

## PARTE III – SISTEMAS HIDRÁULICOS PARA CONTROLE

### 1 Introdução

Conforme definido em LINSINGEN (2001) “Um sistema hidráulico é um conjunto de elementos físicos convenientemente associados que, utilizando um fluido com meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de forças e movimentos.”

Um sistema hidráulico é, portanto, o meio através do qual uma forma de energia de entrada é convertida e condicionada, de modo a ter como saída energia mecânica útil.

É importante enfatizar que existem dois tipos de sistemas que operam com fluidos: Os **sistemas de potência empregando fluidos** (Fluid power systems) e os **sistemas de transporte de fluidos** (Fluid transport systems) (ESPOSITO, 1997).

Na primeira categoria inserem-se os sistemas hidráulicos e pneumáticos já definidos anteriormente e que são desenvolvidos especificamente com o objetivo de realizar trabalho. O trabalho é obtido por meio de um fluido sob pressão agindo sobre um cilindro ou motor, o qual produz a ação mecânica desejada.

Os sistemas de transporte de fluidos têm como objetivo a transferência de um fluido de um local para outro, visando alcançar uma determinada finalidade prática. Exemplos incluem estações de bombeamento para água, redes de distribuição de gás para uso industrial, comercial e residencial e processamentos químicos envolvendo a combinação de vários fluidos.

No Brasil, em determinadas situações é empregado o termo ‘sistemas óleo-hidráulicos’ ao invés de ‘sistemas hidráulicos’ visando diferenciar dos sistemas de transporte de fluidos, especialmente de água. Porém, alguns aspectos **não** tornam conveniente esta denominação:

- 1) O fluido hidráulico não necessariamente é um óleo mineral; utiliza-se também fluidos sintéticos, compostos a base de água e, mais recentemente, a água para transmissão de potência dentro da tecnologia denominada *water hydraulics*.
- 2) A norma internacional de terminologia em H&P - ISO 5598 (ISO, 1985) - não revê nos idiomas inglês e francês termos correspondentes a ‘óleo hidráulica’; Por sua vez, a NBR 10138 (ABNT, 1987), que define a terminologia de H&P para uso no Brasil, define os termos *hidráulica* e *pneumática*, e não óleo hidráulica.

## 2 Estrutura dos Circuitos Hidráulicos

Anteriormente apresentou-se o princípio de Pascal através de um circuito composto de dois cilindros de áreas diferentes e uma tubulação de interligação, mostrando-se o efeito de distribuição uniforme de pressão e de ampliação de forças. Na figura 2.1 ilustra-se uma solução real para obtenção da movimentação de uma carga, onde estão adicionados um reservatório e duas válvulas de retenção que viabilizam que o movimento alternativo do cilindro '1' provoque um movimento contínuo no cilindro '2'. O cilindro '1' e as duas válvulas de retenção caracterizam uma bomba de pistão de simples ação, ou seja, que produz vazão apenas em um sentido de movimentação do êmbolo.

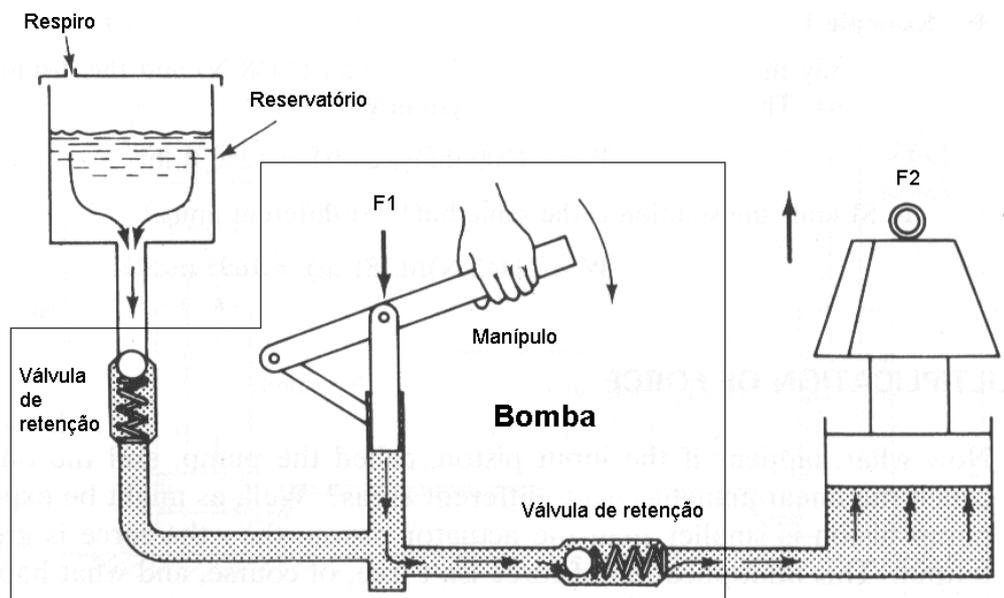


Figura 2.2 – Aplicação do princípio de Pascal em um sistema hidráulico real (SULLIVAN, 1998).

A grande maioria dos sistemas hidráulicos, seja para aplicações industriais, móveis, aeroespaciais entre outras, utilizam bombas com acionamento *rotativo* ao invés de *alternativo* como mostrado a figura 2.2. Isto porque normalmente emprega-se motores elétricos ou a combustão no acionamento das bombas.

A fim de transladar o princípio de Pascal aplicado à movimentação linear para a movimentação angular, pode-se construir um circuito de transmissão hidrostática conforme a figura 2.3.

Conforme LINSINGEN (2001), uma bomba ou motor hidráulico pode ser representada simplificada através da figura 2.4, sendo composta de um rotor com uma palheta retangular com área 'A', alojados em uma carcaça circular com uma entrada e uma saída.

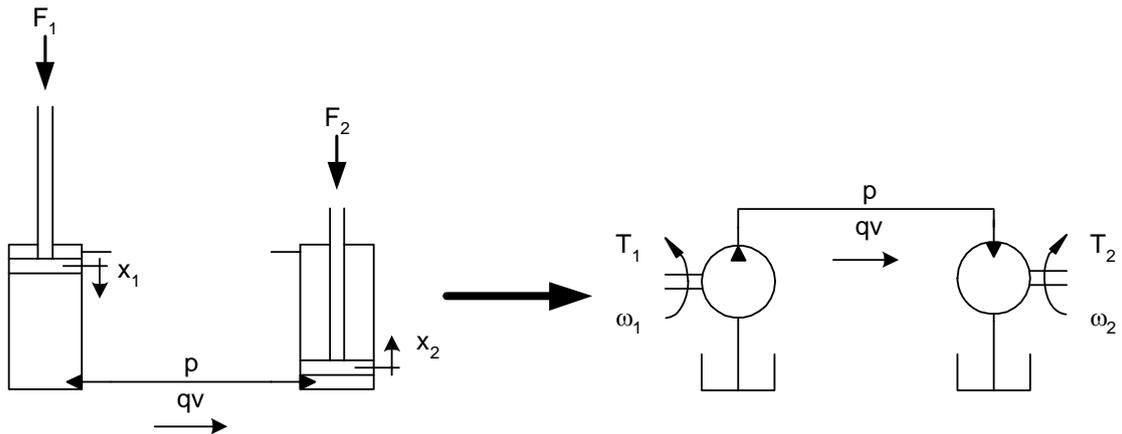


Figura 2.3 – Correlação entre circuitos de movimentação linear e angular

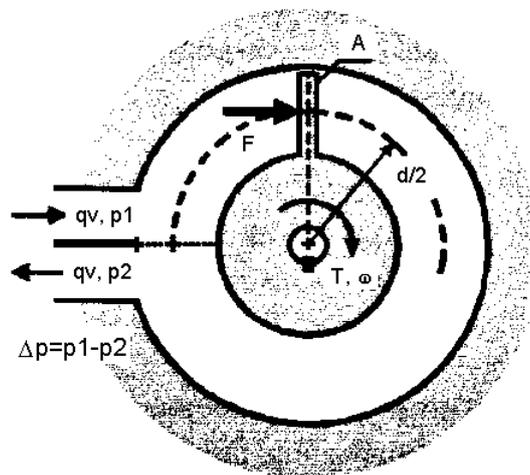


Figura 2.4 – Representação básica de uma bomba ou motor hidráulico (LINSINGEN, 2001).

Supondo tratar-se de um **motor**, a ação da pressão de entrada ( $p_1$ ) sobre a área ( $A$ ) gera uma força ( $F$ ) que, multiplicada pelo raio médio ( $d/2$ ) dá origem ao torque no eixo do motor ( $T$ ), ou seja:

$$T = F \frac{d}{2} = p_1 A \frac{d}{2} \quad (2.1)$$

Porém, diferentemente dos cilindros, as bombas e motores não são caracterizados por áreas internas mas sim pelo **deslocamento volumétrico** que corresponde ao volume de fluido deslocado em uma rotação completa do rotor, ou seja, :

$$D = \frac{A \pi d}{\text{rot}} \quad [\text{m}^3/\text{rot}] \quad \text{ou} \quad D = \frac{A \pi d}{2 \pi} \quad [\text{m}^3/\text{rad}] \quad (2.2)$$

onde o volume corresponde à área multiplicada pelo perímetro ( $\pi d$ ).

Deste modo, o torque presente no eixo de um motor pode ser expresso por:

$$T = D p_1 \quad (2.3)$$

que equivale à equação da força em um cilindro:

$$F = A p_1 \quad (2.4)$$

No caso de uma bomba, a pressão na saída ( $p_2$ ) é que provoca um torque sobre o eixo que deve ser vencido pelo dispositivo de acionamento como, por exemplo, um motor elétrico. Neste caso:

$$T = D p_2 \quad (2.5)$$

Considerando-se a bomba '1' acionando o motor '2' na figura 2.3 e assumindo-se uma pressão 'p' uniformemente distribuída na linha, pode-se escrever que:

$$p = \frac{T_1}{D_1} = \frac{T_2}{D_2} \quad (2.6)$$

que é equivalente à equação obtida através da aplicação do princípio de Pascal a um sistema composto por dois cilindros:

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (2.7)$$

Enquanto que nos sistemas lineares a velocidade em regime permanente do êmbolo é expressa como:

$$qv = A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad \Rightarrow \quad \frac{v_1}{A_2} = \frac{v_2}{A_1} \quad (2.8)$$

nos sistemas rotativos a velocidade angular relaciona-se com a vazão através do deslocamento volumétrico, ou seja:

$$qv = D_1 \omega_1 = D_2 \omega_2 \quad \Rightarrow \quad \frac{\omega_1}{D_2} = \frac{\omega_2}{D_1} \quad (2.9)$$

Nos circuitos hidráulicos apresentados até o momento, observa-se a presença de um componente

que realiza a conversão de energia mecânica em energia hidráulica e de outro que converte a energia hidráulica em energia mecânica. Porém, para que estas conversões sejam controláveis, isto é, possa-se controlar ou limitar os valores de variáveis como forças, velocidades, pressões, vazões, torques etc. faz-se necessário a inclusão de válvulas que controlem ou limitem a vazão e pressão em diversos pontos do circuito.

A figura 2.5 apresenta o esquema básico de um circuito hidráulico correlacionando com a representação diagramática segundo a ISO 1219-1 (ISO; 1991) e ISO 1219-2 (ISO, 1995). A(s) parte(s) do circuito hidráulico que promovem a atuação sobre a carga compõe o **circuito de atuação**, que normalmente inclui válvula direcional e cilindro ou motor. O **circuito da unidade de potência** é o responsável pelo suprimento de energia hidráulica para os circuitos de atuação e constitui-se fundamentalmente de reservatório, bomba, válvula de alívio e filtro. Os componentes dos circuitos podem variar de acordo com a aplicação, incluindo outros tipos de válvulas e também sensores para medição de variáveis como temperatura, pressão, vazão, deslocamento etc.

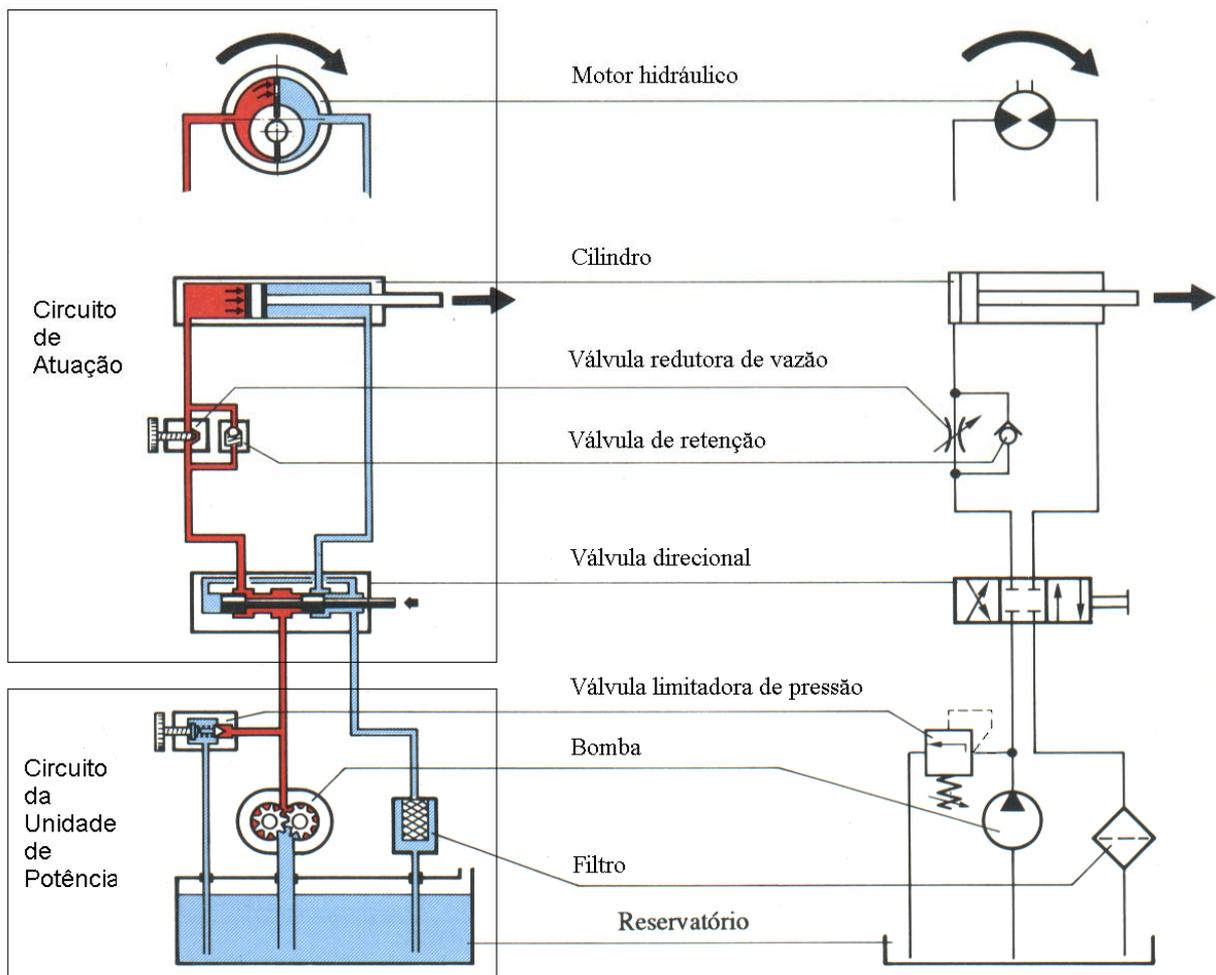


Figura 2.5 – Estrutura básica de um circuito hidráulico (BOSCH, 1989)\*

### 3 Sistemas de Atuação Hidráulicos

Conceitualmente, um sistema de atuação corresponde ao conjunto de elementos capaz de receber uma informação proveniente de um circuito elétrico, hidráulico ou pneumático, de um programa de CLP ou mesmo de um operador, estabelecendo qual a ação que deve ser executada. O sistema de atuação recebe energia elétrica, hidráulica ou pneumática e controla a energia em uma ou mais portas de saída.

A figura 3.1 apresenta um sistema de atuação hidráulico que deverá receber fluido hidráulico proveniente de uma unidade de potência e fornecer energia mecânica manifestada através das variáveis força ( $F$ ), velocidade ( $v$ ) e deslocamento (posição) ( $x$ ). O controle da energia mecânica fornecida ocorre por meio do sinal 's' recebido.

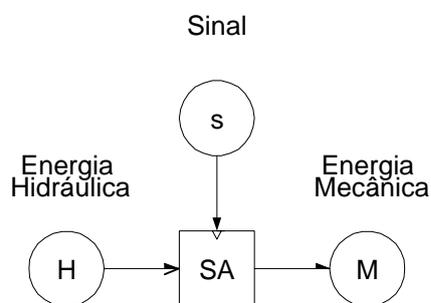


Figura 3.1 – Sistema de atuação hidráulico genérico

O cerne de um sistema de atuação hidráulico é o **circuito hidráulico** constituído de válvulas diversas como direcionais, controladoras de vazão e controladoras de pressão, e de atuadores lineares e/ou rotativos. O princípio de funcionamento das válvulas define a classificação dos circuitos de atuação hidráulicos, e também pneumáticos, em:

- **Circuitos com atuação discreta (a eventos discretos):** Empregam válvulas que recebem sinais de amplitude discreta a fim de modificar a variável de saída (pressão, vazão e direção) em valores discretos.
- **Circuitos com atuação contínua:** Empregam válvulas que recebem sinais de amplitude contínua a fim de modificar a variável de saída (pressão, vazão e direção) em valores contínuos.

Na próxima seção, exemplifica-se alguns circuitos com de atuação discretos, comumente encontrados nos equipamentos hidráulicos. Na seção seguinte, apresenta-se circuitos de atuação contínuos e as válvulas proporcionais e servoválvulas típicas.

**3.1 Sistemas de atuação discretos**

No campo da pneumática observa-se que os circuitos de atuação restringem-se a um número limitado de combinações entre válvulas direcionais, cilindros ou motores e válvulas controladoras de vazão. Ao contrário, na hidráulica o número de possíveis soluções para uma mesma aplicação pode ser considerável, sendo dependente da forma construtiva dos componentes, da experiência do projetista e de detalhes quanto ao comportamento da carga.

De toda a forma, a válvula direcional é o componente que estabelece se uma determinada atuação possui uma atuação discreta, ou seja, se inicia ou para segundo sinais recebidos de um elemento que realiza o controle lógico do sistema.

A figura 3.2 apresenta duas soluções para a movimentação de uma carga na vertical. No caso a) é empregada uma válvula direcional de duas vias e duas posições (2/2) com acionamento mecânico e retorno por mola combinada com uma válvula de retenção, onde a elevação ocorre com o acionamento da bomba, a parada intermediária com o desligamento da bomba e o retorno com o desligamento da bomba e acionamento da válvula direcional. No caso b) o emprego de uma válvula direcional 3/2 possibilita a mesma atuação sobre a carga porém a bomba só precisa ser desligada se for desejada uma parada intermediária.

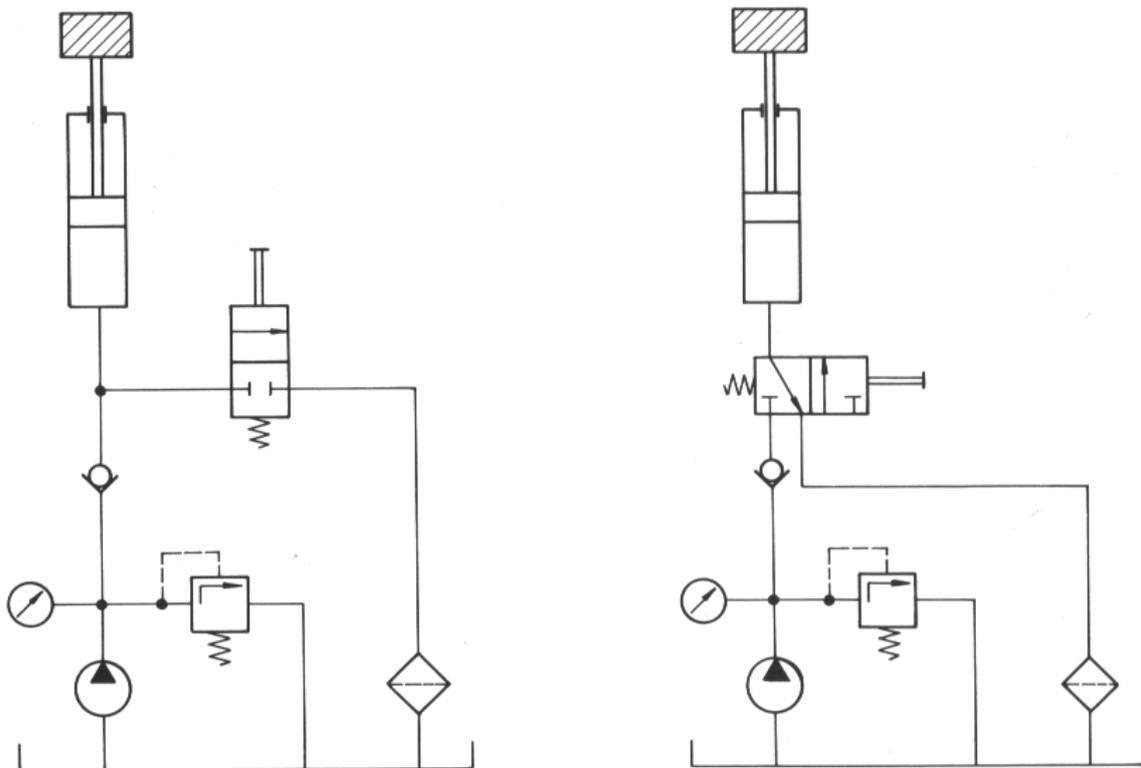


Figura 3.2 – Circuito de atuação composto de cilindro de simples ação: a) Comandado por válvula direcional 2/2; b) Comandado por válvula direcional 3/2 (BOSCH, 1989)\*.

Na figura 3.3 estão apresentadas algumas das soluções para controle de velocidade de cilindros, as quais utilizam válvulas controladoras de vazão com ou sem retenção incorporada. Na situação a) tem-se a regulagem de velocidade em ambos os sentidos, já que a vazão na câmara de maior área é controlada tanto na entrada quanto na saída. No caso b) a retenção abre quando do retorno do cilindro, fazendo com que este retorne com a velocidade máxima definida pela vazão da bomba. Por fim, o caso c) possibilita o controle independente das velocidades de avanço e retorno através das restrições.

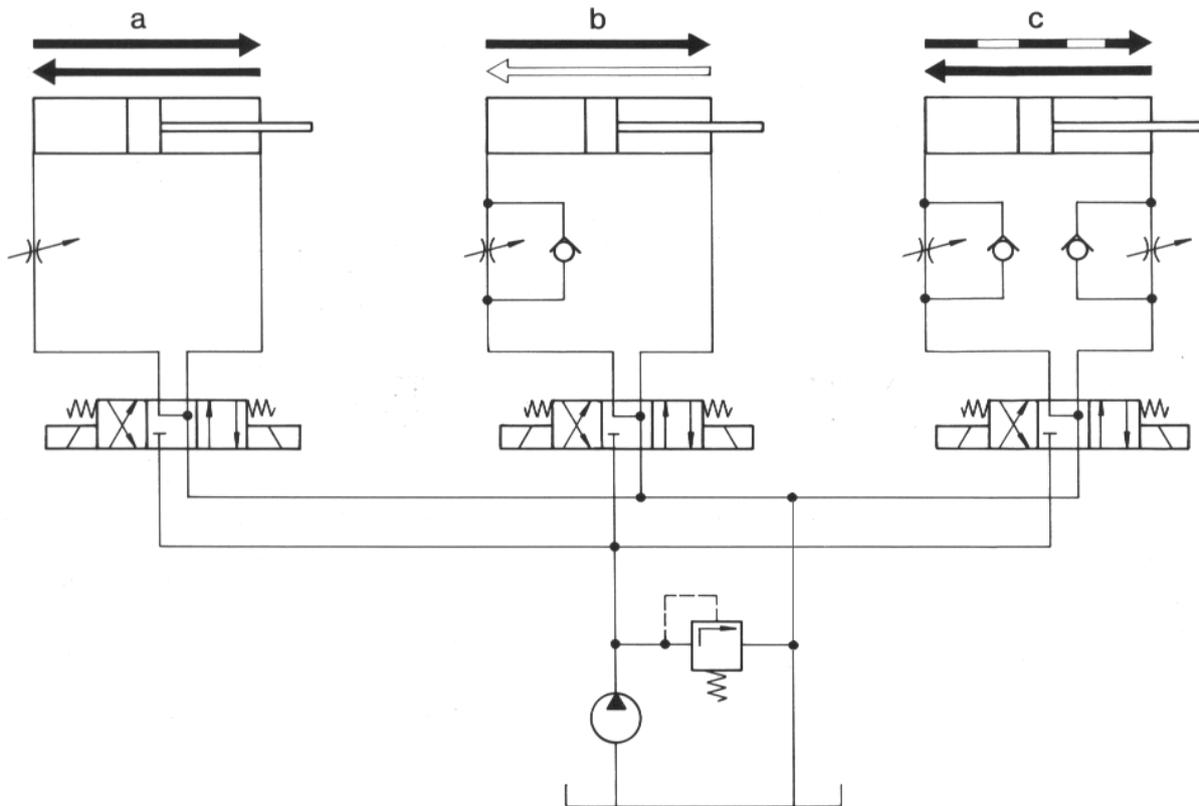


Figura 3.3 – Conjunto de soluções para o controle de velocidade (BOSCH, 1989)\*.

Uma extensão deste conceito de controle de velocidade é mostrada na figura 3.4 onde, através da combinação de diferentes válvulas direcionais 2/2 é possível alcançar até 7 velocidades diferentes para o avanço do cilindro. É importante ressaltar que os valores ajustados nas válvulas controladoras de vazão são pré-estabelecidos antes da máquina entrar em operação, ou seja, continua-se tendo um sistema discreto.

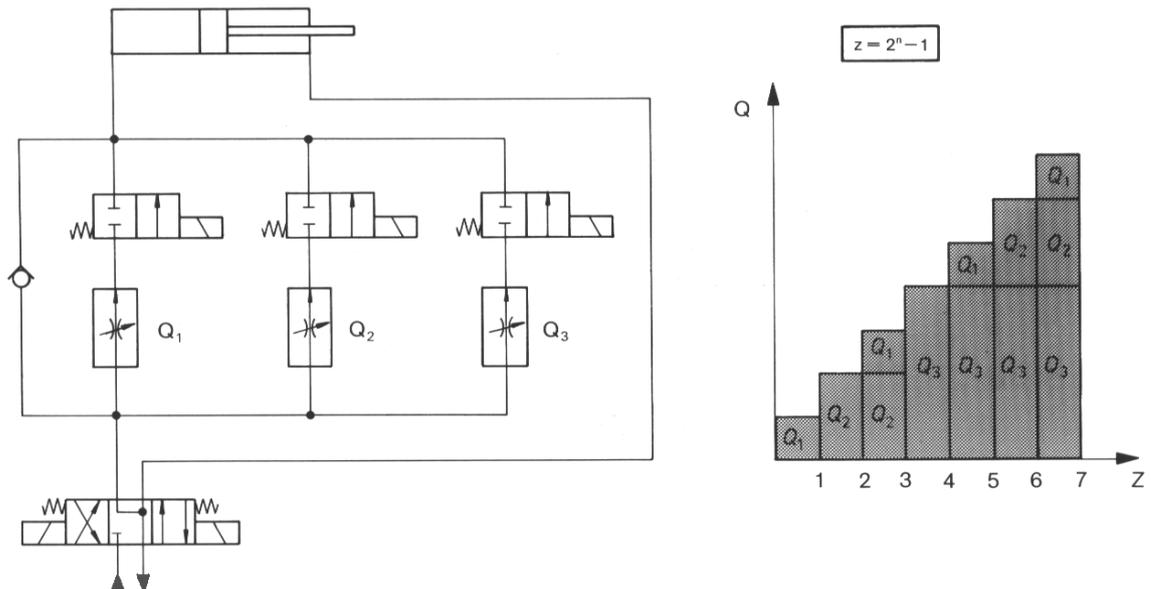


Figura 3.4 – Seleção digital de velocidades de avanço (BOSCH, 1989)\*.

### 3.2 Sistemas de atuação com controle contínuo

Os sistemas de atuação com controle contínuo têm como característica a capacidade de responder proporcionalmente a um sinal de acionamento, seja este sinal mecânico, elétrico ou mesmo hidráulico.

Como exemplo, a figura 3.5 ilustra o sistema de fechamento de molde em uma máquina injetora e na figura 3.6 apresenta-se um circuito de atuação para o controle de velocidade e direção do cilindro de retenção do molde e também para o controle da força de fechamento. O controle de velocidade e direção do cilindro é definido pela válvula direcional proporcional, cabendo à válvula proporcional de pressão a limitação da pressão de trabalho e, conseqüentemente, da força que poderá ocorrer quando do fechamento do molde.

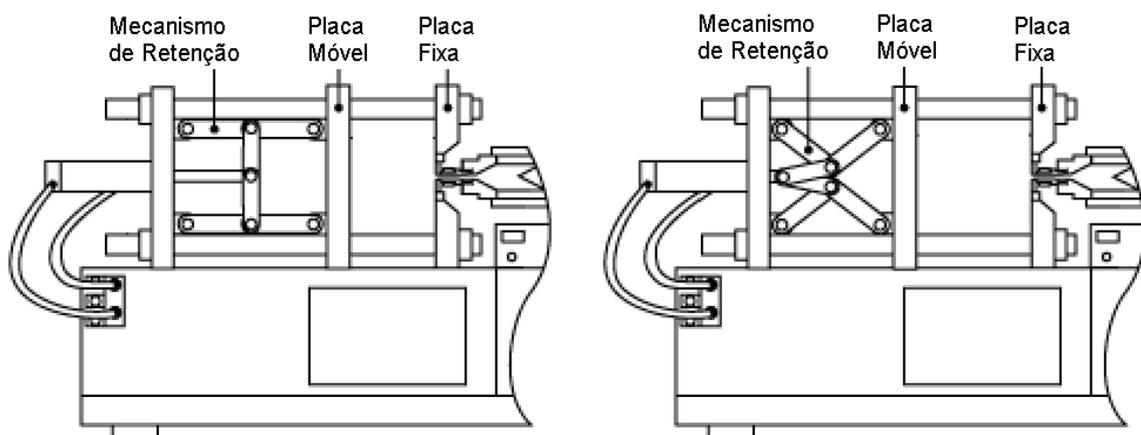


Figura 3.5 – Vista parcial de uma máquina injetora com destaque ao sistema de retenção do molde nas posições fechado e aberto (PAULSON, 1998).

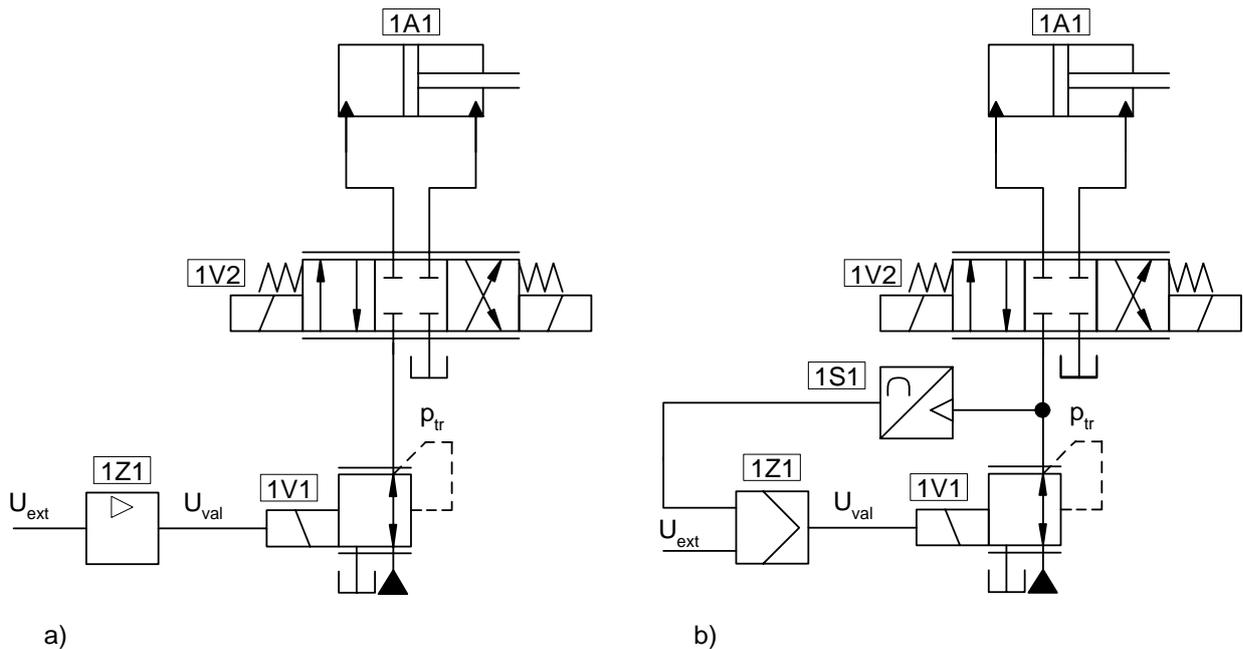


Figura 3.6 – Diagrama geral do sistema de controle de pressão: a) Sem medição de pressão; b) Com medição de pressão. (PEREIRA, 2000)

A função dos sistemas de atuação é, em essência, definida pelo tipo de válvula empregada, as quais podem ser categorizadas de acordo com a grandeza controlada:

- Válvulas de controle contínuo de pressão (VCCP);
- Válvulas de controle contínuo de vazão (VCCV);
- Válvulas de controle contínuo direcional (VCCD).

A denominação **válvula de controle contínuo** é extraída da ISO/CD 5598 (ISO, 1997) a qual define como "válvula que controla o fluxo de energia de um sistema em um modo contínuo em resposta a um sinal contínuo de entrada. NOTA: Esta engloba todos os tipos de servoválvulas e válvulas proporcionais". O documento ISO/CD 5598 é uma versão em elaboração da revisão da ISO 5598:1985.

Através destas válvulas, torna-se possível o controle contínuo de variáveis mecânicas, como:

- Posição linear ou angular;
- Velocidade linear ou angular;
- Força ou torque;
- Pressão ou vazão.

### 3.2.1 Válvulas de controle contínuo direcional

De um modo geral, as válvulas empregadas nos circuitos hidráulicos destinam-se à limitação e controle de vazão e pressão e ao direcionamento do fluido, sendo a sua denominação norteadas pela função específica que desempenham no circuito. Assim, tem-se as válvulas de alívio, de seqüência, direcionais, reguladoras de vazão, de retenção, dentre muitas outras. Dentre estas, as servoválvulas (SV) e válvulas direcionais proporcionais (VDP) são considerados componentes multifuncionais pois



Uma válvula direcional proporcional pode ser representada, por exemplo, como na figura 3.8c. Observe-se que a principal distinção simbólica entre esta VDP e a SV representada no item b diz respeito à utilização de dois dispositivos elétricos lineares com um enrolamento cada (solenóides proporcionais).

### **3.2.1.1 Servoválvulas eletro-hidráulicas (controladoras de vazão)**

As servoválvulas (SV) surgiram na década de 40, fruto das exigências de desenvolvimento tecnológico impostas pela II guerra mundial. Por conseguinte, o mercado original destes componentes foi a indústria bélica empregando a servo-hidráulica para o acionamento de radares, em acionadores de plataformas de orientação e em controles para lançadores de mísseis. Com o tempo, as servoválvulas começaram a ser também utilizadas para controle de vôo de mísseis e posicionadores de antenas de radares e, no campo da aviação, em sistemas de controle de vôo (MASKREY & THAYER, 1978).

A partir do final da década de 50 houve uma demanda na área espacial para a orientação e controle de vôo em veículos lançadores e, paralelamente, a evolução no campo aeronáutico conduziu progressivamente ao intenso uso da servo-hidráulica, e também de comandos hidráulicos, em controle de lemes, flaps, trens de pouso etc. (MASKREY & THAYER, 1978).

Progressivamente a tecnologia servo-hidráulica originada na área aeroespacial e bélica foi sendo transferida para a automação e controle industrial como máquinas ferramentas com comando numérico, máquinas injetoras e sopradoras de plástico e laminadores na indústria siderúrgica, por exemplo. Outros domínios como controles de turbinas para geração de energia elétrica e equipamentos móveis também começaram a empregar esta tecnologia.

Durante a fase de ampliação do mercado militar e aeroespacial foram desenvolvidas diversas concepções para servoválvulas, todas visando um altíssimo desempenho estático e dinâmico com alta confiabilidade, sendo estes aspectos preponderantes frente ao alto custo destes componentes. Porém, os requisitos da área industrial e móbil eram e são bastante distintos daqueles da área aeroespacial e bélica. Conseqüentemente, a difusão da servo-hidráulica nestes campos tem exigido a adequação dos componentes, principalmente da servoválvula, para atender requisitos como tolerância à contaminação, equiparação de custo em relação a outros componentes e atendimento à mais altas vazões, mesmo com a perda de qualidades como resposta estática e dinâmica e confiabilidade, possivelmente não tão imprescindíveis no campo industrial.

Dos princípios construtivos desenvolvidos desde o surgimento das servoválvulas estão hoje maciçamente no mercado as válvulas de um e, principalmente, de dois estágios, acionadas por dispositivos eletromecânicos denominados motor torque e motor linear, dependendo se o movimento produzido é rotativo ou linear, respectivamente. A figura 3.9 ilustra um motor torque e um motor linear observando-se que são constituídos de um ímã permanente que produz um campo magnético sobre a armadura que, por sua vez, possui duas bobinas enroladas sobre si. Ao circular corrente nas bobinas a armadura é polarizada e cada extremidade é atraída por um polo e repelida por outro (MERRITT, 1967).

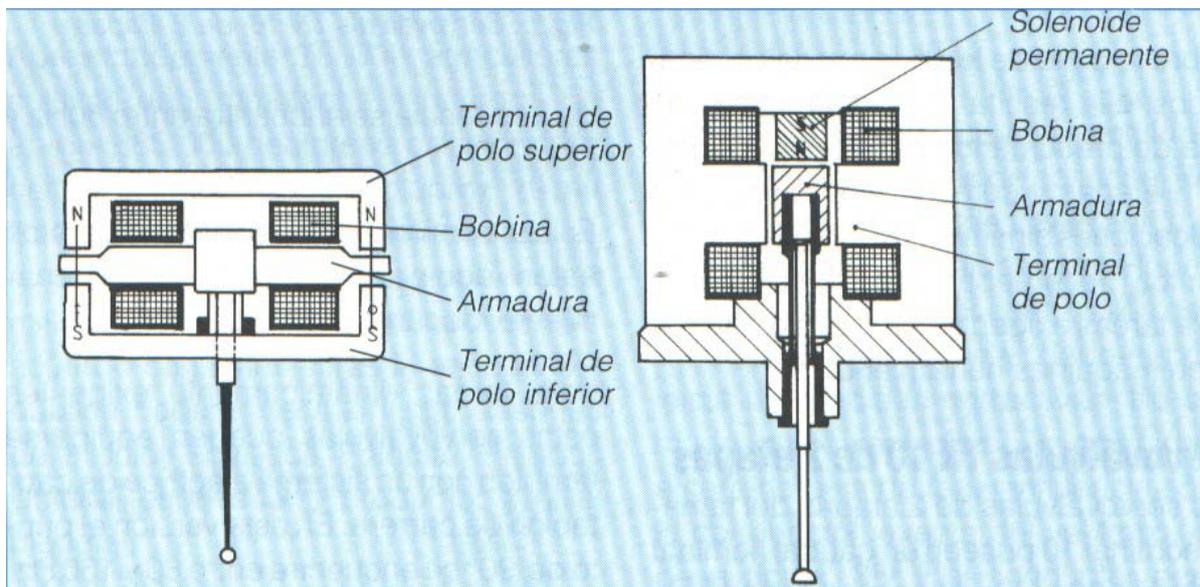


Figura 3.9 – a) Motor torque, b) Motor linear (MOOG, 198-a)\*.

Tipicamente, em válvulas de um estágio o motor de torque ou motor de força aciona diretamente um carretel deslizante e, nos casos de dois estágios, são empregadas como piloto (1º estágio) válvulas tubo-injetor e, mais comumente, válvulas bocal-palheta (bocal-defletor). Nas figuras 3.10 a 3.12 apresenta-se exemplos típicos de válvulas atuais onde observa-se o emprego dos princípios construtivos estabelecidos nas décadas de 40 e 50. Destaca-se que em válvulas de dois estágios são encontradas quatro tipos de realimentação de posição do carretel, quais sejam (DE NEGRI, 1987, MANNESMANN REXROTH, 1986):

- Mecânica, empregando uma haste flexível interligando o defletor (piloto bocal-defletor) ou o tubo (em piloto tubo de jato) e o carretel principal.
- Barométrica, com centragem do carretel através de molas.
- Direta, incorporando a válvula do primeiro estágio no interior do carretel (seguidor hidráulico)
- Elétrica, com medição da posição do carretel através de transdutor de deslocamento

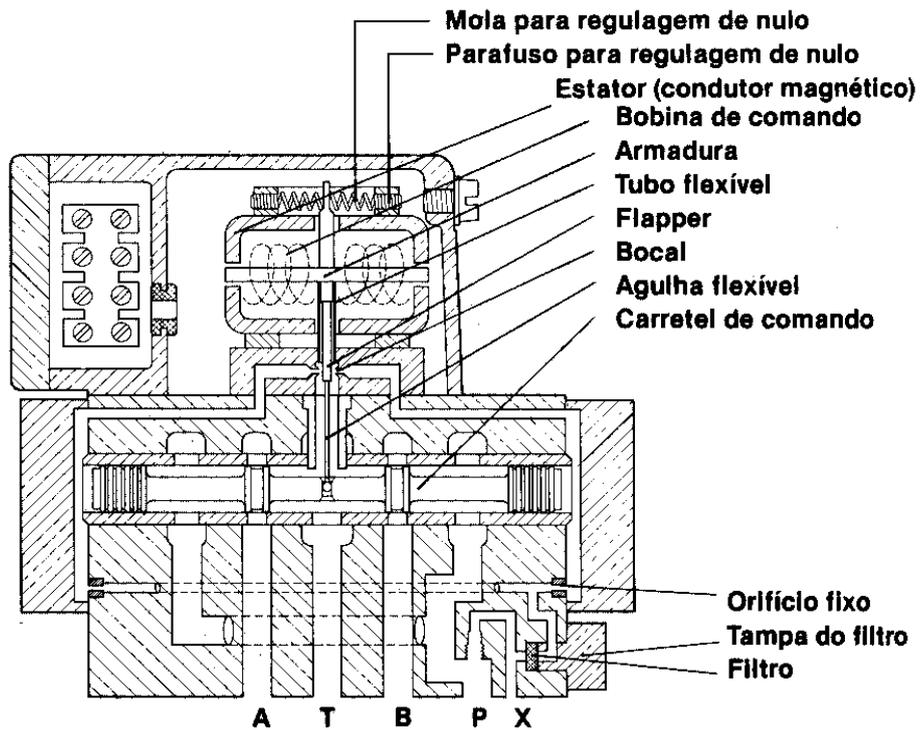


Figura 3.10 - Servoválvula de dois estágios com realimentação mecânica composta de: 1) Motor-torque; 2) Válvula bocal-defletor (1º estágio); 3) Válvula carretel (2º estágio) (MOOG, 198-b).

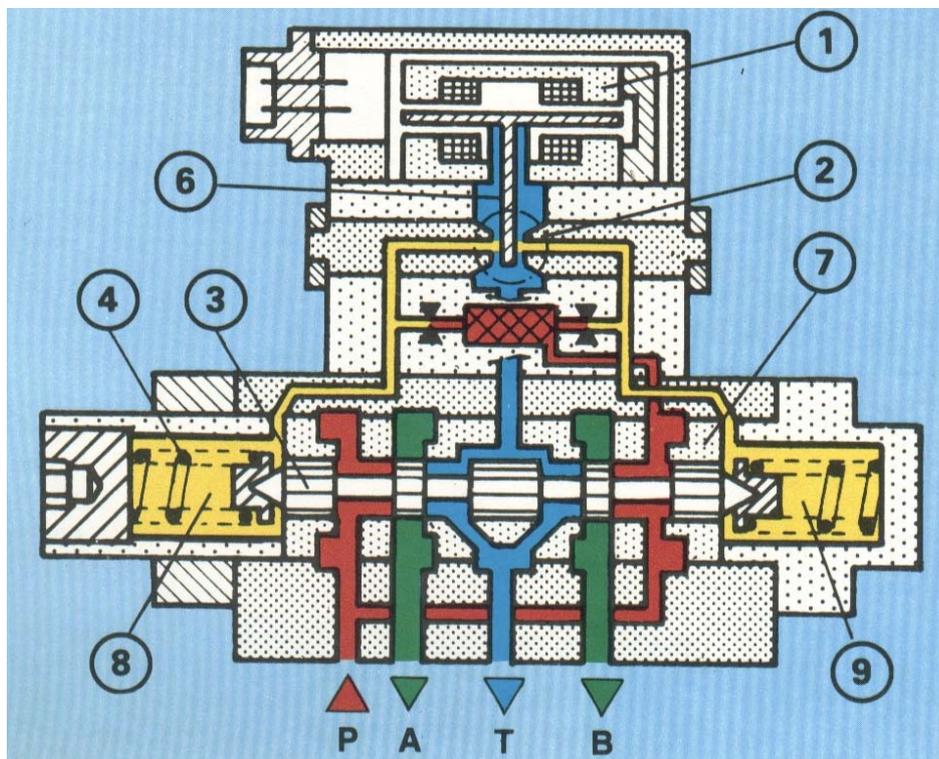


Figura 3.11 – Sevoválvula de 2 estágios com realimentação por molas composta de: 1) Motor-torque; 2) Bocal-defletor (1º estágio) ; 3) Carretel (2º estágio); 4) Mola; 5) Defletor; 7) Camisa; 8) e 9) Câmaras de pilotagem (MANNESMANN REXROTH, 1986).

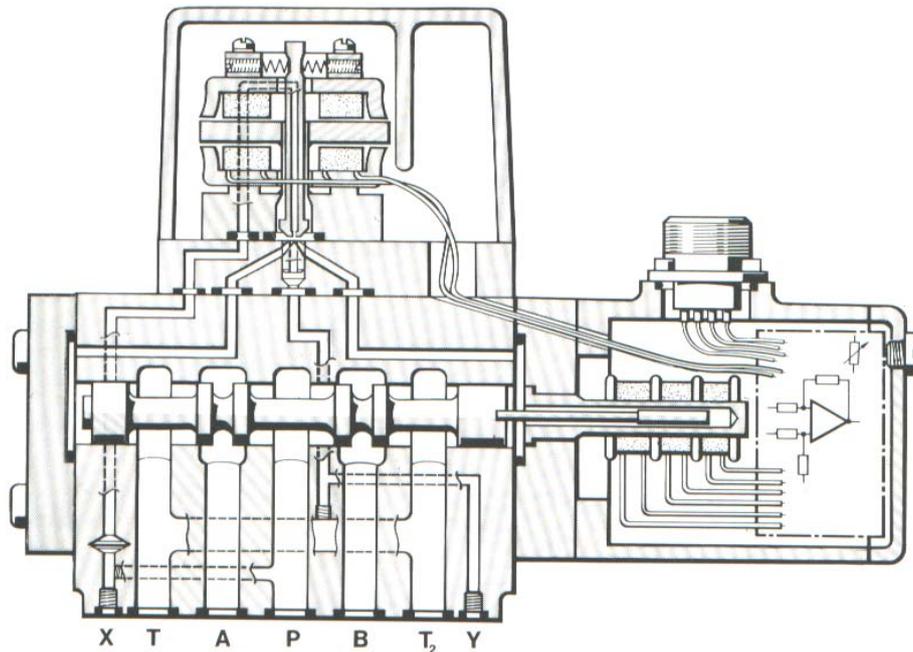


Figura 3.12 – Servoválvula de dois estágios com realimentação elétrica e: 1) Motor-torque; 2) Válvula tubo-injetor (1º estágio); 3) Válvula carretel (2º estágio) (MOOG, 198-b)\*.

### 3.2.1.2 Válvulas Direcionais Proporcionais Eletro-hidráulicas (VDP)

As válvulas direcionais proporcionais (VDP) surgiram na década de 70 no âmbito de dois campos de aplicação distintos, dos equipamentos móveis e dos industriais, tendo como propósito conseguir as mesmas características funcionais obtidas com as servoválvulas, porém com características operacionais adequadas ao âmbito das aplicações citadas acima.

Por um lado, as VDP's surgiram nos Estados Unidos a partir da modificação das válvulas direcionais acionadas por alavanca tipicamente empregadas em equipamentos móveis. O acionamento do carretel principal passou a ser realizado por um sinal hidráulico ou pneumático ou por uma válvula piloto comandada por solenóide proporcional. Deste modo tornou-se possível a operação remota destes equipamentos através da instalação das válvulas de potência próximas a outros componentes hidráulicos e não junto ao operador. (HENKE, 1981).

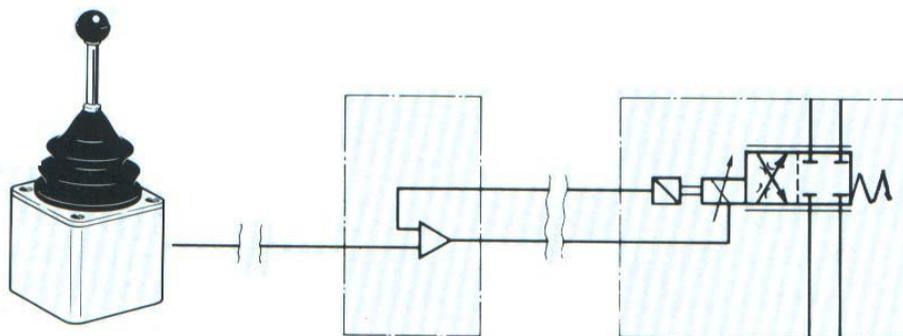


Figura 3.14 – Controle remoto empregando válvulas proporcionais (BOSCH, 1989).

A não ser a alteração do tipo de acionamento, as válvulas para equipamentos móveis permanecem com suas características próprias como o emprego de múltiplos carretéis, incorporação de válvulas de alívio e de retenção e configurações especiais dos ressaltos dos carretéis principais, possibilitando diversas opções construtivas para adequar a válvula de controle a uma aplicação específica.

Por sua vez, o desenvolvimento europeu das VDP ocorreu na área industrial a partir da substituição de solenóides on-off por solenóides proporcionais destinadas inicialmente para operação em circuitos em malha aberta. A figura 3.15 apresenta um solenóide proporcional que, ao contrário do motor de torque, não possui um ímã permanente e a bobina está instalada no corpo do solenóide proporcional, sendo que a armadura (núcleo) move-se em relação a esta.

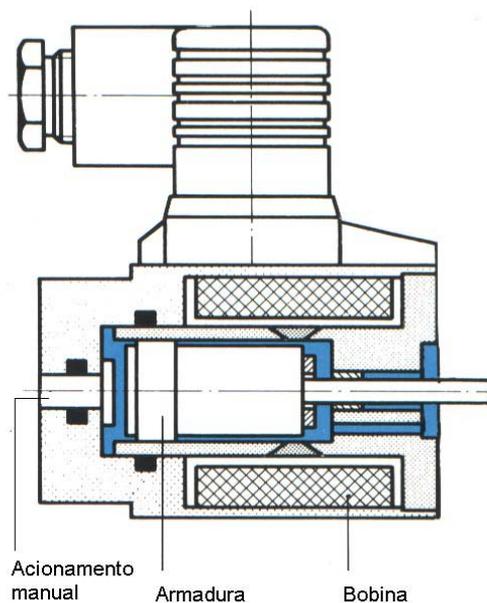


Figura 3.15 – Solenóide proporcional (BOSCH, 1989).

A figura 3.16 apresenta uma válvula direcional proporcional de 1 estágio destinada a aplicação industrial. Como os solenóides proporcionais movimentam-se em apenas um sentido, independentemente do sinal da tensão aplicada, as VDP empregam dois solenóides, um capaz de controlar a vazão nos sentidos P→A e B → T e outro para controlar a vazão nos sentidos P→B e A → T.

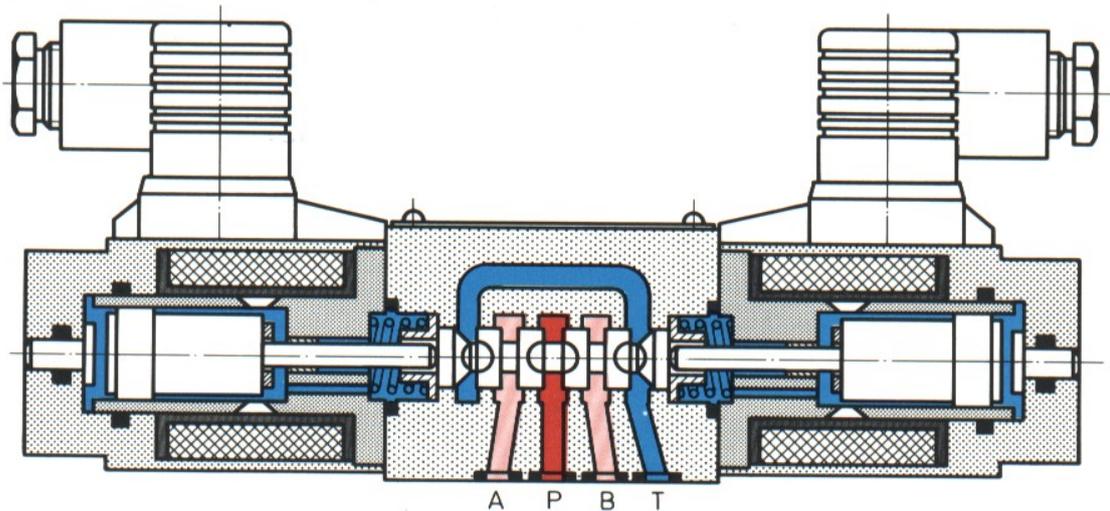


Figura 3.16 – Válvula direcional proporcional de 1 estágio (BOSCH, 1989)

Com o intuito de melhorar o desempenho estático e dinâmico das VDP, tem sido incorporada maciçamente a realimentação da posição de elementos internos da válvula incorporando-se sensores de posição à válvula e circuitos eletrônicos dedicados instalados em cartelas eletrônicas. A figura 3.17 ilustra um exemplo típico em que é realizada a realimentação da posição do carretel que é acionado diretamente pelo solenóide, garantido a posição proporcionalmente a tensão ou corrente aplicados (BOSCH, 1989).

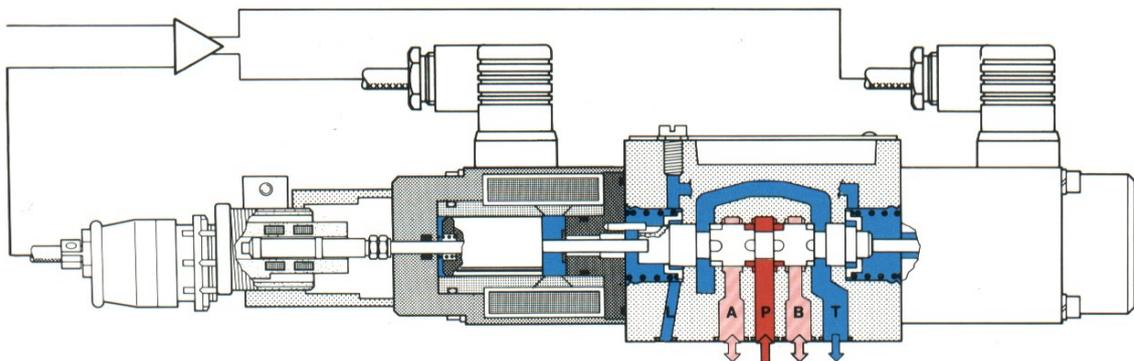


Figura 3.17 – Válvula direcional proporcional de 1 estágio com realimentação de posição do carretel (BOSCH, 1989).

Válvulas direcionais proporcionais de maior porte (vazões superiores a 60 l/min) geralmente são de 2 estágios sendo o primeiro estágio, o qual é acionado pelo solenóide proporcional, do tipo carretel ou redutora de pressão como a mostrada na figura 3.16 (MANNESMANN REXROTH, 1986).

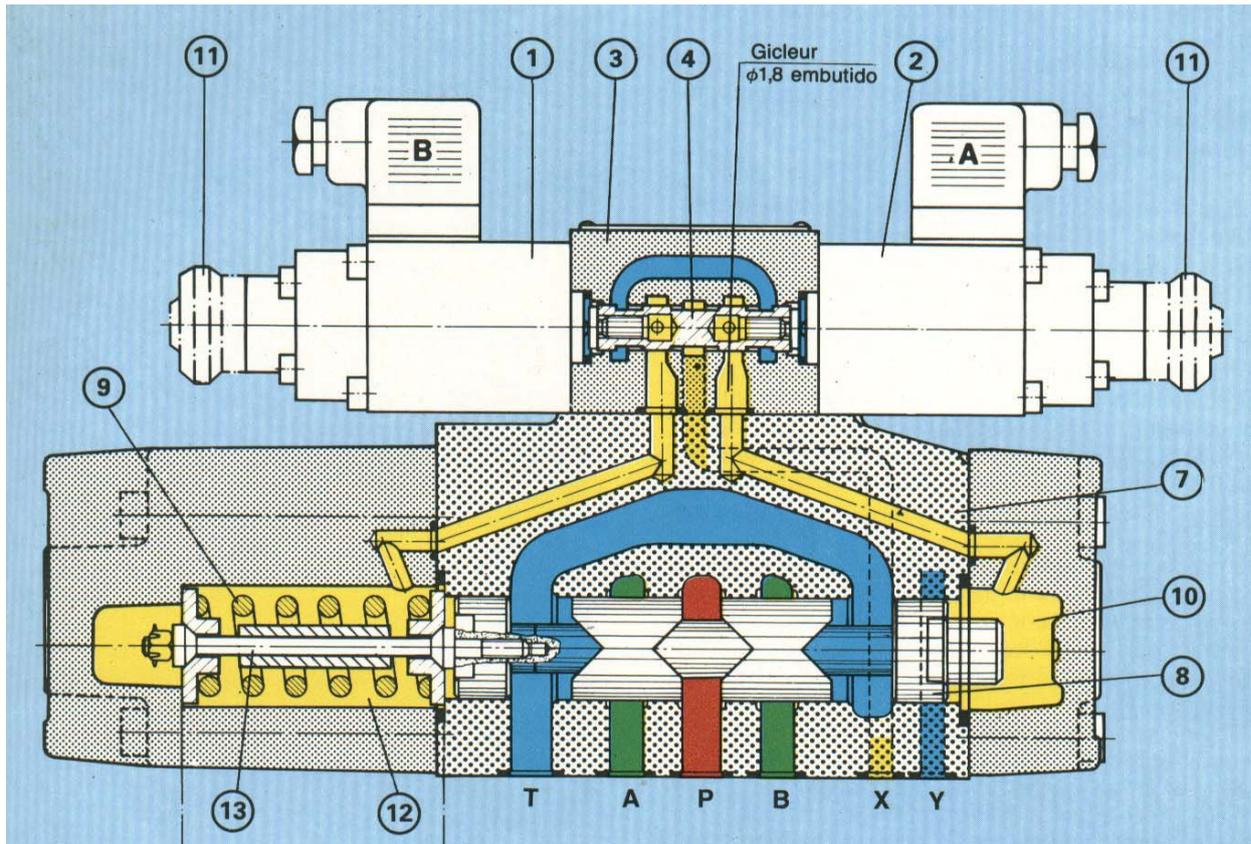


Figura 3.18 – Válvula direcional proporcional de dois estágios composta de: 1) e 2) Solenóide proporcional; 3) Corpo da válvula piloto; 4) Carretel ; 5) e 6) Pistões; 7) Corpo da válvula principal; 8) Carretel; 9) Mola; 10) e 12) Câmaras de pilotagem. (MANNESMANN REXROTH, 1986).

### 3.2.1.3 Correlação entre SV e VDP

A diferenciação entre servoválvulas (SV) e válvulas direcionais proporcionais (VDP) apresentada na seção anterior está fundamentada na forma construtiva. Porém, observando-se artigos técnicos, catálogos de produtos e tutoriais publicados por fabricantes de válvulas hidráulicas, percebe-se que esta diferenciação muitas vezes é feita em relação às características comportamentais e não as construtivas.

Quando do surgimento das válvulas proporcionais, as publicações técnicas apresentavam-nas como uma alternativa para o uso industrial frente às servoválvulas pois incorporavam aspectos favoráveis como custo inferior e maior tolerância a contaminação havendo, porém, grandes limitações em termos de comportamento estático e dinâmico. Talvez uma das mais fortes caracterizações dizia respeito a limitação a aplicações em malha aberta, exatamente ao contrário das servoválvulas, usadas intensivamente em controles de posição e, portanto, em malha fechada.

Porém, o desenvolvimento tecnológico das válvulas em termos do emprego de novos materiais como plásticos, materiais sinterizados e novas ligas, da melhoria processos de fabricação e da incorporação maciça de dispositivos eletrônicos, permitiu aprimorar o desempenho das válvulas proporcionais e, ao mesmo tempo, reduzir o custo e tornar as servoválvulas menos sensíveis a

influências do meio. Assim, a distinção destes tipos de válvulas com base nos aspectos mencionados no parágrafo anterior vem perdendo o sentido e conduzindo, inclusive, a criação de novas denominações como **servoválvulas industriais**, comportamentalmente semelhantes as VDP e **válvulas reguladoras**, que são válvulas proporcionais sob o ponto de vista construtivo mas com comportamento estático e dinâmico aprimorado.

Mais do que uma simples discussão sobre nomenclatura de válvulas, os termos servoválvula e válvula direcional proporcional tem uma forte influência comercial já que incorporam a caracterização histórica sob o ponto de vista de custo, tolerância à contaminação e qualidade de resposta estática e dinâmica, pré-estabelecendo erroneamente a opção por um tipo de válvula ou por outro.

Reitera-se que os mesmos princípios construtivos que originaram as SV e VDP continuam a ser empregados atualmente porém, o comportamento estático e dinâmico e a adequabilidade ao meio externo evoluiu de tal forma que atualmente não é possível afirmar que uma servoválvula não é adequada para o controle em uma máquina CNC ou que o controle de posição de pás de turbinas não possa ser realizado com válvulas proporcionais. Desta forma, se for identificada a necessidade de emprego de uma válvula direcional continuamente variável, o projetista deverá se concentrar na análise das características operacionais das válvulas disponíveis no mercado, culminando na escolha da válvula que poderá ser uma SV ou uma VDP.

## 4 Modelagem e Dimensionamento Dinâmico dos Sistemas de Atuação (para circuitos de atuação contínua)

### 4.1 Introdução

No contexto de projeto de circuitos hidráulicos, após a definição do tipo dos componentes e suas interligações, realiza-se o dimensionamento destes visando a sua correta seleção através de catálogos técnicos.

Quando se constrói **circuítos discretos** envolvendo válvulas direcionais, de alívio, retenções, válvulas controladoras de vazão etc., normalmente aplica-se somente **modelos matemáticos estáticos** que possibilitam determinar as perdas de carga que ocorrerão nas válvulas e tubulação, as áreas de cilindros, o deslocamento volumétrico e o rendimento de bombas e motores. Ou seja, calcula-se um conjunto de informações que permite prever o valor de pressões, vazões, forças, velocidades etc. que estarão ocorrendo quando o circuito estiver em uma condição perene de operação.

Por sua vez, a utilização de válvulas proporcionais e servoválvulas exige um estudo mais detalhado do comportamento do circuito, uma vez que se deseja controlar ao longo do tempo a força, posição ou velocidade de um atuador e que flutuações no valor destas variáveis podem causar danos ao sistema mecânico que está sendo atuado ou mesmo ao próprio circuito hidráulico. Empregando-se **modelos matemáticos dinâmicos** é possível prever detalhadamente o comportamento das variáveis do sistema, conforme exemplificado nas figuras abaixo.

Na figura 4.1a apresenta-se um sistema hidráulico para o controle da pressão na câmara posterior de um molde para injeção de plásticos, realizado através de uma válvula proporcional de pressão (1V2). A resposta da pressão na câmara posterior devido a um aumento em 1 bar na pressão do plástico que está sendo injetado está mostrado na figura 4.1b (PEREIRA, 2000)

A figura 4.2 apresenta um os componentes principais de um sistema de controle de posição das pás do rotor de uma turbina Kaplan empregada na geração de energia elétrica (RODRIGUES et al., 2001).



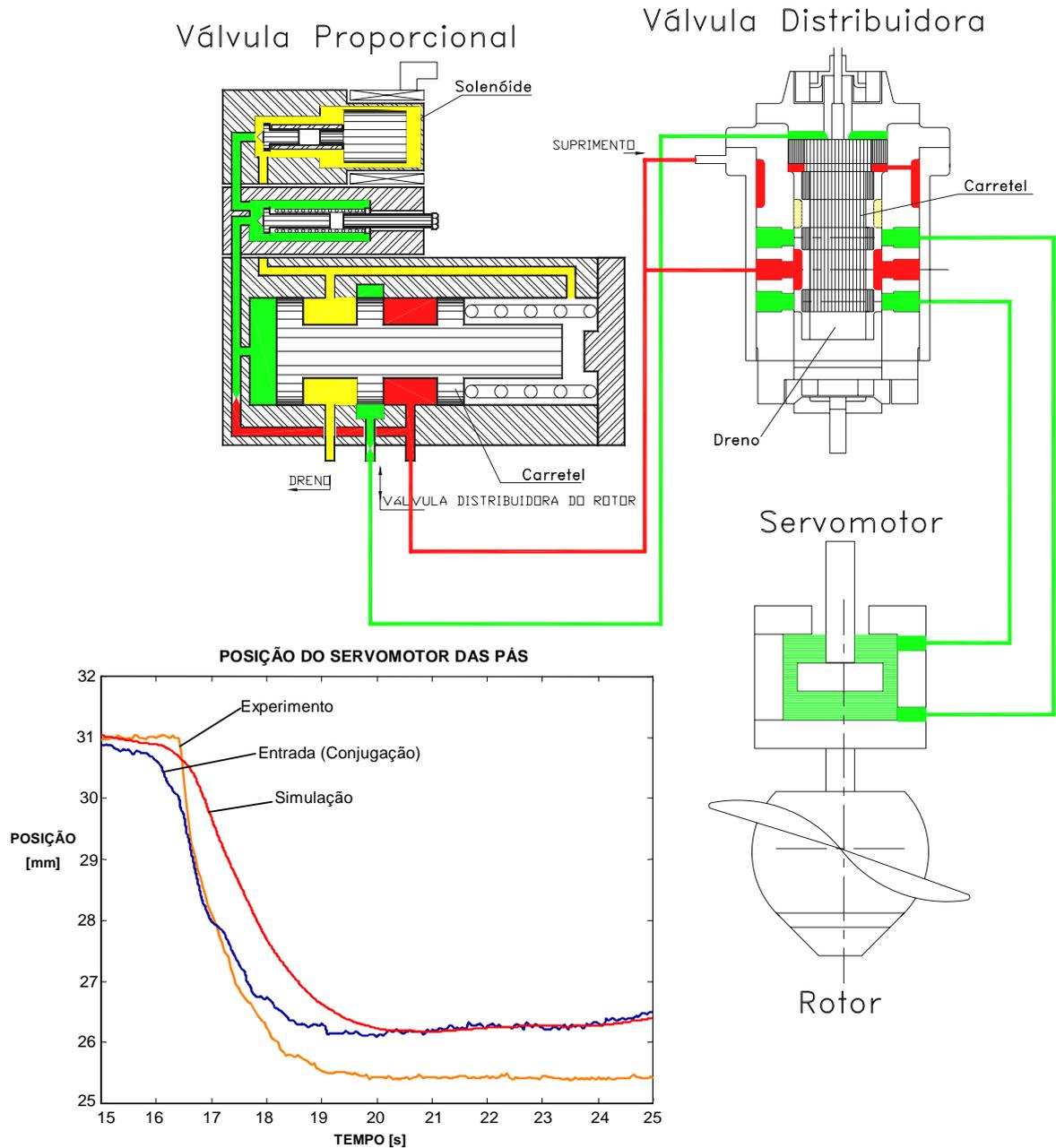


Figura 4.2 – Sistema de controle de posição das pás de rotor de turbina Kaplan

O restante deste capítulo está voltado aos os sistemas de controle de posição por ser o principal requisito nos diversos campos de aplicação da hidráulica. De toda a forma, a modelagem dinâmica para o controle de pressão, força ou vazão é realizado de forma bastante similar, utilizando os mesmos princípios da mecânica dos fluidos que serão mostrados a seguir.

**4.2 Componentes de sistemas hidráulicos de controle de posição**

A figura 4.3 mostra um típico sistema de controle de posição eletro-hidráulico que pode empregar cilindro ou motor hidráulico e válvula proporcional ou servoválvula. Nas seções seguintes modela-se cada um destes componentes.

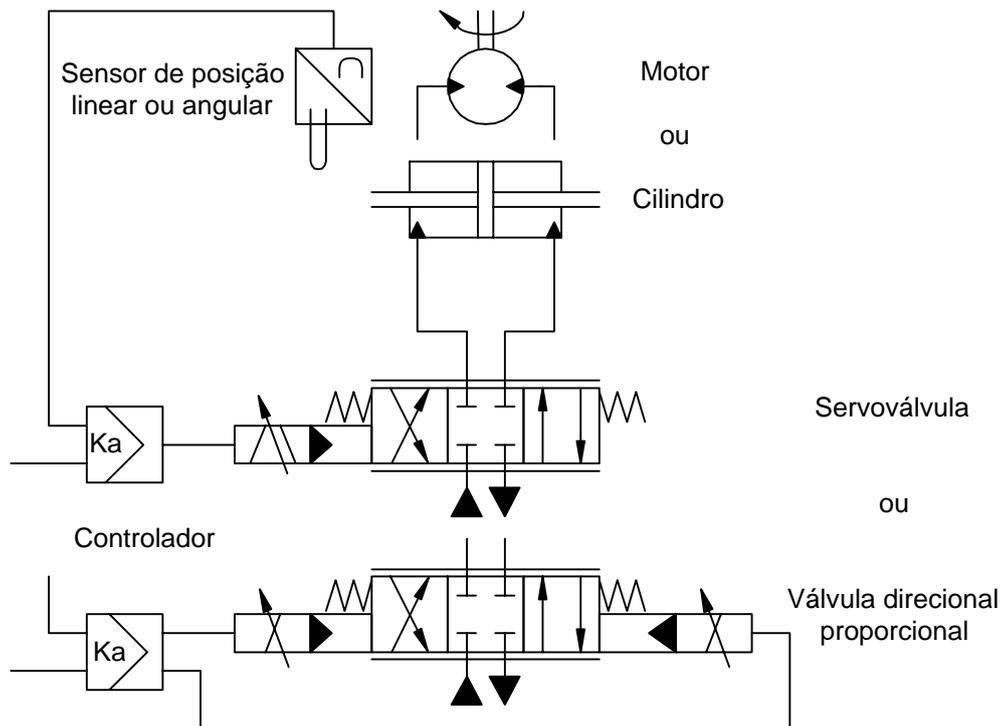


Figura 4.3 – Componentes de um sistema hidráulico de controle de posição

**4.3 Solenóide proporcional e motor de torque**

Conforme observado na seção 3.2.1, as servoválvulas empregam principalmente o motor de torque no seu acionamento enquanto que as válvulas proporcionais utilizam solenóides proporcionais. Apesar da diferença construtiva, é possível obter um modelo dinâmico único e que é adequado para a análise de sistemas de controle. Obviamente que modelos mais refinados fundamentados no eletromagnetismo são empregados quando do desenvolvimento destes dispositivos.

Os dispositivos mostrados na figura 4.4 são modelados por duas equações: equação da tensão e equação do movimento sendo que, no caso de motores de torque, as bobinas podem ser interligadas de forma diferencial, paralelo ou série, conforme mostrado na figura 4.5.

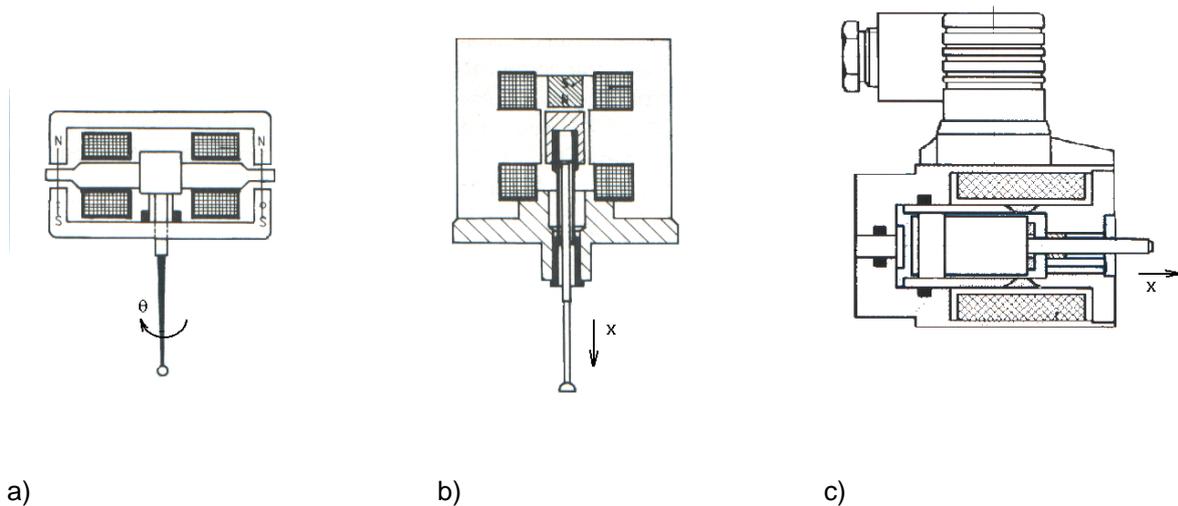


Figura 4.4 – a) Motor - torque; b) Motor linear; c) Solenóide proporcional

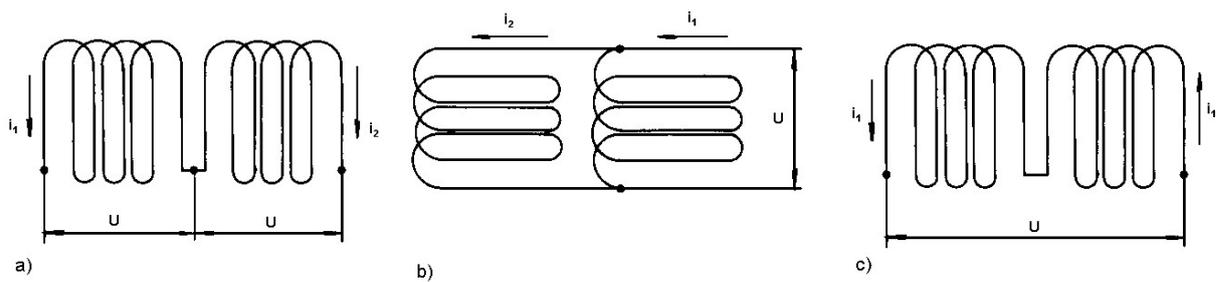


Figura 4.5 – Formas de conexão de bobinas em motores - torque: a) Diferencial; b) Paralelo; c) Série

#### 4.3.1 Equação da tensão

$$U = L \cdot \frac{di}{dt} + R \cdot i \quad (4.1)$$

onde:

U = Tensão aplicada em cada bobina [V]

i = Corrente diferencial ( $i_1 - i_2$ ) – Para bobinas diferenciais

i = Corrente total ( $i_1 + i_2$ ) – Para bobinas em paralelo

i = Corrente total ( $i_1 = i_2$ ) – Para bobinas em série

i = Corrente total – Para bobinas únicas (solenóides proporcionais)

**4.3.2 Equação do movimento**

Para motor de torque:

$$T = K_t i = I \frac{d^2 \theta}{dt^2} + A \frac{d \theta}{dt} + G \theta \quad (4.2)$$

Para solenóide proporcional

$$F = K_f i = M \frac{d^2 x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} + K x \quad (4.3)$$

**4.4 Válvulas carretel de 4 vias**

As válvulas carretel de quatro vias assumem duas formas construtivas, com 3 ressaltos ou com 4 ressaltos, conforme a figura 4.6.

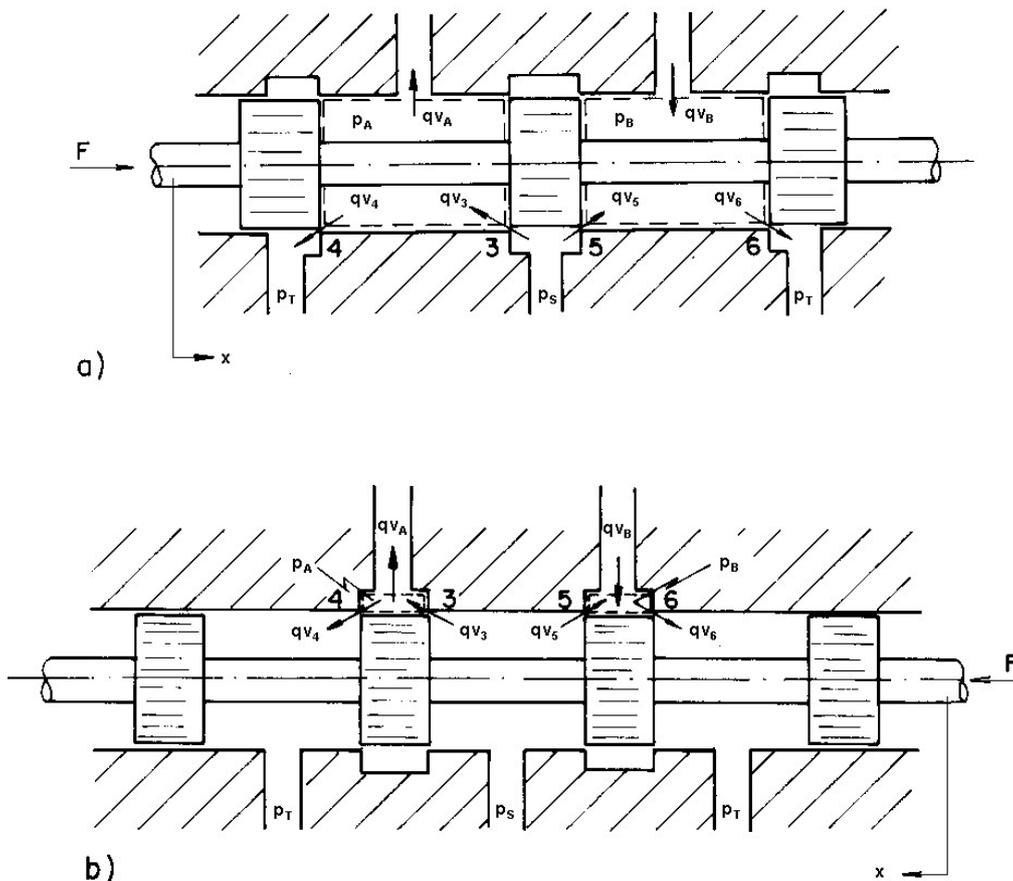


Figura 4.6 – Válvulas carretel de 4 vias: a) Com 3 ressaltos; b) Com 4 ressaltos.

Quando ocorre um deslocamento do carretel da válvula para a direita ( $X_v > 0$ ) haverá comunicação da linha de pressão de suprimento com a conexão para a câmara 'A' de um cilindro conectado à válvula. Do mesmo modo haverá a comunicação da linha de retorno com a conexão da câmara 'B' do cilindro. Como a pressão de suprimento é maior que a pressão de retorno, a pressão ' $p_A$ ' da câmara 'A' do cilindro será maior que a pressão ' $p_B$ ' da câmara 'B' do cilindro, surgindo uma força disponível para movimentar a carga. Este aumento de pressão de carga ( $p_c = p_A - p_B$ ) faz com que ocorra o movimento do pistão; simultaneamente a isto ocorrerá o aparecimento de uma vazão de controle ' $q_{vc}$ '.

Observa-se que quando  $x > 0$  o fluido hidráulico passa pelos orifícios de controle 3 de um lado e 6 de outro. De forma análoga, se o carretel for movimentado no sentido oposto ( $x < 0$ ), haverá uma vazão ' $q_{vc}$ ' no sentido oposto, bem como o movimento do cilindro também no sentido oposto. Vale observar que quando  $x < 0$  a vazão de fluido hidráulico passa pelos orifícios 4 de um lado e 5 de outro

Nestas válvulas os orifícios que controlam a passagem de fluido são definidos pelo deslocamento do carretel, movimentando os ressalto em relação aos respectivos pórticos. Baseando-se na figura 4.7 que detalha a região próxima a um ressalto, pode-se definir três características construtivas de válvulas continuamente variáveis (SV e VDP) que são:

- **Tipo de centro (ou sobreposição ou recobrimento):** Relaciona a diferença entre o comprimento do ressalto ( $l_r$ ) e o comprimento do pórtico ( $l_p$ ):
  - Centro supercrítico (sobreposição positiva):  $l_r > l_p$
  - Centro crítico (sobreposição nula):  $l_r = l_p$
  - Centro subcrítico (sobreposição negativa):  $l_r < l_p$
  
- **Geometria da válvula:** Está associada ao processo de fabricação:
  - Geometria real: Toda válvula possui folga radial ( $f_r$ ) entre carretel e camisa ou corpo e os cantos dos ressalto e pórticos são arredondados (com raio  $r$ ).
  - Geometria ideal: é uma construção hipotética onde os cantos são vivos e não há folga radial.
  
- **Forma do pórtico:** O pórtico pode ter diferentes formatos, porém os mais comuns são:
  - Pórtico retangular: De dimensões  $l_p \times w$ , onde  $w$  corresponde a largura do pórtico que pode ser igual ao perímetro da camisa da válvula ou a uma fração desta.
  - Pórtico circular
  - Pórtico triangular

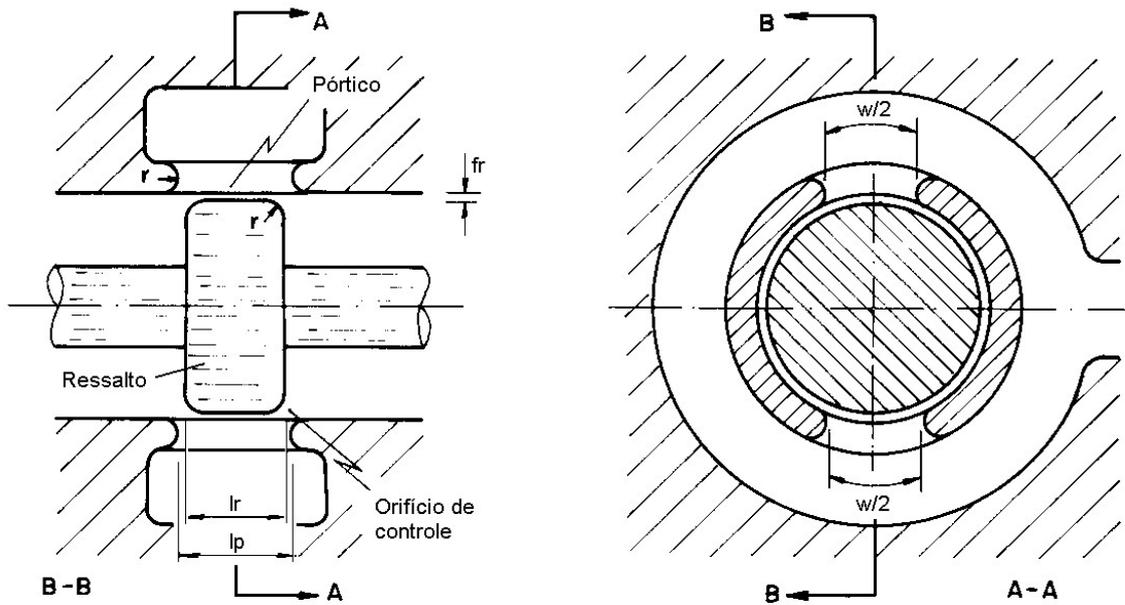


Figura 4.7 – Detalhe do ressalto e pórtico em válvulas carretel

#### 4.4.1 Equação da vazão de controle

A vazão controlada através de uma SV ou VDP é decorrente da ação integrada de 4 orifícios de controle (3, 4, 5 e 6). A vazão através de cada orifício é obtida aplicando-se a equação de Bernoulli que estabelece que a energia ao longo de um escoamento se conserva, podendo haver a conversão entre as energias cinética, de pressão e potencial. Esta equação é válida para regime permanente de um escoamento unidimensional, incompressível de um fluido ideal.

Para um orifício genérico, como mostrado na figura 4.8, a aplicação da equação de Bernoulli entre as seções 1 e 2 fornece:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 + \rho g z_1 = p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \rho g z_2 \quad (4.4)$$

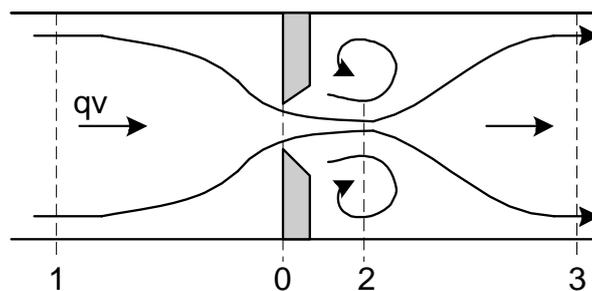


Figura 4.8 – Escoamento em um orifício

Considerando-se que a variação de altura não seja significativa, o termo  $\rho g(z_2 - z_1)$  pode ser desprezado. Além disso, como em um orifício de controle a área  $A_0$  é muito menor que a área da canalização de entrada ( $A_1$ ) e, conseqüentemente,  $A_1 \gg A_2$ , a velocidade de entrada  $v_1$  é desprezível em relação à velocidade na vena contracta ( $v_2$ ), de modo que:

$$p_1 = p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \quad (4.5)$$

Considerando que a vazão volumétrica em regime permanente pode ser expressa como:

$$qv = A v \quad (4.7)$$

a equação 4.5 pode ser expressa como:

$$qv = A_2 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (4.8)$$

Como  $A_2$  não é uma área mensurável, existem vários experimentos que determinam a correlação com a área do orifício  $A_0$  para diferentes tipos de orifícios, podendo-se escrever que

$$A_2 = C_c A_0 \quad (4.9)$$

sendo  $C_c$  = Coeficiente de contração (Adimensional). Para o caso de válvulas carretel pode-se assumir  $C_c = 0,6$  a  $0,7$ .

Por fim, como a equação de Bernoulli supõe que o fluido seja incompressível e, conseqüentemente, que não há perdas por atrito, a velocidade real na vena contracta ( $v_{2r}$ ) é um pouco inferior a prevista na equação 4.8 ( $v_2$ ), fato este que pode ser compensado utilizando-se o coeficiente de velocidade ( $C_v$ ), isto é:

$$v_2 = \frac{C_v}{v_{2r}} \quad (4.10)$$

Substituindo-se (4.9) e (4.10) em (4.8), obtém-se a equação da vazão em um orifício que estabelece a relação entre a vazão e a queda de pressão:

---


$$qv = C_d A_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (4.11)$$


---

Para as válvulas da figura 4.4, a vazões nas portas de trabalho (A) e (B) podem ser expressas por:

$$q_{VA} = q_{V3} - q_{V4} \quad (4.12)$$

$$q_{VB} = q_{V6} - q_{V5} \quad (4.13)$$

A equação 4.11 pode ser particularizada para cada um dos orifícios de controle de modo a expressar a vazão nas portas de trabalho em função da área dos orifícios e da diferença de pressão em cada um deles.

A fim de obter uma equação mais simples, as seguintes considerações são comumente aceitas:

- A válvula é crítica e a geometria é considerada ideal de modo que:

$$\text{Para } x \geq 0 \Rightarrow \quad q_{V4} = q_{V5} = 0 \quad (4.14a)$$

$$\text{Para } x \leq 0 \Rightarrow \quad q_{V3} = q_{V6} = 0 \quad (4.14b)$$

- Os orifícios são iguais:

$$A_3(x) = A_6(x) \quad (4.15a)$$

$$A_4(x) = A_5(x) \quad (4.15b)$$

- Os orifícios são simétricos:

$$A_3(x) = A_5(-x) \quad (4.16a)$$

$$A_4(x) = A_6(-x) \quad (4.16b)$$

- Os orifícios são retangulares, de modo que as áreas podem ser expressas por:

$$A(x) = w x \quad (4.16a)$$

onde:  $w$  = largura do pórtico (igual ao perímetro da camisa da válvula ou a uma fração deste)

Com estas hipóteses, que são perfeitamente válidas para a análise de válvulas comerciais, e definindo-se a **pressão de carga** como:

$$p_c = p_A - p_B \quad (4.17)$$

Pode-se obter a expressão para a **vazão de controle em uma válvula de 4 vias** como:

---


$$q_V = q_{VA} = q_{VB} = Cd w x \sqrt{\frac{p_s - \text{sgn}(x) p_c}{\rho}} \quad (4.18)$$


---

O fato de se considerar as vazões nas portas A e B iguais está associado à limitação do emprego destas válvulas com cilindros simétricos, isto é, com áreas iguais nas duas câmaras. Para cilindros assimétricos (normalmente com haste em apenas um lado) pode-se empregar de 3 vias ou válvulas de 4 vias mas com orifícios não iguais.

Uma informação típica de catálogo, principalmente nos de servoválvulas, é a curva de vazão pressão que é a representação gráfica da equação 4.18. Definindo-se a **vazão de controle nominal** como a vazão que ocorre quando a diferença de pressão de carga é nula e o deslocamento da válvula é o nominal (máximo na faixa de operação), isto é:

$$qv_n = Cd w x_n \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \tag{4.19}$$

a curva de vazão-pressão fica na forma mostrada na figura 4.9.

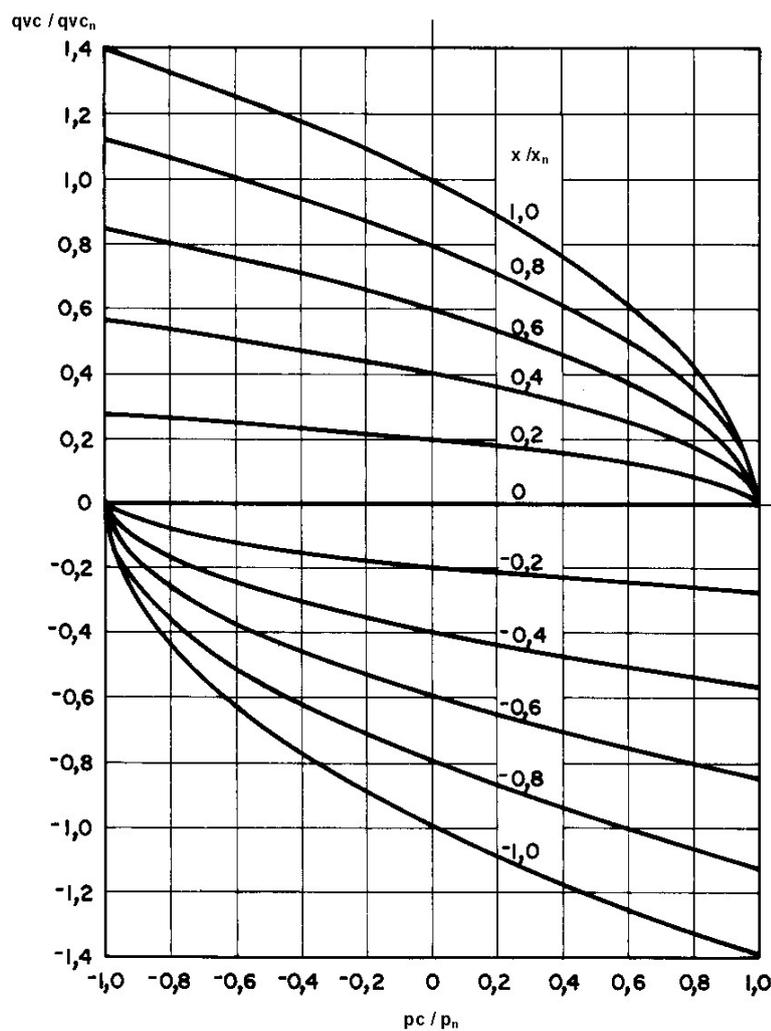


Figura 4.9 – Curvas de vazão- pressão para válvulas direcionais continuamente variáveis (SV e VDP) de 4 vias, com centro crítico, geometria ideal e pórticos retangulares.

#### 4.4.1.1 Equação da vazão de controle linearizada

A equação 4.18 permite a obtenção da vazão da válvula ( $q_v$ ) para faixa de variação da posição ( $x$ ) e da pressão de carga ( $p_c$ ). Porém, como envolve a raiz quadrada de  $p_c$  e também o produto com  $x$ , esta expressão é não linear e, portanto, impede a utilização das ferramentas de análise da teoria de controle linear.

Para tanto, pode-se linearizar a equação 4.18 em torno de um ponto de operação genérico 'i' da seguinte forma:

$$q_{vc} - q_{vci} = \left. \frac{\partial q_v}{\partial x} \right|_i (x - x_i) + \left. \frac{\partial q_v}{\partial p_c} \right|_i (p_c - p_{ci}) \quad (4.20)$$

onde:

$q_{vci}$  = Vazão de controle no ponto 'i' de operação [ $m^3/s$ ]

$x_i$  = Posição do carretel no ponto 'i' de operação [m]

$p_{ci}$  = Pressão de carga no ponto 'i' de operação [Pa]

Define-se:

$\delta q_v = q_v - q_{vci}$  = Variação da vazão de controle em relação ao ponto de operação

$\delta x = x - x_i$  = Variação do deslocamento em relação ao ponto de operação

$\delta p_c = p_c - p_{ci}$  = Variação da pressão de carga em relação ao ponto de operação

$$K_{qi} = \left. \frac{\partial q_v}{\partial x} \right|_i = \text{Ganho de vazão [m}^2/\text{s]} \quad (4.21)$$

$$K_{ci} = \left. \frac{\partial q_v}{\partial p_c} \right|_i = \text{Coeficiente de vazão-pressão [m}^5/\text{Ns]} \quad (4.22)$$

$$K_{pi} = \left. \frac{\partial p_c}{\partial x} \right|_i = \frac{K_{qi}}{K_{ci}} = \text{Ganho de pressão [N/m}^3\text{]} \quad (4.23)$$

Nos sistemas de controle de posição, onde estas válvulas são intensamente empregadas, o ponto de operação mais significativo é caracterizado por:

$q_{vi} = x_i - p_{ci} = 0$  , denominado de **ponto central de operação**.

Nesta condição não há vazão entre válvula e cilindro e, portanto, este está parado em uma dada posição, o que é o objetivo do sistema. Por sua vez, para que não haja vazão, a válvula deve estar centrada, conforme se pode observar na equação 4.18. A pressão de carga nula implica que esta modelagem aplica-se para sistemas em que não existem esforços sobre o cilindro ou motor quando este

estiver em repouso, situação esta que muitas vezes não é válida e deve-se estar atento as divergências entre os resultados obtidos teoricamente e o que acontece no sistema real.

Alterações na posição desejada farão com que a válvula mude de posição mas, devido a realimentação de posição do cilindro, esta retornará ao ponto central.

Assim, o ponto central de operação é caracterizado fazendo-se 'i=0' de modo que:

$$qv_0 = x_0 - p_{c0} = 0 \quad e$$

---


$$qv = Kq_0 x - Kc_0 p_c \quad (4.24)$$


---

que corresponde a equação da vazão de controle linearizada em torno do ponto central de operação.

Neste momento, vale ressaltar que, no caso de uma válvula eletro-hidráulica muitas vezes não se tem acesso ao deslocamento mas sim a tensão ou corrente aplicadas na válvula. Deste modo pode-se reescrever a equação 4.24 como:

---


$$qv = Kqu_0 U - Kc_0 p_c \quad (4.25)$$


---

sendo:

$Kqu_0$  = Ganho de vazão (referente a tensão) [ $m^3/sV$ ]

$Kc_0$  = Ganho de vazão-pressão (inalterado) [ $m^5/Ns$ ]

$Kpu_0$  = Ganho de pressão (referente a tensão) [ $N/m^2V$ ]

A partir da equação 4.25 pode-se observar alguns aspectos comportamentais do sistema:

- A vazão de controle  $q_{vc}$  varia diretamente com U, ou seja, se for aumentada a tensão haverá um deslocamento maior do carretel e, conseqüentemente, a válvula fornecerá uma vazão maior.
- A vazão  $q_{vc}$  diminui com o aumento da pressão de carga  $p_c$ , ou seja, quanto maior a carga acoplada ao cilindro hidráulico, menor será a vazão  $q_{vc}$  fornecida pela válvula.

Os coeficientes  $Kq_0$  ou  $Kqu_0$ ,  $Kc_0$  e  $Kp_0$  ou  $Kpu_0$  podem ser obtidos de diferentes formas:

- Das curvas de vazão-pressão (figura 4.7)
- Derivando a equação 4.18 em relação à x e  $p_c$ , com correções para incluir o efeito de folga radial.
- Realizando ensaios com a válvula segundo a norma ISO 6404 (ISO, 1985)
- Extrairdo de curvas de catálogos técnicos.

As duas primeiras alternativas geram valores teóricos possivelmente distantes da realidade, uma vez que foram consideradas diversas hipóteses simplificativas no desenvolvimento do modelo. De toda a forma, muitas vezes este procedimento é conveniente para verificar se os dados coletados estão coerentes ou, em certas situações, é a única forma de obter-se algum dado para alimentar o modelo.

As expressões obtidas teoricamente são:

$$Kq_0 = Cd w \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \quad (4.26)$$

$$Kc_0 = \frac{\pi w f_r^2}{32\mu} \quad (4.27)$$

$$Kp_0 = \frac{32 \mu Cd \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}}{\pi f_r^2} \quad (4.28)$$

onde:

$f_r$  = folga radial entre carretel e camisa [m]

$\mu$  = viscosidade absoluta do fluido [Pa s]

Quando se dispõe de meios para a realização de ensaios com a válvula, consegue-se obter valores que a caracterizam com segurança. A norma internacional ISO 6404 estabelece diversos procedimentos de testes para servoválvulas, mas também perfeitamente aplicáveis para válvulas direcionais proporcionais. Dentre os testes em regime permanente, destaca-se a **determinação de curvas características** de válvulas de onde se pode extrair os coeficientes presentes nas equações 4.24 ou 4.25.

- **Curva  $qv_c$  versus  $x$  ou  $qv_c$  versus  $U$**

Para a realização deste teste, as duas portas de trabalho da válvula (A e B) são interconectadas, instalando-se um transdutor de vazão entre elas. Isto é equivalente a considerar a pressão de carga  $p_c = 0$ . Como sinal de entrada na válvula proporcional ou servoválvula, aplica-se uma senóide bastante lenta com amplitude correspondente a tensão nominal, de modo que as partes móveis da válvula não sofram alterações bruscas de posição. De posse do gráfico de vazão, o ganho de vazão ( $Kq$ ) pode ser obtido calculando-se a inclinação da curva no ponto de operação desejado.

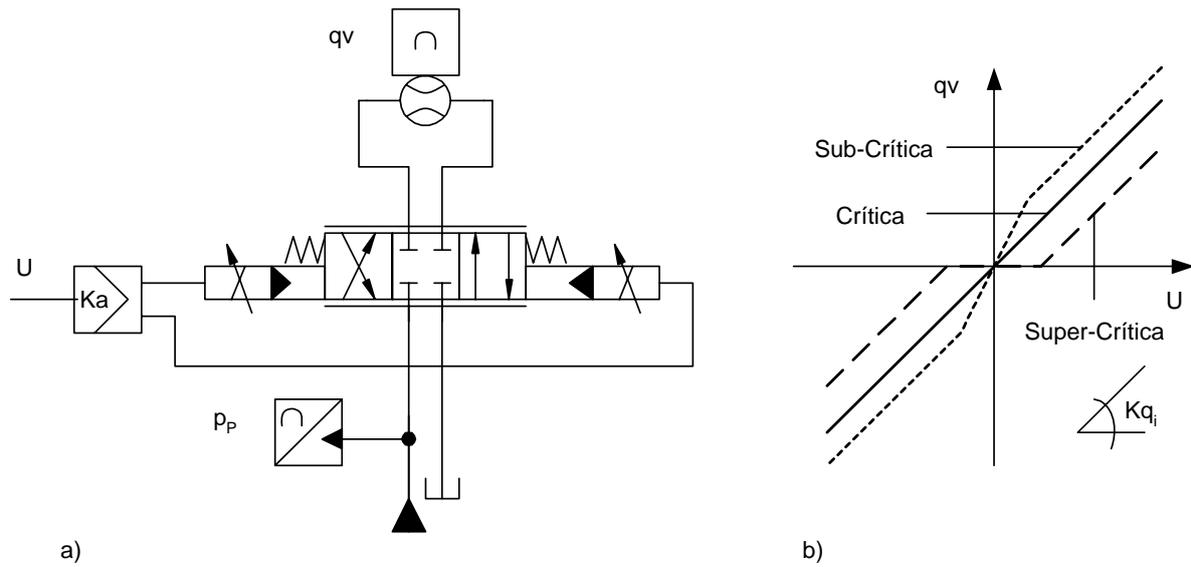


figura 4.10 – Determinação do ganho de vazão: a) Circuito de testes; b) Curvas obtidas

Esta mesma condição de ensaios pode ser aplicada para a determinação da zona morta da válvula. Neste caso deve-se observar o valor do sinal de entrada no ponto em que a vazão do sistema cai a zero e, estando em zero, no ponto em que adquire um valor positivo. É importante conferir este valor com o que é fornecido em catálogo, pois normalmente costumam haver discrepâncias.

• **Curva  $p_c$  versus  $x$  ou  $p_c$  versus  $U$**

Com as portas de trabalho (A e B) bloqueadas, mede-se a diferença de pressão que ocorre entre as portas em função do deslocamento ou da tensão na válvula. Esta diferença de pressão corresponde a pressão de carga definida anteriormente ( $p_c = p_A - p_B$ ). O sinal enviado à válvula pode ser uma senóide lenta (na faixa de 1 Hz) de valor de pico correspondente à tensão nominal. A figura 4.11 apresenta o circuito de testes e os gráficos que podem ser obtidos.

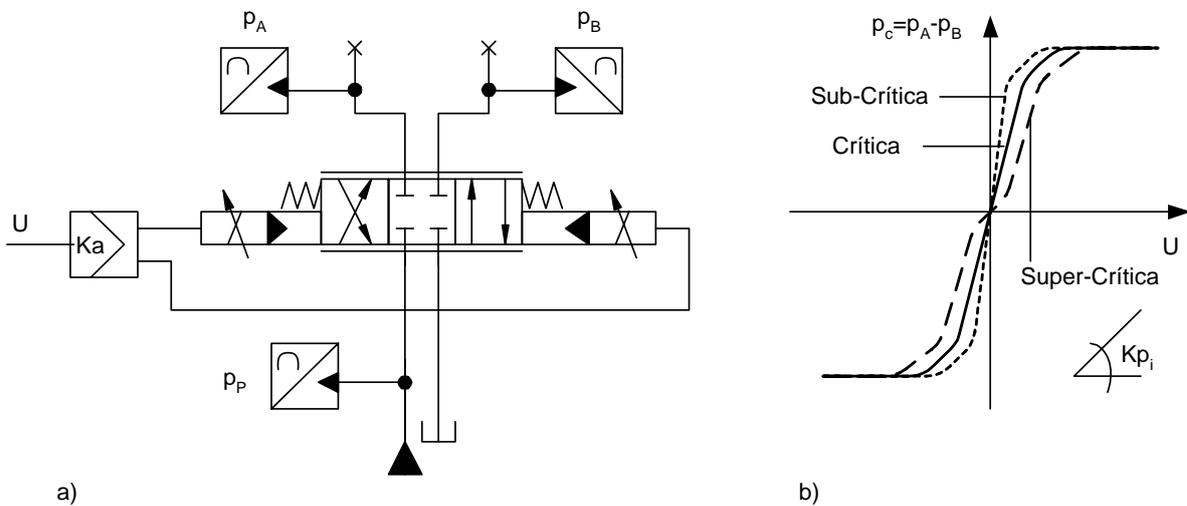


Figura 4.11 – Determinação do ganho de pressão: a) Circuito de testes; b) Curvas obtidas

O coeficiente de vazão-pressão, presente nas equações 4.24 e 4.25, pode ser obtido da relação 4.23, isto é,  $Kc_i = Kqu_i / Kp_i$ .

#### 4.4.2 Equação do movimento

Para movimentar o carretel de SV e VDP é necessário vencer esforços decorrentes principalmente da aceleração e desaceleração (forças inerciais), do atrito da camisa ou corpo da válvula com o carretel e de forças devido ao escoamento do fluido através dos orifícios de controle e nas câmaras da válvula.

Portanto, a força externa que deve ser aplicada no carretel, proveniente do motor-torque ou do solenóide proporcional pode ser expressa como:

---


$$F = M \frac{d^2 x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} + K x + Fa \tag{4.29}$$


---

onde:

$F$  = Força necessária para movimentar o carretel [N]

$M$  = Massa do carretel [kg]

$B$  = Coeficiente de atrito viscoso [Ns/m]

$K$  = Rigidez [N/m]

$Fa$  = Força de atrito [N]

Com relação ao parâmetro rigidez ( $K$ ), este pode estar associado à(s) mola(s) eventualmente utilizada(s) para posicionamento do carretel e às forças decorrentes do escoamento nos orifícios de controle da válvula. Para uma válvula de quatro vias crítica, do tipo que está sendo analisado neste documento, pode-se expressar o efeito das forças de escoamento como:

$$Ke = 2 Cd w \cos(\varphi) ps \tag{4.30}$$

A aceleração e desaceleração do fluido nas câmaras internas da válvula também provocam esforços sobre o carretel, porém relacionados com a velocidade de movimentação do carretel. Deste modo pode-se determinar um coeficiente de atrito viscoso expresso como:

$$Be = (l_T - l_S) Cd w \sqrt{\rho ps} \tag{4.31}$$

A força de atrito presente em válvulas, e também em atuadores hidráulicos, resulta da combinação do atrito estático, de Coulomb e viscoso, proporcionando um comportamento semelhante ao mostrado na figura 4.12, principalmente no caso de cilindros.

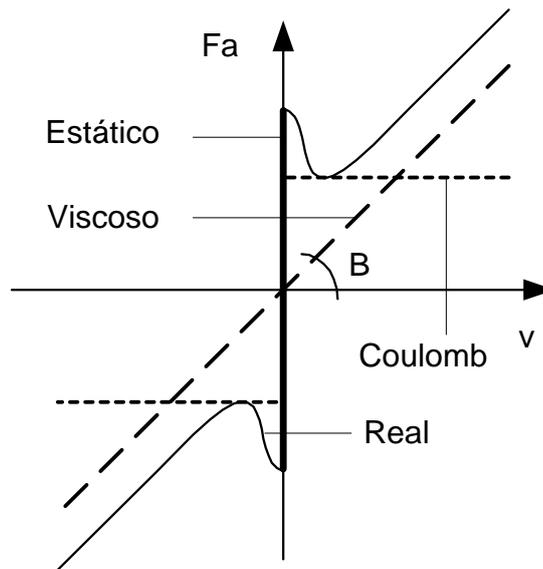


Figura 4.12 – Forças de atrito em componentes hidráulicos

Para proceder a uma análise linear, é somente possível incluir o efeito do atrito viscoso, que já está explicitado na equação 4.29.

#### 4.5 Cilindros de dupla ação simétricos

A figura 4.13 apresenta os principais parâmetros e variáveis necessários para a modelagem comportamental de cilindros hidráulicos, que é fundamentada em duas equações conforme será visto abaixo.

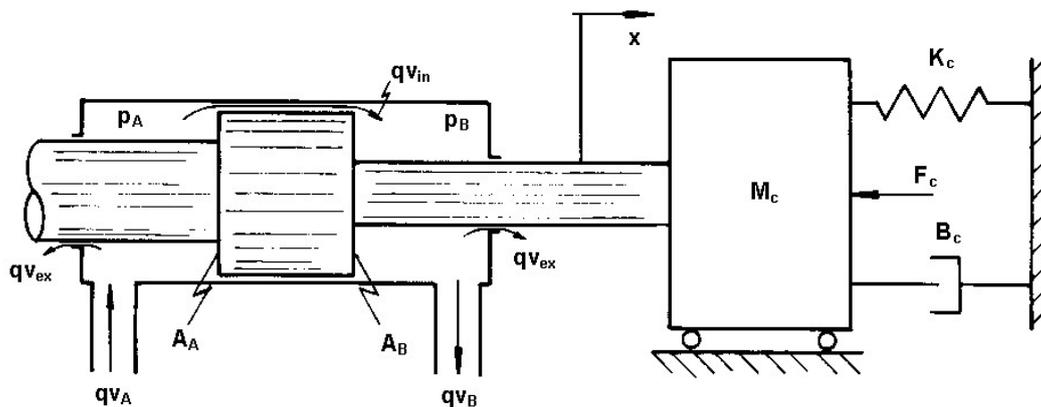


Figura 4.13 – Cilindro hidráulico de dupla ação e simétrico, com carga acoplada

**4.5.1 Equação da continuidade**

O entendimento dos fenômenos físicos que ocorrem em um atuador parte da aplicação da equação da conservação da massa (equação da continuidade) para um volume de controle (VC) definido no interior de cada câmara, conforme ilustrado na figura 4.14.

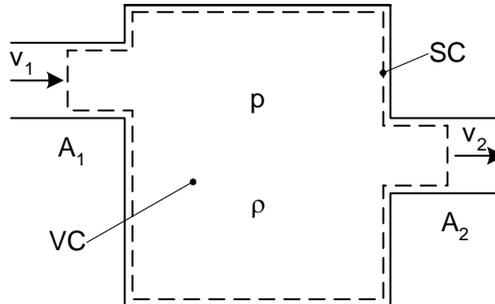


Figura 4.14 – Volume de controle genérico

A conservação da massa em um VC estabelece que o fluxo líquido de massa através da superfície de controle é igual à variação de massa no interior do volume de controle, e pode ser expressa como:

$$\int_{SC} \rho \vec{v} d\vec{A} + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho dV = 0 \tag{4.32}$$

Observando-se o volume de controle genérico (figura 4.14) e assumindo-se:

- escoamento unidimensional
- velocidade média em cada seção
- massa específica e pressão uniformemente distribuídos no VC
- vazão em cada seção como:  $qv = A v$

pode-se obter a seguinte equação, que determina que a diferença entre a vazão que entra e a vazão que sai em um VC é igual à taxa de variação do volume com o tempo que ocorre no VC, adicionada da parcela corresponde à expansão ou compressão do fluido neste VC.

$$q_{v1} - q_{v2} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \frac{dp}{dt} \tag{4.33}$$

O coeficiente de compressibilidade ( $\beta$ ), definido anteriormente, explicita o efeito da variação da massa específica do fluido com a pressão. Em diversas situações reais emprega-se o módulo de elasticidade efetivo ( $\beta_e$ ) incluindo-se o efeito da dilatação de tubulações e paredes do cilindro e a presença de ar no fluido hidráulico. Para se levar em consideração a presença de ar (1% a 2%) e a dilatação típica dos invólucros de óleo pressurizado, adota-se freqüentemente valores da ordem de 20% a 60% menores (por exemplo, entre  $14 \times 10^8$  e  $7 \times 10^8$  N/m<sup>2</sup>) STRINGER (1976) , MERRITT (1967).

Aplicando-se a equação 4.33 às câmaras A e B do cilindro (figura 4.13) tem-se, respectivamente:

$$q_{VA} = q_{vin} + \frac{dV_A}{dt} + \frac{V_A}{\beta} \frac{dp_A}{dt} \quad (4.34)$$

$$q_{VB} = q_{vin} - \frac{dV_B}{dt} - \frac{V_B}{\beta} \frac{dp_B}{dt} \quad (4.35)$$

Como os volumes das câmaras podem ser expressos como:

$$V_A = V_{A0} + Ax \quad \text{e} \quad V_B = V_{B0} - Ax \quad (4.36)$$

e o vazamento interno expresso como uma função linear com a diferença de pressão entre as câmaras do cilindro, ou seja:

$$q_{vin} = C_{in}(p_A - p_B) = C_{in} p_C \quad (4.37)$$

as equações 4.34 e 4.35 podem ser escritas como:

$$q_{VA} = C_{in}(p_A - p_B) + A \frac{dx}{dt} + \frac{V_A}{\beta} \frac{dp_A}{dt} \quad (4.38)$$

$$q_{VB} = C_{in}(p_A - p_B) + A \frac{dx}{dt} - \frac{V_B}{\beta} \frac{dp_B}{dt} \quad (4.38)$$

Definindo-se a vazão de controle como a vazão média nas câmaras A e B, isto é:

$$q_{VC} = \frac{q_{VA} + q_{VB}}{2} \quad (4.39)$$

A equação da continuidade para um cilindro hidráulico simétrico pode ser escrita como:

---


$$q_{VC} = C_{in} p_C + A \frac{dx}{dt} + \frac{V_t}{4\beta} \frac{dp_C}{dt} \quad (4.40)$$


---

onde:

$V_t = V_A + V_B =$  Volume total nas câmaras A e B.

#### 4.5.2 Equação do Movimento

A força necessária para movimentar o êmbolo do cilindro é obtida aplicando-se a segunda Lei de Newton ao sistema, podendo, para o caso de análise linear, ser expressa genericamente como:

---


$$F = A p_c = M \frac{d^2 x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} + K x + F_c \quad (4.41)$$


---

explicitando que é necessária a existência de uma determinada diferença de pressões entre as câmaras para que seja vencida a inércia, isto é, o cilindro tenha uma aceleração e, conseqüentemente, seja atingidos uma dada velocidade e deslocamento e sejam então vencidos também os outros esforços.

Conforme mencionado para a válvula carretel, o atrito que ocorre no cilindro normalmente é composto (figura 4.12) porém em um modelo linear pode-se incluir apenas o atrito viscoso através de seu coeficiente B.

A descrição completa do comportamento do cilindro se dá através das equações 4.40 e 4.41 podendo-se, para fins de descrição, dividir o fenômeno de movimento da carga em duas partes:

a) Inicialmente, a vazão de fluido hidráulico (proveniente da válvula) em direção a um dos lados do cilindro faz com que o fluido seja comprimido na câmara e, conseqüentemente, aumente a diferença de pressão entre as duas câmaras do cilindro ( $p_c = p_A - p_B$ ).

b) Depois de alcançada uma diferença de pressão suficiente para movimentar o pistão (com carga acoplada), a vazão proveniente da válvula promove o preenchimento da câmara, já que esta está aumentando de volume, reduzindo a taxa de aumento da pressão de carga. O fluido introduzido é necessário para manter o cilindro em movimento (caso a vazão seja reduzida neste momento, haverá descompressão da câmara pelo movimento já existente do pistão e, como conseqüência, o movimento tende a parar pela diminuição da pressão de carga ' $p_c$ ').

#### 4.6 Motores hidráulicos

No capítulo 2 foi realizado um estudo preliminar de bombas e motores hidráulicos onde se identificou que o torque desenvolvido por um motor ou consumido por uma bomba e a vazão através destes dependem do deslocamento volumétrico. Observa-se que o deslocamento volumétrico assume o mesmo papel que a área no caso de cilindros e, conseqüentemente, as equações dinâmicas para motores são muito similares que as apresentadas na seção anterior.

Apesar da figura 4.14 ilustrar apenas um motor de pistões axiais, a modelagem comportamental apresentada a seguir é válida para qualquer tipo de motor (de engrenagens, de palhetas, de pistões radiais etc.).

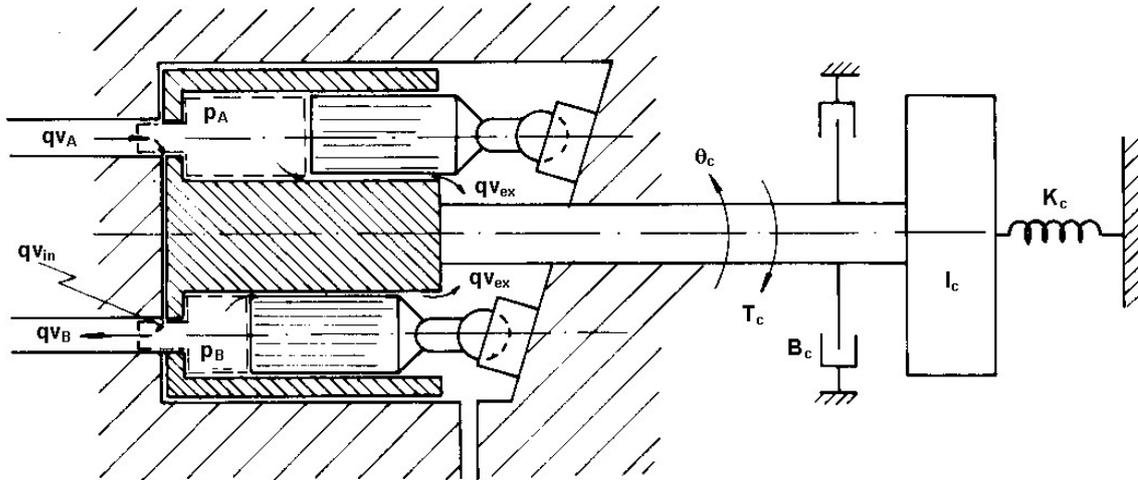


Figura 4.14 – Motor hidráulico de pistões axiais, com carga acoplada

#### 4.6.1 Equação da continuidade

Assim como em um cilindro de duplo efeito, identifica-se a presença de duas câmaras em um motor, uma compreendendo todos os pistões que estiverem conectados a linha A (porta A da válvula proporcional) e a outra câmara que inclui o volume definido por todos os pistões que estiverem conectados à câmara B.

Como o rotor está em rotação, cada pistão alterna-se entre as câmaras A e B sem, porém, o volume da cada câmara sofrer alterações quantitativas consideráveis, uma vez que a medida que um pistão deixa uma câmara, outro pistão soma-se a esta. De toda a forma, a taxa de variação do volume com o tempo pode ser considerável uma vez que a rotação do motor pode ser elevada (até 3000 rpm, por exemplo). Conforme MERRIT (1967), o valor médio para a variação do volume em cada câmara em função do tempo, independentemente do tipo de motor, por ser dado por:

$$\frac{dV_A}{dt} = -\frac{dV_B}{dt} = D \frac{d\theta}{dt} = D\omega \quad (4.42)$$

De forma equivalente à modelagem de cilindros simétricos, a aplicação da equação da conservação da massa (equação da continuidade) para as câmaras A e B permite escrever:

$$q_{VA} = C_{in}(p_A - p_B) + D \frac{d\theta}{dt} + \frac{V_A}{\beta} \frac{dp_A}{dt} \quad (4.43)$$

$$q_{VB} = C_{in}(p_A - p_B) + D \frac{d\theta}{dt} - \frac{V_B}{\beta} \frac{dp_B}{dt} \quad (4.44)$$

Definindo-se novamente a vazão de controle como a vazão média nas câmaras A e B, isto é:

$$q_{VC} = \frac{q^{VA} + q^{VB}}{2} \quad (4.45)$$

A equação da continuidade para um motor hidráulico pode ser escrita como:

---


$$q_{VC} = C_{in} p_c + D \frac{d\theta}{dt} + \frac{V_t}{4\beta} \frac{dp_c}{dt} \quad (4.45)$$


---

onde:

$V_t = V_A + V_B =$  Volume total nas câmaras A e B.

#### 4.6.2 Equação do Movimento

O torque ideal que pode ser desenvolvido por qualquer tipo de motor hidráulico é expresso como:

$$T_i = D p_c \quad (4.46)$$

Este torque surgirá para que o motor vença os esforços devido ao momento de inércia, atritos e cargas externas. A equação do movimento tem como forma geral:

---


$$T = D p_c = I \frac{d^2\theta}{dt^2} + A \frac{d\theta}{dt} + G\theta + T_c \quad (4.47)$$


---

## 5 Sistemas Hidráulicos de Controle de Posição

Os mecanismos de controle de posição hidráulicos têm enorme aplicabilidade nos mais diversos campos da engenharia como, por exemplo:

- Naval e Aeronáutico: para controle de posição de lemes e de flaps.
- Petroquímico: para o ajuste de abertura de válvulas de plantas químicas industriais.
- Industrial: no controle do posicionamento de mesas de máquinas ferramentas CNC.
- Metalúrgico: no posicionamento de rolos laminadores em linhas de produção de chapas.

Estes mecanismos podem ser de natureza mecânico-hidráulica ou eletro-hidráulica. Estes últimos são comandados através de sinais de baixo consumo de energia e controlam com precisão os movimentos de cilindros e motores hidráulicos de mecânica pesada. Além disso, possuem enorme versatilidade devido a uma variedade de configurações, sobretudo no processamento de sinais (via circuitos elétricos analógicos ou digitais) que podem ser diferentemente projetados para a obtenção da atuação hidráulica desejada.

A interface entre o equipamento mecânico ou elétrico de controle e o atuador hidráulico (energia) é desempenhada pela servoválvula ou pela válvula direcional proporcional que, portanto, pode ter acionamento mecânico ou elétrico.

Neste capítulo, o intuito é apresentar e analisar a configuração básica de um sistema de controle de posição com a utilização de servoválvulas ou válvulas proporcionais mecânico-hidráulicas e eletro-hidráulicas, possibilitando ao engenheiro um entendimento básico da técnica envolvida de maneira a fazer pronto uso da mesma e, ainda, com auxílio de uma leitura adicional, elaborar estruturas mais sofisticadas e adequadas à aplicações específicas. Informações mais detalhadas podem ser encontradas em STRINGER (1976), MERRITT (1967) e DE NEGRI (1987).

### 5.1 Sistema Mecânico-Hidráulico

#### 5.1.1 Apresentação

A figura 5.1 mostra um sistema de controle composto de cilindro simétrico (A1) acionado por uma válvula direcional proporcional ou servoválvula (V1), com uma alavanca de realimentação (Z1) interconectando as hastes do cilindro e válvula, a qual recebe o sinal de entrada proveniente de um manípulo ou pedal.

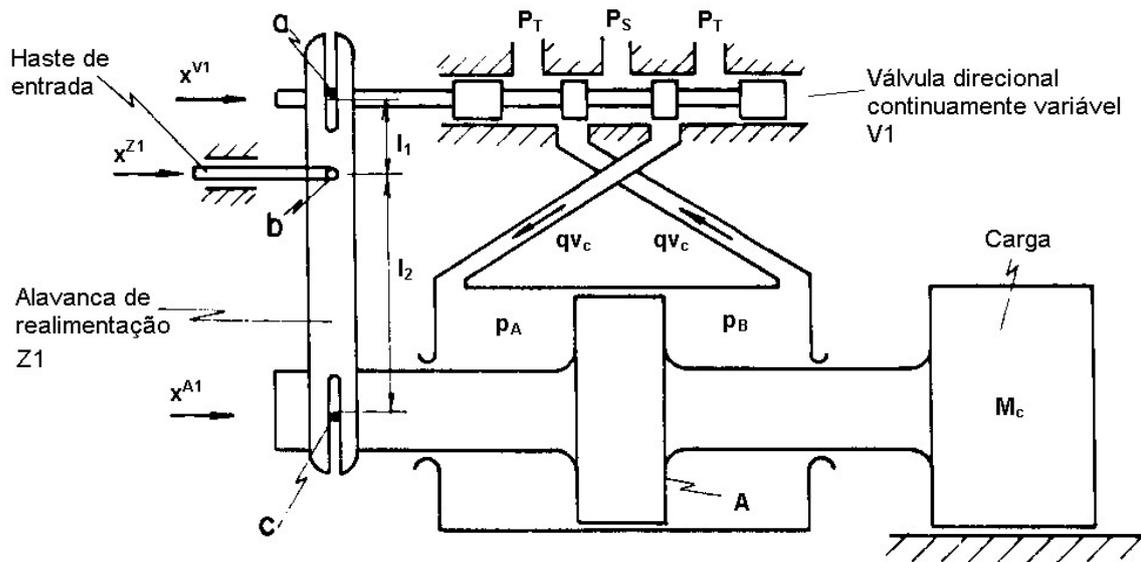


Figura 5.1 – Sistema mecânico-hidráulico de controle de posição (STRINGER, 1976).

Neste sistema, um determinado deslocamento da haste de entrada ( $x^{z1}$ ) faz com que a alavanca gire em torno do pivô 'c', deslocando o carretel da válvula ( $x^{v1}$ ). Com a abertura da válvula, a vazão de controle ( $q_{vc}$ ) é suprida para o atuador provocando a mudança nas pressões  $p_A$  e  $p_B$  e, conseqüentemente, no seu deslocamento ( $x^{a1}$ ). Por fim, com o deslocamento  $x^{a1}$  a alavanca gira em torno do pivô 'b', deslocando o carretel no sentido contrário e fazendo com que a vazão de controle  $q_{vc}$  seja nula e o atuador pare na nova posição.

Para que se possa analisar o comportamento deste sistema é necessário cumprir as etapas de modelagem, descrição matemática e, por fim, análise.

### 5.1.2 Modelagem

#### 5.1.2.1 Válvula direcional proporcional ou servoválvula (V1)

##### Equação da vazão de controle

---


$$q_{vc} = Kq_0 x^{v1} - Kc_0 p_c \tag{5.1}$$


---

onde o ganho de vazão ( $Kq_0$ ) e o coeficiente de vazão-pressão ( $Kc_0$ ) podem ser obtidos através do fabricante da válvula, de catálogo, medidos experimentalmente ou calculados, conforme discutido na seção 4.1.1.1.

**Equação do movimento**

---


$$F = M \frac{d^2 x^{v1}}{dt} + B \frac{d x^{v1}}{dt} + K x^{v1} + Fa \tag{5.2}$$


---

A equação do movimento para uma válvula com acionamento mecânico descreve a relação entre a força aplicada para o acionamento e o deslocamento produzido. Porém, no estudo de sistemas mecânico-hidráulicos, o sinal de entrada aplicado por um operador é na forma de um deslocamento de um pedal ou manípulo e não como uma determinada força desejada. Portanto, para a análise deste tipo de sistemas, não é necessário utilizar a equação do movimento já que, através da alavanca ter-se-á disponível o deslocamento do carretel que, através da equação 5.1, produzirá a vazão através da válvula.

**5.1.2.2 Cilindro hidráulico e carga (A1)**

**Equação da continuidade**

A partir da equação 4.40, desprezando-se os vazamentos internos no cilindro, o que é bastante razoável considerando a existência de vedações junto ao êmbolo, tem-se:

---


$$q_{vc} = A \frac{dx^{A1}}{dt} + \frac{V_t}{4\beta} \frac{dp_c}{dt} \tag{5.3}$$


---

**Equação do movimento**

Supondo que as forças de atrito (no cilindro e na carga) sejam bem menores que a inércia da carga, tem-se, a partir da equação 4.41:

---


$$A p_c = M \frac{d^2 x^{A1}}{dt^2} \tag{5.4}$$


---

**5.1.2.3 Alavanca de realimentação (Z1)**

**Relação geométrica**

A relação entre as variáveis  $x^{v1}$ ,  $x^{z1}$  e  $x^{A1}$  pode ser obtida aplicando-se relações de semelhança entre triângulos onde se supõe que as variáveis sofram pequenas variações em relação à posição inicial.

---


$$x^{v1} = \frac{l_1 + l_2}{l_2} x^{z1} - \frac{l_1}{l_2} x^{A1} \tag{5.5}$$


---

**5.1.2.4 Modelo do sistema ‘válvula + cilindro + carga’**

As equações 5.1, 5.3 e 5.4 podem ser combinadas como:

---


$$\frac{V_t}{4\beta} \frac{M_c}{A} \frac{d^3 x^{A1}}{dt^3} + \frac{k_{c0} M_c}{A} \frac{d^2 x^{A1}}{dt^2} + A \frac{dx^{A1}}{dt} = k_{q0} x^{V1} \quad (5.6)$$


---

ou então escrita na forma abaixo onde o operador diferencial é representado por  $D = \frac{d}{dt}$

---


$$D \left( \frac{1}{\omega_n^2} D^2 + \frac{2\zeta}{\omega_n} D + 1 \right) x^{A1} = K_{RP} x^{V1} \quad (5.7)$$


---

onde:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{4\beta}{V_t} \frac{A^2}{M_c}} = \text{Frequência natural do sistema [rad/s]} \quad (5.8)$$

$$\zeta = \frac{k_{c0}}{A} \sqrt{\frac{\beta M_c}{V_t}} = \text{Razão de amortecimento do sistema [Adimensional]} \quad (5.9)$$

$$K_{RP} = \frac{k_{q0}}{A} = \text{Ganho de regime permanente [1/s]} \quad (5.10)$$

A equação 5.6 ou 5.7 descreve completamente o conjunto válvula – atuador – carga.

**5.1.3 Descrição matemática**

Para o emprego de ferramentas de análise dinâmica é necessário transformar as equações diferenciais que modelam o sistema em formas adequadas para aplicação da **descrição entrada-saída** ou da **descrição por variáveis de estado**. A descrição entrada-saída baseia-se no emprego de funções transferência que estabelecem uma relação entre entrada e saída no domínio da frequência. Outro recurso importante nesta forma de descrição é a construção de diagramas de blocos os quais permitem uma ótima sensibilidade do comportamento físico do sistema.

A partir da equação 5.5 pode-se obter a seguinte função transferência:

$$x^{V1}(s) = \frac{l_1 + l_2}{l_2} x^{Z1}(s) - \frac{l_1}{l_2} x^{A1}(s) \tag{5.11}$$

cujo diagrama de blocos é dado pela figura 5.2.

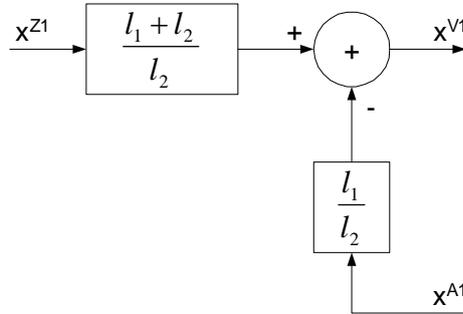


Figura 5.2 – Diagrama de blocos para a alavanca de realimentação

A função transferência para a equação 5.7 será:

$$x^{A1}(s) = \frac{K_{RP}}{s(\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1)} x^{V1}(s) \tag{5.12}$$

A figura 5.3 mostra o diagrama de blocos correspondente:

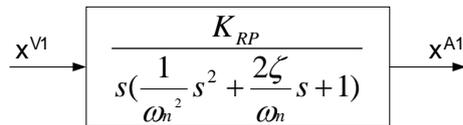


Figura 5.3 - Diagrama de blocos para o conjunto válvula-cilindro-carga

A combinação dos dois diagramas de blocos acima é mostrada na figura 5.4 permitindo uma visão global acerca do fluxo de sinais no sistema de controle como um todo.

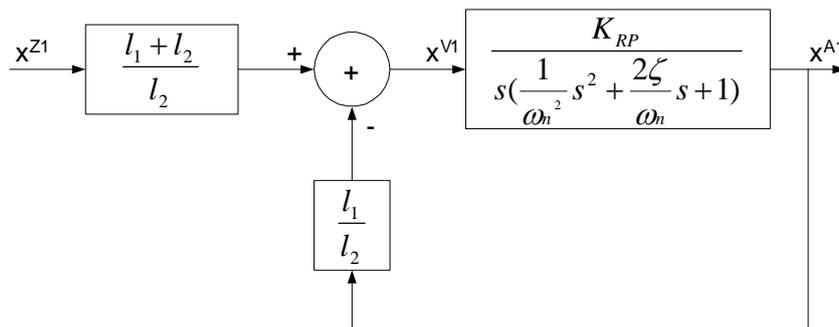


Figura 5.4 - Diagrama de blocos global

A figura transferência global será dada pela combinação das expressões 5.11 e 5.12, ou seja:

$$\frac{x^{A1}(s)}{x^{Z1}(s)} = \frac{l_1 + l_2}{l_1} \frac{K_{RP} l_1 / l_2}{\frac{1}{\omega_n^2} s^3 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s^2 + s + K_{RP} l_1 / l_2} \quad (5.13)$$

### 5.1.4 Análise Comportamental

#### 5.1.4.1 Análise quantitativa

À partir da função transferência 5.13 é possível obter o comportamento de  $x^{A1}$  em função do tempo, para diferentes tipos de entradas  $x^{Z1}$ .

Para o caso em que:

$$\omega_n = 142,5 \text{ rad/s (22,68 Hz)}$$

$$\zeta = 0,17$$

$$k_s = 327,12 \text{ 1/s}$$

$$l_2 = 10 l_1$$

a resposta do sistema a uma entrada em degrau de 0,9 mm ocorre na forma mostrada na figura 5.5.

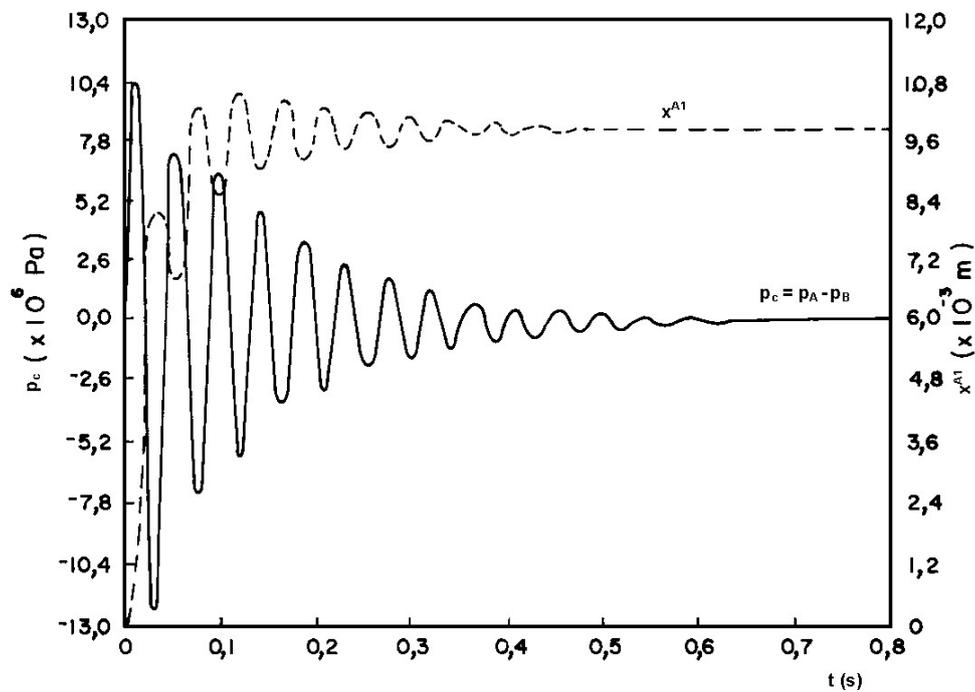


Figura 5.5 – Comportamento do deslocamento do êmbolo e da pressão de carga em função de uma entrada em degrau de 0,9 mm aplicada na alavanca de realimentação.

**5.1.4.2 Análise qualitativa**

Visando estabelecer as condições que devem ser satisfeitas para que o sistema seja estável, pode-se aplicar o critério de Hurwitz que, no caso da função transferência 5.13, implica que o sistema será estável se:

$$\zeta > k_s \frac{l_1}{l_2} \frac{1}{2\omega_n} \quad \text{ou} \quad \zeta > \frac{kq_0}{A} \frac{l_1}{l_2} \frac{1}{2\omega_n} \quad (5.14)$$

**5.2 Sistema Eletro-Hidráulico**

**5.2.1 Apresentação**

Quando se faz necessário movimentar grandes massas e/ou realizar grandes esforços, os sistemas eletro-hidráulicos combinam as vantagens próprias dos circuitos hidráulicos, quais sejam: compacidade, pequena inércia e rápida resposta – com o pequeno erro e versatilidade na medição, transmissão e processamento dos sinais elétricos.

Apesar dos componentes hidráulicos serem os mais morosos dentro de um sistema eletro-hidráulico de controle de posição, quando se trata de movimentar cargas elevadas, um sistema puramente eletro-eletrônico ou eletro-mecânico oferece respostas mais lentas que um sistema eletro-hidráulico.

Na figura 5.6 é apresentado um posicionador eletro-hidráulico cuja finalidade é deslocar a massa (M) a uma distância proporcional a um sinal em tensão de referência ( $U_r^{Z1}$ ).

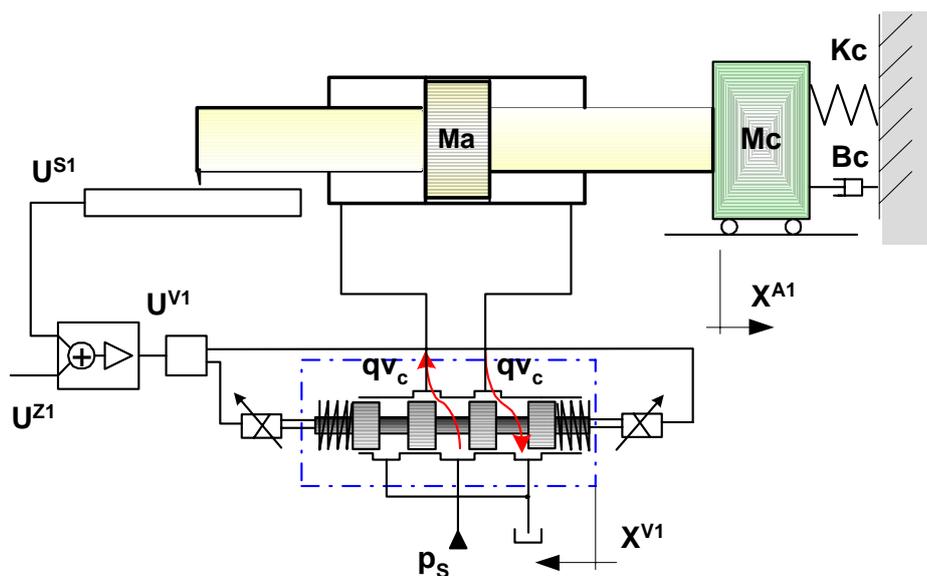


Figura 5.6 – Sistema de controle de posição eletro-hidráulico

Neste sistema, a posição desejada para o cilindro é estabelecida pela tensão de referência ( $U_r$ ) que, através do comparador/amplificador, gera uma tensão de comando ( $U^{V1}$ ) na válvula direcional continuamente variável (VDCV) (servoválvula ou válvula direcional proporcional), produzindo o deslocamento do elemento de controle principal (normalmente um carretel). Considerando que a pressão de suprimento da válvula seja mantida constante, o deslocamento do carretel principal da válvula provocará uma vazão no sentido da via de suprimento para uma das câmaras do cilindro enquanto que ocorrerá uma vazão da outra câmara para a linha de retorno da válvula. A vazão através da válvula promove a variação da pressão nas câmaras do cilindro resultando na movimentação da massa ( $M$ ) que é medido através do sensor de posição ( $S1$ ) produzindo uma tensão  $U^{S1}$ . Esta tensão  $U^{S1}$ , de sinal contrário à tensão de referência  $U_r$ , produz a realimentação de posição. Atingida a posição desejada, a tensão de comando da válvula ( $U^{V1}$ ) estará anulada implicando que a posição real do êmbolo ( $x^{A1}$ ) corresponde exatamente à posição desejada.

Estando adequadamente dimensionado. O sistema estabiliza rapidamente na posição desejada. Se o sinal de entrada variar com o tempo, o sistema atuará como um seguidor de modo que a posição da haste estará variando no tempo, acompanhando o comando.

Para grandes valores de massa surgem consideráveis forças de inércia por ocasião das acelerações e desacelerações do sistema. Estas forças geram variações de pressão nas câmaras do cilindro e conseqüentes compressões e descompressões do fluido hidráulico. A conjugação dos efeitos inerciais e de compressibilidade pode gerar oscilações no posicionamento da massa quando não houver suficiente amortecimento, o qual é produzido por vazamentos internos na válvula e atrito viscoso no cilindro.

Por outro lado, a seleção inadequada do ganho de realimentação (influenciado pelo sensor  $S1$  e pelo condicionador de sinal correspondente) e do ganho do amplificador pode também gerar instabilidade do sistema fazendo com que a massa oscile com intensidade crescente, afastando-se cada vez mais da posição desejada.

Para melhor compreensão do comportamento dinâmico deste sistema de controle, apresenta-se a seguir a sua modelagem e a descrição entrada-saída. Na última seção faz-se uma análise teórico-experimental com parâmetros reais.

## **5.2.2 Modelagem**

### **5.2.2.1 Válvula Direcional Proporcional ou Servoválvula (V1)**

No capítulo 4 foi apresentada a modelagem analítica para os principais componentes de uma servoválvula ou válvula direcional. Porém, para se utilizar estes modelos há necessidade de se conhecer o valor dos seus parâmetros, o que muitas vezes é uma tarefa difícil pois depende a alguns fatores

como:

- Disponibilidade de informações construtivas por parte do fabricante
- Possibilidade de executar medições de grandezas internas como folgas radiais, diâmetros, dimensões dos pórticos, massa de partes móveis etc.
- Possibilidade de efetuar testes com o componente determinando os coeficientes da válvula, forças de escoamento etc.

Em grande parte dos catálogos de válvulas, são disponibilizados dados estáticos e dinâmicos a partir dos quais pode-se inferir que a válvula seja descrita por modelos de 1ª ou 2ª ordem. Considerando esta situação, pode-se modelar a válvula proporcional na seguinte forma:

#### **Equação da vazão de controle**

---


$$qv_c = Kq_0 x^{v1} - Kc_0 p_c \tag{5.15}$$


---

onde o ganho de vazão ( $Kq_0$ ) e o coeficiente de vazão-pressão ( $Kc_0$ ) podem ser obtidos através catálogo técnico.

#### **Equação do movimento**

---


$$\left(\frac{1}{\omega_n^2} D^2 + \frac{2\zeta}{\omega_n} D + 1\right) x^{v1} = K^{v1} U^{v1} \tag{5.16}$$


---

### **5.2.2.2 Cilindro hidráulico e carga (A1)**

#### **Equação da continuidade**

A partir da equação 4.40, desprezando-se os vazamentos internos no cilindro, o que é bastante razoável considerando a existência de vedações junto ao êmbolo, tem-se:

---


$$qv_c = A \frac{dx^{A1}}{dt} + \frac{Vt}{4\beta} \frac{dp_c}{dt} \tag{5.17}$$


---

#### **Equação do movimento**

Considerando a presença de uma força de atrito viscoso significativa frente a inércia da carga, tem-se, a partir da equação 4.41:

---


$$A p_c = M \frac{d^2 x^{A1}}{dt^2} + B \frac{dx^{A1}}{dt} \tag{5.18}$$


---

**5.2.2.3 Comparador/Amplificador (Z1) e Sensor de posição (S1)**

O sensor de posição é o elemento do sistema que fornece um sinal elétrico de tensão ( $U^{S1}$ ), proporcional ao deslocamento ( $X^{A1}$ ) da haste do cilindro hidráulico. Esta função pode ser equacionada na forma

$$U^{S1} = K^{S1} x^{A1} \tag{5.19}$$

onde  $K^{S1}$  é o ganho do sensor de posição e corresponde à constante de realimentação do sistema em malha fechada.

Sabe-se que os sensores de posição podem utilizar diversos princípios construtivos: indutivo com dois enrolamentos, indutivo com três enrolamentos (LVDT - Linear Variable Differential Transformer), ótico, ultrasônico, resistivo etc. Uma das formas mais simples de implementar um sensor de posição é através de um divisor de tensão com o uso de um potenciômetro (transdutor de posição resistivo), tal como é mostrado na figura 5.7.

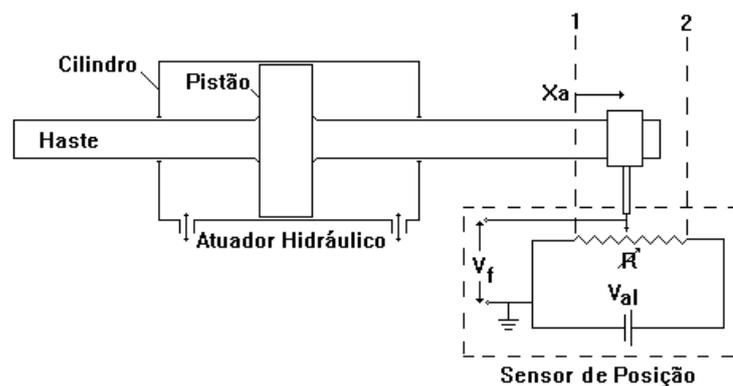


Figura 5.7 – Exemplificação de um sensor de posição resistivo

Quando a haste do cilindro estiver na posição recuada (pos 1 - deslocamento nulo), o sinal de tensão 'Uf' será igual à zero ( $U_f = 0$ ). Quando a haste estiver na posição avançada (pos 2 - deslocamento máximo) o sinal de tensão 'Uf' será igual a tensão de alimentação ( $U_{al}$ ) ou seja,  $U_f = U_{al}$ . Para fins de simplificação é utilizada a mesma tensão de alimentação ( $U_{al}$ ) para o sensor de posição e para o dispositivo de entrada do sinal de referência, de modo a realizar diretamente a comparação de 'Ur' e 'Uf' por simples diferenciação elétrica no comparador/amplificador.

Por sua vez, o comparador é o elemento que compara a posição desejada de deslocamento da carga com a posição atual da carga, gerando um sinal de erro de posicionamento. Isto é possível pela comparação do sinal elétrico  $U_r^{Z1}$  (tensão de referência) com o sinal elétrico  $U^{S1}$  (tensão de realimentação) obtido pelo sensor de posição. O amplificador recebe o sinal de erro ( $U_e = U_r - U^{S1}$ ) e fornece como saída um sinal elétrico em tensão  $U^{V1}$  (corresponde à tensão de erro amplificada) que é aplicada ao solenóide da válvula. A tensão que sai do controlador/amplificador alimenta a válvula V1 e pode ser expressa como:

---


$$U^{V1} = K^{Z1}(U_r^{Z1} - K^{S1}x^{A1}) \tag{5.20}$$


---

O comparador/amplificador, responsável pela geração da tensão de erro amplificada que, neste caso é a tensão de alimentação da válvula  $U^{V1}$ , pode ser construído de diversas formas, inclusive com microprocessadores. De modo a obter uma estrutura básica simplificada, pode-se utilizar um circuito eletrônico com dispositivos comercialmente disponíveis, conforme é mostrado na figura 5.8.

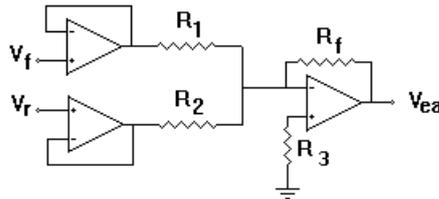


Figura 5.8 – Comparador/amplificador analógico

Na figura 5.6 tem-se um circuito amplificador-diferencial, com o uso de três amplificadores operacionais e alguns resistores. Para duas entradas de tensão ( $U_r$  e  $U_f$ ) obtem-se a amplificação da diferença entre estas, onde a constante de amplificação ' $K^{Z1}$ ' pode ser dada por :

$$K^{Z1} = R_f / R \tag{5.21}$$

onde as resistências ' $R1$ ' e ' $R2$ ' são iguais ( $R = R1 = R2$ ) e ' $R3$ ' é o equivalente paralelo de  $R1, R2$  e  $R_f$  ( $R3=R1//R2//R_f$ ). Consequentemente

$$U_{er}^{Z1} = K^{Z1}(U_r^{Z1} - U_f^{Z1}) \tag{5.22}$$

equivalente a equação 5.20 apresentada anteriormente. O valor da constante de amplificação  $K^{Z1}$  pode ser alterada facilmente variando-se a resistência ' $R_f$ ' (e ' $R3$ ' para equilíbrio do amplificador).

Apesar da possibilidade de implementação de um circuito como descrito acima, é usual, e mais simples, a utilização de circuitos eletrônicos inseridos nas denominadas cartelas eletrônicas. Tais cartelas são dimensionadas para as potências requeridas de cada servoválvula ou válvula proporcional e normalmente são fornecidas pelo seu fabricante.

### 5.2.3 Descrição Matemática Entrada-Saída

As equações que modelam o sistema podem ser postas na forma de funções transferência, onde se faz necessário estabelecer as variáveis que são entradas (causas) e saídas (efeitos).

- Da equação 5.16:

$$x^{v1}(s) = \frac{K^{v1}}{\left(\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1\right)} = U^{v1}(s) \quad (5.23)$$

- Da equação 5.15:

$$qvc(s) = Kq_0 x^{v1}(s) - Kc_0 pc(s) \quad (5.24)$$

- Da equação 5.17:

$$pc(s) = \frac{1}{\frac{Vt}{4\beta} s} (qvc(s) - A s x^{A1}(s)) \quad (5.25)$$

- Da equação 5.18:

$$x^{A1}(s) = \frac{A}{Ms^2 + Bs} pc(s) \quad (5.26)$$

- Da equação 5.20:

---


$$U^{v1}(s) = K^{Z1} (U_r(s) - K^{S1} x^{A1}(s)) \quad (5.27)$$


---

Estas expressões podem ser empregadas na construção de um diagrama de blocos detalhado como mostrado na figura 5.9.

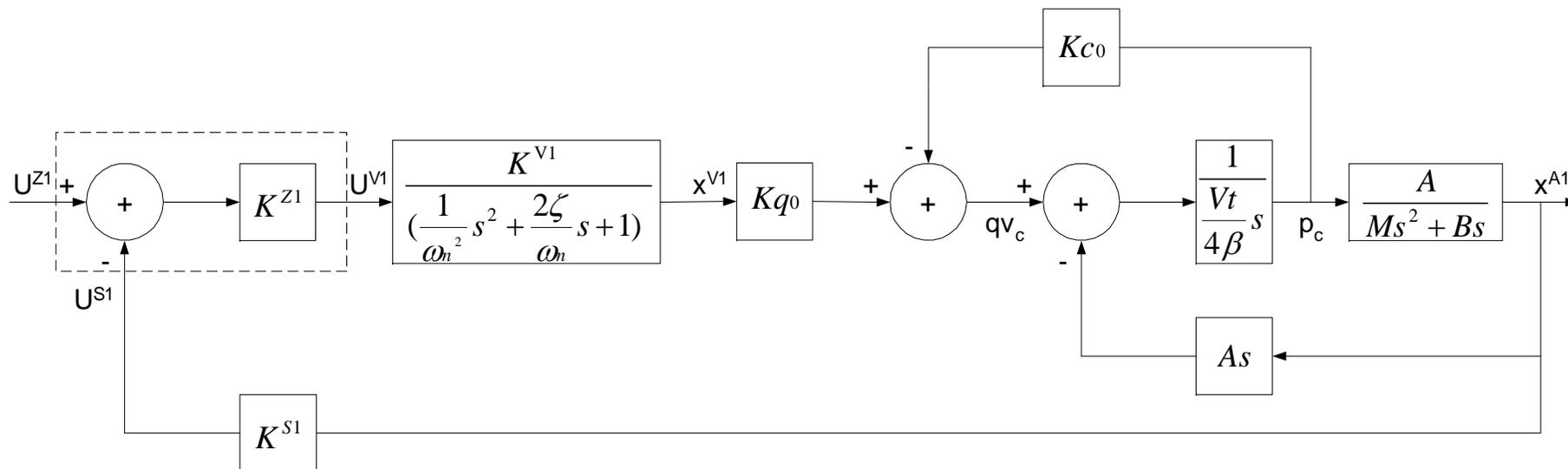


Figura 5.9 – Diagrama de blocos detalhado do sistema de controle de posição