

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE FORMATURA

HIDROCOPIADOR PARA TORNO

AUTOR: LUIZ ANTONIO RIBEIRO DO PRADO

ORIENTADOR: PROF.DR.FRANCISCO E.BACCARO NIGRO

1980

103

ÍNDICE

Pág.

1. INTRODUÇÃO .....	1
2. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO .....	2
3. RELAÇÕES PARA O ÓTIMO FUNCIONAMENTO .....	4
4. ANÁLISE DA DINÂMICA DO SISTEMA.....	10
5. ESTUDO DE ESTABILIDADE.....	13
6. DETERMINAÇÃO DAS CONSTANTES DA VÁLVULA.....	15
7. DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS .....	18
8. GRANDEZAS DECORRENTES DA CONDIÇÃO DE ESTABILIDADE .....	21
9. DETERMINAÇÃO DO DIÂMETRO DA VÁLVULA .....	24
10. ESCOLHA DA BOMBA .....	26
11. CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE O PROJETO .....	27
12. BIBLIOGRAFIA .....	29

1669578

## HIDROCOPIADOR PARA TORNO

## 1. INTRODUÇÃO

O emprego de comandos automáticos em máquinas - ferramenta visa a redução de tempos passivos nas operações de usinagem repetitiva. No caso da reprodução de grande quantidade de peças torneadas idênticas, a utilização de um dispositivo copiador aumenta sensivelmente a produtividade.

O dispositivo que melhor se aplica à solução do problema de se construir um copiador barato e eficiente é o dispositivo hidráulico. Os dispositivos hidráulicos proporcionam funcionamento suave e preciso aos comandos empregados nas máquinas - operatrizes, além disso, o desgaste é bem menor que nos dispositivos mecânicos, pois o sistema é auto lubrificado. O sistema - mecânico, tem ainda como inconveniente, além do preço e do desgaste rápido, uma pior qualidade na usinagem, proveniente das vibrações dos órgãos em movimento, como as engrenagens, os parafusos, as correias, etc.

Uma vez concluído ser o sistema hidráulico o mais indicado para a construção de um copiador, nos dedicamos, neste trabalho, a analisar grandezas, relações fundamentais e aspectos dinâmicos, que orientariam o projeto de um hidrocopiador.

Adotaremos os parâmetros de projeto, segundo um copiador existente na praça,

- máxima potência da máquina: 12 CV
- diferença máxima entre diâmetros a tornear: 140mm
- curso do carro de copiagem: 80 mm

- capacidade longitudinal de copiagem: 500 mm
- força máxima de penetração: 750 kgf
- força máxima de retorno: 500 kgf
- pressão do óleo : 20 kgf/cm<sup>2</sup>

## 2. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO.

O esquema básico do sistema mais usado pelos fabricantes de hidrocopiadores é mostrado na figura 1. Tal sistema é vantajoso pois apresenta válvula de controle simplificada, diminuindo assim os problemas de precisão comuns às válvulas com maior número de vias.

O copiador funciona do seguinte modo: a pressão gerada pela bomba impulsiona o fluido comprimido através das tubulações e daí para a superfície de um êmbolo no cilindro operador; a grandeza dos deslocamentos e a velocidade do êmbolo dependem, respectivamente, do volume e da capacidade do óleo que entra no cilindro operador; o esforço gerado depende, pelo contrário, da pressão do óleo e do diâmetro do êmbolo. A quantidade de óleo que entra no cilindro operador, bem como a diferença de pressões entre as câmaras do cilindro, é controlada pela posição da válvula.

O dispositivo fica localizado sobre o carro do torno acompanhando seus movimentos. O padrão estará fixo em um suporte adaptado ao torno, do lado oposto ao do operador. De acordo com o perfil do modelo, o apalpador deslocará a válvula, comandando assim o porta-ferramenta, que desliza sobre o carro, posicionando corretamente a ferramenta em relação à peça e possibilitando então a copiagem do modelo.

3.

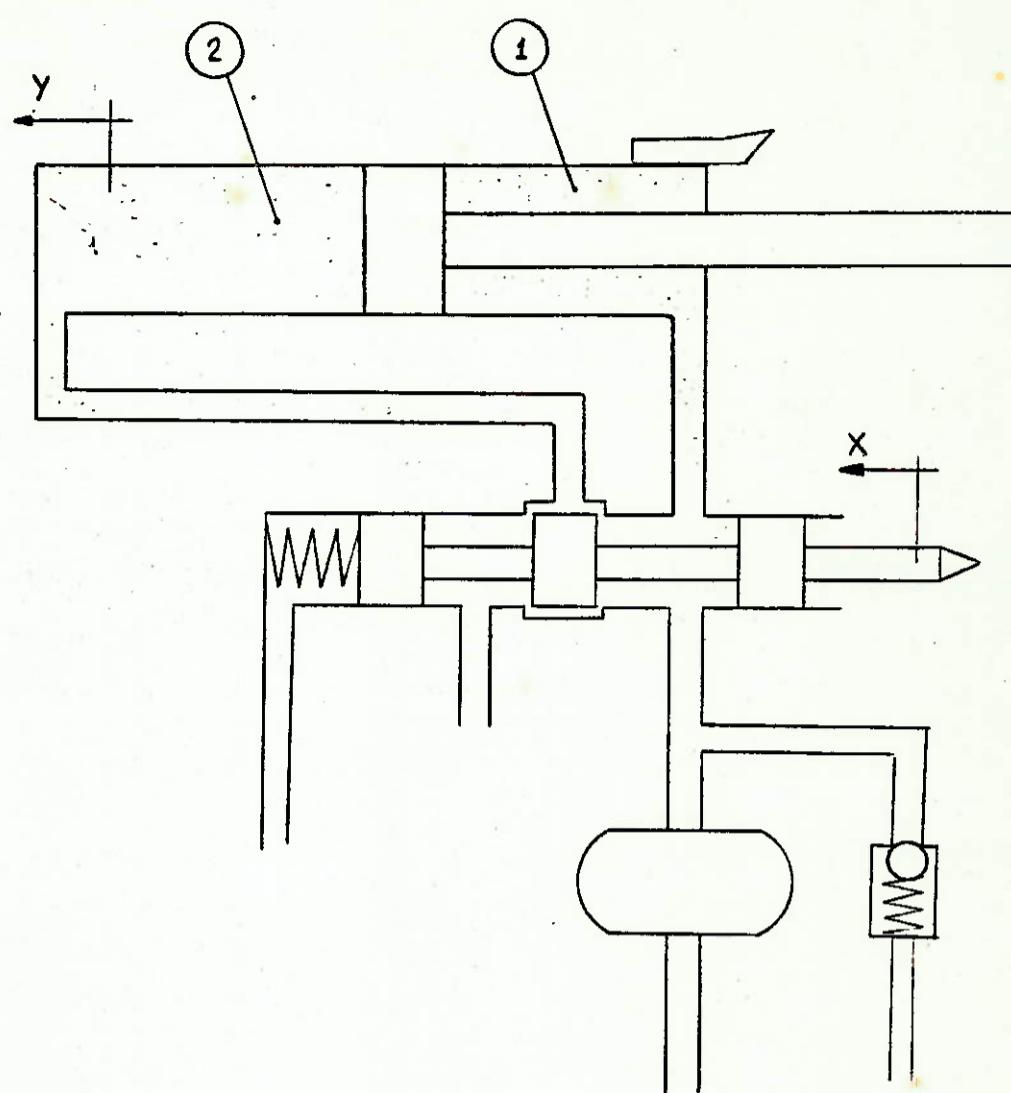


Figura 1.

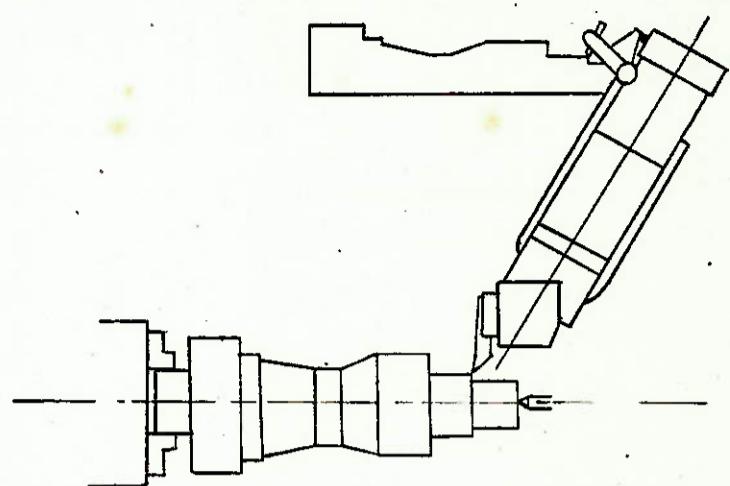


Figura 2

## 3. RELAÇÕES PARA O ÓTIMO FUNCIONAMENTO.

Sejam:

$Q_1$  = vazão na câmara 1

$Q_2$  = vazão na câmara 2

$Q_4$  = vazão de retorno ao tanque

$x_1$  = fresta do lado pressurizado

$x_2$  = fresta do lado sem pressão

$f$  = fresta total.

$P_1$  = pressão na câmara 1

$P_2$  = pressão na câmara 2

$A_1$  = área útil do pistão na câmara 1

$A_2$  = área útil do pistão na câmara 2

$C_d$  = coeficiente de descarga

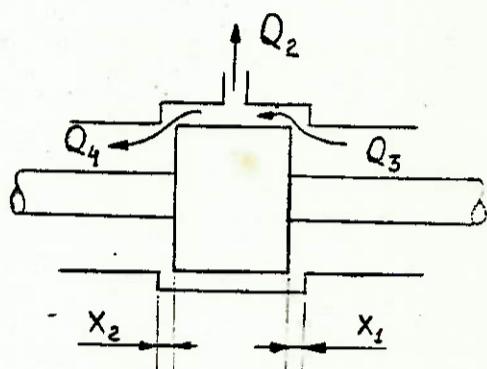
$d$  = diâmetro da válvula

$\gamma$  = peso específico do fluido

$\rho$  = densidade do fluido

$V$  = velocidade do carro

$v$  = velocidade do fluido.



Aplicando a equação da energia na fresta do lado pressurizado, temos:

$$0 - \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma}$$

$$\frac{v_2^2}{2} = \frac{p_1 - p_2}{\rho} \rightarrow v_2 = \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}$$

No caso de orifícios, devemos sempre considerar o coeficiente de descarga, e ficamos com:

$$v_2 = C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}$$

$$Q = v \times S \rightarrow Q_3 = x_1 \pi d C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}$$

Temos ainda as vazões:

$$Q_1 = V A_1$$

$$Q_2 = V A_2$$

$$Q_4 = x_2 \pi d C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 - P_0)}$$

A equação da continuidade nos fornece:

$$Q_3 = Q_2 + Q_4$$

$$x_1 \pi d C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} = V A_2 + x_2 \pi d C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 - P_0)}$$

Fazendo  $P_0$  = pressão atmosférica = 0 ,

definindo  $x_1 + x_2 = f \rightarrow x_2 = f - x_1$  ,

e considerando o sistema na condição de equilíbrio  $\rightarrow V = 0$ .  
ficamos com:

$$x_1 \sqrt{P_1 - P_2} = (f - x_1) \sqrt{P_2}$$

$$x_1^2 (p_1 - p_2) = (f - x_1)^2 \cdot p_2$$

$$x_1^2 p_1 = \left[ (f - x_1)^2 + x_1^2 \right] \cdot p_2$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{x_1^2}{2x_1^2 - 2fx_1 + f^2}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{\left(\frac{x_1}{f}\right)^2}{2\left(\frac{x_1}{f}\right)^2 - 2\frac{x_1}{f} + 1} \quad (I)$$

O ponto de máxima sensibilidade do sistema é onde a segunda derivada se anula. Assim, devemos ter:

$$\frac{d^2 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)}{d\left(\frac{x_1}{f}\right)^2} = 0$$

A primeira derivada nos dá:

$$\begin{aligned} \frac{d \left( \frac{p_2}{p_1} \right)}{d\left(\frac{x_1}{f}\right)} &= \frac{2\left(\frac{x_1}{f}\right) \left[ 2\left(\frac{x_1}{f}\right)^2 - 2\frac{x_1}{f} + 1 \right] - \left(\frac{x_1}{f}\right)^2 \left[ 4\frac{x_1}{f} - 2 \right]}{\left[ 2\left(\frac{x_1}{f}\right)^2 - 2\frac{x_1}{f} + 1 \right]^2} = \\ &= \frac{-2\left(\frac{x_1}{f}\right)^2 + 2\left(\frac{x_1}{f}\right)}{\left[ 2\left(\frac{x_1}{f}\right)^2 - 2\frac{x_1}{f} + 1 \right]^2} \end{aligned}$$

Derivando novamente, temos:

$$\begin{aligned}
 \frac{d^2 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)}{d \left( \frac{x_1}{f} \right)^2} &= \frac{(-4 \frac{x_1}{f} + 2) \left[ 2 \left( \frac{x_1}{f} \right)^2 - 2 \frac{x_1}{f} + 1 \right]^2}{\left[ 2 \left( \frac{x_1}{f} \right)^2 - 2 \frac{x_1}{f} + 1 \right]^4} + \\
 &+ \frac{-\left[ -2 \left( \frac{x_1}{f} \right)^2 + 2 \frac{x_1}{f} \right] \cdot 2 \left[ 2 \left( \frac{x_1}{f} \right)^2 - 2 \frac{x_1}{f} + 1 \right] (4 \frac{x_1}{f} - 2)}{\left[ 2 \left( \frac{x_1}{f} \right)^2 - 2 \frac{x_1}{f} + 1 \right]^4} = \\
 &= \frac{-\left( \frac{4x_1}{f} - 2 \right) \left[ 2 \left( \frac{x_1}{f} \right)^2 - 2 \frac{x_1}{f} + 1 \right] \left[ -2 \left( \frac{x_1}{f} \right)^2 + 2 \frac{x_1}{f} + 1 \right]}{\left[ 2 \left( \frac{x_1}{f} \right)^2 - 2 \frac{x_1}{f} + 1 \right]^4}
 \end{aligned}$$

Assim:

$$\left( 4 \frac{x_1}{f} - 2 \right) \left[ 2 \left( \frac{x_1}{f} \right)^2 - 2 \frac{x_1}{f} + 1 \right] \left[ -2 \left( \frac{x_1}{f} \right)^2 + 2 \frac{x_1}{f} + 1 \right] = 0$$

Então:

$$4 \frac{x_1}{f} - 2 = 0 \quad \frac{x_1}{f} = \frac{1}{2}$$

$$2 \left( \frac{x_1}{f} \right)^2 - 2 \frac{x_1}{f} + 1 = 0$$

$$\Delta = 4 - 4 \times 2 \times 1 = -4 \rightarrow \text{não admite soluções reais}$$

$$-2\left(\frac{x_1}{f}\right)^2 + 2\frac{x_1}{f} + 1 = 0$$

$$\Delta = 4 + 4 \times 2 \times 1 = 12$$

$$\frac{x_1}{f} = \frac{-2 \pm \sqrt{12}}{-4} \rightarrow \frac{x_1}{f} = -0,37 \text{ (não convém pois é negativa)}$$

ou

$$\frac{x_1}{f} = 1,37 \text{ (não convém pois implica } x_1 > f \text{ )}$$

Desse modo, a solução ótima é:

$$\boxed{\frac{x_1}{f} = \frac{1}{2}}$$

ou seja, na condição de equilíbrio a válvula deve permanecer centrada.

Levando o valor obtido na relação (I):

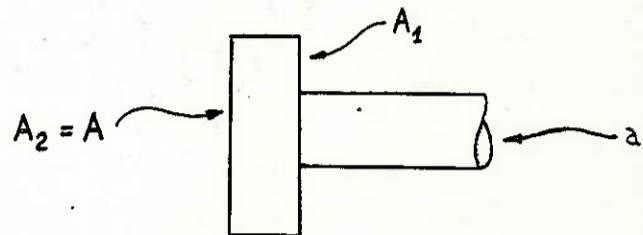
$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{\left(\frac{x_1}{f}\right)^2}{2\left(\frac{x_1}{f}\right)^2 - 2\frac{x_1}{f} + 1} = \frac{\left(\frac{1}{2}\right)^2}{2\left(\frac{1}{2}\right)^2 - 2 \times \frac{1}{2} + 1} = \frac{1}{2}$$

$$\therefore P_1 = 2 P_2 \quad A_1 = \frac{A_2}{2}$$

$$P_1 A_1 = P_2 A_2$$

A área da haste fica então:

$$a = A_2 - A_1 = \frac{A_2}{2} = \frac{A}{2}$$



#### 4. ANÁLISE DA DINÂMICA DO SISTEMA.

Temos para a câmara 2 do cilindro:

$$Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (1)$$

onde  $\beta_e$  é o módulo de elasticidade volumétrico

A equação linearizada da válvula é:

$$Q_2 = K_q X_v - K_c P_2 \quad (2)$$

Com  $K_q$  e  $K_c$  constantes da válvula.

e  $x_v$  = posição da válvula em relação à posição de equilíbrio.

$$x_v = x - y \quad (3)$$

O volume da câmara 2 para uma posição genérica é:

$$\left. \begin{array}{l} V_2 = V_{o2} + Ay \rightarrow \frac{dV_2}{dt} = A \dot{y} \\ \text{como } Ay \ll V_{o2} \rightarrow V_2 \approx V_{o2} \end{array} \right\} \quad (4)$$

(2) e (4) em (1):

$$K_q x_v - K_c P_2 = A \dot{y} + \frac{V_{o2}}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (5)$$

(3) em (5) :

$$- A \ddot{y} - K_q y + K_q x - K_c P_2 - \frac{V_{o2}}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} = 0 \quad (6)$$

Para o carrinho temos:

$$m \ddot{y} = - b \dot{y} + [P_2 A - P_1 (A - a)] + G$$

onde:  $b$  = coeficiente de dissipação viscosa  
 $G$  = força de atrito nas guias.

Como as equações são linearizadas para pequenas variações das variáveis e  $P_1$  é constante, podemos considerá-lo como zero, daí :

$$m \ddot{y} + b \dot{y} - A P_2 = G \quad (7)$$

Tomando a transformada de Laplace das equações (6) e (7), vem:

$$-As Y(s) - K_q Y(s) + K_q X(s) - K_c P_2(s) - \frac{V_{o2}}{\beta_e} s P_2(s) = 0$$

Donde:

$$P_2(s) = \frac{-(As + K_q)Y(s) + K_q X(s)}{\frac{V_{o2}}{\beta_e} s + K_c} \quad (8)$$

$$m s^2 Y(s) + b s Y(s) - A P_2(s) = g(s) \quad (9)$$

(8) em (9)

$$\left[ m s^2 + b s + \frac{A(As + K_q)}{\frac{V_{o2}}{\beta_e} s + K_c} \right] Y(s) - \frac{A K_q}{\frac{V_{o2}}{\beta_e} s + K_c} X(s) = g(s)$$

Temos então a função de transferência:

$$Y(s) = \frac{A K_q X(s) + \left( \frac{V_{o2}}{\beta_e} s + -K_c \right) g(s)}{m \frac{V_{o2}}{\beta_e} s^3 + \left( b \frac{V_{o2}}{\beta_e} + m K_c \right) s^2 + (b K_c + A^2) s + A K_q}$$

que relaciona a posição  $y$  (absoluta) do carrinho com a posição  $x$  (absoluta) da válvula.

## 5. ESTUDO DA ESTABILIDADE.

### - Critério de Estabilidade de Routh -

Para que um sistema com uma função de transferência da forma

$$\frac{C(s)}{R(s)} = \frac{d_0 s^m + d_1 s^{m-1} + \dots + d_{m-1} s + d_m}{a_0 s^n + a_1 s^{n-1} + \dots + a_{n-1} s + a_n}$$

seja estável, devemos satisfazer às seguintes condições:

a) Condição necessária:

$$a_0 s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3 = 0$$

Todos os coeficientes devem ter o mesmo sinal (positivo) para que as raízes tenham parte real negativa. Raízes com parte real negativa é condição necessária para a estabilidade do sistema.

b) Condição suficiente:

$$\begin{array}{c|cc}
 s^3 & a_0 & a_2 \\
 s^2 & a_1 & a_3 \\
 s^2 & b_1 & \\
 s^0 & c_1 & 
 \end{array}
 \quad \text{Com } b_1 = \frac{a_1 a_0 - a_0 a_3}{a_1} \\
 \text{e} \quad c_1 = \frac{b_1 a_3 - a_1 b_2}{b_1} = a_3$$

Devemos ter:  $a_0, a_1, a_2, a_3, b_1, e c_1 > 0$

No nosso caso, ficamos com:

$$a_0 = m \frac{V_{02}}{\beta_e} \text{ é sempre positivo.}$$

$$a_1 = b \frac{V_{02}}{\beta_e} + m K_c \text{ é sempre positivo, pois } K_c > 0 \text{ (sempre)}$$

$$a_2 = b K_c + A^2 \text{ é sempre positivo}$$

$$a_3 = c_1 = A K_q > 0 \rightarrow K_q > 0$$

$$b_1 = \frac{(b \frac{V_{02}}{\beta_e} + m K_c)(b K_c + A^2) - m \frac{V_{02}}{\beta_e} A K_q}{a_1} > 0$$

como  $a_1 > 0$ , vem:

$$(b \frac{V_{02}}{\beta_e} + m K_c)(b K_c + A^2) - m \frac{V_{02}}{\beta_e} A K_q > 0$$

Daí, tiramos a condição final de estabilidade:

$$K_q < \frac{\beta_e}{m \cdot V_{o2} \cdot A} \left( \frac{b \cdot V_{o2}}{\beta_e} + m \cdot K_c \right) (b \cdot K_c + A^2) \quad (II)$$

#### 6. DETERMINAÇÃO DAS CONSTANTES DA VÁLVULA.

O fluxo de óleo através da válvula é função do deslocamento  $x_v$  e da diferença de pressão  $\Delta P$ , ou seja:

$$Q = Q(x_v, \Delta P)$$

Expressando essa função como uma série de Taylor em torno de um particular ponto de operação  $Q = Q_0$ . Então:

$$Q = Q_0 + \left. \frac{\partial Q}{\partial x_v} \right|_0 \Delta x_v + \left. \frac{\partial Q}{\partial P} \right|_0 \Delta P + \dots$$

Se nos restrirmos à vizinhança do ponto de operação, os infinitesimais de ordem mais alta são desprezíveis, e temos então:

$$Q - Q_0 = \Delta Q = \left. \frac{\partial Q}{\partial x_v} \right|_0 \Delta x_v + \left. \frac{\partial Q}{\partial P} \right|_0 \Delta P$$

Definimos então o ganho da válvula como sendo:

$$K_q = \left. \frac{\partial Q}{\partial x_v} \right|_0$$

e definimos o coeficiente de pressão por:

$$K_c = - \frac{\partial Q}{\partial P}$$

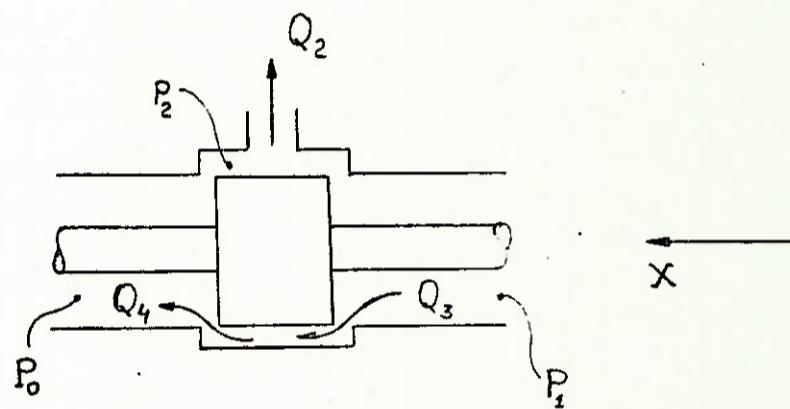
Podemos ainda definir a sensibilidade de pressão como:

$$K_p = \frac{\partial P}{\partial x_v}$$

que podemos calcular como segue:

$$\frac{\partial P}{\partial x_v} = - \frac{\partial Q / \partial x_v}{\partial Q / \partial P} \rightarrow \quad K_p = \frac{K_q}{K_c}$$

Para a nossa configuração de válvula temos:



Definindo  $W$  como perímetro da válvula, vem:

$$Q_3 = C_d W \left( \frac{f}{2} + x_v \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}$$

$$Q_4 = C_d W \left( \frac{f}{2} - x_v \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2)}$$

$$Q_2 = Q_3 - Q_4$$

$$Q_2 = C_d W \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left[ \left( \frac{f}{2} + x_v \right) \sqrt{P_1 - P_2} - \left( \frac{f}{2} - x_v \right) \sqrt{P_2} \right]$$

O ganho da válvula é:

$$K_q = \left. \frac{\partial Q_2}{\partial x_v} \right|_{P_2 = \frac{P_1}{2}} = C_d W \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{P_1}{2}} + C_d W \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{P_1}{2}}$$

$$\therefore K_q = 2C_d W \sqrt{\frac{P_1}{\rho}}$$

O coeficiente de pressão é:

$$K_c = - \left. \frac{\partial Q_2}{\partial P_2} \right|_{x_v=0} = - C_d W \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left[ \left( \frac{f}{2} + 0 \right) \cdot \frac{1}{2} (P_1 - P_2)^{-1/2} (-1) - \left( \frac{f}{2} - 0 \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot P_2^{-1/2} \right] = \frac{1}{2} C_d W \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{f}{2} \left[ \left( \frac{P_1}{2} \right)^{-1/2} + \left( \frac{P_1}{2} \right)^{-1/2} \right]$$

$$\therefore K_C = C_d W f \sqrt{\frac{1}{P_1 \rho}}$$

## 7. DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS.

### a) Módulo de Elasticidade Volumétrica

O módulo de elasticidade volumétrico é o fator que leva em conta a compressibilidade do sistema (óleo, deformabilidade dos dutos e presença de ar nas linhas).

Supondo a inexistência de ar ou vapor do óleo no cilindro e nos condutos, considerando apenas a compressibilidade devida ao óleo e ao material dos tubos, temos:

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{1}{\beta_L} + \frac{1}{\beta_C}$$

Onde  $\beta_L$  é devido à compressibilidade do líquido e  $\beta_C$  é devido à compressibilidade do material dos tubos.

Para fluidos derivados do petróleo:

$$\beta_L \approx 2,2 \times 10^5 \text{ psi} = 1,61 \times 10^4 \text{ kgf/cm}^2$$

Para tubos em que a espessura da parede não é desprezível frente ao diâmetro (como é o caso do cilindro hidráulico), podemos considerar:

$$\beta_c = \frac{E}{2,5}$$

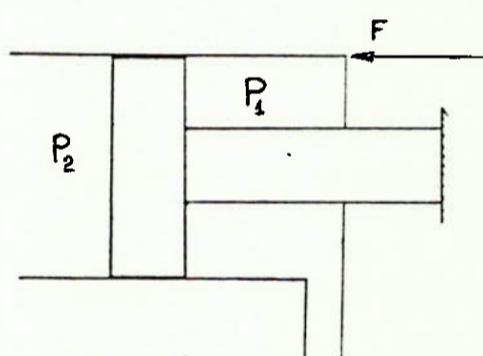
onde  $E$  é o módulo de elasticidade do material.

$$\therefore \beta_c = \frac{2,1 \times 10^6}{2,5} = 8,4 \times 10^5 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\text{Dai: } \frac{1}{\beta_e} = \frac{1}{1,61 \times 10^4} + \frac{1}{8,4 \times 10^5}$$

$$\therefore \beta_e = 1,58 \times 10^4 \text{ kgf/cm}^2$$

b) Área do pistão.



$$F = P_1 \frac{A}{2} - P_2 A$$

No caso limite:  $P_2 \rightarrow 0$

$$\therefore F = P_1 \cdot \frac{A}{2} \rightarrow A = \frac{2F}{P_1}$$

Dados de projeto:  $F = 750 \text{ kgf}$   
 $P_1 = 20 \text{ kgf/cm}^2$

$$\therefore A = \frac{2 \times 750}{20} = 75 \text{ cm}^2$$

equivalente a um diâmetro de 9,8 cm.

c) Volume Inicial do Cilindro do Lado da Cabeça do Pistão.

Os problemas de estabilidade se mostram mais agudos quando os volumes das duas câmaras do cilindro são iguais. Assim, consideraremos:

$$V_{o2} = \frac{V_t}{2}$$

Para um curso de 80mm, temos:

$$V_t = A \times C = 75 \times 8 = 600 \text{ cm}^3$$

$$\text{Daí: } V_{o2} = \frac{600}{2} = 300 \text{ cm}^3$$

## 8. GRANDEZAS DECORRENTES DA CONDIÇÃO DE ESTABILIDADE

Dada a condição de estabilidade:

$$K_q < \frac{\beta_e}{m \cdot V_{o2} \cdot A} \left( b \frac{V_{o2}}{\beta_e} + m K_c \right) (b K_c + A^2) ,$$

podemos em primeira aproximação considerar

$$\frac{b V_{o2}}{\beta_e} \ll m K_c$$

$$\beta_e \quad b K_c \ll A^2$$

Tal hipótese é a favor da segurança, pois desconsiderando o atrito estamos desprezando o amortecimento e favorecendo a instabilidade.

Assim:

$$K_q < \frac{\beta_e}{m V_{o2} A} \cdot m K_c A^2$$

$$\frac{K_q}{K_c} < \frac{\beta_e A}{V_{o2}}$$

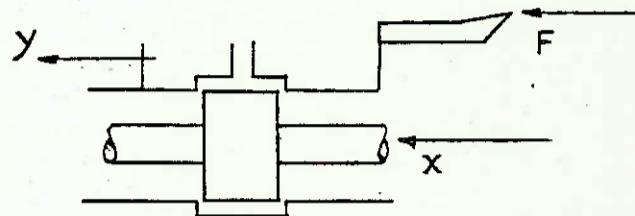
Temos que:

$$\frac{K_q}{K_c} = K_p = \frac{\partial P_2}{\partial x_v} \approx \frac{\Delta P_2}{\Delta x_v}$$

Vamos determinar qual seria o deslocamento  $y$  do carro para uma força  $F$  aplicada à ferramenta.

Para uma variação  $\Delta F$  da força, teríamos:

$$\Delta F = \Delta P_2 \cdot \frac{A}{2} \rightarrow \Delta P_2 = \frac{2 \Delta F}{A}$$



$$x_v = x - y$$

Se considerarmos o apalpador parado, isto é,  $x$  constante, teremos:

$$\partial x_v = \partial y \quad (\text{a menos do sinal})$$

Então:

$$K_p = \frac{\partial P_2}{\partial x_v} \approx \frac{\Delta P_2}{\Delta y} = \frac{2 \Delta F}{A \cdot \Delta y}$$

$$K_p < \frac{\beta_e A}{V_{o2}} \rightarrow \frac{2 \Delta F}{A \cdot \Delta y} < \frac{\beta_e A}{V_{o2}}$$

$$\Delta y > \frac{2 V_{o2}}{\beta_e A^2} \Delta F$$

Observamos que quanto maior for a área do pistão, maior será a precisão do copiador, pois o numerador ( $V_{o2}$ ) varia com  $A$ , enquanto que o denominador varia com  $A^2$ . Para a variação máxima de força (750 kgf) teremos:

$$\Delta y > \frac{2 \times 300}{1,58 \times 10^4 \times 75^2} \times 750 = 5 \times 10^{-3} \text{ cm}$$

$$\Delta y > 0,05 \text{ mm.}$$

Para avaliarmos a fresta  $f$ , retomemos a equação

$$\frac{K_q}{K_c} < \frac{\beta_e A}{V_{o2}}$$

Substituindo os valores das constantes  $K_q$  e  $K_c$ , vem:

$$\frac{2 C_d W \sqrt{P_1/\rho}}{C_d W f \sqrt{\frac{1}{P_1 \rho}}} < \frac{\beta_e A}{V_{o2}}$$

$$\frac{2 P_1}{f} < \frac{\beta_e A}{V_{o2}}$$

$$f > \frac{2 P_1 V_{o2}}{\beta_e A}$$

$$f > \frac{2 \times 20 \times 300}{1,58 \times 10^4 \times 75}$$

$$f > 0,01 \text{ cm}$$

### 9. DETERMINAÇÃO DO DIÂMETRO DA VÁLVULA.

Considerando que numa usinagem, em geral, tem-se a profundidade aproximadamente 5 vezes o avanço, adotamos, para o estudo da velocidade de usinagem, um avanço de 0,7 mm/volta.

Assim temos:

$$S = 0,7 \times (0,7 \times 5) = 2,45 \text{ mm}^2,$$

compatível com a potência da máquina a que se destina o copiador.

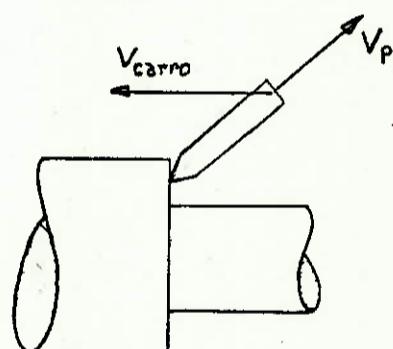
Considerando um caso de usinagem em alta velocidade, para um diâmetro de 40 mm, temos:

$$\left. \begin{array}{l} v = 200 \text{ m/min} \\ d = 40 \text{ mm} \rightarrow 0,125 \text{ m/volta} \end{array} \right\} n = \frac{200}{0,125} = 1600 \text{ rpm}$$

Para essa rotação, temos como velocidade do carro - no sentido longitudinal ao torno:

$$V_{\text{carro}} = a \times n = 0,7 \times 1600 = 1120 \text{ mm/min.}$$

Vamos considerar um caso em que o copiador está a  $45^\circ$ , usinando um ressalto.



Então:  $v_p = \sqrt{2} \times v_{carro}$   
 $v_p = \sqrt{2} \times 1120 = 1584 \text{ mm/min.}$

onde  $v_p$  é a velocidade do pistão.

A vazão requerida para se obter essa velocidade é:

$$Q = v_p \cdot A$$

$$Q = 1584 \times 75 \times 10^{-2} = 1,188 \times 10^7 \text{ mm}^3/\text{min.}$$

$$Q = 1,98 \times 10^2 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$Q = f \cdot \pi \cdot d \cdot C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}$$

Como  $P_2 = \frac{P_1}{2}$

$$Q = f \cdot \pi \cdot d \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{P_1}{\rho}}$$

$$d = \frac{Q}{f \cdot \pi \cdot C_d} \sqrt{\frac{\rho}{P_1}}$$

- O coeficiente de descarga  $C_d$  é em geral assumido como 0,6

- Os fluidos derivados tem um peso específico próximo de  $8 \times 10^{-4} \text{ kgf/cm}^3$ .

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = \frac{8 \times 10^{-4}}{980} = 8,16 \times 10^{-7} \text{ kgf} \frac{\text{s}^2}{\text{cm}^4}$$

Considerando que para esse caso a fresta  $f$  esteja completamente aberta (0,01 cm), vem:

$$d = \frac{198}{0,01 \times \pi \cdot 0,6} \sqrt{\frac{8,16 \times 10^{-7}}{20}} = 2,12 \text{ cm.}$$

$$d = 21,2 \text{ mm (mínimo)}$$

Observamos que a velocidade máxima no sentido de avanço da ferramenta é a mesma calculada para o retrocesso, pois embora a área da câmara 1 seja metade da área total, temos que ter o esvaziamento da câmara 2 por uma fresta de mesmo tamanho (0,01 cm) e com a mesma diferença de pressões, já que  $(P_1 - P_2) = (P_2 - P_0) = \frac{1}{2}$  (ver figura 1).

#### 10. ESCOLHA DA BOMBA.

Deve-se fazer o selecionamento da bomba pela vazão máxima requerida pelo sistema. No nosso caso a vazão máxima será requerida para o avanço rápido.

Fixando o avanço rápido em 4000 mm/min, temos:

$$Q = V_p \cdot \frac{A}{2}$$

$$Q = 4000 \times \frac{75 \times 10^2}{2} = 1,5 \times 10^7 \text{ mm}^3/\text{min.}$$

$$Q = 15 \text{ l/min.}$$

Para este tipo de aplicação só podem ser usadas bom bas do tipo volumétrico. As bombas mais utilizadas em circui - tos hidráulicos são as bombas de engrenagens, devido ao seu - baixo custo e simplicidade.

Adotamos então uma bomba de engrénagens que nos for neça:

$$P = 20 \text{ kgf/cm}^2$$

$$Q = 15 \text{ l/min.}$$

#### 11. CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE O PROJETO.

Para se obter os requisitos necessários ao bom funcionamento do sistema, alguns cuidados devem ser tomados, prin cipalmente em relação à válvula de comando. Além de uma usina gem bastante precisa para evitar fugas e ao mesmo tempo permitir o deslizamento, convém fazer-se as arestas da válvula e de seu alojamento o mais vivas possível, o que melhora sensivelmente a perfomance da válvula. Para uma vida útil prolongada, o material da válvula deve ser altamente resistente ao desgaste.

A colocação da válvula o mais próximo possível do cilindro operador é conveniente, pois quanto menor for o comprimento dos dutos, menores serão os desvios causados pela ex pansibilidade do material das linhas e pela compressibilidade do óleo que estaria dentro das mesmas.

É imprescindível a colocação de uma válvula de alívio junto da bomba, pois a vazão requerida pelo sistema é variável, ao passo que uma bomba volumétrica fornece vazão constante. A vazão excedente deve retornar ao tanque pela válvula de alívio, que mantém a pressão constante no duto de alimentação e protege a bomba dos danos consequentes de uma sobrecarga de pressão.

BIBLIOGRAFIA

1. MERRITT, HERBERT E. - Hydraulic Control Systems.  
John Wiley & Sons, Inc., / c 1967 /
2. ROSSI, MARIO - Máquinas - Herramientas Modernas  
Hoepli, Editorial Científico Médica /c 1966 /
3. OGATA, KATSUHIKO - Modern Control Engineering  
Englewood Cliffs, Prentice-Hall /c 1970 /.