

关于液压伺服控制

概述

液压动力元件 = 液压放大元件 + 液压执行元件

液压放大元件（液压控制元件）：液压控制阀、伺服变量泵

液压执行元件：液压缸、液压马达

机-液耦合（换能）元件

四种基本型式的液压动力元件：

阀控（节流控制）系统：阀控缸，阀控马达；

泵控（容积控制）系统：泵控缸、泵控马达。

液压动力元件是一个关键性的部件，它的动态特性在很大程度上决定着整个系统的性能。

3.1 四通阀控制液压缸

零开口四边滑阀 + 对称液压缸

一、基本方程

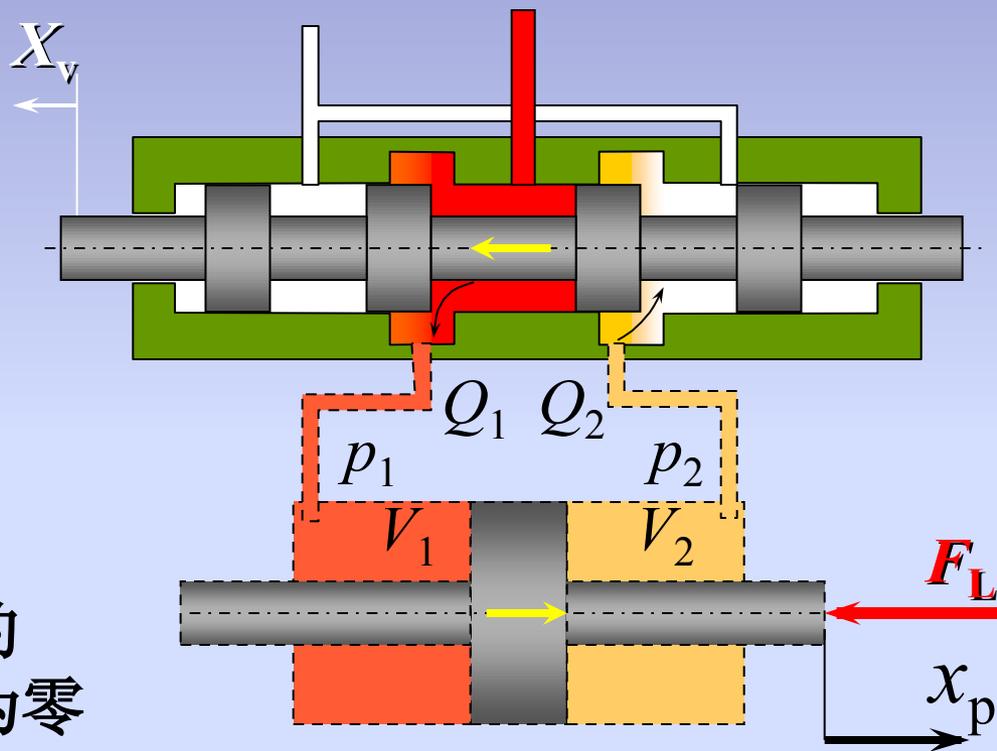
- 1) 液压控制阀的流量方程
- 2) 液压缸流量连续性方程
- 3) 液压缸与负载的力平衡方程

(一) 滑阀的流量方程

假设:

- 1) 零开口四边滑阀
- 2) 四个节流窗口是匹配对称的
- 3) 供油压力恒定, 回油压力为零

$$Q_L = K_q x_v - K_c p_L$$



四通阀控制液压缸

(二) 液压缸流量连续性方程

假设:

- 1) 阀与液压缸的连接管道对称且短而粗，管道中的压力损失和管道动态可以忽略
- 2) 液压缸每个工作腔内各处压力相等，油温和体积弹性模量为常数
- 3) 液压缸内外泄漏均为层流流动

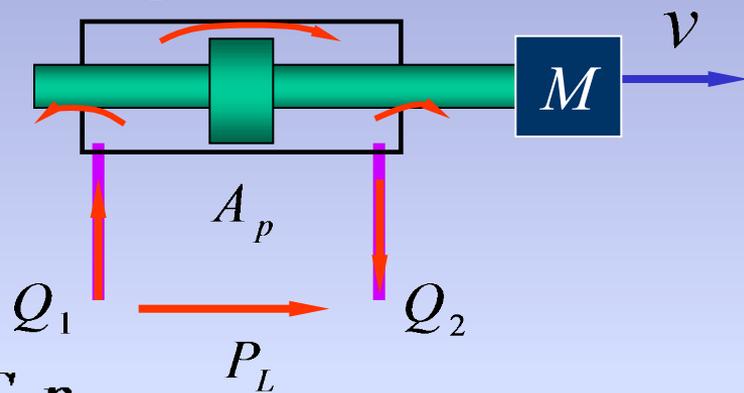
总流量 = 推动活塞运动所需流量
+ 经过活塞密封的内泄漏流量
+ 经过活塞杆密封处的外泄漏流量
+ 油液压缩和腔体变形所需的流量

流入液压缸进油腔的流量:

$$Q_1 = A_p \frac{dx_p}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} + C_i(p_1 - p_2) + C_e p_1$$

从液压缸回油腔流出的流量:

$$Q_2 = A_p \frac{dx_p}{dt} - \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dp_2}{dt} + C_i(p_1 - p_2) - C_e p_2$$



液体是可压缩的。液体等效容积弹性模数 β_e 表示容器中油液的容积变化率与压力增长量之间的关系

$$\Delta p = \beta_e \frac{\Delta V}{V} \quad \beta_e \approx 6.9 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

动态分析时，需要考虑泄漏和油液压缩性的影响，则流入液压缸的流量与流出液压缸的流量不相等，为了简化分析，定义负载流量为：

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2}$$

$$V_1 = V_{01} + A_p x_p \quad V_2 = V_{02} - A_p x_p$$

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_i (p_1 - p_2) + \frac{C_e}{2} (p_1 - p_2) + \frac{1}{2\beta_e} \left(V_{01} \frac{dp_1}{dt} - V_{02} \frac{dp_2}{dt} \right) + \frac{A_p x_p}{2\beta_e} \left(\frac{dp_1}{dt} + \frac{dp_2}{dt} \right)$$

$$\left. \begin{array}{l} p_s = p_1 + p_2 \\ p_L = p_1 - p_2 \end{array} \right\} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} p_1 = \frac{p_s + p_L}{2} \\ p_2 = \frac{p_s - p_L}{2} \end{array} \right. \Rightarrow \frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{2} \frac{dp_L}{dt} = -\frac{dp_2}{dt}$$

要使压缩流量相等，应使液压缸两腔的初始容积相等，即

$$\left. \begin{aligned} \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} &= \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} \\ \frac{dp_1}{dt} &= -\frac{dp_2}{dt} \\ V_1 &= V_{01} + A_p x_p \\ V_2 &= V_{02} - A_p x_p \end{aligned} \right\} \Rightarrow V_{01} = V_{02} = \frac{V_t}{2}$$

流量方程可整理成：推动液压缸运动所需流量+总泄漏流量+总压缩流量

$$Q_L = A_p \frac{dx_p}{dt} + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} + C_i p_L$$

$$V_t = V_1 + V_2 \quad C_i = C_i + \frac{C_e}{2}$$

活塞在中间位置时，

- 1) 液体压缩性影响最大，固有频率最低
- 2) 阻尼比最小

因此，系统稳定性最差。所以，分析时，应取活塞的中间位置作为初始位置。

(三) 液压缸和负载的力平衡方程

负载力一般包括惯性力、粘性阻尼力、弹性力和任意外负载力。

液压缸的输出力与负载力的平衡方程为：

$$A_p p_L = M_t \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + kx_p + F_L$$

此外，还存在库仑摩擦等非线性负载，但采用线性化的方法分析系统的动态特性时，必须将这些非线性负载忽略。

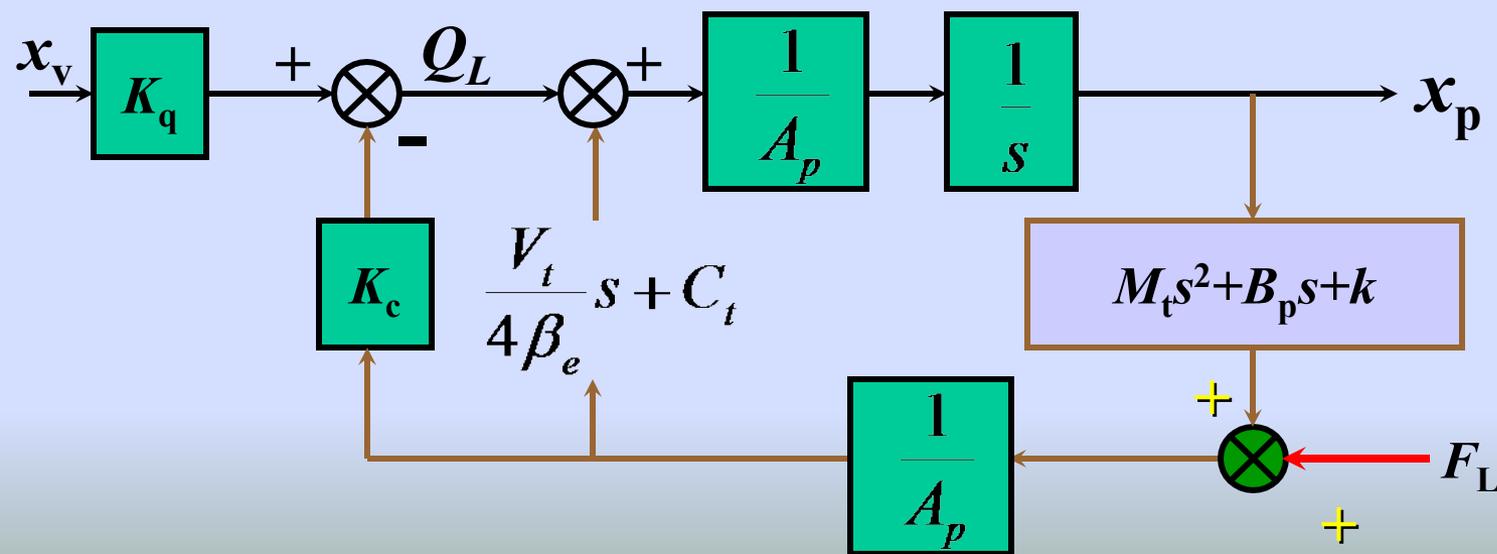
二、方块图与传递函数

阀控液压缸的三个基本方程完全描述了阀控液压缸的动态特性，将其拉式变换，则：

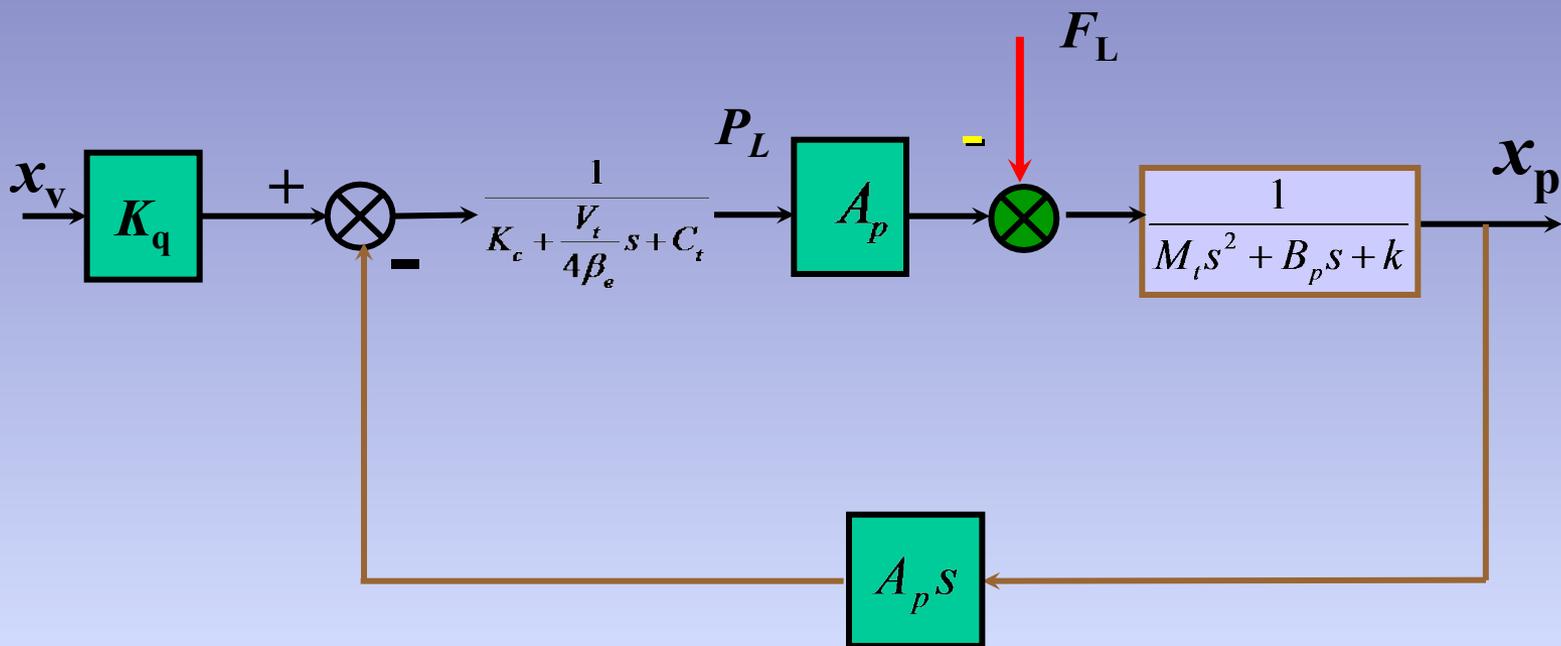
$$Q_L = K_q x_v - K_c p_L$$

$$Q_L = A_p s x_p + \left(\frac{V_t}{4\beta_e} s + C_t \right) p_L$$

$$A_p p_L = (M_t s^2 + B_p s + k) x_p + F_L$$



适合于负载惯量小、动态过程较快的场合。



适合于负载惯量和泄漏系数都较大，而动态过程比较缓慢的场合。

$$Q_L = K_q x_v - K_c p_L$$

$$Q_L = A_p s x_p + \left(\frac{V_t}{4\beta_e} s + C_t \right) p_L$$

$$A_p p_L = (M_t s^2 + B_p s + k) x_p + F_L$$

合并三个基本方程，消去中间变量 Q_L 及 p_L ，可得到阀芯输入位移和外负载力同时作用时液压缸活塞的总输出位移：

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1 \right) F_L}{\frac{V_t M_t}{4\beta_e A_p^2} s^3 + \left(\frac{K_{ce} M_t}{A_p^2} + \frac{B_p V_t}{4\beta_e A_p^2} \right) s^2 + \left(\frac{k V_t}{4\beta_e A_p^2} + \frac{B_p K_{ce}}{A_p^2} + 1 \right) s + \frac{K_{ce} k}{A_p^2}}$$

式中， $K_{ce} = K_c + C_t$ ，包括泄漏在内的总的压力流量系数。

液压缸活塞的**空载速度**
外负载力作用引起的**速度降低**

惯性力、粘性力、弹性力变化引起的**压缩流量**所产生的活塞速度
惯性力、粘性力、弹性力引起的**泄漏流量**所产生的活塞速度
活塞**运动速度**

三、传递函数简化

对特征方程的简化。因式分解，化为标准形式。

(一) 没有弹性负载 ($K=0$) 的情况

- 1) 很多情况，以惯性负载为主。
- 2) 液压马达伺服系统中，弹性负载很少见。
- 3) 粘性阻尼系数 B_p 一般很小，所以由粘性摩擦力引起的泄漏流量所产生的活塞速度比活塞的运动速度小得多，可忽略不计。

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1 \right) F_L}{s \left[\frac{V_t M_t}{4\beta_e A_p^2} s^2 + \left(\frac{K_{ce} M_t}{A_p^2} + \frac{B_p V_t}{4\beta_e A_p^2} \right) s + 1 \right]} \quad \text{或} \quad x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1 \right) F_L}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)}$$

式中 ω_h —— 液压固有频率

ζ_h —— 阻尼比

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{M_t V_t}} \quad \zeta_h = \frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e M_t}{V_t}} + \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e M_t}}$$

如果粘性摩擦系数 B_p 可以略去, 则 $\frac{2\zeta_h}{\omega_h} = \frac{K_{ce} M_t}{A_p^2}$ $\zeta_h = \frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e M_t}{V_t}}$

对于指令输入 x_v 的传递函数为:

$$\frac{x_p}{x_v} = \frac{K_q / A_p}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)}$$

对于干扰输入 F_L 的传递函数为:

$$\frac{x_p}{F_L} = - \frac{\frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1 \right)}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)}$$

(二) 有弹性负载 ($K \neq 0$) 的情况

阀控液压缸中，弹性负载比较常见：

- 1) 带对中弹簧的功率级滑阀
- 2) 材料试验机的负载是硬弹簧

粘性阻尼系数 B_p 一般很小 $\frac{K_{ce} B_p}{A_p^2} \ll 1$

所以：

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1 \right) F_L}{\frac{V_t M_t}{4\beta_e A_p^2} s^3 + \left(\frac{K_{ce} M_t}{A_p^2} + \frac{B_p V_t}{4\beta_e A_p^2} \right) s^2 + \left(\frac{V_t k}{4\beta_e A_p^2} + 1 \right) s + \frac{K_{ce} k}{A_p^2}}$$

或

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1 \right) F_L}{\frac{s^3}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s^2 + \left(\frac{k}{k_h} + 1 \right) s + \frac{K_{ce} k}{A_p^2}}$$

k_h —— 液压弹簧刚度：液压缸完全封闭的两腔由于液体的压缩性而形成的

满足 $\left[\frac{K_{ce} \sqrt{kM_t}}{A_p^2 \left(1 + \frac{k}{k_h}\right)} \right]^2 \ll 1$ 时, 有: $x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1 \right) F_L}{\left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1 \right) \left[\left(\frac{k}{k_h} + 1 \right) s + \frac{K_{ce} k}{A_p^2} \right]}$

ω_0 —— 综合固有频率

ζ_0 —— 综合阻尼比

将对应项系数相等, 可得:

$$\omega_0 = \omega_h \sqrt{1 + \frac{k}{k_h}}$$

$$\zeta_0 = \frac{1}{2\omega_0} \left(\frac{4\beta_e K_{ce}}{V_t \left(1 + \frac{k}{k_h}\right)} + \frac{B_p}{M_t} \right)$$

$$1 + \frac{k}{k_h} = \left(1 + \frac{k}{k_h}\right) \left(1 + \frac{K_{ce} k}{A_p^2} \frac{2\zeta_0}{\omega_0} \frac{1}{1 + k/k_h}\right) \Rightarrow \frac{K_{ce} k}{A_p^2} \frac{2\zeta_0}{\omega_0} \frac{1}{1 + k/k_h} \ll 1$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{K_{ce} B_p}{A_p^2} \ll 1 \\ \frac{k}{k + k_h} < 1 \end{aligned} \right\} \Rightarrow \left[\frac{K_{ce}^2 k M_t}{A_p^4 \left(1 + \frac{k}{k_h}\right)^2} + \frac{K_{ce} B_p}{A_p^2} \frac{k}{k + k_h} \right] \ll 1$$

$$\Rightarrow \frac{K_{ce} B_p}{A_p^2} \frac{k}{k + k_h} \ll 1$$



$$x_p = \frac{\frac{K_{ps} A_p}{k} x_v - \frac{1}{k} \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1 \right) F_L}{\left(\frac{s}{\omega_r} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1 \right)}$$

K_{ps} ——总压力增益

$$K_{ps} = \frac{K_q}{K_{ce}}$$

ω_r ——惯性环节的转折频率

$$\omega_r = \frac{K_{ce} k}{A_p^2 \left(1 + \frac{k}{k_h} \right)} = \frac{K_{ce}}{A_p^2 \left(\frac{1}{k} + \frac{1}{k_h} \right)}$$

稳态时阀输入位移所引起的液压缸活塞的**输出位移**
外负载力作用所引起的活塞输出**位移的减小量**

$$\frac{k}{k_h} \ll 1 \text{ 时 } x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1 \right) F_L}{\left(s + \frac{K_{ce} k}{A_p^2} \right) \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)}$$

- 1) 弹性负载使**积分环节变成惯性环节**
- 2) 随着负载弹簧刚度减小，**转折频率将变低，惯性环节接近积分环节**

(三) 其它的简化情况

1) $M_t \neq 0, \beta_e = \infty, B_p = 0, k = 0$

$$\frac{x_p}{x_v} = \frac{\frac{K_q}{A_p}}{s \left(\frac{K_{ce} M_t}{A_p^2} s + 1 \right)} = \frac{\frac{K_q}{A_p}}{s \left(\frac{s}{\omega_1} + 1 \right)}$$

$$\omega_1 = \frac{A_p^2}{K_{ce} M_t}, \text{ 惯性环节的转折频率}$$

2) $k \neq 0, \beta_e \neq \infty, M_t = 0, B_p = 0$

$$\frac{x_p}{x_v} = \frac{\frac{K_q}{A_p}}{\left(1 + \frac{k}{k_h} \right) s + \frac{K_{ce} k}{A_p^2}} = \frac{\frac{K_q}{A_p}}{\frac{s}{\omega_r} + 1}$$

$$\omega_r = \frac{K_{ce} k}{A_p^2 \left(1 + \frac{k}{k_h} \right)}, \text{ 惯性环节的转折频率}$$

3) $M_t = 0, k = 0, B_p = 0$

$$\frac{x_p}{x_v} = \frac{K_q / A_p}{s}$$

K=0时出现积分环节

2) 液压固有频率

是负载**质量**与液压缸工作腔中的油也压缩性所形成的**液压弹簧**相互作用的结果。

假设：液压缸无摩擦、无泄漏

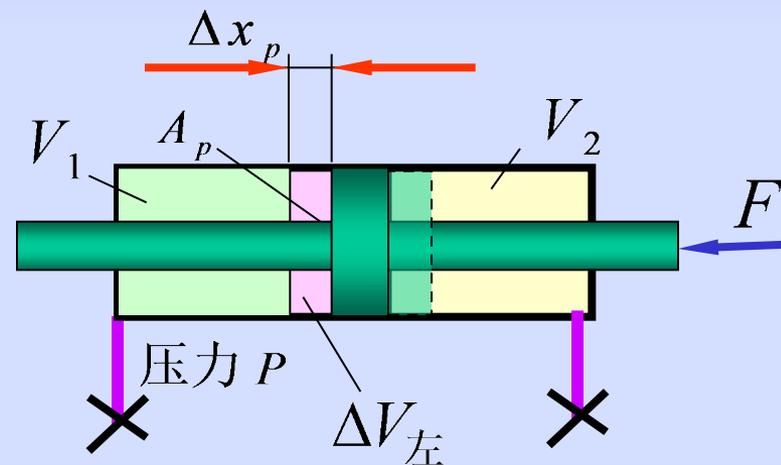
由于液体的压缩性，当活塞受到**外力**作用产生位移时，**一腔压力升高，另一腔压力降低**

$$\Delta p_1 = \frac{\beta_e A_p}{V_1} \Delta x_p \quad \Delta p_2 = -\frac{\beta_e A_p}{V_2} \Delta x_p$$

$$A_p (\Delta p_1 - \Delta p_2) = \beta_e A_p^2 \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right) \Delta x_p$$

被压缩液体产生的**复位力**与活塞位移成比例，其作用**相当于一个线性液压弹簧**，总液压弹簧刚度为：

$$k_h = \beta_e A_p^2 \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right)$$



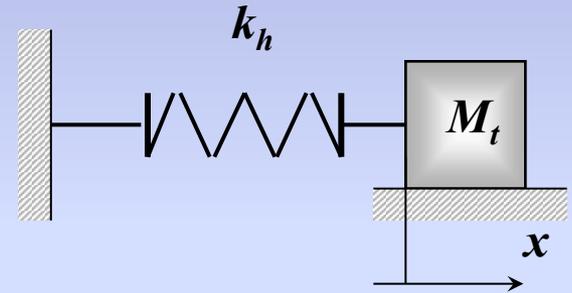
总液压弹簧刚度是液压缸两腔液压弹簧刚度的**并联**。

当活塞处在**中间位置**时，液压弹簧**刚度最小**，当在两端时， V_1 或 V_2 为零，液压弹簧刚度最大。

液压弹簧与负载质量相互作用所构成系统的固有频率，中间位置时，其值为：

$$V_1 = V_2 = V_0 = \frac{V_t}{2} \text{ 时 } k_h = \frac{2\beta_e A_p^2}{V_0} = \frac{4\beta_e A_p^2}{V_t}$$

$$\omega_h = \sqrt{\frac{k_h}{M_t}} = \sqrt{\frac{2\beta_e A_p^2}{V_0 M_t}} = \sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{V_t M_t}}$$



弹簧-质量系统

液压弹簧刚度是在液压缸两腔完全封闭的情况下推导出来的，**实际上**由于阀的开度和液压缸的**泄漏**的影响，液压缸不可能完全封闭，因此在**稳态下不存在弹簧刚度**。

动态时，在一定频率范围内**来不及泄漏**，相等于一种密封状态，因此液压弹簧是一个**动态弹簧**。

在液压伺服系统中，**液压固有频率**限制了系统的**响应速度**。**提高液压固有频率的方法**：

(1) **增大液压缸活塞面积** A_p （有时， A_p 主要由负载决定）

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{V_t M_t}}$$

– ω_h 与 A_p 不成比例关系

– 压缩容积 V_t 随之增大

– 同样的负载速度，所需负载流量增大，阀、连接管道、液压能源装置的尺寸重量也随之增大

(2) **减小总压缩容积** V_t （主要是减少无效容积和连接管道容积）

– 使阀靠近液压缸，最好装在一起

– 选择合适的执行元件：长行程输出力小时用液压马达，反之用液压缸

(3) **减小折算到活塞上的总质量** M_t （**活塞质量** + **负载折算到活塞上的质量** + **液压缸两腔的油液质量** + **阀与液压缸连接管道中的油液折算质量**）

$$m_0 \frac{A_p^2}{a^2}$$

(4) **提高油液的有效体积模量** β_e （700~1400MPa，或实测）

影响因素：受**油液**压缩性、管道及刚体**机械柔性**、油液中所含**空气**（最严重）

要尽量减少混入空气，避免使用软管

3) 液压阻尼比

$$\zeta_h = \frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e M_t}{V_t}} + \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e M_t}}$$

决定因素：总流量-压力系数 K_{ce} 、负载粘性阻尼 B_p

因为： $B_p \ll K_{ce}$ ， $C_{tp} \ll K_c$ ，所以 ξ_h 主要由 K_c 决定。

零位时系统的稳定性最差

由于库仑摩擦等因素的影响，实际的零位阻尼比要比计算值（按 K_{c0} 计算）大，**至少为0.1~0.2，或更高一些。**

$$K_c = -\frac{\partial Q_L}{\partial p_L} = \frac{C_d W x_v \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_s - p_L)}}{2(p_s - p_L)}$$

K_c 随工作点不同会有很大的变化。在阀芯位移 x_v 和负载压力 p_L 较大时，由于 K_c 值增大使液压阻尼比急剧增大，可使 $\xi_h > 1$ ，其**变化范围达20~30倍**。因此，是一个难以预测的软量。

零位阻尼比小，阻尼比变化范围大是液压伺服系统的一个特点

液压阻尼比表示系统的相对稳定性。液压伺服系统一般低阻尼，**提高的办法有：**

(1) 设置旁路泄漏通道（增加泄漏系数 C_{tp} ）
但：
$$\zeta_h = \frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e M_t}{V_t}} + \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e M_t}}$$

- 增大了功率损失
- 降低了系统的总压力增益和系统的刚度，增加了外负载力引起的误差
- 系统性能受温度变化的影响大

(2) 采用正开口阀

- 但：
- 降低了系统刚度
 - 泄漏引起的损失更大
 - 非线性流量增益
 - 稳态液动力变化

(3) 增加负载的粘性阻尼（需要另设阻尼器，增加了结构复杂性）

2. 对干扰输入 F_L 的频率响应分析

1) 动态位置刚度特性

动态位置柔度，其倒数即为动态位置刚度

$$\frac{F_L}{x_p} = \frac{-\frac{A_p^2}{K_{ce}} s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h s}{\omega_h} + 1 \right)}{\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1}$$

$B_p = 0$ 时, $\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} = 2\zeta_h \omega_h$, 则:

$$\frac{F_L}{x_p} = \frac{-\frac{A_p^2}{K_{ce}} s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h s}{\omega_h} + 1 \right)}{\frac{s}{2\zeta_h \omega_h} + 1}$$

惯性环节 + 比例环节 + 理想微分环节 + 二阶微分环节

因为 ζ_h 很小, 所以 $2\zeta_h \omega_h < \omega_h$

负号表示负载力增加使输出减小

动态位置刚度与负载干扰力 F_L 的变化频率 ω 有关

(1) 在 $\omega < 2\zeta_h\omega_h$ 的低频段上, 惯性环节和二阶微分环节不起作用, 则

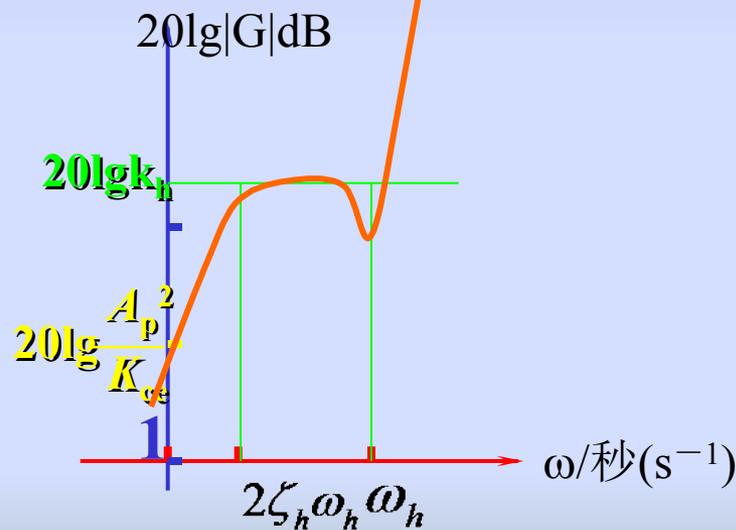
$$\left| -\frac{F_L}{x_p} \right| = \frac{A_p^2}{K_{ce}} \omega$$

$$\frac{F_L}{x_p} = \frac{-\frac{A_p^2}{K_{ce}} s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h s}{\omega_h} + 1 \right)}{\frac{V_l}{4\beta_e K_{ce}} s + 1}$$

$\omega=0$ 时, 得静态位置刚度

$$\left| -\frac{F_L}{x_p} \right|_{\omega=0} = 0$$

在恒定的外负载力作用下, 由于泄漏的影响, 活塞将连续不断地移动, 没有确定的位置。随着频率的增加, 泄漏的影响越来越小, **动态位置刚度随频率成比例增大。**



阀控缸动态刚度幅频特性

(2) 在 $2\xi_h\omega_h < \omega < \omega_h$ 的中频段上，比例环节、惯性环节和理想微分环节同时起作用，动态位置刚度为一常数：

$$\left| -\frac{F_L}{x_p} \right| = \frac{A_p^2}{K_{ce}} \left| s \right|_{s=j2\xi_h\omega_h} = \frac{4\beta_e A_p^2}{V_t} = k_h$$

在中频段上，由于负载干扰力的变化频率较高，液压缸工作腔的油液来不及泄漏，可以看成是**完全封闭**的，其动态位置刚度就**等于液压刚度**。

(3) 在 $\omega > \omega_h$ 的高频段上，二阶微分环节起主要作用，动态位置刚度由**负载惯性**所决定。动态位置刚度**随频率的二次方增加**，但一般很少在此频率范围工作。

$$\frac{F_L}{x_p} = \frac{-\frac{A_p^2}{K_{ce}} s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h s}{\omega_h} + 1 \right)}{\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1}$$

2) 动态速度刚度特性

$\omega < 2\xi_h\omega_h$ 的低频段上的动态速度刚度为:

$$\left| -\frac{F_L}{\dot{x}_p} \right| = \frac{A_p^2}{K_{ce}} \quad \frac{F_L}{x_p} = \frac{-\frac{A_p^2}{K_{ce}} s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h s}{\omega_h} + 1 \right)}{\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1}$$

此时，液压缸相当于一个**阻尼系数为 A_p^2/K_{ce} 的粘性阻尼器**。

从**物理意义**上说，在低频时因负载压差产生的泄漏流量被很小的泄漏通道所阻碍，产生粘性阻尼作用。

$\omega=0$ 时，得静态速度刚度

$$\left| -\frac{F_L}{\dot{x}_p} \right|_{\omega=0} = \frac{A_p^2}{K_{ce}}$$

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/688132120020007013>