição de materiais por outros equivalentes, a um menor custo, ou pela introdução de um processo de fabricação mais econômico, para citar algumas alternativas. Fixado um determinado processo de fabricação, consegue-se a redução de custo pela diminuição do tempo de fabricação e o consequente aumento da produção.

A estampagem é uma operação repetitiva em que o aumento da escala de produção reverterá numa redução de custo e será interessante, desde que se trate de um investimento viável para a firma.

Será estudada a viabilidade de se automatizar a inserção de uma série de peças similares em seus estampos de dobra

mento. Trata-se de anéis de aço (Fig. I.1), cujo processo de fabricação compreende o recorte, o tamboreamento, a planificação e o dobramento da região central.

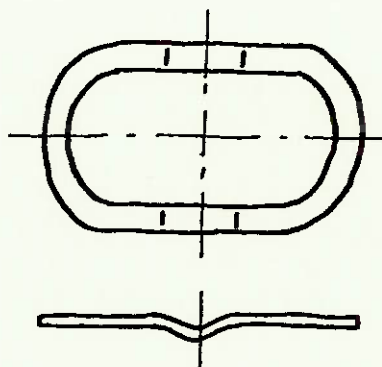


Fig. I.1 - Peça selecionada

A operação de tamboreamento tem por finalidade remover a rebarba e não pode ser feita ao final por entortar a peça. Por esta razão são feitas operações individuais, ao invés de se utilizar um estampo progressivo, que por si só já traria uma expressiva redução de custo.

Com a operação de dobramento convencional, a produção situa-se em 650 peças/hora. Pretende-se chegar a duplicar a produção com o dispositivo de alimentação. Obter-se-á uma redução de custo proporcional ao incremento da produção, a menos do material, pelo que se estabelece uma necessidade afetiva do dispositivo de alimentação automática.



## I.2 - FORMULAÇÃO DO PROJETO - ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA

O dispositivo deverá preencher as especificações relacionadas a seguir.

### I.2.1 Especificações Funcionais

- inserção e retirada automática da peça;
- posicionamento da peça com precisão igual ou superior à atual;
- produção duplicada (1.300 peças/hora) ou maior;
- aplicabilidade a uma série de peças de forma igual ou similar com dimensões  $e$  e  $c$  nas faixas:

$$35 \leq l \leq 80 \text{ mm}$$

$$60 \leq c \leq 100 \text{ mm}$$

$$1 \leq e \leq 2 \text{ mm}$$

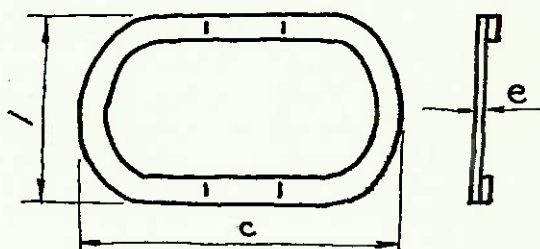


Fig. I.2 - Dimensões das peças

Além destas especificações básicas, o dispositivo deverá apresentar:

- sistema de segurança que não permita o acionamento

- da prensa em caso de posicionamento incorreto;
- proteção para o operador durante o funcionamento.

### I.2.2 Especificações operacionais

- Redução do custo de operação maior ou igual a 50%.

Com a alimentação automática, o processo de dobramento não exigirá a presença constante de um operador. Apenas será preciso um controlador para observar o funcionamento e colocar pilhas de peças no magazine do dispositivo a certos intervalos de tempo. No entanto, o tempo de preparação será consideravelmente maior, visto que, além do estampo, deverá ser ajustado e por vezes até montado na mesa da prensa o dispositivo. Contudo, com a composição dos dois efeitos deverá ser alcançada a redução estabelecida.

- Preparação suficientemente simples para funcionamento.

Os ajustes do dispositivo para umanel de dimensões diferentes não poderão ser complexos a ponto de demandarem um tempo excessivo e anularem o incremento de produção pretendido. Os ajustes não deverão demorar mais do que 1 hora para cada 10 horas de produção da máquina.

- Manutenção simples.

Sob condições normais de operação poderá exigir a substituição de peças de alto desgaste após, no mínimo, 1.000.000 de peças.

### I.2.3 Especificação construtiva

- Concepção compacta de modo a se adaptar ao arranjo físico da prensa e à instalação industrial.

## I.3 - SÍNTESE DE POSSÍVEIS SOLUÇÕES

### I.3.1 Subconjuntos

Os subconjuntos básicos que constituem o dispositivo são:

- a) alimentador;
- b) acionamento e sincronização do alimentador;
- c) posicionador de precisão;
- d) expulsor;
- e) sistema de segurança.

Com a conveniente combinação de subconjuntos resultarão diversas soluções. Na sua apresentação, os subconjuntos estão ordenados de forma a indicar as possíveis combinações entre si. Assim, a cada tipo de alimentador seguem-se os subconjuntos que lhe podem ser associados.

#### a.1) Alimentador rotativo

As peças estão empilhadas no magazine (1) e caem no disco rotativo intercambiável (2) que as posiciona sobre o estampo (3), (Fig. I.3).

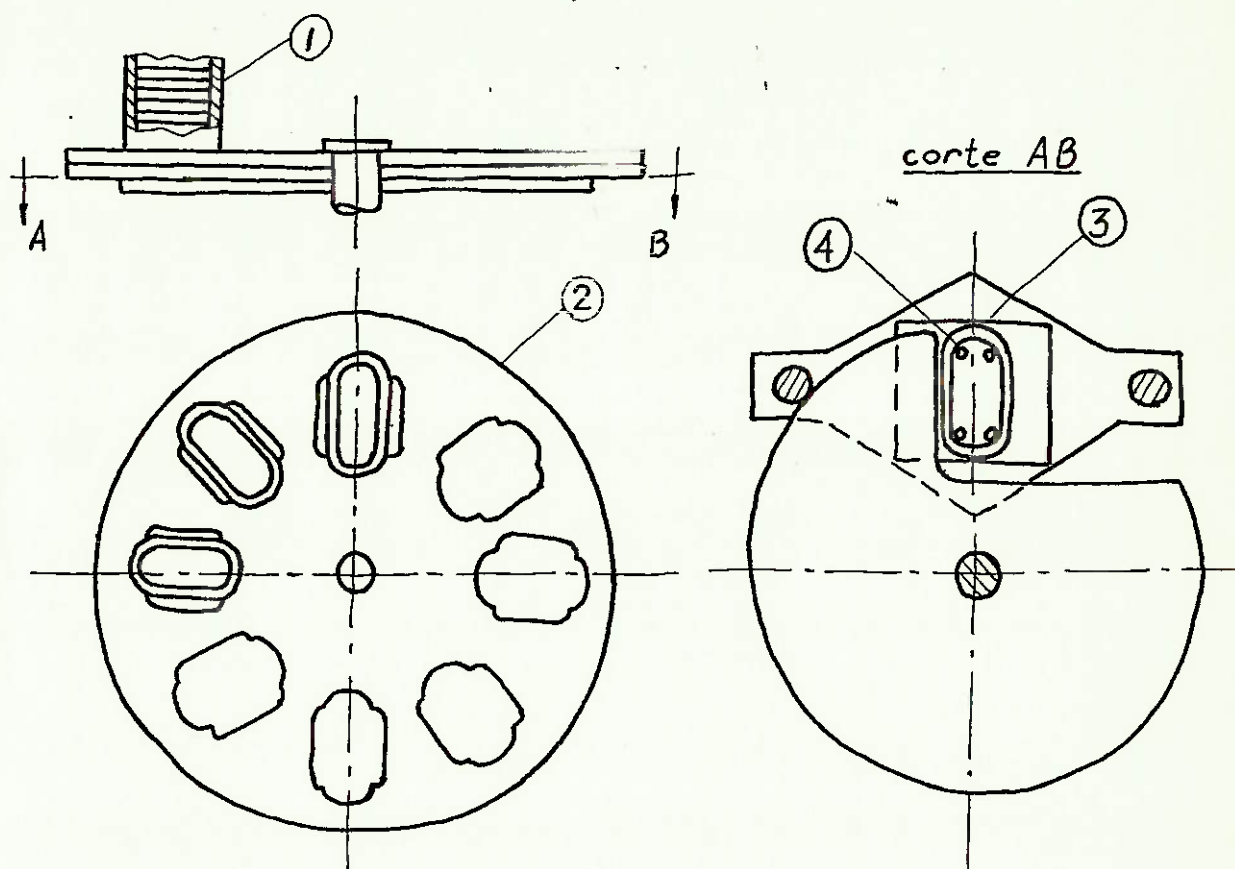


Fig. I.3 - Alimentador rotativo

b.1) Acionamento e sincronização acoplado ao motor com embreagem

O movimento rotativo é derivado do próprio motor da prensa e transmitido ao alimentador através de transmissões por corrente e engrenamentos adequados (Fig. I.12). O acoplamento se faz por meio de uma embreagem eletromagnética comandada por chaves fim-de-curso; uma delas acionada pelo martelo da prensa e a outra pelo alimentador.

b.2) Acionamento com catraca e sincronização com avanço comandado

Durante o curso ascendente do martelo, um camo solidário (1) (Fig. I.4) move um braço (2), que converte o movimento vertical em horizontal na barra de avanço comandada (3). Esta, por sua vez, aciona a catraca (4), que dá o deslocamento angular do alimentador. O retorno da barra de avanço se faz por meio de uma mola (5).

b.3) Acionamento por cilindro pneumático com cremalheira e sincronização por chaves fim-de-curso

Este sistema (Fig. I.5) utiliza uma cremalheira (1), montada na haste de um cilindro pneumático (2) e engrenada com uma coroa (3), montada sobre uma roda livre (que pode ser de bicicleta) a qual é solidária ao eixo do alimentador (4). Durante o avanço do pistão, o alimentador é acionado, enquanto

que no retorno a roda livre impede que o alimentador inverta a rotação.

Também aqui a sincronização está ligada ao movimento do martelo e do alimentador, os quais acionam chaves fim-de-curso, que comandam uma válvula pneumática.

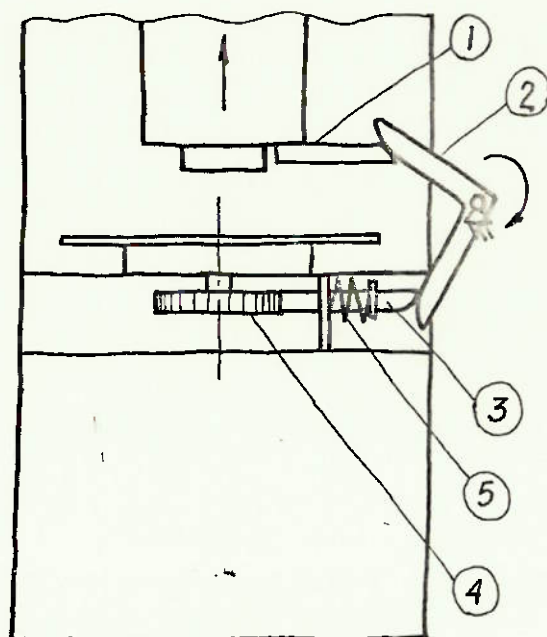


Fig. I.4 - Acionamento com catraca e avanço comandado

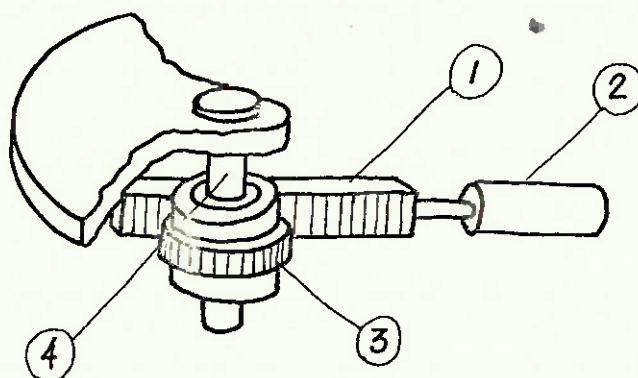


Fig. I.5 - Acionamento pneumático com cremalheira

c.1) Posicionador de precisão com lâmina deslizante e pino localizador

Há um braço (1) (Fig. I.6) sobre o qual estão montadas lâminas (2) que pressionam a peça (3) no rebaixo da fêmea. O braço descreve um arco no sentido contrário ao da rotação do alimentador mediante o uso de uma roda dentada reversora (4). Também aqui se utiliza uma roda livre para permitir que a mola (5) faça o braço recuar e permitir a descida do macho. A roda livre vai montada no eixo do braço. Para a solução b.3, pode-se evitar o uso da roda (4) e fazer um acionamento independente do braço no recuo da cremalheira, obtendo-se uma defasagem conveniente entre o avanço do alimentador e do posicionador.

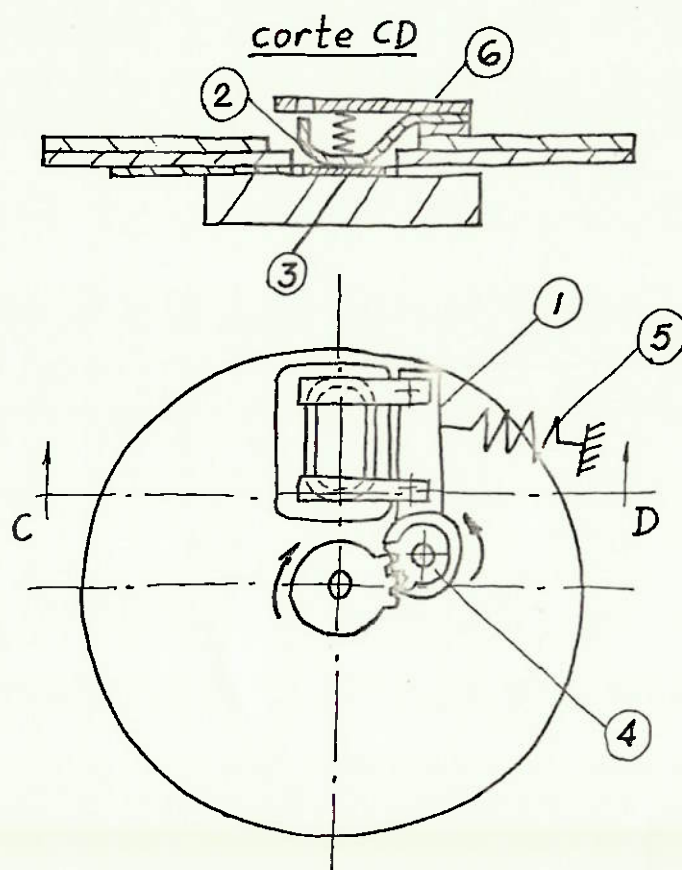


Fig. I.6 - Posicionador de precisão com braço deslizante

Para cada posição de alimentador há uma pequena cavidade na qual encaixa um pino localizador, pelo que se obtém o perfeito posicionamento do alimentador (Fig. I.7).

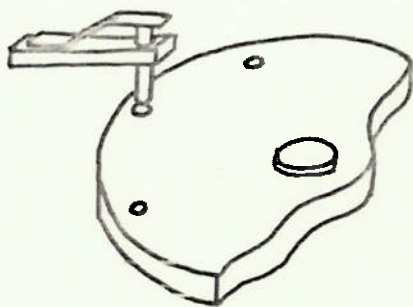


Fig. I.7 - Pino localizador

#### d.1) Expulsor de cunha e jato de ar comprimido

A expulsão será feita mediante uma cunha retrátil (1) (Fig. I.8), sobre a qual a peça desliza no avanço do alimentador e um jato de ar comprimido subsequente.

A cunha é retrátil, a fim de não obstruir a passagem do rotativo intercambiável (2). Sua mola deverá oferecer resistência suficiente apenas para que a peça não consiga fazê-la ceder, mas seja expulsa do disco.



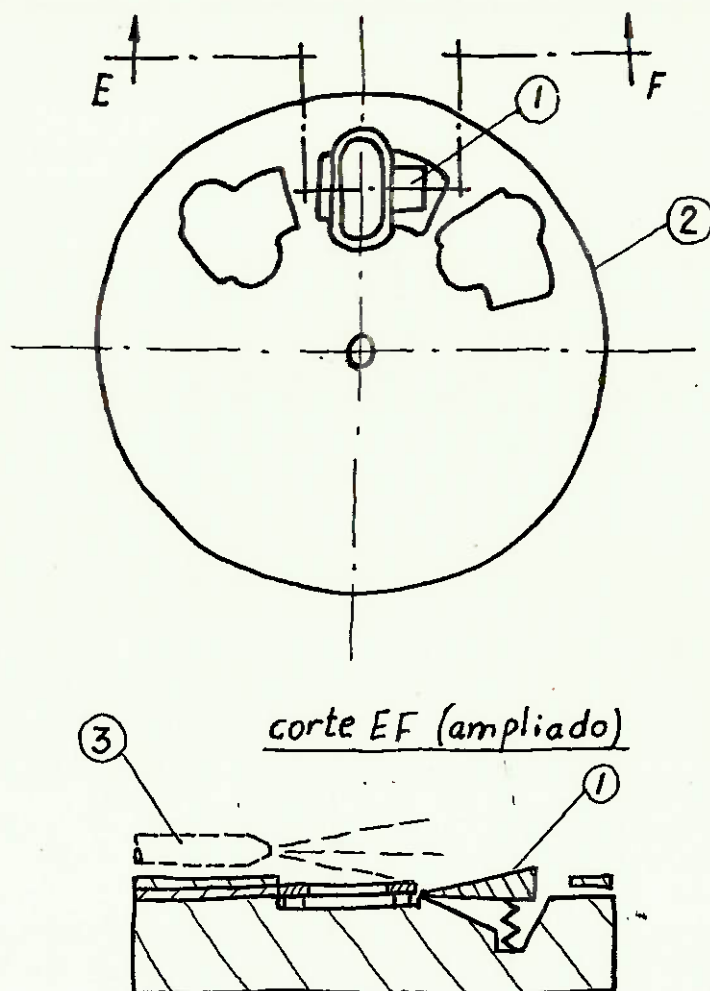


Fig. I.8 - Expulsor de cunha com jato de ar comprimido.

#### e.1) Sistema de segurança

A lâmina deslizante (2) (Fig. I.6) funciona simultaneamente como sistema de segurança. Enquanto estiver passando pelo rasgo da chapa (6), a lâmina estará estabelecendo um contato elétrico que impede que o pedal de acionamento da prensa seja atuado. Assim que conseguir pressionar a peça no rebaixo

da matriz, a lâmina interromperá o contato e fará disparar o pedal da máquina.

a.2) Alimentador alternativo tipo gaveta

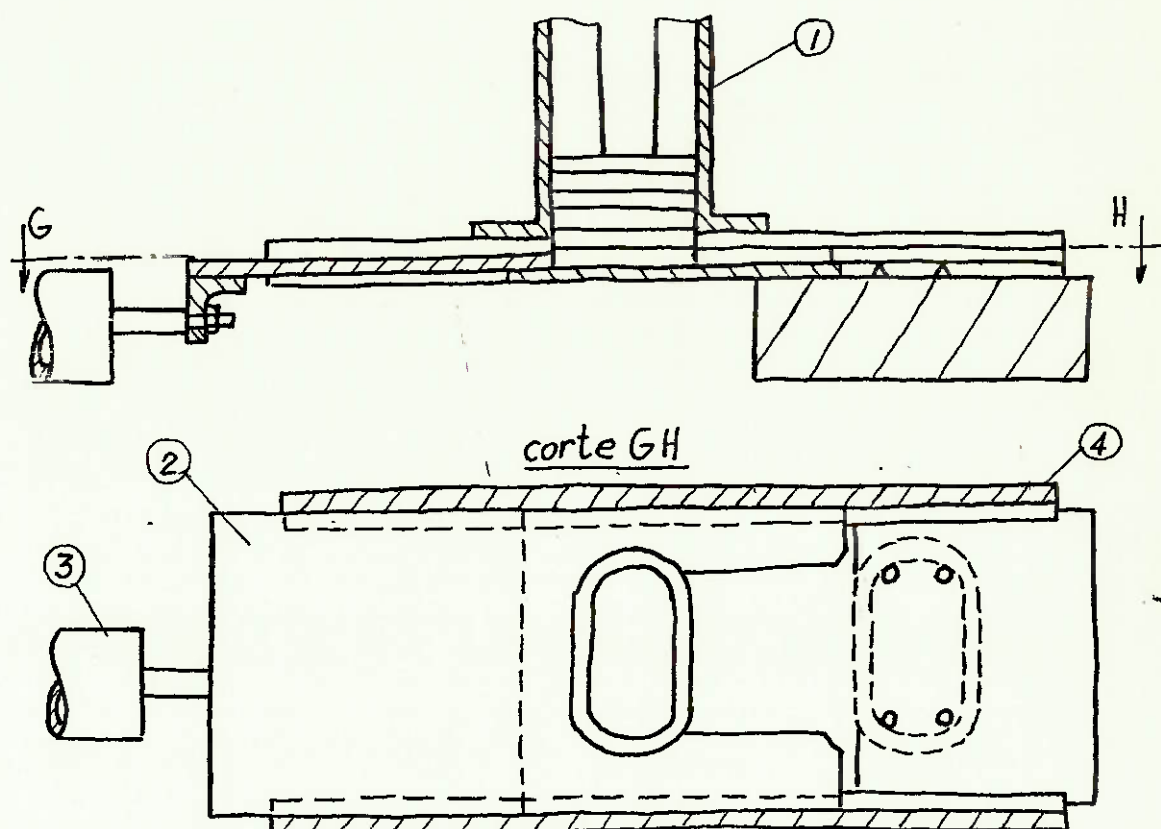


Fig. I.9 - Alimentador tipo gaveta.

Neste alimentador as peças caem do magazine (1) (Fig. I.9) na gaveta (2), que possui um recorte próprio para alojá-las. No avanço do pistão pneumático (3), a peça é levada até o rebaixo da matriz. A gaveta corre dentro de caixilhos (4). Um mecanismo posicionador de precisão deverá pressionar o anel no rebaixo a fim de impedir que ele seja levado da volta na retração do pistão pneumático.

b.4) Acionamento com cilindro pneumático e sincronização  
com chaves fim-de-curso

O acionamento do alimentador tipo gaveta é feito com um cilindro pneumático atuado por uma válvula servo-pilotada. Uma das válvulas de linha piloto será pressionada pelo posicionador final do seu avanço, fazendo com que esta retorne; a outra será disparada no curso ascendente do martelo da prensa, iniciando um novo ciclo.

c.2) Posicionador de precisão com roletes

Este posicionador (Fig. I.10) é constituído de um garfo (1) com roletes na sua extremidade anterior, também acionado por um cilindro pneumático. Seu movimento é defasado em relação ao da gaveta, de maneira que ele apenas avança quando a gaveta já tiver levado a peça ao rebaixo da matriz. Ao completar o avanço, ele desencadeará o recuo da gaveta, e esta, ao final do recuo, comandará o retorno do posicionador.

Os roletes correm por cima do anel e pressionam-no pelo peso próprio do garfo.

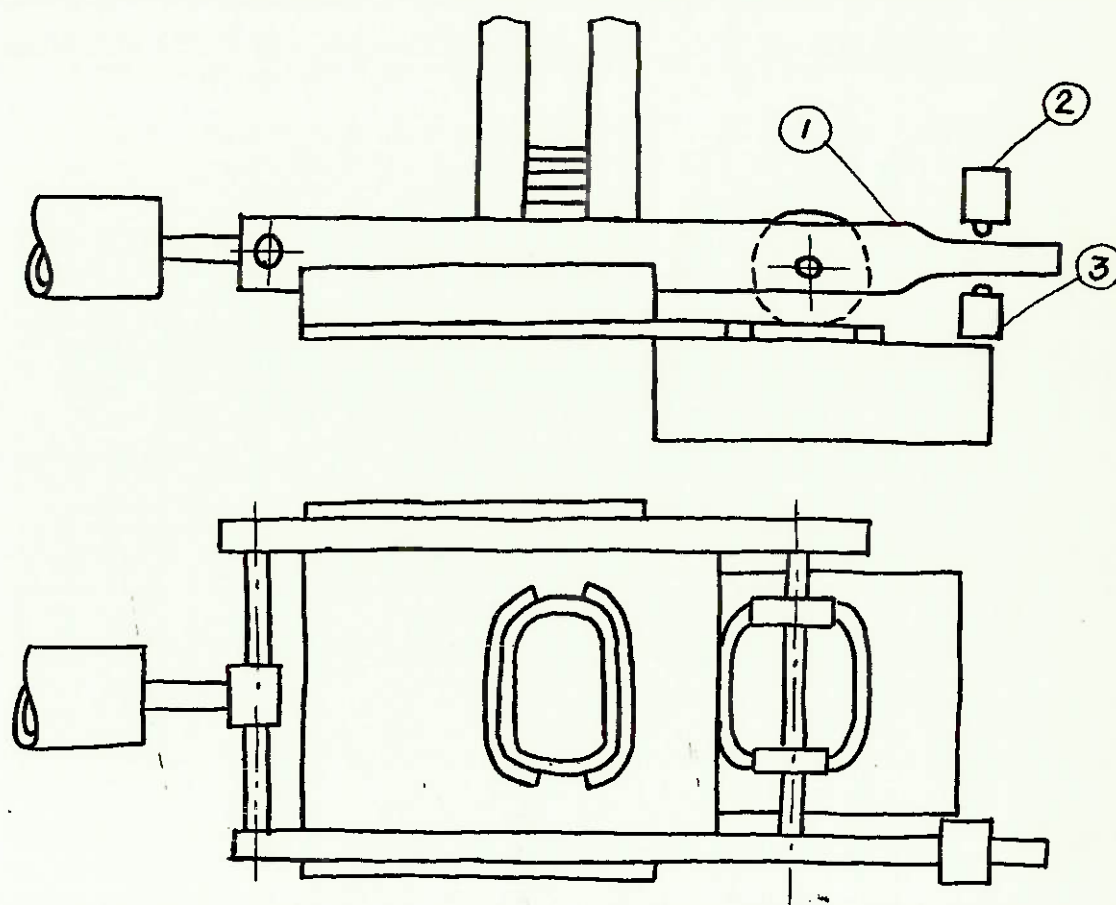


Fig. I.10 - Posicionador de precisão com roletes

#### d.2) Expulsão por pinos e jato de ar comprimido

Após a operação de dobramento, os pinos extratores da matriz deverão liberar a peça da matriz. Caso isto não possa ser assegurado com o uso de molas, os pinos deverão ser solidários ao martelo no curso de retorno deste. Logo em seguida, um jato de ar comprimido arrastará a peça numa direção conveniente.

## e.2) Sistema de segurança incorporado ao posicionador

Na extremidade anterior do posicionador (Fig. I.10) há duas chaves fim-de-curso que constituem o sistema de segurança. Se a peça não encaixar no rebaixo da matriz, o garfo (1) se erguerá, acionando a chave (2); por outro lado, se por alguma razão não tiver sido inserida nenhuma peça, o garfo abaixará, pressionando a chave (3). Nos dois casos não se efetuará o acionamento da prensa.

## a.3) Alimentador alternativo de barras articuladas

Este sistema é constituído de um mecanismo de barras articuladas (Fig. I.11), que leva as peças do magazine para o estampo. Os anéis são agarrados por meio de pinças (1), acionadas pneumáticamente ou por solenóide. O magazine libera apenas uma peça por vez.

A barra (2) é regulável, a fim de ajustar o mecanismo aos diversos estampos utilizados.

## b.5) Acionamento derivado do motor e sincronização por meio de embreagem

O movimento rotativo da barra (6) (Fig. I.11) é derivado do motor, utilizando-se ainda um redutor de velocidades. A embreagem eletromagnética é comandada por chaves fim-de-curso.

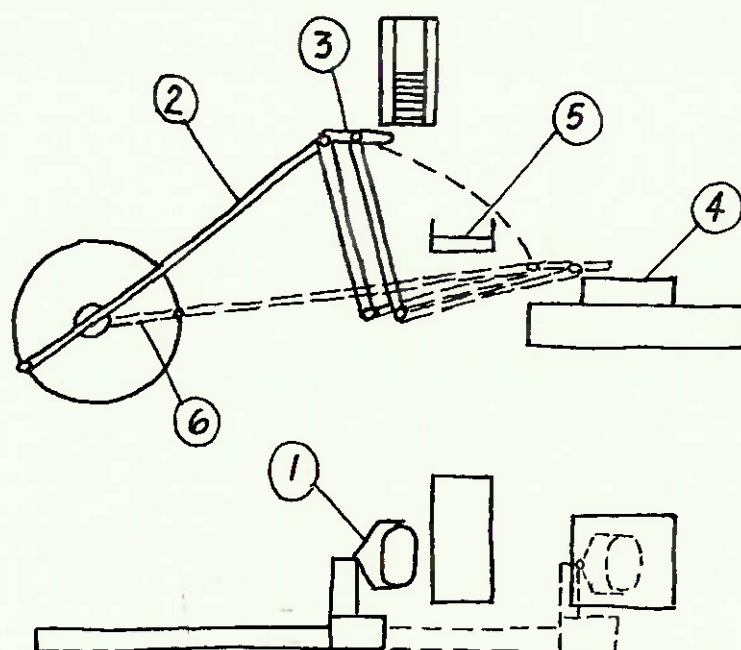


Fig. I.11 - Acionamento de barras articuladas

### c.3) Posicionamento de precisão

O mecanismo de barras articuladas é suficientemente preciso para posicionar a peça no estampo (4) (Fig. I.11) satisfatoriamente. As pinças de agarramento pressionarão a peça no rebaixo com o próprio movimento do suporte (3), onde vão montadas.

### d.3) Expulsor

As próprias pinças de agarramento retirarão as peças dobradas da matriz, deixando-as cair no escorregador (5) (Fig. I.11).

### e.3) Sistema de segurança

Será constituído de sensores que detectem se a peça foi retirada do magazine, inserida corretamente no estampo e, finalmente, retirada.

### I.3.2 Combinação de subconjuntos

Da associação dos diversos subconjuntos resultaram as cinco soluções da Tabela I.1, também esboçadas nas figuras I.12, I.13, I.14, I.15 e I.16. O Anexo I mostra seus ciclos de funcionamento, levando em conta a produção horária especificada.

(Ver Tabela I.1, na folha seguinte.)

a. alimenta- cor	b. acionamento e sincronização do alimentador	c. posicionador de precisão	d. expulsor	e. sistema de se- gurança	Nº de com- ponentes principais
a.1. rotativo	b.1. derivação do motor com em- breagem eletromagnética	c.1. lâmina desli- zante e pino lo- calizador.	d.1. cunha retrátil e jato de ar com- primido.	e.1. contato elê- trico colocado na lâmina des- lizante.	Sol. (1) 15
	b.2. catraca e avan- ço comandado por camo.				Sol. (2) 6
	b.3. cilindro pneu- mático com crema- lheira acoplada e chaves de fim-de- curso				Sol. (3) 8
a.2. alterna- tivo tipo gaveta	b.4. cilindro penu- mático e chaves fim-de-curso	c.2 garfo com role- tes.	d.2. pinos extrato- res e jato de ar comprimido	e.2. chaves fim- -de-curso acionadas pelo posicionador de precisão	Sol. (4) 5
a.3. alterna- tivo de barras ar- ticuladas	b.5. derivação do motor com em- breagem eletromagnética e redutor	c.3. o próprio meca- nismo de barras articuladas e as pinças de agarra- mento	d.3. pinças de agar- ramento	e.3. sensores	Sol. (5) 11

Tabela 1.1 - SÍNTESE DAS POSSÍVEIS SOLUÇÕES



#### I.4 - EXEQÜIBILIDADE FÍSICA

As soluções propostas têm um grau diferenciado de sofisticação, mas são todas fisicamente exeqüíveis. Este aspecto foi sempre considerado ao se buscar as diversas soluções para os subconjuntos e o dispositivo como um todo.

Diversas concepções foram abandonadas durante a etapa de síntese de soluções por causa desse aspecto. Por exemplo, foi estudada a possibilidade de acionar o alimentador de gaveta a partir de uma cremalheira fixada no martelo da prensa. Como o curso do martelo é da ordem de 40 mm, o módulo da engrenagem resultaria muito pequeno para se poder alcançar um número suficiente de rotações e acionar uma segunda cremalheira acoplada à gaveta. Deste modo, a solução foi inviável pelo aspecto de resistência aos esforços envolvidos.

O acionamento do alimentador de gaveta por um camo fixado no martelo da prensa também se mostrou inexequível pelas grandes acelerações que produziria na gaveta (o martelo completa um ciclo em 0,67 s, no caso de uma prensa Gutmann de 40 t).

Um mecanismo de barras articuladas acionado pneumáticamente apresentaria o mesmo problema de altas acelerações e prováveis choques, tornando-se igualmente inviável.

## I.5 - VALOR ECONÔMICO

Como se trata aqui de um dispositivo de automação visando a aumentar a escala de produção, pode-se determinar objetivamente o seu valor econômico através da redução de custo proporcionada face ao investimento exigido. Quanto maior o aumento da produção alcançado, maior será a redução de custo obtida na fabricação das peças. No entanto, se o investimento for muito grande, o prazo de retorno poderá ser muito longo, de modo a tornar o dispositivo desinteressante economicamente.

Duas soluções surgidas foram preteridas logo numa avaliação inicial do seu valor econômico comparado ao das demais soluções. Elas propunham um acionamento do alimentador tipo gaveta com acoplamento ao motor e uso de embreagens eletromagnéticas, apresentando-se excessivamente complexas quando comparadas com as demais soluções.

Seguem-se a quantificação da redução de custo e a determinação dos investimentos necessários para cada solução proposta<sup>(1)</sup>.

Deseja-se um tempo de retorno de no máximo 6 meses, dada a possibilidade de a linha de peças produzidas poder ser alterada num prazo maior. O tempo de retorno será o critério de avaliação do valor econômico.

---

(1) Os custos no Estudo da Viabilidade referem-se a junho de 1983. Para efeito de comparação, o valor da ORTN para o mês citado é de Cr\$. 4.224,54.

### I.5.1 Determinação da redução do custo ( $R_c$ )

Será considerada uma produção média mensal incluindo todos os diversos tipos de anéis para os quais poderá ser utilizado o dispositivo de alimentação, de 60.000 peças/mês ( $P_m$ ).

Para esta produção será determinado o custo variável total (CVT) para o processo manual e o automático.

#### PROCESSO MANUAL

$P_h$ - produção horária (peças/hora)		650
$H_{m\dot{a}q}$ - horas-máquina (horas)	$H_{m\dot{a}q} = \frac{P_m}{P_h}$	92,3
$H_h$ - homens-hora (horas)	$H_h = 1,5 \cdot H_{m\dot{a}q} \quad (2)$	138,5
$C_{hmo}$ - custo-hora da mão-de-obra (cruzeiros/hora)		900,00
$C_{mo}$ - custo mensal da mão-de-obra (cruzeiros/mês)	$C_{mo} = C_{hmo} \cdot H_h$	124.650,00
$C_{hm\dot{a}q}$ - custo-hora da máquina (cruzeiros/hora)		5.000,00
$C_{m\dot{a}q}$ - custo mensal da máquina (cruzeiros/mês)	$C_{m\dot{a}q} = C_{hm\dot{a}q} \cdot H_{m\dot{a}q}$	461.500,00
$C_{mat}$ - custo mensal do material (cruzeiros/mês)		$C_{mat}$
$CVT_{man}$ - custo variável total (cruzeiros/mês)	$CVT_{man} = C_{mo} + C_{m\dot{a}q} + C_{mat}$	586.150,00 + $C_{mat}$

- (2) O fator 1,5 considera duas parcelas na determinação dos homens-hora: a) o tempo de fabricação com uma eficiência de 80%; b) o tempo de preparação, que corresponde a  $0,3 \cdot H_{m\dot{a}q}$ . Este último valor foi obti-

## PROCESSO AUTOMÁTICO

$P_h$ - produção horária (peças/hora)		1300
$H_{m\tilde{a}q}$ - horas-máquina (horas)	$H_{m\tilde{a}q} = \frac{P_m}{P_h}$	46,2
$H_h$ - homens-hora (horas)	$H_h = 0,85 \cdot H_{m\tilde{a}q}$ <sup>(3)</sup>	39,3
$C_{hmo}$ - custo-hora da mão-de-obra (cruzeiros/hora)		900,00
$C_{mo}$ - custo mensal da mão-de-obra (cruzeiros/mês)	$C_{mo} = C_{hmo} \cdot H_h$	35.370,00
$C_{hm\tilde{a}q}$ - custo-hora da máquina (cruzeiros/hora)		5.000,00
$C_{m\tilde{a}q}$ - custo mensal das máquinas (cruzeiros/mês)	$C_{m\tilde{a}q} = C_{hm\tilde{a}q} \cdot H_{m\tilde{a}q}$	231.000,00
$C_{mat}$ - custo mensal do material (cruzeiros/mês)		$C_{mat}$
$CVT_{aut}$ - custo variá- vel total (cruzeiros/mês)	$CVT_{aut} = C_{mo} + C_{m\tilde{a}q} + C_{mat}$	266.370,00 + $C_{mat}$

cont. (2) do da observação prática de que para cada 10 horas de produção requer-se 1 hora de preparação da máquina (reentrada do estampo para reafiação, manutenção ou troca do mesmo), e leva em conta que o custo-hora do ferramenteiro é 3 vezes maior que o do prensista.

- (3) O fator 0,85 resulta das seguintes parcelas: a) o dispositivo não requer um operador, apenas um controlador para inserir peças no magazine e observar se o funcionamento é perfeito, do que resulta um tempo igual a  $0,25 \cdot H_{m\tilde{a}q}$ ; b) o tempo de preparação será duas vezes maior que o tempo requerido para o processo manual, pela própria natureza do dispositivo, representando  $0,6 \cdot H_{m\tilde{a}q}$ .

$$R_c = CVT_{\text{man}} - CVT_{\text{aut}} = 319.780,00 \approx 320.000,00$$

A redução de custo mensal é  $R_c = \text{Cr\$ } 320.000,00$ .

O custo do material permaneceu inalterado, de modo que a redução de custo obtida na operação atingiu, em valor percentual, 54,5%. Este valor atende à especificação técnica operacional imposta no início do projeto.

#### 1.5.2 Determinação do investimento necessário

Foram levantados os preços de componentes existentes no comércio, o custo do material e da mão-de-obra para a fabricação de peças e o custo da mão-de-obra de montagem do dispositivo. A soma dessas três parcelas é multiplicado por um fator 1,1, que inclui gastos diversos (transporte de material, alterações imprevistas, etc.). Não está sendo considerado o custo do projeto.

A coluna  $H_h$  da lista de componentes dá o número estimado de homens-hora necessários para fabricar o componente, quando ele não for comprado.

O custo da mão-de-obra e das máquinas é expresso por

$$C_{\text{mo}} + C_{\text{mãq}} = 1,2 \cdot [6.000,00 \cdot \sum H_h + 3.000,00 \cdot H_{\text{hmontagem}}] \text{ (cruzeiros)}$$

O valor 6.000,00 já considera o custo da mão-de-obra e das máquinas na fabricação de componentes, enquanto que o valor 3.000,00 é custo de mão-de-obra na montagem.

## Solução 1 - Alimentador rotativo com derivação do motor

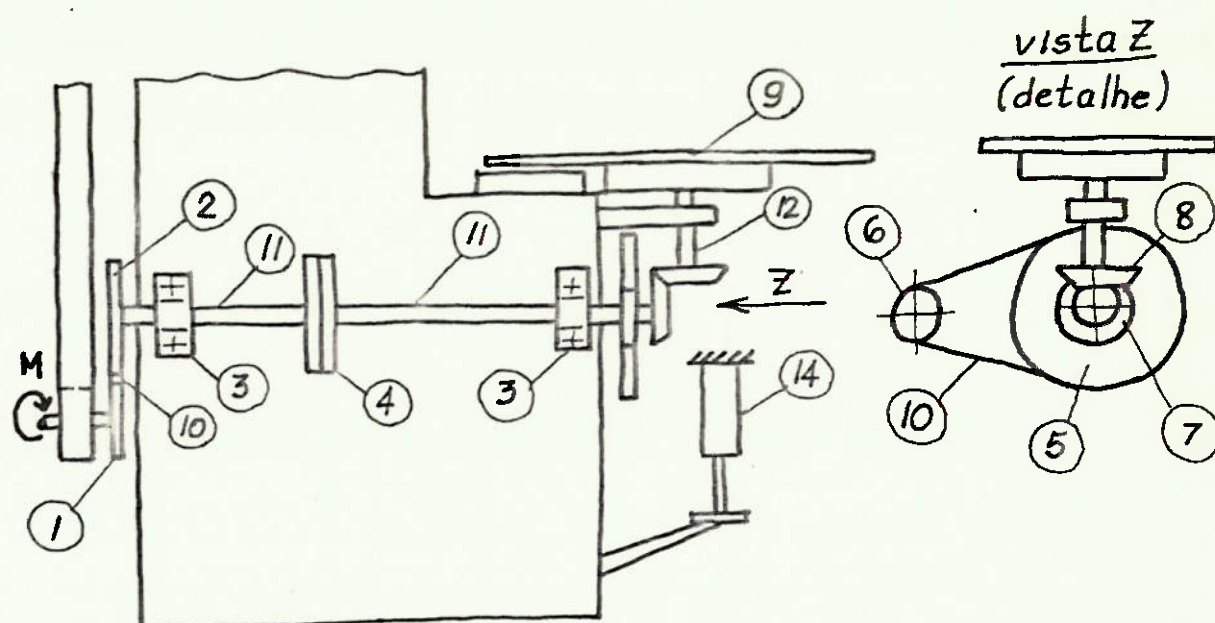


Fig. I.12

## Lista de Componentes

Pos.	denominação	qtde.	H <sub>h</sub>	preço unit.*	preço total*
15	sistema espulsor	1	10	21.000,00	21.000,00
14	acionamento do pedal	1	-	47.000,00	47.000,00
13	sistema de segurança	1	24	50.000,00	50.000,00
12	eixo	1	4	1.500,00	1.500,00
11	eixo	2	2.4	1.500,00	3.000,00
10	corrente	2	-	10.000,00	20.000,00
9	alimentador	1	30	38.000,00	38.000,00
8	coroa cônica	1	-	40.000,00	40.000,00
7	pinhão cônico	1	-	20.000,00	20.000,00
6	pinhão	1	-	1.500,00	1.500,00
5	coroa	1	-	3.000,00	3.000,00
4	embreagem eletromagnética	1	-	45.000,00	45.000,00
3	mancal de deslizamento	3	-	5.000,00	15.000,00
2	coroa	1	-	3.000,00	3.000,00
1	pinhão	1	-	1.500,00	1.500,00
	montagem do conjunto		88		
total parcial					309.500,00
componentes diversos					100.000,00
C <sub>mo</sub> + C <sub>māq</sub>					864.000,00
total					1.273.500,00
custo final = 1,1.total					1.400.850,00
					≈ 1.400.000,00

\* em Cr\$



Solução 2 - Alimentador rotativo com catraca e avanço coman-  
dado por camo

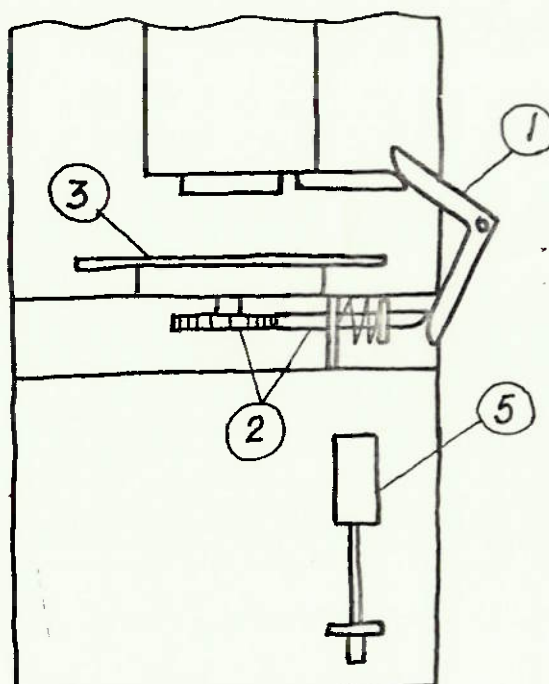


Fig. I.13

Lista de componentes

Pos.	denominação	qtde	Hh	preço unit.*	preço total*
6	sistema espulsor	1	10	21.000,00	21.000,00
5	acionamento do pedal	1	-	47.000,00	47.000,00
4	sistema de segurança	1	24	50.000,00	50.000,00
3	alimentador	1	30	38.000,00	38.000,00
2	catraca e barra de avanço	1	16	6.000,00	6.000,00
1	braço conversor	1	8	600,00	600,00
	montagem do conjunto		40		
total parcial					162.600,00
componentes diversos					100.000,00
Cmo + Cmaq					777.600,00
total					1.040.200,00
custo final = 1,1 . total					1.144.220,00 ≈ 1.150.000,00

\* em Cr\$



## Solução 3 - Alimentador rotativo com cremalheira

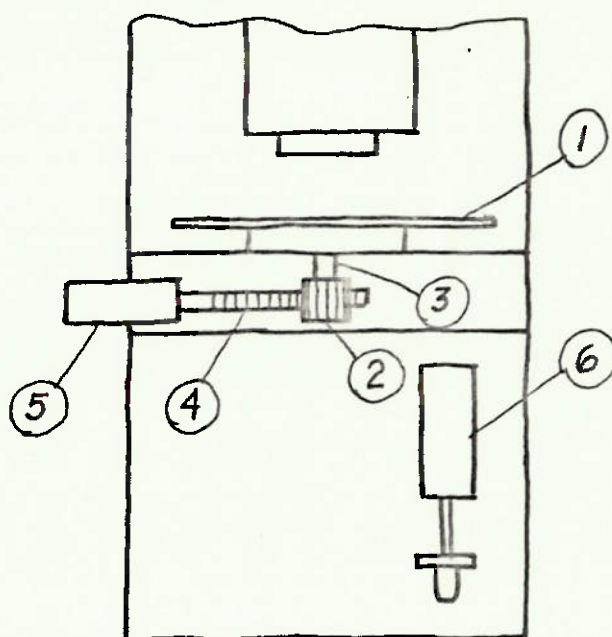


Fig. I.14

## Lista de componentes

Pos.	denominação	qtde	Hh	preço unit.*	preço total*
8	sistema expulsor	1	10	21.000,00	21.000,00
7	sistema de segurança	1	24	50.000,00	50.000,00
6	acionamento do pedal	1	-	47.000,00	47.000,00
5	acionamento do alimentador	1	-	47.000,00	47.000,00
4	cremalheira	1	-	40.000,00	40.000,00
3	roda livre	1	-	5.000,00	5.000,00
2	pinhão	1	-	20.000,00	20.000,00
1	alimentador	1	30	38.000,00	38.000,00
	montagem do conjunto		40		
total parcial					268.000,00
componentes diversos					100.000,00
Cmo + Cmāq					604.800,00
total					972.800,00
custo final = 1,1 . total					1.070.080,00 ≈ 1.100.000,00

\* em Cr\$

## Solução 3 - Alimentador alternativo tipo gaveta

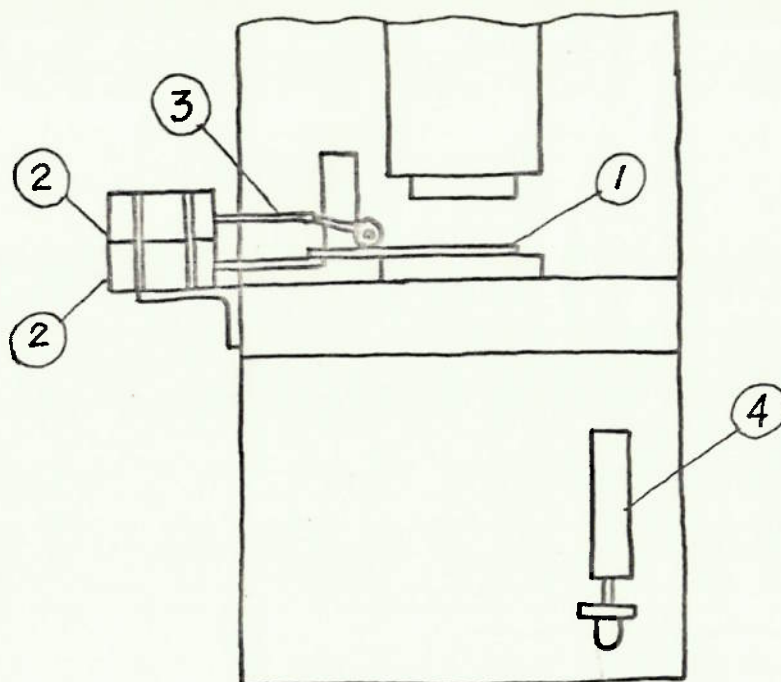


Fig. I.15

## Lista de componentes

Pos.	denominação	qtde	Hh	preço unit.*	preço total*
5	sistema expulsor	1	8	21.000,00	21.000,00
4	acionamento do pedal	1	-	47.000,00	47.000,00
3	posic. e sist. segurança	1	4	10.000,00	10.000,00
2	cilindro pneumático	2	-	47.000,00	94.000,00
1	gaveta	1	24	5.000,00	5.000,00
	montagem do conjunto		40		
total parcial					177.000,00
componentes diversos					100.000,00
Cmo + Cmāq					403.200,00
total					680.200,00
custo final = 1,1 . total					748.220,00
					≈ 750.000,00

\* em Cr\$

## Solução 5 - Alimentador alternativo de barras articuladas

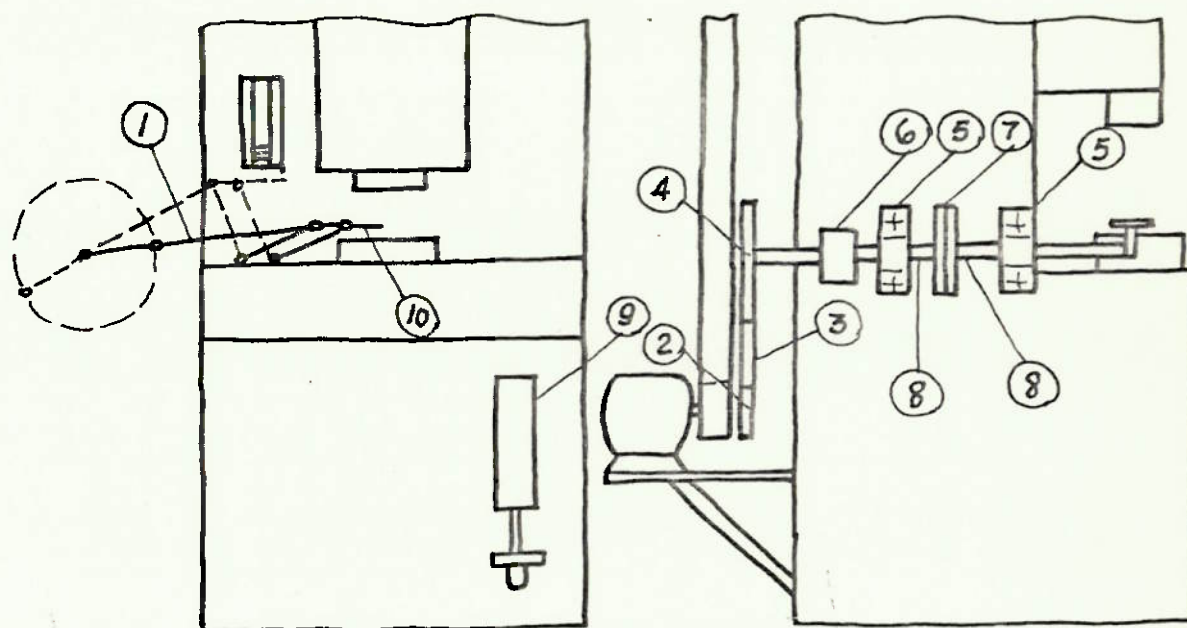


Fig. I.16

## Lista de componentes

Pos.	denominação	qtde	H <sub>h</sub>	preço unit.*	preço total*
11	sistema de segurança	1	-	150.000,00	150.000,00
10	sist. de agarram. peças	1	24	30.000,00	30.000,00
9	acionamento do pedal	1	-	47.000,00	47.000,00
8	eixo aço trefilado	2	2.4	1.500,00	3.000,00
7	embreagem eletromagnética	1	-	45.000,00	45.000,00
6	reductor	1	-	290.000,00	290.000,00
5	mancal de deslizamento	2	-	5.000,00	10.000,00
4	coroa	1	-	3.000,00	3.000,00
3	corrente	1	-	10.000,00	10.000,00
2	pinhão	1	-	2.500,00	1.500,00
1	alimentador	1	16	4.000,00	4.000,00
	montagem do conjunto		81		
* em Cr\$					
total parcial					613.500,00
componentes diversos					100.000,00
C <sub>mo</sub> + C <sub>mãq</sub>					637.200,00
total					1.350.700,00
custo final = 1,1 . total					1.485.770,00
					=1.500.000,00

### I.5.3 Tempo de retorno do investimento (tr)

Será feito um cálculo simplificado sem que se considere a incidência de juros e da taxa de inflação.

$$tr = \frac{I}{R_c}$$

I = investimento (custo total) (Cr\$)

$R_c$  = redução do custo (Cr\$/mês)

tr = tempo de retorno (meses)

solução	I-investimento (Cr\$)	tr (meses)
1	1.400.000,00	4,4
2	1.150.000,00	3,6
3	1.100.000,00	3,4
4	750.000,00	2,3
5	1.500.000,00	4,7

Pelo critério de tempo de retorno todas as soluções têm valor econômico, pois em nenhum caso tr supera 6 meses. Considerando-se a incidência de juros, o tempo de retorno cairá, de modo que o critério adotado é a favor da segurança.

## I.6 - VIABILIDADE FINANCEIRA

Os investimentos requeridos correspondem àqueles do desenvolvimento de um novo ferramental de estampagem, estando dentro das possibilidades de uma firma ou setor de estampagem. O curto tempo de retorno é um pronto a favor da viabilidade financeira, pois freqüentemente há recursos disponíveis, mas que não podem ser aplicados a longo prazo. E no presente caso temos uma aplicação por curto prazo, possível de ser feita.

## I.7 - CONCLUSÃO

A avaliação da exeqüibilidade física, do valor econômico e da viabilidade financeira demonstra que as cinco soluções desenvolvidas para o dispositivo de alimentação automática de prensas são viáveis.

## II - PROJETO BÁSICO

### II.1 - ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

Dentre as várias soluções que se mostraram viáveis técnicas, econômica e financeiramente, será selecionada a melhor, de acordo com uma série de critérios adotados.

#### II.1.1 Critérios de escolha

a) Precisão do posicionamento: Avaliação da exatidão com a qual o dispositivo insere a peça no estampo.

b) Segurança no funcionamento: Considera-se aqui a capacidade do mecanismo funcionar ininterruptamente, sem apresentar falhas ou exigir correções na sua regulação.

c) Possibilidade de futuro aumento da produção: É in

interessante que o dispositivo, uma vez aprovado, permita este aperfeiçoamento. Um novo aumento da produção significará uma redução adicional de custo das peças.

d) Custo de fabricação: Este critério considera o investimento necessário para a construção do dispositivo.

e) Manutenção: Deve-se avaliar se o dispositivo terá uma manutenção rotineira simples. Nesse sentido, precisa ser considerada a quantidade de peças sujeitas à manutenção periódica.

f) Durabilidade: Deseja-se a concepção com o menor desgaste das peças móveis e que melhor suporte as vibrações e eventuais choques que se verificarão durante o seu funcionamento.

g) Preparação simples: Avaliação da simplicidade de ajuste do dispositivo, bem como da facilidade de trocar as peças intercambiáveis ao se mudar o tipo de anel.

h) Espaço ocupado: Verifica-se aqui a compacticidade de do dispositivo e a facilidade de acesso para ajustes nele e no estampo.

i) Facilidade de fabricação: Avaliação dos processos de fabricação de peças, da disponibilidade de componentes no mercado, do grau de complexidade da montagem.

### II.1.2 Matriz de avaliação

As diversas soluções propostas foram avaliadas segundo cada critério estabelecido, recebendo notas de 1 a 10, com pesos de 1 a 3. Da média ponderada das notas resultou a nota final para cada solução. A Tabela II.1 representa a matriz de avaliação.

(Tabela II.1, próxima folha)



CRITÉRIO	Solu- ção	1. Alim. rotat. com derivação do motor	2. Alim. rotat. com catraca e avanço comandado	3. Alim. rotat. com cremalheira	4. Alim. alter- nativo tipo ga- veta	5. Alim. alter- nativo com bar- ras articuladas
	Peso	Nota N . P*	Nota N . P*	Nota N . P*	Nota N . P*	Nota N . P*
a) Precisão no posicionamento	3	6,5 (19,5)	7,5 (22,5)	5,5 (16,5)	7,5 (22,5)	5,7 (17,1)
b) Segurança no funcionamento	3	6,0 (18,0)	7,0 (21,0)	5,7 (17,1)	7,5 (22,5)	5,3 (15,9)
c) futuro aumento da produção	1	5,0 ( 5,0)	7,0 ( 7,0)	5,7 ( 5,7)	7,0 ( 7,0)	4,3 ( 4,3)
d) Custo de fabricação	2	5,4 (10,8)	6,5 (13,0)	6,8 (13,6)	10,0 (20,0)	5,0 (10,0)
e) Manutenção	1	4,8 ( 4,8)	6,7 ( 6,7)	6,7 ( 6,7)	7,2 ( 7,2)	5,2 ( 5,2)
f) Durabilidade	2	6,7 (13,4)	5,7 (11,4)	7,0 (14,0)	6,3 (12,6)	5,3 (10,6)
g) Prepar. simples	3	6,3 (18,9)	6,3 (18,9)	6,3 (18,9)	6,7 (20,1)	5,0 (15,0)
h) Espaço ocupado	1	6,3 ( 6,3)	7,0 ( 7,0)	6,8 ( 6,8)	6,5 ( 6,5)	5,0 ( 5,0)
i) Facilidade de fabricação	1	4 ( 4,0)	6,8 ( 6,8)	6,5 ( 6,5)	6,7 ( 6,7)	4,0 ( 4,0)
$\frac{\Sigma \text{Nota} \cdot \text{Peso}}{\Sigma \text{Peso}} =$	Nota Final	$\frac{100,7}{17} = 5,9$	$\frac{114,3}{17} = 6,7$	$\frac{105,8}{17} = 6,2$	$\frac{125,1}{17} = 7,4$	$\frac{87,1}{17} = 5,1$

\* N . P = Nota . Peso

Tabela 11.1 - MATRIZ DE AVALIAÇÃO

### II.1.3 Solução adotada

A matriz de avaliação indicou como sendo a melhor solução o alimentador alternativo tipo fábetea (Fig. II.1) descrito nos itens 1.3.1.a.2/b.4/c.2/d.2/e.2.

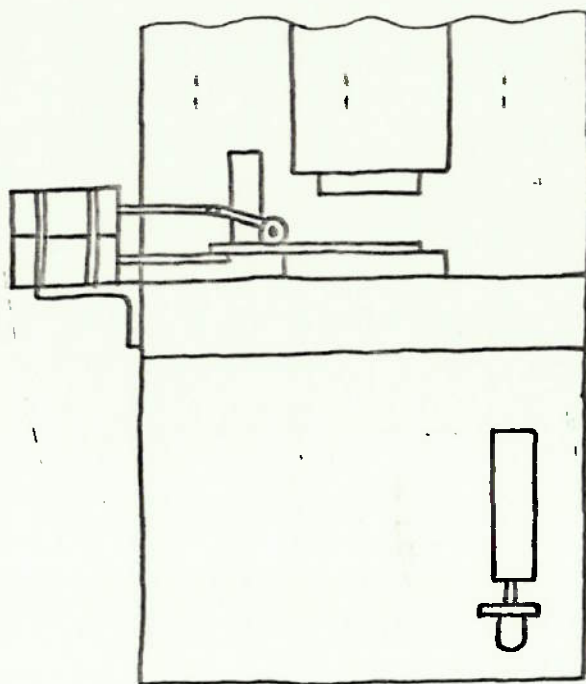


Fig. II.1 - Solução adotada

#### a) Análise

Uma consideração que precisa ser feita nesse ponto é a susceptibilidade dos cilindros pneumáticos e do expulsor a quedas de pressão ou variações da vazão de ar da linha. Há diversas máquinas ligadas à linha de ar comprimido, de maneira que em horas de grande demanda a pressão e a vazão poderão cair. Surge a pergunta se será necessário um compressor maior

que o atual, ou um compressor independente para o dispositivo. Isto representaria um investimento adicional não considerado durante o processo de escolha da solução. Caso se torne necessário este investimento, deverá ser feita uma nova avaliação das soluções 2 e 3. A solução 2 foi a segunda melhor. Trata-se de um mecanismo já testado na operação de planchamento, <sup>em</sup> ~~en~~ quanto que a solução adotada é um projeto inovador para a firma.

#### b) Circuito pneumático do dispositivo

O circuito pneumático que aciona o dispositivo está apresentado no Anexo 2.

#### c) Gráfico do funcionamento do circuito

A Fig. II.2 representa um ciclo completo de funcionamento do dispositivo. As etapas são sequenciais na representação a. Um aperfeiçoamento com vistas à redução de tempo do ciclo é a simultaneidade de etapas, que se pretende seja alcançada na fase de ensaios do dispositivo, como se vê no esquema b. A simultaneidade será obtida pelo conveniente posicionamento dos camos atuadores das válvulas.

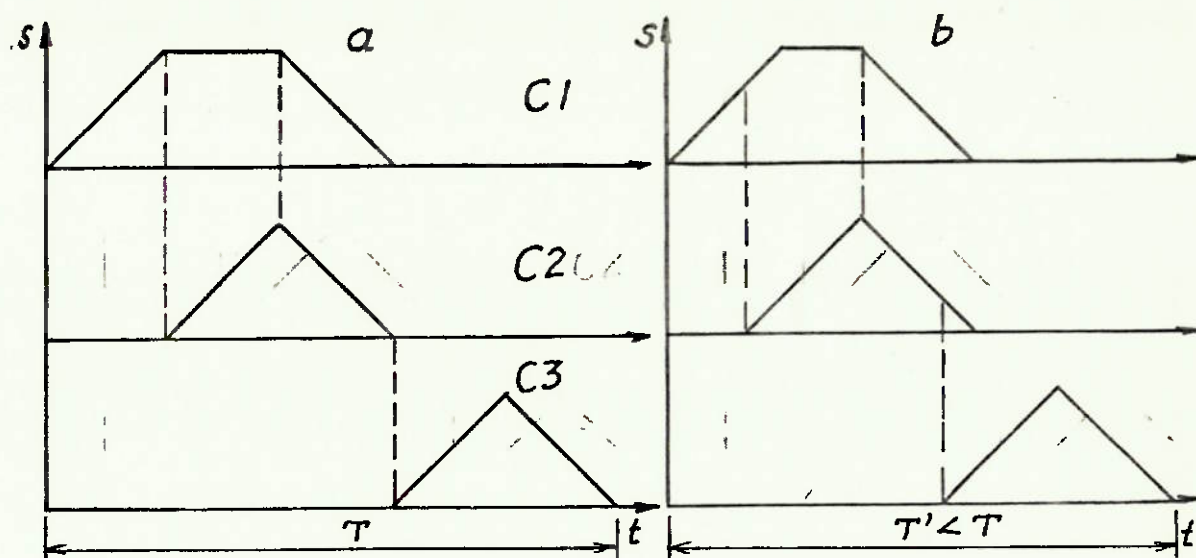


Fig.II.2 - Gráfico do funcionamento do circuito  
 a. etapas sequenciais;  
 b. etapas simultâneas.

## II.2 - CONSTRUÇÃO DE MODELOS MATEMÁTICOS

A modelagem matemática visa a descrever o comportamento dinâmico dos subconjuntos principais.

### II.2.1 Conjunto pistão 1-gaveta

A escolha de um cilindro de dupla ação para mover a gaveta decorre do fato de o pistão estar sujeito a cargas tanto no curso de avanço como de retorno.

A descrição analítica do movimento do pistão acoplado à gaveta é bastante complexa, visto que ele se processa essencialmente em regime transitório, como se vê na Fig. II.3. O transitório é acentuado em baixas cargas, o que poderá ocorrer se forem utilizados cilindros com reserva na sua capacidade. Isto se verifica em função do enchimento do espaço nocivo do cilindro, do atrito estático a ser superado, e da passagem da condição de atrito estático para dinâmico, com as consequentes variações na pressão interna do cilindro.

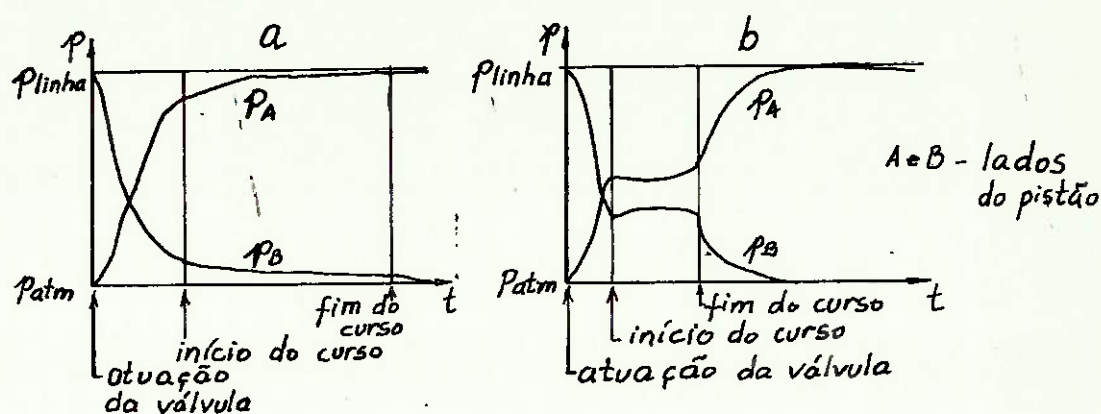


Fig. II.3 - Pressão no avanço de um cilindro pneumático. a. alta carga; b. baixa carga.

No entanto, podemos assumir um comportamento aproximado do pistão, tendo em vista o circuito pneumático adotado. Tem-se um amortecimento no final do curso de avanço e retorno rápido (Fig. II.4). Devemos ter em mente que este comportamento supõe uma carga constante, o que não ocorrerá no caso real.

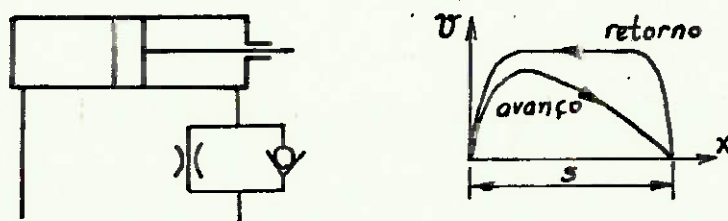


Fig. II.4 - Velocidade do pistão em função do deslocamento.

Faremos uma simplificação, considerando a variação da velocidade linear (Fig. II.5). Uma descrição mais exata requeria o ensaio do cilindro pneumático a ser utilizado. Por outro lado, sobre os cilindros existentes no mercado só se informa a velocidade máxima a determinada pressão e com determinada válvula reguladora de fluxo. Desta forma, será feito um equacionamento em termos de valores médios, para servir de referência para a escolha do cilindro e das válvulas necessárias.

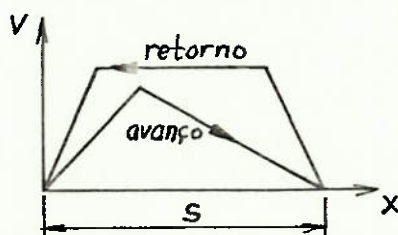


Fig. II.5 - Comportamento do pistão 1

a) Velocidade do pistão 1  $[v(t)]$ 

Avanço

$$v_{\text{máx}} = 2\bar{v} = 2 \cdot \frac{s}{t_a}$$

$$\text{Para } t_0 \leq t < t_0 + \frac{t_a}{3}$$

$$v = \int a dt = v_0 + a(t - t_0)$$

$$a = \frac{\frac{v_{\text{máx}}}{3}}{\frac{t_a}{3}} = \frac{2 \cdot s}{\frac{t_a}{3} \cdot t_a} = \frac{6s}{t_a^2} \quad (\text{II.1})$$

$$v_0 = 0$$

$$\boxed{v = \frac{6s}{t_a^2} \cdot (t - t_0)} \quad (\text{II.2})$$

$$\text{Para } t_0 + \frac{t_a}{3} \leq t < t_0 + t_a$$

$$v = v_0 + a(t - t_0)$$

$$a = - \frac{\frac{v_{\text{máx}}}{3}}{\frac{2t_a}{3}} = - \frac{3s}{t_a^2} \quad (\text{II.3})$$

$$v_0 = v_{\text{máx}} = \frac{2s}{t_a}$$

$$\boxed{v = \frac{2s}{t_a} - \frac{3s}{t_a^2} \cdot (t - t_0)} \quad (\text{II.4})$$

Retorno

$$v_{\text{máx}} = \frac{4 \bar{v}}{3} = \frac{4 s}{3 t_r}$$

$$\text{Para } t_0' \leq t < t_0' + \frac{t_r}{4}$$

$$v = v_0 + a(t - t_0')$$

$$a = \frac{v_{\text{máx}}}{\frac{t_r}{4}} = \frac{16 s}{3 t_r^2} \quad (\text{II.5})$$

$$\boxed{v = \frac{16 s}{3 t_r^2} (t - t_0')} \quad (\text{II.6})$$

$$\text{Para } t_0' + \frac{t_r}{4} \leq t < t_0' + \frac{3 t_r}{4}$$

$$v = v_{\text{máx}}$$

$$\boxed{v = \frac{4 s}{3 t_r}} \quad (\text{II.7})$$

$$\text{Para } t_0' + \frac{3 t_r}{4} \leq t < t_0' + t_r$$

$$v = v_0 + a(t - t_0')$$

$$a = - \frac{16 s}{3 t_r^2} \quad (\text{II.8})$$

$$v_0 = v_{\text{máx}} = \frac{4 s}{3 t_r}$$

$$\boxed{v = \frac{4 s}{3 t_r} - \frac{16 s}{3 t_r^2} (t - t_0')} \quad (\text{II.9})$$



## b) Força do pistão

A força desenvolvida pelo pistão de duplo efeito no curso de avanço é dada por

$$F = p \cdot A - R = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 - R, \text{ onde} \quad (\text{II.10})$$

$p$  = pressão de linha (relativa)

$A$  = seção do cilindro

$D^2$  = diâmetro interno do cilindro

$R$  = força de atrito, podendo-se adotar

$$R \cong 0,10 F \text{ para } p = 0,6 \text{ MPa } (= 6 \text{ bar})$$

Portanto, resulta para o avanço

$$F = \frac{p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2}{1,1} \quad (\text{II.11})$$

No retorno teremos

$$F = \frac{p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)}{1,1}, \text{ onde } d = \text{diâmetro da haste} \quad (\text{II.12})$$

Estas expressões nos permitirão selecionar o cilindro.

Precisaremos determinar a máxima carga que o pistão deverá vencer. Consideraremos diversas condições.

## Avanço

Na partida (Fig. II.6)

$$\sum_{i=1}^n F_i = M \cdot a = F_{pr} - \mu_{est} P_p - \mu_{est} (G + P_p), \text{ onde}$$

$M$  = massa do conjunto pistão-gaveta

$F_{pr}$  = força do pistão (projeto)

$P_p$  = peso da pilha de peças

$G$  = peso da gaveta

$a$  = aceleração

$\mu_{est}$  = coeficiente de atrito estático

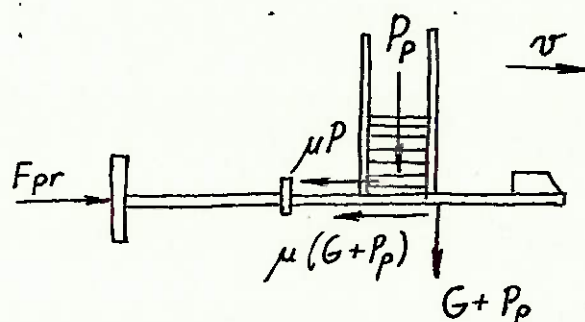


Fig. II.6 - Equilíbrio de forças

partida:  $\mu = \mu_{est}$ ; curso intermediário  
 $\mu = \mu_{din}$

Resulta:

$$F_{pr} = M \cdot a + \mu_{est} P_p + \mu_{est} (G + P_p) \quad (II.13)$$

Observações:

1. A massa do pistão é considerada apenas na força de inércia, visto que seu efeito no atrito se restringe ao cilindro, já estando incorporado na parcela R (II.1).
2.  $P_p$  gera dois atritos; uma vez porque a pilha de peças está apoiada na gaveta e depois porque seu peso se soma ao peso próprio da gaveta, produzindo atrito nas guias de deslizamento.

No curso intermediário (Fig. II.6) o atrito passa a ser dinâmico, resultando

$$F_{pr} = M \cdot a + \mu_{din} P_p + \mu_{din} (G + P_p) \quad (II.14.a)$$

No final do curso de avanço (Fig. II.7), deverá ser atuada a válvula de rolete V2. Portanto, precisamos considerar o efeito da força de atuação da válvula  $F_v$ .

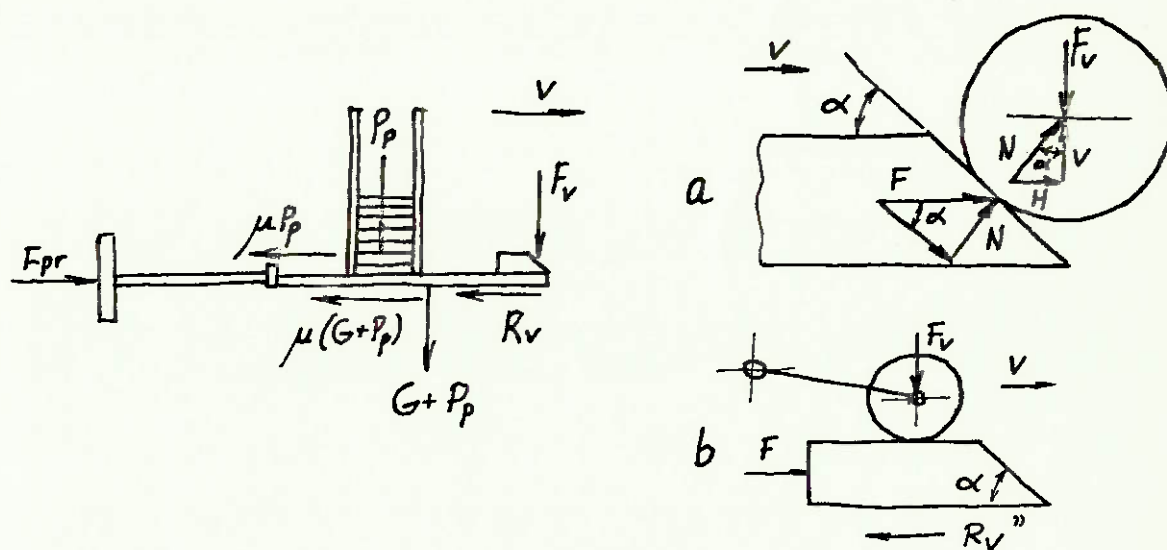


Fig. II.7 - Efeito da força de atuação da válvula  $F_v$ . a. início do camo; b. topo do camo.  $R_v$  = força resistente devida a  $F_v$ .

No início do camo temos

$$N = F \cdot \sin \alpha$$

$$V = N \cdot \cos \alpha$$

$$V = F \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha$$

$$V = F_v$$

$$F = R_v$$

$$R_v = \frac{F_v}{\sin \alpha \cdot \cos \alpha} \quad (\text{II.15})$$

Quando o rolete atinge o topo do camo temos

$$R_v'' = \mu_{\text{din}} \cdot F_v \quad (\text{II.16})$$

Deveremos considerar o maior valor para  $R_v$

$$F_{pr} = M \cdot a + \mu_{din} P_p + \mu_{din} (G + P_p) + R_v \quad (II.17.a)$$

Retorno

Analogamente, para o retorno obteremos as expressões abaixo.

No início

$$F_{pr} = M \cdot a + \mu_{est} P_p + \mu_{est} (G - P_p) + R_v'' \quad (II.17.b)$$

No curso intermediário e final do retorno

$$F_{pr} = M \cdot a + \mu_{din} P_p + \mu_{din} (G + P_p) \quad (II.14.b)$$

A força de projeto obtida deverá ser corrigida com um fator  $f > 1$  que é função da velocidade do pistão e da carga aplicada (vide ref. bibl. 7, pág. 6.20).

$$F = f \cdot F_{pr} \quad (II.18)$$

## II.2.2 Conjunto pistão 2 - posicionador de precisão

Este pistão apresenta um curso bem menor que o anterior. Ele também deverá ser de duplo efeito, porque há uma força resistente significativa no final do curso de retorno, que é a força necessária para acionar a válvula V4. Com um retorno por mola não seria possível este acionamento (fig. II.8).

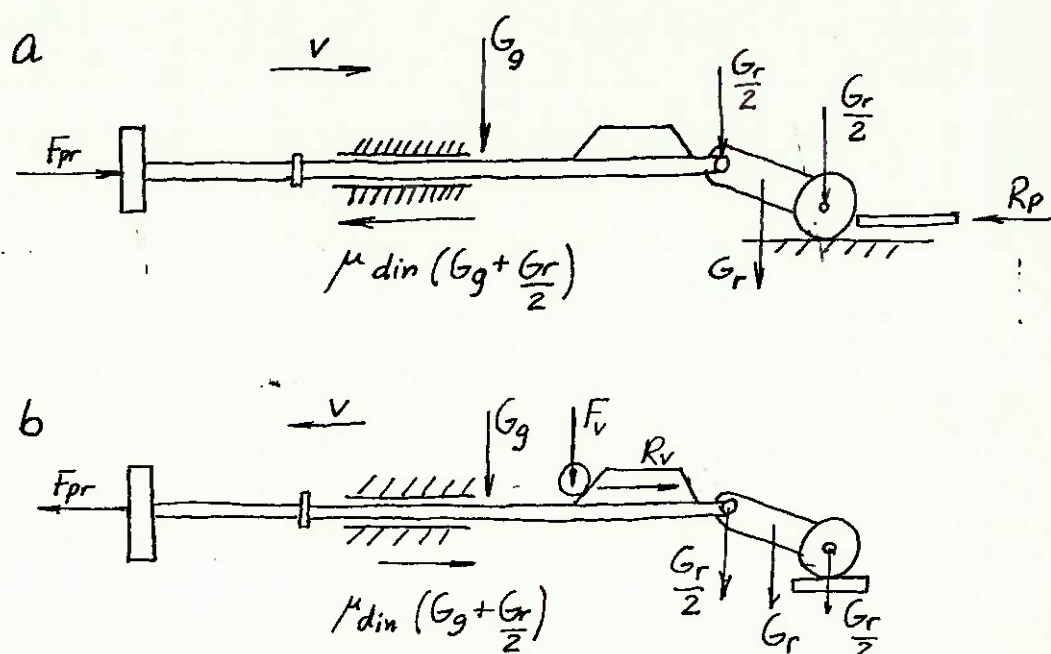


Fig. II.8 - Equilíbrio de forças  
a. ao encontrar uma peça saliente  
b. ao atuar a válvula V4.

A configuração do circuito pneumático será idêntica à do cilindro que aciona a gaveta. Logo, as acelerações e velocidades teóricas também terão as expressões (II.1) a (II.9).

A força do pistão ao se tocar uma peça saliente será

$$F_{pr} = M \cdot a + \mu_{din} \left( G_g + \frac{G_r}{2} \right) + R_p \quad (II.19)$$

Ao ser atuada a válvula V3 ou V4

$$F_{pr} = M \cdot a + \mu_{din} \left( G_g + \frac{G_r}{2} \right) + R_v \quad (II.20)$$

Na eventualidade da peça não estar bem posicionada, mesmo depois de os roletes a pressionarem para baixo, o pistão deverá ser capaz de atuar as chaves fim-de-curso. A força que exigirão será menor que aquela necessária para as válvulas, de modo que é suficiente determinar  $F_{pr}$  pela expressão (II.20).

### II.2.3 Conjunto pistão 3 - acionamento da prensa

O acionamento da prensa é feito por meio de um sistema de alavancas (Fig. II.9), que libera uma lingüeta que, por sua vez, destrava o eixo da prensa.

Neste caso, a força necessária para acionar a alavanca e o curso do pistão 3 podem ser medidos diretamente, dispensando um equacionamento matemático.

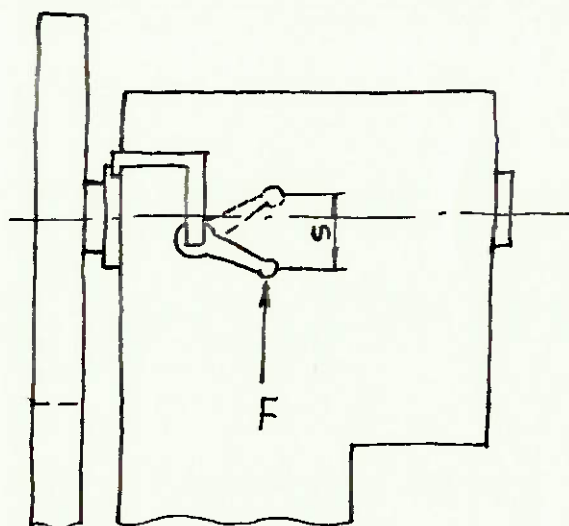


Fig. II.9 - Acionamento da prensa

### II.3 - ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

É o objetivo do projeto alcançar-se uma redução do tempo necessário para a operação de dobramento. Para tanto, deve-se minimizar os tempos de avanço e retorno dos pistões. Isto é possível através de acelerações altas e/ou cursos reduzidos. Acelerações altas irão implicar forças de inércia elevadas, a não ser que as massas envolvidas sejam pequenas. As massas também determinam forças de atrito. Logo cursos e massas são parâmetros críticos. Outro parâmetro crítico é o diâmetro dos pistões. Ele o é principalmente sob o aspecto de custo da ins-



talação, pois afeta o custo do cilindro e, em combinação com o curso, determina o custo dos elementos definidos em termos de vazão (válvulas, em especial).

Os cálculos de sensibilidade serão feitos juntamente com a otimização dos parâmetros (item II.6.2).

## II.4 - ANÁLISE DE COMPATIBILIDADE

### II.4.1 Arranjo físico

Deve existir uma compatibilidade dimensional e operacional entre o dispositivo e a prensa, entre o dispositivo e o ferramental, e dos subconjuntos do dispositivo entre si.

#### a) Prensas

O magazine deve estar localizado de maneira a não interferir no movimento do martelo. Desse aspecto de compatibilidade resulta o curso mínimo do pistão 1 (fig. 10). Por outro lado, o dispositivo deve estar posicionado de forma a permitir a fácil expulsão da peça.

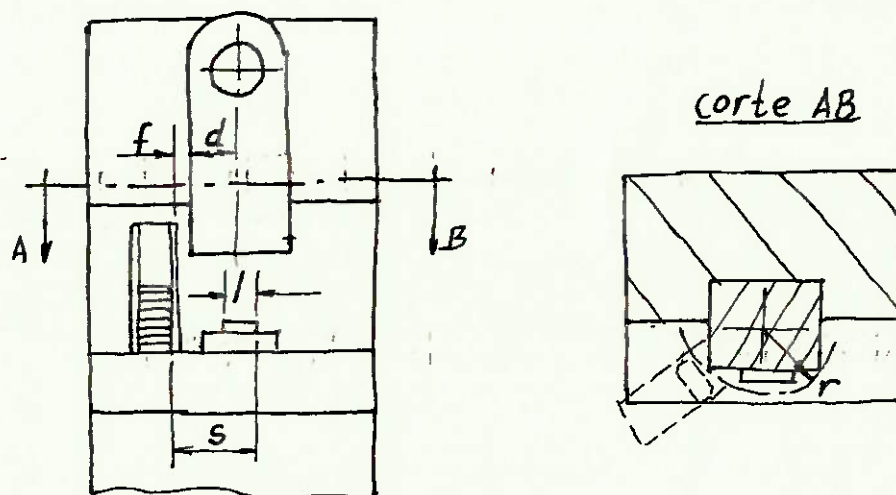


Fig. II.10 - Compatibilidade entre o magazine e o martelo.

Prensa Gutmann 40 ton

Alimentação lateral

$$s \geq \frac{l}{2} + d + f, \text{ onde} \quad (\text{II.21})$$

$l$  = largura máxima da peça

$f$  = folga

$$s \geq 40 + 290 + 15 = 345 \text{ mm}$$

$$s \geq 345 \text{ mm}$$

Alimentação oblíqua

$$s \geq \frac{l}{2} + r + f \quad (\text{II.22})$$

$$s \geq 40 + 170 + 15$$

$$s \geq 225 \text{ mm}$$

Prensa Arja - 25 ton

Alimentação lateral

$$(II.21): s \geq \frac{l}{2} + d + f$$

$$s \geq 40 + 225 + 15 = 280 \text{ mm}$$

$$s \geq 280 \text{ mm}$$

Alimentação oblíqua

$$(II.22): s \geq \frac{l}{2} + r + f$$

$$s \geq 40 + 130 + 15 = 185 \text{ mm}$$

$$s \geq 185 \text{ mm}$$

Por uma questão de otimização, será adotada a alimentação oblíqua, tomando-se  $s \geq 225 \text{ mm}$ , a fim de que ambas as prensas possam ser utilizadas.

#### b) Ferramental

O dispositivo deverá adaptar-se ao ferramental já existente. A gaveta e o posicionador de precisão deverão mover-se no vão indicado (Fig. II.11), e as válvulas e os camos, estar convenientemente dispostos.

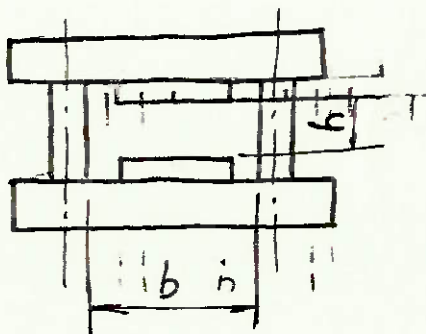


Fig. II.11 - Compatibilidade com o ferramental

c) Gáqueta e posicionador de precisão

Como o posicionador de precisão corre por cima da gaveta, seu curso deve ser ajustado de forma a não haver interferência com o magazine.

d) A peça

A chapa da gaveta deverá ter uma espessura inferior à da peça, a fim de receber do magazine apenas uma por vez.

## II.4.2 Pressão e consumo de ar

Deve haver uma compatibilidade entre a pressão e o consumo de ar do sistema pneumático e a pressão e vazão fornecidos pelo compressor instalado; do contrário poderão advir custos adicionais que inviabilizem o dispositivo, conforme já visto em II.1.3.a.

Temos para o compressor  $p = 6,9 \text{ bar}$

$$Q = 426 \frac{\text{Nl}}{\text{min}}$$

## II.5 - ANÁLISE DE ESTABILIDADE

### II.5.1 Verificação de instabilidades inerentes a elementos

Devem ser consideradas e evitadas perturbações auto-excitadas.

#### a) Cilindros

Após o pistão superar o atrito estático, ele poderá ser fortemente acelerado, provocando uma queda de pressão e, conseqüentemente, movimento irregular. Como os cilindros esta

rão sujeitos a uma carga considerável desde o início do curso, este problema dificilmente surgirá. Caso ocorra, os cilindros deverão ser precedidos de um reservatório na linha, a fim de que a pressão se mantenha suficientemente alta.

## II.5.2 Avaliação de riscos e conseqüências de perturbações

### a) Gaveta

A gaveta deverá resistir à força exercida pelo pistão sem sofrer deformações, bem como suportar choques no fim do curso, pois está previsto o uso de um tope limitador de curso. Ele será revestido de material plástico para amortecer o choque. A gaveta será submetida a uma cementação que lhe dê maior resistência aos esforços e ao desgaste.

### b) Posicionador de precisão

Havendo uma peça saliente, os roletes irão chocar-se contra ela, pressionando-a para baixo. O choque não deverá produzir o amassamento da peça, nem lançá-la para frente. Os roletes serão feitos de material plástico que absorva bem o choque.

### c) Desregulagem do dispositivo

A fixação na mesa da prensa deverá ser adequada para impedir qualquer deslocamento do dispositivo. A regulagem do curso pelo tope limitador deverá ser estável.

### d) Travamento da peça

Na hipótese de a peça não se alojar no estampo, impedindo o avanço do posicionador de precisão, este deverá ter uma haste flexível. Esta possibilidade será verificada na fase de testes do protótipo. Pinos extratores solidários ao martelo da prensa ou uma cunha na parte dianteira da gaveta garantirão a expulsão da peça antes da inserção duma nova.

### e) Fatores externos

A hipótese de sobrepressão está afastada pelo emprego de uma válvula reguladora de pressão. Havendo a interrupção do suprimento de ar, o sistema parará sem riscos. Mesmo que ocorra no instante do acionamento da prensa, esta só dará um golpe, pois o retorno por mola do pistão 3 garante o travamento do gatilho da prensa.

No caso de interrupção da energia elétrica, o sistema de segurança por chaves fim-de-curso deixará de atuar, mas a própria prensa também estará desligada. Com a finalidade de dar segurança ao controlador e evitar que corpos estranhos a-fetem o dispositivo, ele estará envolto de uma grade de proteção.

## II.6 - OTIMIZAÇÃO

### II.6.1 Combinação ótima de parâmetros

A minimização do tempo requerido por um ciclo será obtida pela minimização do curso dos pistões. Isto será feito pela adequada regulação dos topes limitadores. Na seleção do cilindro, no entanto, será preferível o maior curso, sempre que houver equivalência de custo.

As massas serão minimizadas, a fim de reduzirem-se as forças de inércia e de atrito por elas geradas.

É interessante que os diâmetros dos pistões sejam os menores necessários para o funcionamento seguro do sistema, pela economia de ar comprimido que se alcança. A vazão de ar requerida deverá ser baixa, pelo reflexo que tem no custo do dispositivo.

### II.6.2 Configuração final

Seguem-se os cálculos de sensibilidade relativos ao sistema pneumático, juntamente com os quais também foi feita a otimização dos parâmetros. A configuração final do sistema mecânico do dispositivo é apresentada no Anexo 3.



## a) Pistão 1 - gaveta

## Seleção do cilindro

curso  $s = 225 \text{ mm}$ 

massa do pistão (estimada para pistão com  $D = 25 \text{ mm}$ ,  
 $s = 250 \text{ mm}$ )  $m_p \approx 1,4 \text{ kg}$

massa da gaveta (chapa e elementos de fixação)  $m_g \approx$   
 $\approx 0,4 \text{ kg}$

$$M = m_p + m_g = 1,8 \text{ kg}$$

$$t_a = 0,7 \text{ s}$$

$$t_r = 0,4 \text{ s}$$

$$t_0 \leq t < t_0 + \frac{0,7}{3} \quad (\text{II.1}):$$

$$a = \frac{6s}{t_a^2} \approx 2.760 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} = 2,76 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$v_{\text{máx}} \approx 640 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$t_0 + 0,23 \leq t < t_0 + 0,7 \quad (\text{II.3}):$$

$$a = - \frac{3 \cdot s}{t_a^2} = - 1.380 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} = - 1,38 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$t_0' \leq t < t_0' + 0,1$$

$$(\text{II.5}): a = \frac{16 \cdot s}{3 t_r^2} = 7.500 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} = 7,5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$(\text{II.6}): v_{\text{máx}} = 750 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$t_0' + 0,1 \leq t < t_0' + 0,3 \quad a = 0$$

$$t_0' + 0,3 \leq t < t_0' + 0,4$$

$$(II.8): \quad a = - \frac{16 s}{3 t_r^2} = - 7.500 \frac{mm}{s^2} = - 7,5 \frac{m}{s^2}$$

massa da peça  $m = 0,20 \text{ kg}$  (máxima)

nº de peças na pilha  $n = 150$

$$P_p = n.m = 3,0 \text{ kg}$$

$$\mu_{est} = 0,12 \text{ (aço-aço, com lubrificação)}$$

$$\mu_{din} = 0,10 \text{ (aço-aço, com lubrificação)}$$

Avanço

Na partida

$$(II.13): \quad F_{pr} = M \cdot a + \mu_{est} P_p + \mu_{est} (G + P_p)$$

$$F_{pr} = 4,97 + 3,53 + 4,00 = 12,5 \text{ N}$$

No curso intermediário o coeficiente de atrito cairá, de modo que  $F_{pr}$  diminuirá.

No final do avanço

camo:  $\alpha = 30^\circ$  (admitindo-se válvula de rolete R-3-Mr, Festo)

$$F_v = 12,5 \text{ N}$$

$$(II.15): \quad R_v' = \frac{F_v}{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}$$

$$R_v' = 28,9 \text{ N}$$

$$(II.16): R_V'' = \mu_{din} \cdot F_V$$

$$R_V'' = 1,25 \text{ N}$$

$$R_V' \gg R_V''$$

$$R_V = R_V' = 28,9 \text{ N}$$

$$(II.17.a): F_{pr} = M \cdot a + \mu_{din} P_p + \mu_{din} (G + P_p) + R_V$$

$$F_{pr} = - 2,48 + 2,94 + 3,34 + 28,9 = 32,7 \text{ N}$$

Retorno

No início

$$(II.17.b): F_{pr} = M \cdot a + \mu_{est} P_p + \mu_{est} (G + P_p) + R_V''$$

$$F_{pr} = 13,50 + 3,53 + 4,00 + 1,25 = 22,3 \text{ N}$$

No curso intermediário e final, a força exigida será menor, pois o atrito passa a ser dinâmico e não há  $R_V''$ .

Para pistões rápidos com carga no final do curso, recomenda-se adotar  $f = 1,35$ . Tomaremos o valor para o final do curso:  $F_{pr} = 32,7 \text{ N}$ .

$$(II.18): F = f \cdot F_{pr}$$

$$F = 1,35 \cdot 32,7 = 44,1 \text{ N}$$

Diâmetro do pistão

$$(II.11): D = \sqrt{\frac{1,1 \cdot F}{p \cdot \frac{\pi}{4}}}$$

$$p = 6 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 6 \cdot 10^{-1} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$D = \sqrt{102,9} = 10,1 \text{ mm}$$

Poderíamos selecionar um cilindro com  $D = 12 \text{ mm}$ , mas

não há no mercado cilindros deste diâmetro com o curso desejado ( $s = 225 \text{ mm}$ ). Será necessário optar por um cilindro de diâmetro  $D = 25 \text{ mm}$  e curso  $s = 250 \text{ mm}$ , devendo-se também trabalhar com uma pressão  $p$  menor que a pressão de linha. O cilindro com  $D = 25 \text{ mm}$  apresenta  $d = 10 \text{ mm}$ .

$$p = \frac{1,1 F}{\frac{\pi}{4} \cdot D^2} = 0,10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 1,0 \text{ bar}$$

Consumo de ar

$$Q_1 = 2 \cdot s \cdot q \cdot n, \text{ onde } s = \text{curso (cm)}$$

$$q = \text{consumo específico } \left( \frac{\text{Nl}}{\text{cm curso}} \right) \text{ a bar}$$

$$n = \frac{n^\circ \text{ ciclos}}{\text{min}}$$

$$Q_1 = 2 \cdot 22,5 \cdot 0,010 \cdot \frac{1300}{60} = 9,8 \frac{\text{Nl}}{\text{min}}$$

$$\text{Observação: A 6 bar teremos um consumo } Q_1' = 32,2 \frac{\text{Nl}}{\text{min}}$$

Verificação da haste à flambagem

$$\text{Devemos impor } F \leq \frac{F_{f1}}{\gamma},$$

$$\gamma = \text{coeficiente de segurança} = 5$$

$$F_{f1} = \frac{\pi E J}{4 l^3}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$l \approx s$$

$d$  = diâmetro da haste

$$E = \text{módulo de elasticidade} = 210.000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} (\text{aço})$$

Resulta  $F \leq \frac{\pi^2 E d^4}{D \cdot 256 \cdot l^2}$

Donde  $d \geq \sqrt[4]{\frac{F \cdot D \cdot 256 \cdot l^2}{\pi^2 \cdot E}}$  (II.23)

Para o pistão, devemos ter:

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{44,1 \cdot 5 \cdot 256 \cdot 250^2}{\pi^2 \cdot 210.000}} = 6,4 \text{ mm}$$

Como  $d = 10 \text{ mm} > 6,4 \text{ mm}$ , não haverá perigo de flambagem.

## b) Pistão 2 - posicionador de precisão

### Seleção do cilindro

$s = 65 \text{ mm}$  (compatibilidade com o martelo da prensa)

massa do pistão (estimada)  $m_p \approx 0,3 \text{ kg}$

massa do garfo (estimado)  $m_g \approx 0,5 \text{ kg}$

massa dos roletes e seu suporte (estimada)  $m_r \approx 1,0 \text{ kg}$

$$M = m_p + m_g + m_r = 1,8 \text{ kg}$$

$$t_a = 0,4 \text{ s}$$

$$t_r = 0,4 \text{ s}$$

$$R_p = 10 \text{ N (estimada)}$$

$$t_0 \leq t < t_0 + 0,13$$

$$(II.1): a = \frac{6s}{t_a^2} = 2.400 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} = 2,44 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$(II.2): v_{\text{máx}} \approx 330 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$t_0 + 0,13 \leq t < t_0 + 0,4$$

$$(II.3): a = - \frac{3s}{t_a^2} = - 1220 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} = - 1,22 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$t_0' \leq t < t_0' + 0,1$$

$$(II.5): a = \frac{16s}{3 t_r^2} = 2170 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} = 2,17 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$(II.6): v_{\text{máx}} = 220 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$t_0' + 0,1 \leq t < t_0' + 0,3 \quad a = 0$$

$$t_0' + 0,3 \leq t < t_0' + 0,4$$

$$(II.8): a = - \frac{16s}{3 t_r^2} = - 2170 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} = - 2,17 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Ao tocar uma peça saliente

$$(II.19): F_{\text{pr}} = M \cdot a + \mu_{\text{din}} \left( G_g + \frac{G_r}{2} \right) + R_p$$

$$F_{\text{pr}} = - 2,20 + 0,98 + 10 = 8,78 \text{ N}$$

Ao ser atuada a válvula V3 (suposta do tipo R-3-M5,  
Festo)

$$\alpha = 30^\circ$$

$$F_v = 12,5 \text{ N}$$

$$(II.15): R_v = 28,9 \text{ N}$$

$$(II.20): F_{\text{pr}} = M \cdot a + \mu_{\text{din}} \left( G_g + \frac{G_r}{2} \right) + R_v$$

$$F_{\text{pr}} = - 2,20 + 0,98 + 28,9 = 27,7 \text{ N}$$

Ao ser atuada a válvula V4 (suposta L-3-M5, Festo)

$$\alpha = 30^\circ$$

$$F_v = 12,5 \text{ N}$$

$$(II.20): F_{pr} = M \cdot a + \mu_{din} \left( G_g + \frac{Gr}{2} \right) + R_v$$

$$F_{pr} = - 3,91 + 0,98 + 28,9 = 26,0 \text{ N}$$

Tomaremos  $F_{pr} = 26,0 \text{ N}$ , que, apesar de não ser a maior carga, é elevada e surge no retorno, quando a força que o pistão é capaz de fornecer é menor.

$$(II.18): F = f \cdot F_{pr}$$

$$F = 1,35 \cdot 26,0 = 35,1 \text{ N}$$

Diâmetro do pistão

$$(II.12): (D^2 - d^2) = \frac{1,1 \cdot F}{p \cdot \frac{\pi}{4}}$$

$$p = 6 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 6 \cdot 10^{-1} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$(D^2 - d^2) = 81,9$$

$$d = 6 \text{ mm (admitido)}$$

$$D = \sqrt{81,9 + d^2} = 10,9 \text{ mm}$$

Poderia ser selecionado um cilindro com  $D = 12 \text{ mm}$ , mas tendo em vista a pequena diferença de custo e um possível aproveitamento futuro do cilindro, será escolhido um com  $D = 16 \text{ mm}$ ,  $s = 80 \text{ mm}$  e  $d = 6 \text{ mm}$ . Devemos reduzir sua pressão de trabalho.

$$p = \frac{1,1 F}{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)} = 0,22 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 2,2 \text{ bar}$$

## Consumo de ar

$$Q_2 = 2 \cdot s \cdot q \cdot n, \text{ com } q = \text{consumo específico} \left( \frac{\text{Nl}}{\text{cm curso}} \right) \text{ a } 2,5 \text{ bar}$$

$$Q_2 = 2 \cdot 6,5 \cdot 0,007 \cdot \frac{1300}{60} = 2,0 \frac{\text{Nl}}{\text{min}}$$

Observação: a 6 bar teremos um consumo  $Q_2' = 3,9 \frac{\text{Nl}}{\text{min}}$

## Verificação da haste à flambagem

$$(II.23): d \geq \sqrt[4]{\frac{35,1 \cdot 5 \cdot 256 \cdot 80^2}{2 \cdot 210.000}} = 3,4 \text{ mm}$$

Como  $d = 6 \text{ mm} \geq 3,4 \text{ mm}$ , não haverá perigo de flambagem.

## c) Pistão 3 - acionamento da prensa

## Seleção do cilindro

$$s = 58 \text{ mm}$$

Como só existe uma carga no avanço, recomenda-se um cilindro de simples efeito. Considerando-se os cilindros existentes no mercado, será utilizado um que construtivamente é de duplo efeito, mas será adaptado para simples efeito com o emprego de uma mola externa para o retorno.

Adota-se uma mola que no curso total exerça uma força de 10 a 15% da força do pistão. Logo, determinaremos  $F_{pr}$  e a multiplicaremos por um fator 1,15.



$$F_{pr} = 84 \text{ N (medida)}$$

$$F_{pr}' = 1,15 \cdot F_{pr} = 96,6 \text{ N}$$

$$(II.18): F = f \cdot F_{pr}'$$

$$f = 1,35 \text{ (pistão rápido com carga no final do curso)}$$

$$F = 1,35 \cdot 96,6 = 130 \text{ N}$$

Diâmetro do pistão

$$(II.11): D = \sqrt{\frac{1,1 F}{p \cdot \frac{\pi}{4}}}$$

$$p = 6 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 6 \cdot 10^{-1} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$D = 17,4 \text{ mm}$$

Será tomado um cilindro com  $D = 25 \text{ mm}$ ,  $s = 58 \text{ mm}$  e  $d = 10 \text{ mm}$ . O cilindro terá seu curso ajustado pelo fabricante (sem, portanto, se utilizar um tope limitador), pois estará fixo na prensa, sendo utilizado continuamente.

Regulagem da pressão

$$p = \frac{1,1 F}{D^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = 0,29 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 2,9 \text{ bar}$$

Consumo de ar

$$Q_3 = s \cdot q \cdot n \quad , \text{ onde } q = \text{consumo específico } \left( \frac{\text{Nl}}{\text{cm curso}} \right) \text{ para 3 bar}$$

$$Q_3 = 5,8 \cdot 0,019 \cdot \frac{1300}{60} = 2,4 \frac{\text{Nl}}{\text{min}}$$

Observação: A 6 bar teremos um consumo  $Q_3' = 5,9 \frac{\text{Nl}}{\text{min}}$

Verificação da haste à flambagem

$$(II.23): \quad d \geq \sqrt[4]{\frac{130 \cdot 5 \cdot 256 \cdot 58^2}{\pi^2 \cdot 210000}} = 4,1 \text{ mm}$$

Como  $d = 10 \text{ mm} \geq 4,1 \text{ mm}$ , não haverá perigo de flambagem.

#### d) Expulsor pneumático

Válvula V5 (tipo R-3-M5)

$$\text{vazão nominal } Q = 80 \frac{\text{Nl}}{\text{min}}$$

Supomos a válvula acionada durante 0,2 s durante um ciclo.

$$\text{nº de ciclos por minuto } n = \frac{1300}{60}$$

$$\begin{aligned} \text{tempo de atuação por minuto } t &= 0,2 \cdot n = 4,3 \text{ s} \\ t &= 0,07 \text{ min} \end{aligned}$$

$$\text{consumo por minuto } Q_e = Q \cdot t = 5,9 \frac{\text{Nl}}{\text{min}}$$

#### e) Consumo de ar

$$\begin{aligned} \text{Consumo total } Q_t &= Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_e \\ Q_t &= 9,8 + 2,0 + 2,4 + 5,9 = 20,1 \frac{\text{Nl}}{\text{min}} \end{aligned}$$

Supondo que todos os cilindros trabalhassem a 6 bar, teríamos

$$Q_t = 32,2 + 3,9 + 4,1 + 5,9 = 46,1 \frac{Nl}{min}$$

Em ambos os casos o compressor supre satisfatoriamente o sistema pneumático, pois fornece  $426 \frac{Nl}{min}$  e a demanda de vida a outros equipamentos é moderada.

Serão selecionadas válvulas com os menores diâmetros nominais compatíveis com os cilindros pneumáticos.

## II.7 - PREVISÕES PARA O FUTURO

### II.7.1 Aumento de produção

produção máxima mensal atingível pelo dispositivo

$$P_{m_{\max}} = P_h \cdot 9 \cdot 22 \quad , \text{ onde } \begin{array}{l} P_m = \text{produção mensal} \\ P_h = \text{produção horária} \\ \text{funcionamento: } 9 \text{ h/dia e} \\ \quad \quad \quad 22 \text{ dias/mês} \end{array}$$

$$P_{m_{\max}} = 1300 \cdot 9 \cdot 22 = 257\,400 \text{ peças}$$

produção mensal atual

$$P_m = 60.000 \text{ peças}$$

incremento na produção sem alteração do dispositivo

$$I = \frac{P_{m\max} - P_m}{P_m} \approx 330\%$$

A possibilidade de alterações no dispositivo para incrementar a produção foi discutida sob o item II.1.3.c.

### II.7.2 Aproveitamento para outras peças

A concepção do dispositivo permite sua aplicação para outras peças planas que não as consideradas, desde que tenham dimensões semelhantes. Para esta finalidade os cilindros também têm certa folga no curso e na capacidade. O cilindro C3 será incorporado à prensa, sendo utilizado com ou sem o dispositivo montado na mesa.

### II.7.3 Obsolescência

A obsolescência do equipamento apenas estará caracterizada quando houver um novo processo que permita uma maior produção a um custo ainda menor.

## II.8 - PREVISÃO DE TEMPO DE FUNCIONAMENTO

### II.8.1 Desgaste de peças móveis

O tempo de funcionamento será determinado pelo desgaste das peças móveis.

#### a) Pistões e válvulas

São componentes essenciais cujo desgaste significará custos de manutenção significativos.

Vida útil de um cilindro: aproximadamente 4.000 km de curso.

cilindro C1 (apresenta o maior desgaste)

percurso mensal máximo:  $2 . s . P_{m\acute{a}x} = 2 . 225 . 10^6 . 257400$   
 $= 115,8 \text{ km}$

vida útil =  $\frac{4\ 000}{115,8} \approx 34 \text{ meses}$

vida útil de uma válvula: aproximadamente 8 000 000 ci  
 clos.

válvulas empregadas no circuito

vida útil =  $\frac{8\ 000\ 000}{P_{m\acute{a}x}} = \frac{8\ 000\ 000}{257\ 400} \approx 31 \text{ meses}$

A vida útil é satisfatória, tendo em vista o curto tempo de retorno do investimento.

b) Gaveta

Prevê-se uma durabilidade para 1 000 000 de peças.

$$\text{vida útil} = \frac{1\,000\,000}{P_{m\text{máx}}} \approx 4 \text{ meses}$$

A vida útil é aceitável se considerarmos que pressupõe uma produção máxima e que a fabricação da gaveta é de baixo custo.

c) Roletes

Os roletes poderão ter alto desgaste de seu revestimento plástico, e requerer substituição freqüente, mas seu baixo custo compensa este problema.

## II.9 - ENSAIO DO PROTÓTIPO

Neste ponto, o Projeto Básico assume aspectos de Projeto Executivo, pois o protótipo será o próprio dispositivo, visto que será construído apenas uma vez; seu projeto e construção seguirão basicamente o roteiro do Projeto Executivo.

## II.10 - SIMPLIFICAÇÃO DO PROJETO

As simplificações possíveis de serem feitas no projeto foram consideradas no decorrer do Estudo de Viabilidade e do Projeto Básico, devendo ser também observadas durante o Projeto Executivo. Envolvem principalmente a supressão de componentes desnecessários, substituição de componentes e materiais de alto custo por outros equivalentes, de menor custo, e simplificações no arranjo físico.

### III - PROJETO EXECUTIVO

#### III.1 - PLANEJAMENTO DO PROJETO EXECUTIVO

##### III.1.1 Cronograma

Será estabelecido um cronograma com as diversas etapas do Projeto Executivo. Assim, pode-se avaliar o prazo e os homens-hora necessários para a conclusão do projeto, conforme está apresentado na Tabela III.1.

(Ver Tabela III.1 na próxima página)



ETAPAS	Prazo (dias)	H <sub>h</sub> - Homens-hora	
		Projeto	Ferrament.
a) Projeto de protótipo - parte mecânica	2	16	-
b) Desenhos de montagem	1	8	-
c) Construção do protótipo - parte mecânica	15	-	120
d) Projeto de experimentação - parte A	5	40	40
e) Reprojetado do sistema pneumático	1	4	-
f) Preparação dos desenhos de montagem	1	8	-
g) Montagem final	3	-	24
h) Projeto de experimentação - parte B	5	40	40
i) Análise e certificação	1	8	-
Tempo Total	34	124	224

Tabela III.1 - CRONOGRAMA DO PROJETO EXECUTIVO

### III.1.2 Orçamento

#### a) Sistema pneumático

A Tabela III.2 apresenta os componentes pneumáticos selecionados e seu custo<sup>(1)</sup>.

(1) Os custos relacionados no orçamento referem-se ao mês de outubro de 1983, tendo então a ORTN o valor de Cr\$ 5.897,49.

COMPONENTE			Preço Unit. (Cr\$)	Aplicação	Quant.
Cilindros	duplo efeito	DSN-25-250-P	50.358,00	C1	1
	duplo efeito	DSN-16-80-P	41.039,00	C2	1
	duplo efeito	DSN-25-80-P	47.250,00	C3	1
	Custo parcial		138.647,00		
Válvulas direcionais	pneum. 4/2 vias	JP-4-1/8	52.074,00	V1	1
	mec. 3/2 vias	R-3-M5	9.346,00	V3,V5,V6	3
	mec. 3/2 vias	L-3-M5	10.601,00	V4	1
	mec. 4/2 vias	RS-4-1/8	~50.000,00	V2	1
	botão 3/2 vias	T-3-M5	9.167,00	V7	1
	musc. 2/2 vias	W-3-1/4	16.128,00	V10	1
	eletr. 3/2 vias	MOC-3-1/8 220	54.156,00	V9	1
	válvula "ou"	OS-1/8-B	13.384,00	V8	1
	Custo parcial		233.548,00		
Acessórios	redução	D-1/8-1/4	504,00		1
	conexão reta	CK-1/4-PK4	681,00		4
	conexão reta	CK-1/8-PK4	618,00		5
	conexão reta	CK-1/8-PK3	618,00		10
	conexão reta	CK-M5 -PK3	558,00		12
	niple duplo	E-1/8-M5	~500,00		1
	niple duplo	E-1/8-1/8	528,00		1
	união T	T-PK-3	924,00		5
	distrib. 4 vias	FR-4-1/4	1.887,00		1
	silenciador	U-1/8-B	9.458,00		2
	conj. preparação	FRC-1/4-S	91.379,00		1
	válv. reg. fluxo	GR-1/8	14.991,00		2
	mangueira Ø3	PU-3	253,00		6
	mangueira Ø4	PU-4	484,00		3
	elementos diversos (elétricos, etc)		~50.000,00		
	Custo parcial		219.976,00		
CUSTO TOTAL (C <sub>sp</sub> ) :			592.171,00		

Tabela III.2 - CUSTO DO SISTEMA PNEUMÁTICO (C<sub>sp</sub>)

## b) Sistema mecânico

O custo dos materiais necessários para a construção do sistema mecânico do dispositivo será estimado em  $C_{mat} =$   
 $= \text{Cr\$ } 20.000,00.$

## c) Mão-de-obra

A mão-de-obra refere-se ao serviço de ferramentaria indicado na Tabela III.1 apenas, não englobando custos de projeto (conforme já mencionado no item I.5.2).

$$C_{mo} = C_{hmo} \cdot H_h$$

onde  $C_{mo}$  = custo total da mão-de-obra (Cr\$)

$C_{hmo}$  = custo horário da mão-de-obra (Cr\$)

$H_h$  = homens-hora

$$C_{mo} = 7.000,00 \cdot 224 = 1.568.000,00$$

$$C_{mo} = \text{Cr\$ } 1.568.000,00$$

## d) Reavaliação do valor econômico

Aplicaremos novamente o critério do tempo de retorno (item I.5).

$$t_r = \frac{I}{R_c}$$

$$I = C_{sp} + C_{mat} + C_{mo}$$

$$I = 592.171,00 + 20.000,00 + 1.568.000,00$$

$$I = \text{Cr\$ } 2.180.171,00$$

$R_C = \text{Cr\$ } 448.000,00$  (é  $R_C = \text{Cr\$ } 320.000,00$  de junho transportado para outubro, com base na variação da ORTN).

$$t_r = \frac{2.180.171,00}{448.000,00} = 4,86 \approx 4,9 \text{ meses}$$

Em relação ao tempo de retorno avaliado no Estudo da Viabilidade, houve um significativo aumento. Ele é decorrente da avaliação mais precisa do investimento necessário, que foi subestimado no Estudo da Viabilidade. No entanto, o critério do tempo de retorno ( $t_r \leq 6$  meses) continua sendo atendido, confirmando o valor econômico do dispositivo.

### III.2 - PROJETO DO PROTÓTIPO - SISTEMA MECÂNICO

Esta etapa levou em conta as especificações do projeto (item 1.2), bem como as análises feitas no Projeto Básico, definindo as características essenciais dos subconjuntos mecânicos, apresentadas no desenho de montagem do dispositivo (Anexo 3).

Neste ponto, encerra-se a fase de projeto propriamente dita (v. Introdução). A fase subsequente será descrita a

seguir, devendo ser concretizada junto à indústria que utilizará o dispositivo.

### III.3 - CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO - SISTEMA MECÂNICO

Esta etapa compreenderá a construção:

- a) da gaveta;
- b) do posicionador de precisão;
- c) dos camos;
- d) do sistema de segurança.

### III.4 - PROJETO DE EXPERIMENTAÇÃO - PARTE A

Serão feitos testes do sistema mecânico do dispositivo para se confirmar os valores obtidos pela modelagem matemática (item II.6.2).

Segue o roteiro de ensaios.

## a) gaveta:

- medição das forças estáticas e dinâmicas no avanço e no retorno;
- experimentação da recepção da peça do magazine;
- liberação da peça da gaveta (facilidade de efeito do dos pinos centralizados);
- verificação da susceptibilidade a choques.

## b) posicionador de precisão:

- medição das forças estáticas e dinâmicas no avanço e no retorno;
- verificação do nível de choque com a peça (amassamento, eventualidade de expulsão da peça).

## III.5 - REPROJETO DO SISTEMA PNEUMÁTICO

Tendo-se em mãos os resultados obtidos na etapa anterior, os componentes pneumáticos selecionados preliminarmente deverão ser confirmados, ou substituídos quando se mostrarem inadequados. Em seguida deverá ser definido o arranjo físico do equipamento pneumático.

### III.6 - MONTAGEM FINAL DO DISPOSITIVO

Concluído o reprojeto do sistema pneumático, e tendo-se todos os componentes do dispositivo, procede-se a esta etapa.

### III.7 - PROJETO DE EXPERIMENTAÇÃO - PARTE B

Inicialmente será feito o ensaio individual dos subconjuntos.

a) gaveta:

- regulagem da velocidade;
- ajuste dos camos.

b) posicionador de precisão:

- regulagem da velocidade;
- ajuste dos camos;
- ajuste das chaves fim-de-curso.

c) acionamento do pedal:

- verificação da velocidade alcançada;
- ajuste dos camos.

Posteriormente ocorrerá o ensaio do dispositivo completo:

- a) medição do tempo requerido para um ciclo
- b) redução do tempo pela simultaneidade de operações  
(ver item II.1.3.c):
  - reajuste dos camos;
  - inclusão de elementos de segurança que viabilizem o aperfeiçoamento.

### III.8 - ANÁLISE E CERTIFICAÇÃO

Confrontando-se as especificações estabelecidas para o projeto (item I.2) com os resultados dos ensaios, será avaliada a adequação do dispositivo.

### III.9 - REPROJETO

O reprojeto do dispositivo consistirá de aperfeiçoamentos introduzidos com base na observação e análise do desempenho do dispositivo. Trata-se de uma sistemática permanente presente já na fase de ensaios do equipamento.



### III.10 - CONCLUSÃO

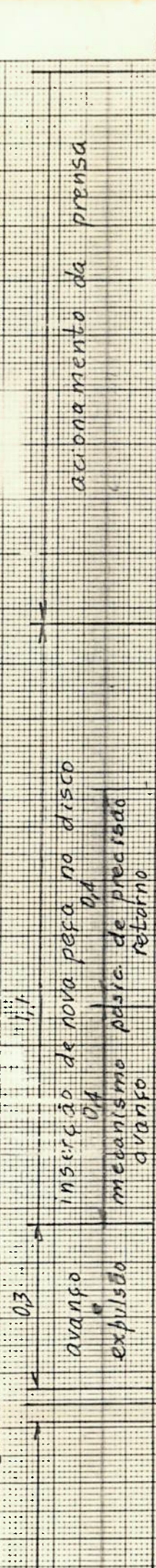
As etapas do projeto já concluídas produziram um grau de confiança suficiente no desempenho do dispositivo, de modo que cabe neste ponto construí-lo, e utilizá-lo na produção industrial após a realização dos testes e sua aprovação.

## BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

1. Mechanisms, Linkages and Mechanical Controls  
Nicholas P. Chironis  
McGraw - Hill, 1965
2. Mechanical Details for Product Design  
Douglas C. Greenwood  
McGraw - Hill, 1964
3. Engineering Data for Product Design  
Douglas C. Greenwood  
McGraw - Hill, 1961
4. Tool Engineers Handbook  
ASTME  
McGraw - Hill, 1959
5. Mechanisms  
V.A. Moskalenko  
Iliffe Books Ltd., 1964
6. Pneumatikfibel  
Heinz Ziehl  
Krausskopf - Verlag, 1970
7. Circuitos Pneumáticos e Hidráulicos  
Edmundo Koelle, coord.  
EPUSP, 1972
8. Introdução à Pneumática  
H. Meixner, R. Kobler  
Festo Didactic, 1978
9. PMC-516 Projeto Industrial  
Omar Moore de Madureira  
EPUSP, 1981

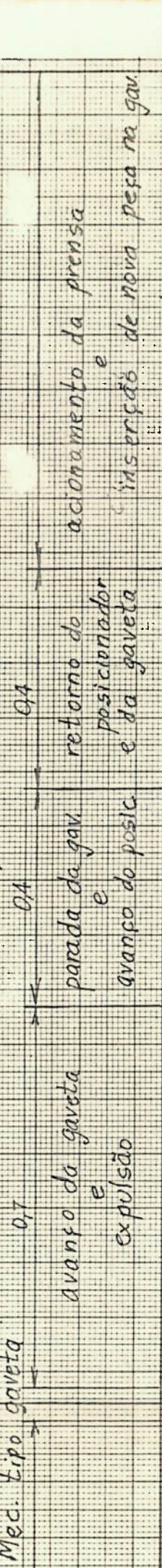


# Mec. rotativo



acionamento da prensa

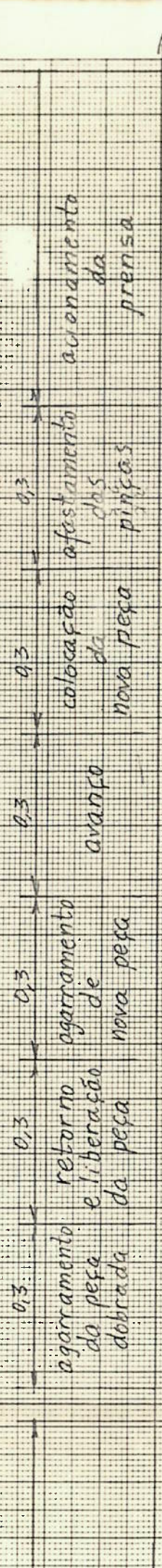
# Mec. tipo gaveta



acionamento da prensa

inserção de nova peça na gav.

# Mec. alternativo barras articuladas



acionamento da prensa



pressão Gutmann 40t

prensa Arjo 25t

d = curso da prensa

Movimento do martelo

Anexo I - Círculo de funcionamento das soluções