



水力机械调节系统一

樊红刚 李光浩

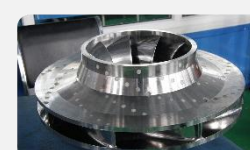
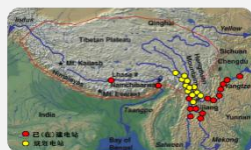
流体机械及工程研究所

办公室：新水利馆230A

电话：62794297

邮箱: fanhg@tsinghua.edu.cn

lgh21@mails.tsinghua.edu.cn



- ◆ 水轮发电机组运行时，负荷调整变化时要保证发电频率不变，通过**导叶、桨叶**来控制**流量**，调整机组出力，满足负荷变化要求
- ◆ 水泵运行时，需要调整机组流量满足调水的要求，通过**阀门、桨叶、转速**来控制**流量**
- ◆ 阀门、导叶及桨叶的运动规律将直接影响水力机械及其系统的过渡过程



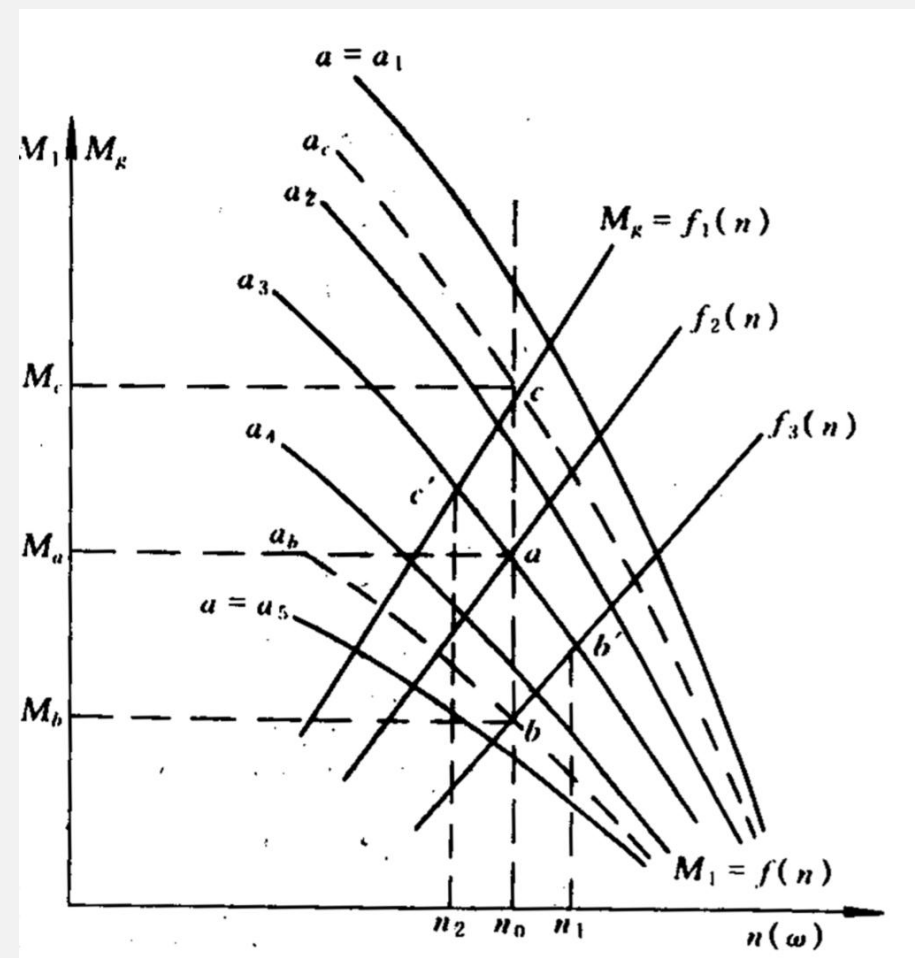
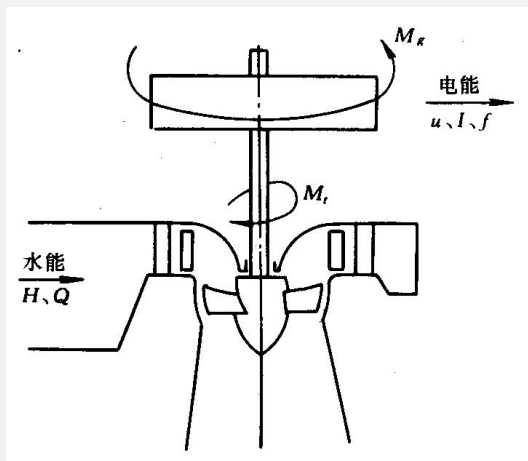
➤ 水轮机调节系统基本原理

- ◆ 负荷变化过程中，发电频率稳定在指定频率（50Hz）
- ◆ 同步机组转速稳定在额定转速
- ◆ 变速机组转速稳定在指定转速

$$f = \frac{pn}{60}$$

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_t - M_g$$

$$M_t = \frac{\rho g Q H \eta}{\omega}$$

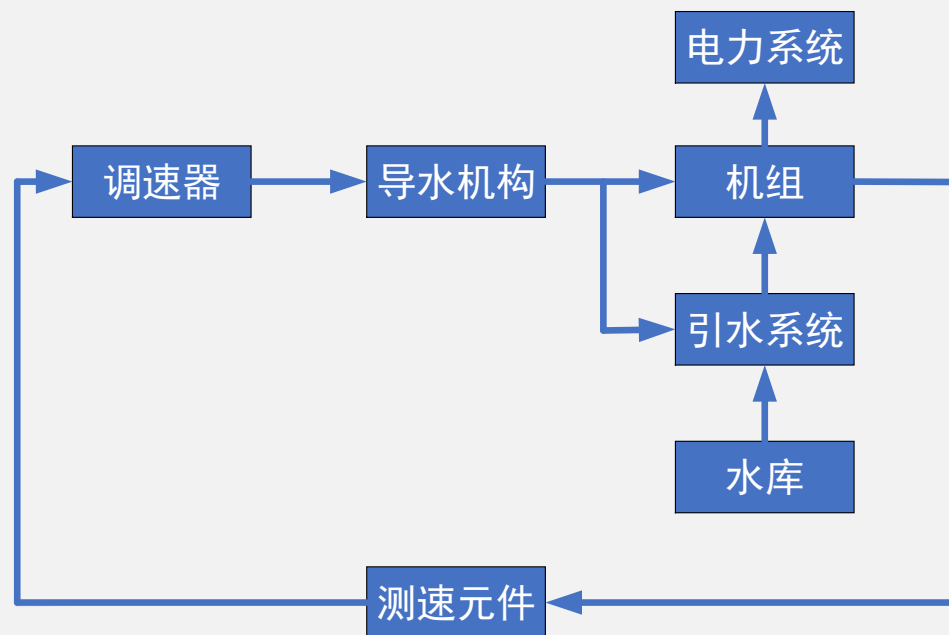




➤ 水轮机调节系统组成

- ❖ 水轮机自动调节系统由水轮机调速器、引水系统、机组及电网组成
- ❖ 前向通道—— 调节作用传递的通道
- ❖ 反馈通道—— 被控制量转速的变化由测速元件反送回输入端，经调速器又对机组（调节对象）发生调节作用

- ❖ 闭环系统——反馈通道接通时组成闭环系统
 - ❖ 部分负荷调节
- ❖ 开环状态——只有一个前向通道起作用，系统变成开环状态。
 - ❖ 机组全甩负荷，紧急停机信号直接操作紧急停机电磁阀停机
 - ❖ 机组开机导叶按给定规律开启





➤ 调速器的发展

- 💧 **直接作用式小型调速器**
 - 💧 利用测速元件直接操作水轮机执行机构
- 💧 **间接作用式调速器(19世纪末)**
 - 💧 应用液压元件进行功率放大
- 💧 **带有缓冲器的机械液压型调速器**
 - 💧 可克服引水系统水力惯性所引起的不利影响
 - 💧 可靠性高，原理较简单，便于掌握

➤ 调速器的发展

💧 电气液压型调速器

- 💧 以**电气形式**代替**机械形式**进行信号的传递、变换与综合
- 💧 响应速度快、控制精度高、易于实现调节规律及控制功能
- 💧 经历了电子管、晶体管、集成电路等发展阶段
- 💧 调节规律从PI（比例 - 积分）发展到PID（比例 - 积分 - 微分）

💧 数字 (微机)调速器

- 💧 以**微机**为基础，通过数字模拟实现调节规律
- 💧 在被控制对象的参数或其它条件变化时，能**自动调整调速器的参数**，以保持水轮机调节系统处于最佳运行状态--**自适应式调速器**
- 💧 可将机组**速度调节**和其它物理量（例如**电压、水压**）的调节功能**集中**于一台微处理机，从而提高各个物理量的调节品质

➤ 调速器分类

💧 按调速器**调节规律**分类

- 💧 PI调速器
- 💧 PID调速器
- 💧 其他规律调速器

💧 按调速器主要部件的**结构类型**分类

- 💧 机械液压型
 - 💧 以机械和液压元件为主要部件
- 💧 电气液压型
 - 💧 测量元件、信号综合放大元件、校正元件用电气元件
 - 💧 功率放大用液压放大元件
- 💧 数字型



➤ 调速器分类

💧 按调速器**执行机构的数目**分类

💧 单调节调速器

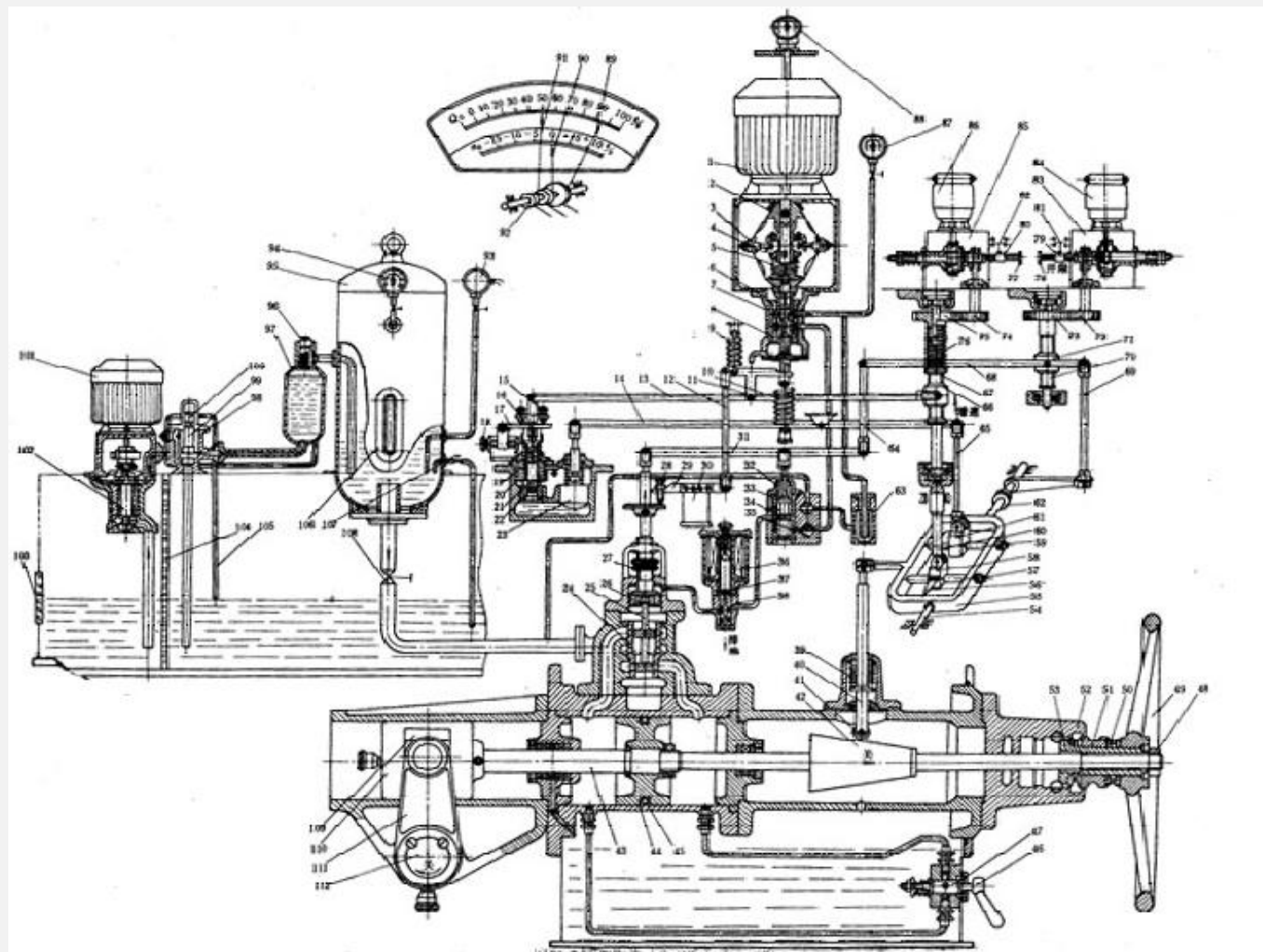
- 💧 混流式、轴流定桨式等水轮机的调速器

💧 双重调节调速器

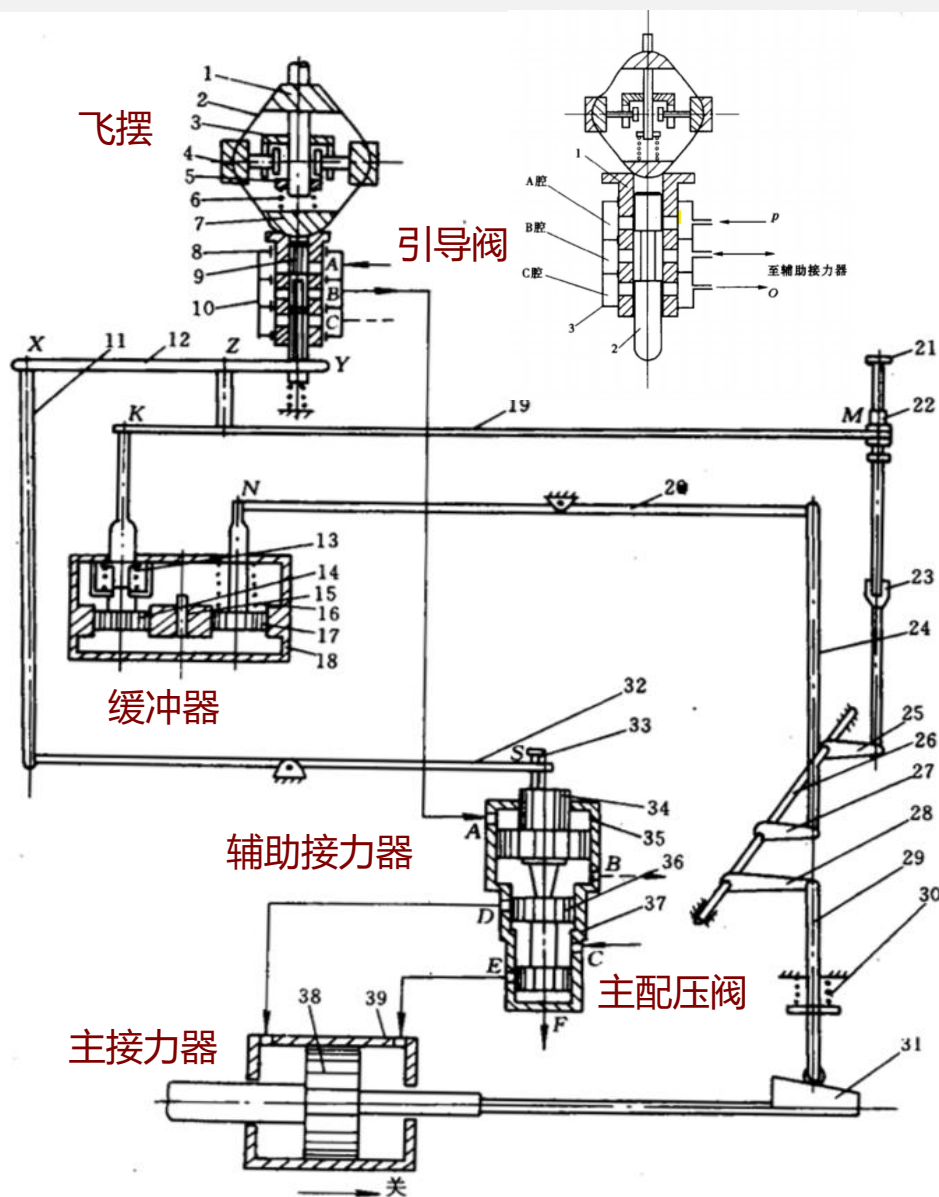
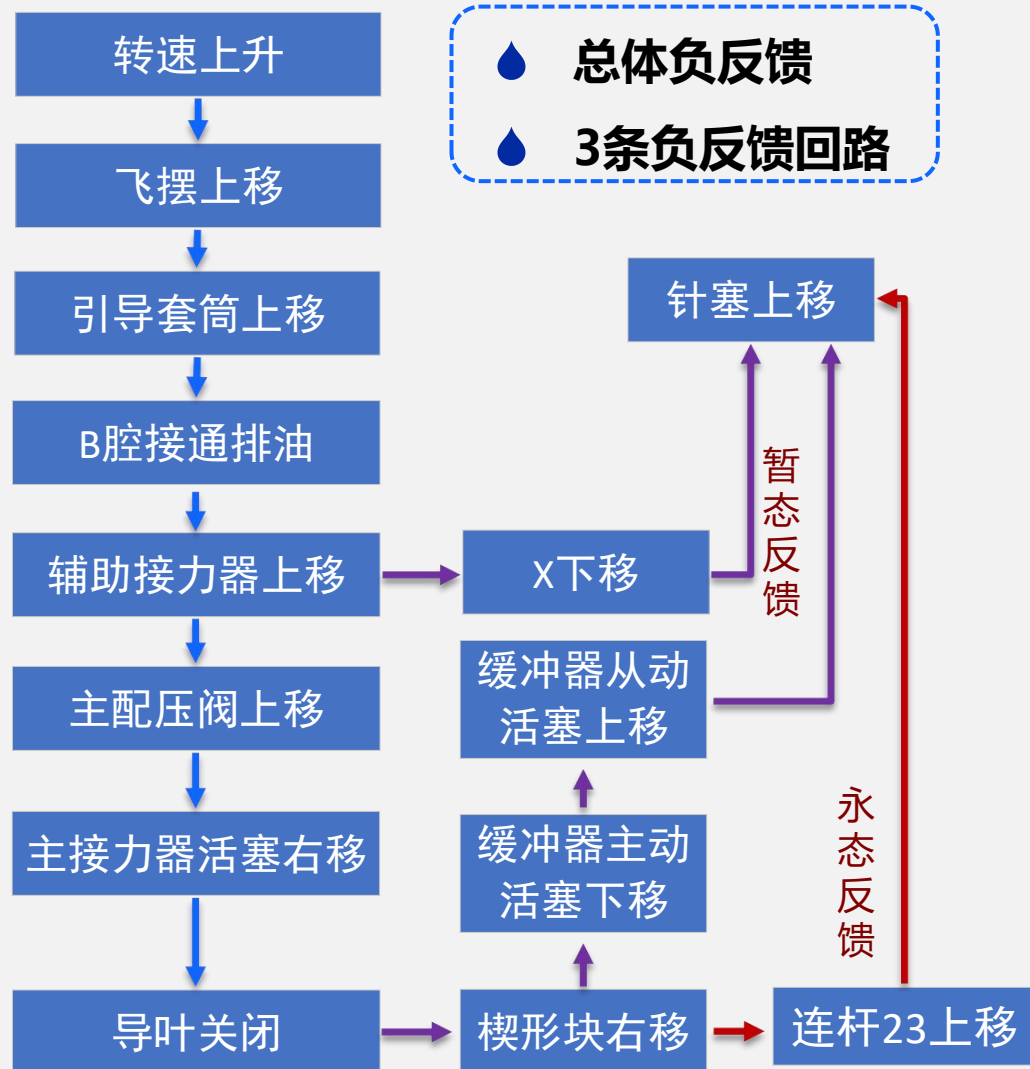
- 💧 轴流转桨式、斜流式、冲击式等水轮机调速器

➤ 机械液压型调速器结构

- 机械液压型调速器主要是由**机械位移传递**和**液压放大**两类装置组成
- **自动调速机构**、**控制机构**、**油压装置**、**保护监视仪表**及其他元件
- 按照**比例 (P)**、**积分 (I)** 调节规律工作的PI调节器

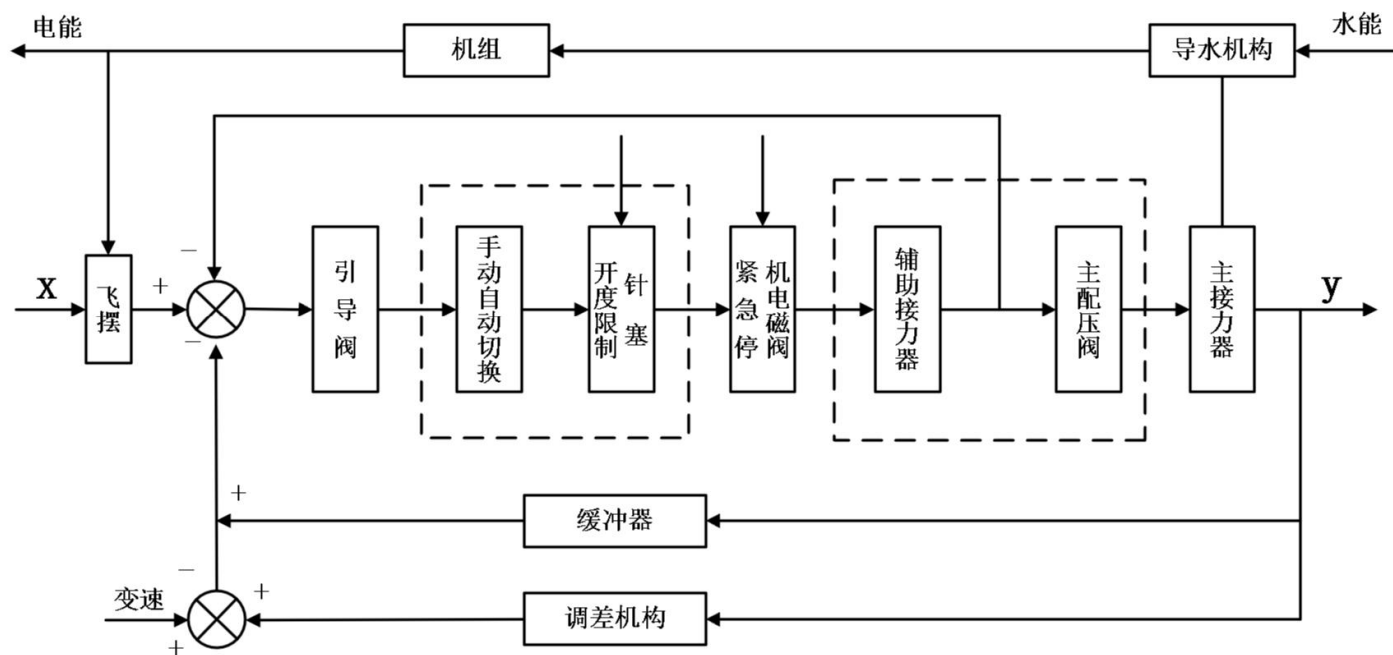


工作过程





- 引导阀和辅助接力器组成调速器的**第一节液压放大元件**
- 主配压阀与主接力器组成**第二节液压放大元件**
- 飞摆实际是一**测速器**元件
- 缓冲器、调差机构分别起**暂态反馈**及**永态反馈**的作用

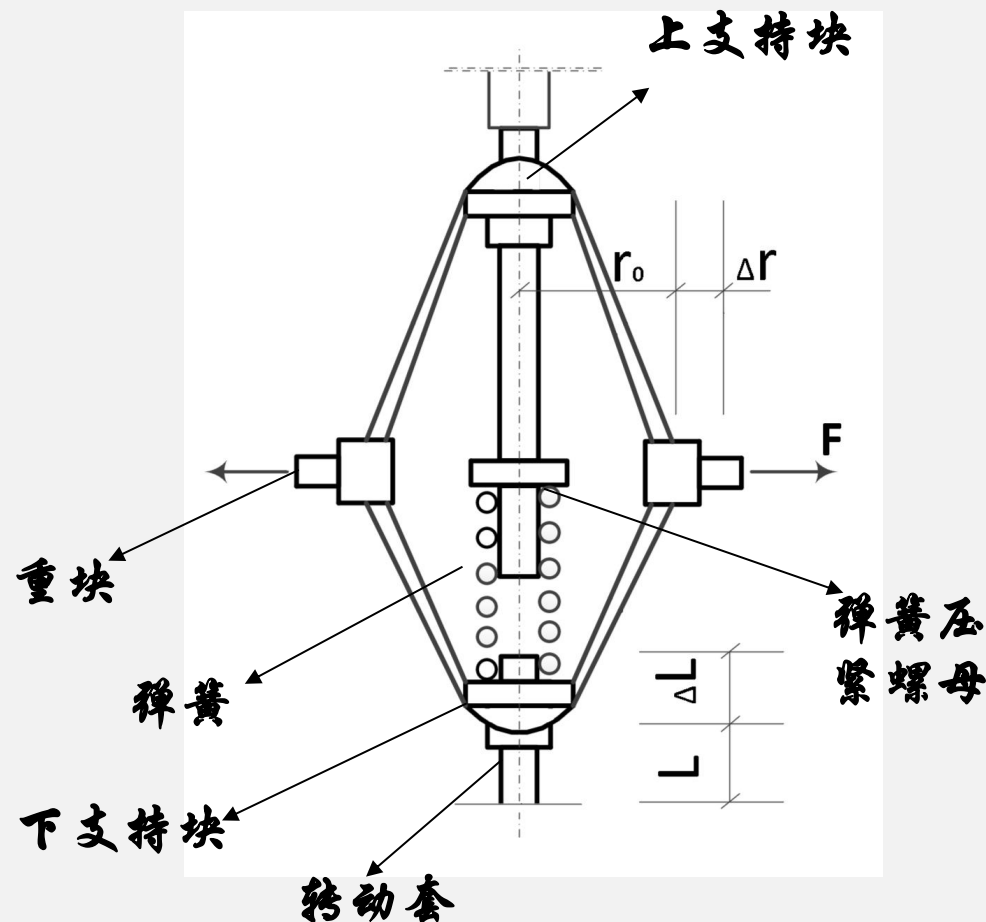




➤ 测速元件飞摆的数学模型

飞摆所受约束力:

弹簧力
离心力
阻尼力
惯性力
干摩擦力





$$m_1 \frac{d^2(\Delta l)}{dt^2} + \mu \frac{d(\Delta l)}{dt} + k(f_0 + \Delta l) = \lambda m(r_0 + \lambda \Delta l)(\omega_0 + \Delta \omega)^2 \pm R$$

惯性力
阻尼力
弹簧力
离心力
干摩擦力

m_1 — 离心摆所有运动构件转化到转动套上的质量

f_0 — 额定转速时的弹簧压缩量

Δl — 转动套位移比量 μ — 液体摩阻系数

λ — 从重块到转动套的位移传递系数

m — 旋转物体，主要是重块的质量

R — 干摩擦力较小，可略去不计



在额定转速时，离心力等于弹簧力

$$\lambda_0 m r_0 \omega_0^2 = k f_0 = E_0 \quad \omega_0 \text{ 额定转速}$$

在小偏差时， $\lambda_0 = \lambda$

$$m_1 \frac{d^2(\Delta l)}{dt^2} + \mu \frac{d(\Delta l)}{dt} + (k - m \lambda^2 \omega_0^2) \Delta l = 2 E_0 \Delta \omega / \omega_0$$

$$T_1^2 \eta'' + T_2 \eta' + b_f \eta = \alpha$$

$$T_1 = \frac{m_1 l_M}{2 E_0}; T_2 = \frac{\mu l_M}{2 E_0}; b_f = \frac{(k - m \lambda^2 \omega_0^2) l_M}{2 E_0};$$

离心摆的时间常数

离心摆的阻力时间常数

离心摆的不均衡度

$$\eta = \frac{\Delta l}{l_M}; \alpha = \frac{\Delta \omega}{\omega_0}; l_M$$

一为转动套位移相对量的基准值，
可取其最大行程



$$T_1^2 \eta'' + T_2 \eta' + b_f \eta = \alpha$$

$$\alpha \sim \eta$$

- 💧 方程表明飞摆在动态过程中呈**二阶振荡环节**特性,反映了当飞摆输入为转速的相对量时,其输出量随时间变化的规律
- 💧 调速器设计时,应将飞摆看作一个二阶振荡环节研究其振荡特性,使离心摆的时间常数和阻力时间常数尽量小,保证其振荡收敛性好,进而反算出各项参数及弹簧刚度、重块质量等
- 💧 当研究水轮机调节系统动态特性或分析其系统稳定性时,离心摆的时间常数和阻力时间常数相对于系统中其它部件中的时间常数来说相当小, **计算中可以忽略**



忽略振荡过程，离心摆的转速变化与转动套的位移成线性关系

$$b_f \eta = \alpha$$

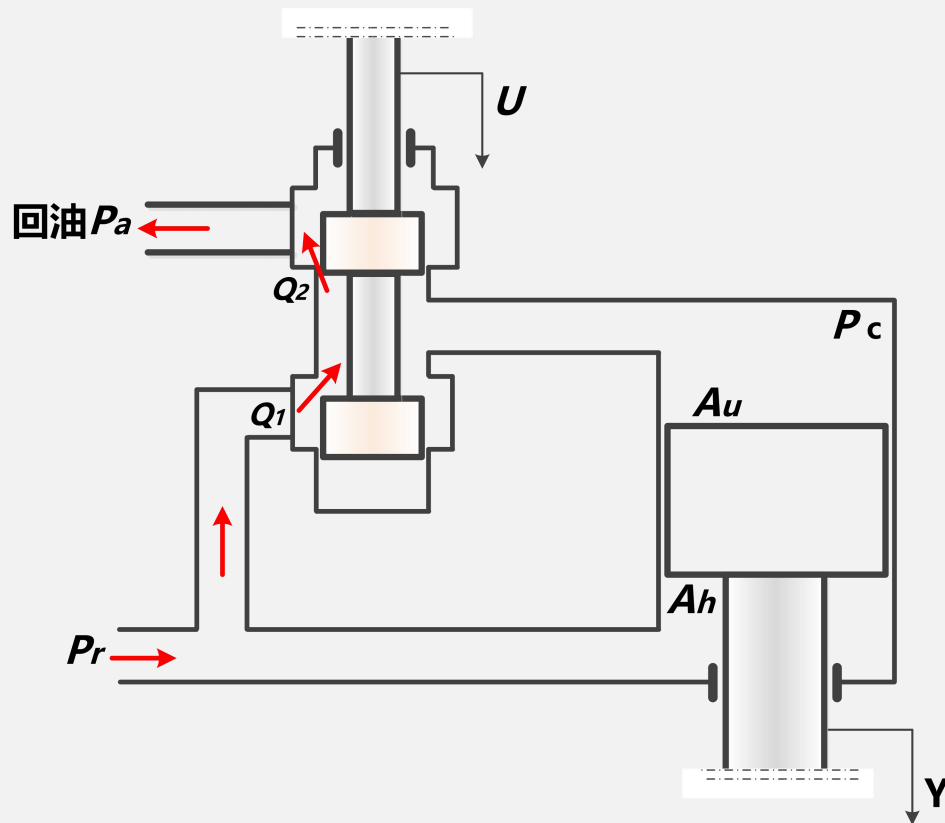
当取转速变化100%额定转速时的转动套位移为基准值时，其传递函数为：

$$\eta_1(s) / x(s) = 1$$

$$l'_M = l_M / b_f \quad \eta_1 = \frac{\Delta l}{l'_M}$$



- **YT型调速器引导阀和辅助接力器构成第一级放大元件**
- **引导阀为三通配压阀，即只有一个负载通道，而辅助接力器为差动接力器**
- **活塞上侧压强由引导阀控制，当上侧压力大于下侧压力时，活塞下移，反之活塞上移，可实现两个运动方向上的控制。**





设引导阀为理想的零开口配压阀，则

$$Q_2 = 0, \quad Q_1 = C_d \omega u \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_r - P_c)}$$

C_d — 流量系数 ρ — 油比重 ω — 油口过流面积

u — 配压阀离开稳态位置的位移

接力器活塞两边压差为

$$P_l = P_c - P_r$$

$$P_r \text{ 恒定, 则 } \Delta P_l = \Delta P_c$$



$$\Delta Q_1 = \frac{\partial Q_1}{\partial u} \Delta u + \frac{\partial Q_1}{\partial P_c} \Delta P_c \quad \frac{\partial Q_1}{\partial u} = C_d \omega \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_r - P_c)} = K_u$$

$$\frac{\partial Q_1}{\partial P_c} = C_d \omega u \frac{-\frac{1}{\rho}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} (P_r - P_c)}} = -C_d \omega u \frac{\sqrt{\frac{2}{\rho} (P_r - P_c)}}{2(P_r - P_c)} = K_p$$

$$\Delta Q_1 = K_u \Delta u + K_p \Delta P_c$$



由接力器流量连续性得方程：

$$\Delta Q_1 = A_u \frac{d \Delta y}{d t} + C_t \Delta P_c + \frac{V_1}{4 B_c} \frac{d \Delta P_c}{d t}$$

↙↙↙
活塞移动 **活塞漏损** **压力变化**

A_u 活塞面积

C_t 流量漏损系数

V_1 接力器油腔体积

B_c 油液体积弹性模量



接力器平衡方程：

$$P_c A_u - P_r A_h = m \frac{d^2 y}{dt^2}$$

m, y 分别是活塞等运动部件质量和其位移。

增量化，则

$$\Delta P_c = \frac{m}{A_u} \frac{d^2 \Delta y}{dt^2}$$

接力器活塞运动方程式：

$$\frac{m V_1}{4 B_c A_u} \frac{d^3 \Delta y}{dt^3} + \frac{m}{A_u} (C_t - K_p) \frac{d^2 \Delta y}{dt^2} + A_u \frac{d \Delta y}{dt} = K_u \Delta u$$



进行标么化并拉氏变换可得其传递函数为：

$$\frac{y(s)}{u(s)} = \frac{\frac{1}{T_{yB}}}{s(T_1 s^2 + T_2 s + 1)}$$

$$T_1 = \frac{m V_u}{4 B_c A_u^2}, \quad T_2 = \frac{m}{A_u^2} (C_t + K_p), \quad T_{yB} = \frac{A_u y_M}{K_u u_M}$$

u_M, y_M 分别为引导阀和接力器活塞的最大位移量。

在实际应用时，尤其是在分析水轮机调节系统的动态特性时
 T_1, T_2 均很小，可略去不计。

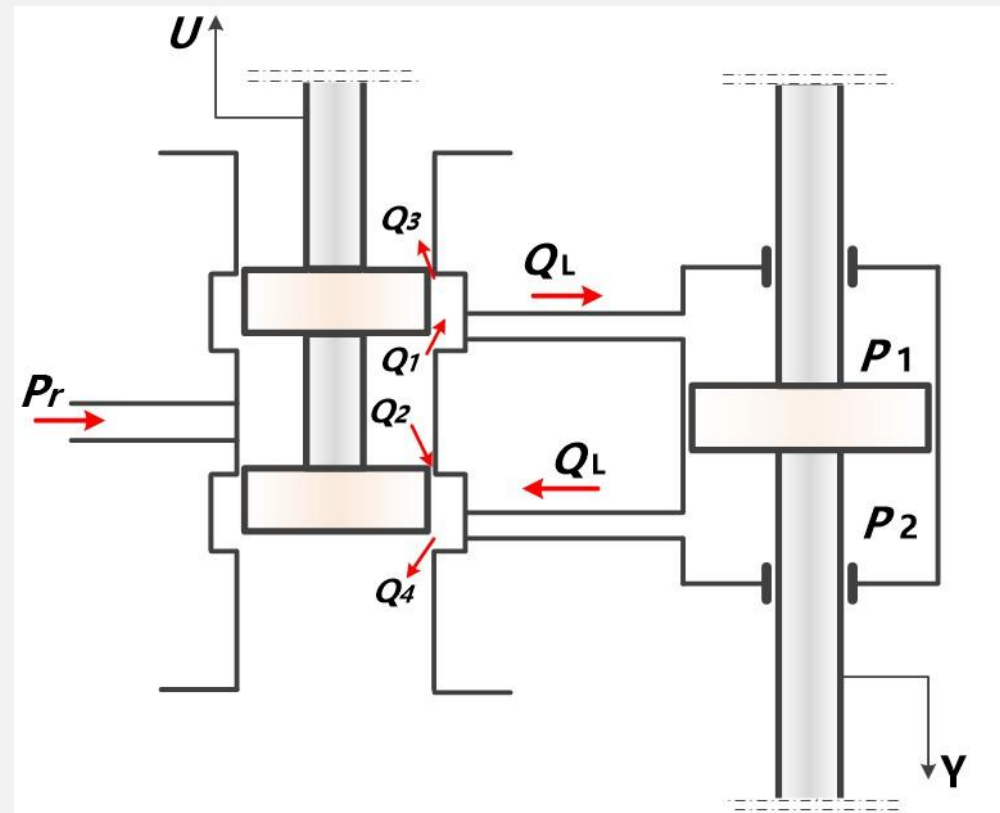
该环节的传递函数为

$$\frac{y(s)}{u(s)} = \frac{1}{T_{yB} s}$$

积分环节



- 第二级液压放大器由**主配压阀**与**主接力器**组成
- 主配压阀为**四通配压阀**，有两个负载通道，即动态过程中接力器活塞两面的压力均受配压阀的控制而变化





根据阀的流量特性得到流量增量方程：

$$\Delta Q_1 = K_u \Delta u + K_p \Delta P_{12}$$

$$K_u = \left(\frac{\partial Q_1}{\partial u_0} \right) = C_d \omega \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_r - P_{12})}$$

$$K_p = \left(\frac{\partial Q_1}{\partial P_{12}} \right) = C_d \omega U_0 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_r - P_{12})} / 2(P_r - P_{12})$$

C_d - 流量系数 ω — 节流窗口面积系数

$P_{1,2}$ - 接力器活塞两侧的压力差



根据接力器流量连续性原理得在小偏差情况下的接力器流量增量方程：

$$\Delta Q_1 = A_n \frac{d\Delta y}{dt} + C_t \Delta P_{12} + \frac{V_t}{4B_c} \frac{dP_{12}}{dt}$$

A_n — 接力器活塞面积 C_t - 接力器流量漏损系数

根据牛顿第二定律及活塞的受力分析得负载及力平衡增量方程：

$$\Delta P_{12} = \frac{1}{A_n} \left(m \frac{d^2 \Delta y}{dt^2} + B_c \frac{d\Delta y}{dt} + K \Delta y \right) + \frac{\Delta F}{A_n}$$

B_c - 负载阻尼 K - 负载刚度 F — 负载力



略去负载力, 负载阻尼, 负载刚度及接力器泄漏可以得到运动方程式为:

$$\frac{mV_t}{4B_e A_n^2} \frac{d^3 \Delta y}{dt^3} + \frac{mK_c}{A_n^2} \frac{d^2 \Delta y}{dt^2} + \frac{d \Delta y}{dt} = \frac{K_q}{A_n} \Delta u$$

对其拉氏变换可得其传递函数为

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta u(s)} = \frac{K_q / A_n}{s(T_1^2 s^2 + T_2 s + 1)}$$
$$T_1 = \sqrt{\frac{mV_1}{4B_e A_n^2}} ; T_2 = \frac{mK}{A_n^2}$$



A_n 足够大 V_1 m 相对较小

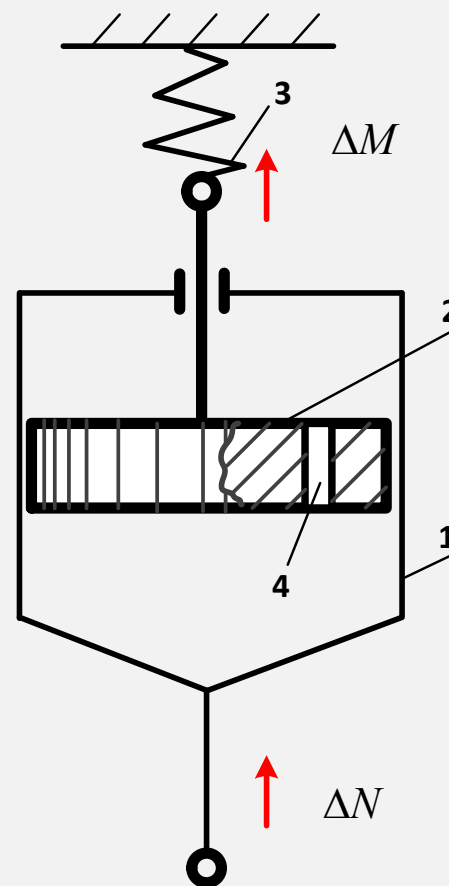
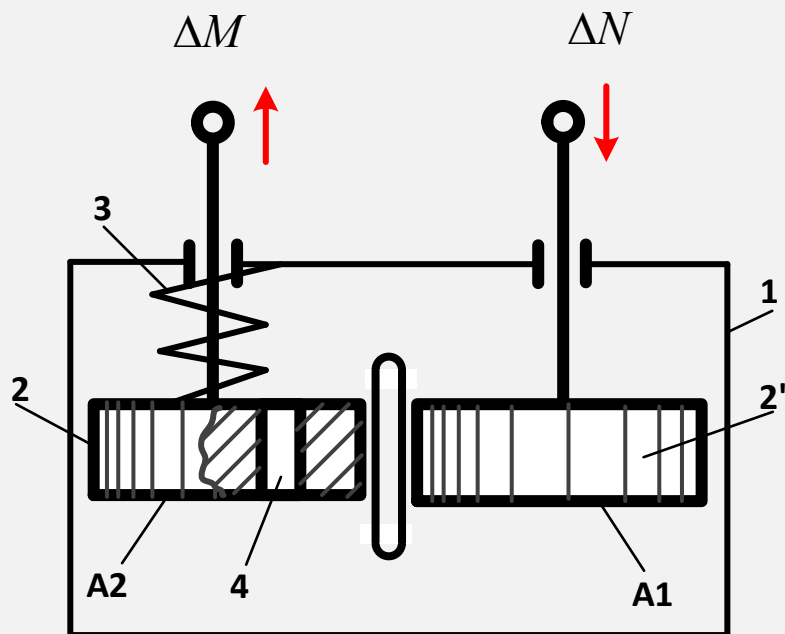
传递函数:
$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta u(s)} = \frac{1}{T_y s}$$

$$T_y = \frac{A_n}{K_q}$$

两类液压放大元件，表面上看**结构有些不同**，但其**传递函数形式相同**，说明其**动态特性相似**。



➤ 缓冲反馈元件



1-壳体 2-从动活塞 3-弹簧 4-节流孔 2'-主动活塞



根据力平衡原理活塞下腔的压力:

$$\Delta P = \frac{K \cdot \Delta M}{F_M}$$

流过节流孔的流量在流速较小且为层流的情况下应与压力成线性关系

$$Q = \frac{\Delta P}{\gamma} \cdot \lambda \cdot \omega$$

该流量实际上也是两活塞之间腔体体积的变化量

$$Q = F_N \cdot \frac{d \Delta N}{dt} - F_M \frac{d \Delta M}{dt}$$



$$F_M \frac{d\Delta M}{dt} + \frac{K\lambda\omega}{\gamma F_M} \Delta M = F_N \frac{d\Delta N}{dt}$$

$$T_d = \frac{F_M^2 \gamma}{K\lambda\omega} \quad \text{称缓冲时间常数, 单位为秒}$$

设从动活塞至引导阀针塞的传递比为 k_M

$$\Delta Z = k_M \Delta M$$

主接力器至主动活塞的传动比为 k_N

$$\Delta N = k_N \Delta Y$$



以主接力器位移为输入量，引导阀针塞位移为输出量，并引入 T_d ，则：

$$T_d \frac{d\Delta Z}{dt} + \Delta Z = T_d \frac{F_N}{F_M} \frac{d\Delta Y}{dt} K_M K_N$$

取从动活塞位移引起的相当于转速变化100%时的引导阀针塞位移 Z_{\max} ，主接力器行程位移 Y_{\max} 为基准值。

$$z = \frac{\Delta Z}{Z_{\max}}, \quad y = \frac{\Delta Y}{Y_{\max}}, \quad b_t = \frac{F_N}{F_M} \cdot k_M k_N \frac{Y_{\max}}{Z_{\max}}$$



$$T_d \frac{dz}{dt} + z = b_t T_d \frac{dy}{dt}$$

b_t — 暂态调差率

T_d — 缓冲时间常数

拉氏变换得暂态反馈的传递函数为：

$$\frac{z(s)}{y(s)} = \frac{b_t T_d s}{1 + T_d s}$$

在调节原理中称其为**实际微分环节**



➤ 杠杆传递元件

设杠杆传递系统从输入量位移 X 到输出位移 Y 其传递函数为 K_{xy}

对应的位移偏差为 $\Delta Y = K_{xy} \Delta X$

以 Y_{\max} X_{\max} 为基准值

$$Y_{\max} \cdot y = K_{xy} \cdot x \cdot X_{\max} \quad y = K_{xy} \cdot \frac{X_{\max}}{Y_{\max}} \cdot x$$

$$y = bx$$

$$b = K_{xy} \cdot X_{\max} / Y_{\max}, y = \Delta Y / Y_{\max}, x = \Delta X / X_{\max}$$



调差机构传递函数为：

$$\eta_p = b_p \cdot y$$

$$b_p = K_{y1} \cdot Y_M / L_M, K_{y1} = \Delta l / \Delta y$$

η_p 为转速变化100%额定转速时转动套位移 L_M 作基准值时接力器活塞位移引起反馈的针塞位移相对值。

y 为主接力器活塞位移相对值

b_p 为硬反馈系数或强度



局部反馈元件的传递函数为：

$$\eta_{\lambda} = b_{\lambda} y_B$$

**η_{λ} 为辅助接力器活塞位移引起的以 L_M
作基准值的针塞位移相对值**

y_B 是辅助接力器活塞位移相对值



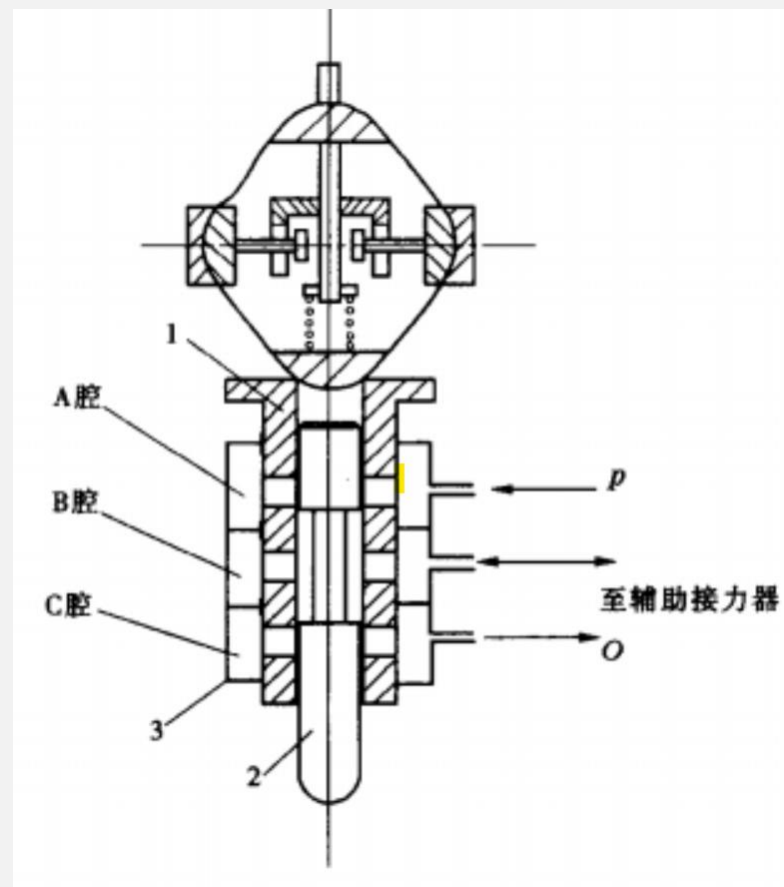
➤ 信号综合元件—引导阀

以 L_M 为基准值

设引导阀开口即输出
量的相对值为 η

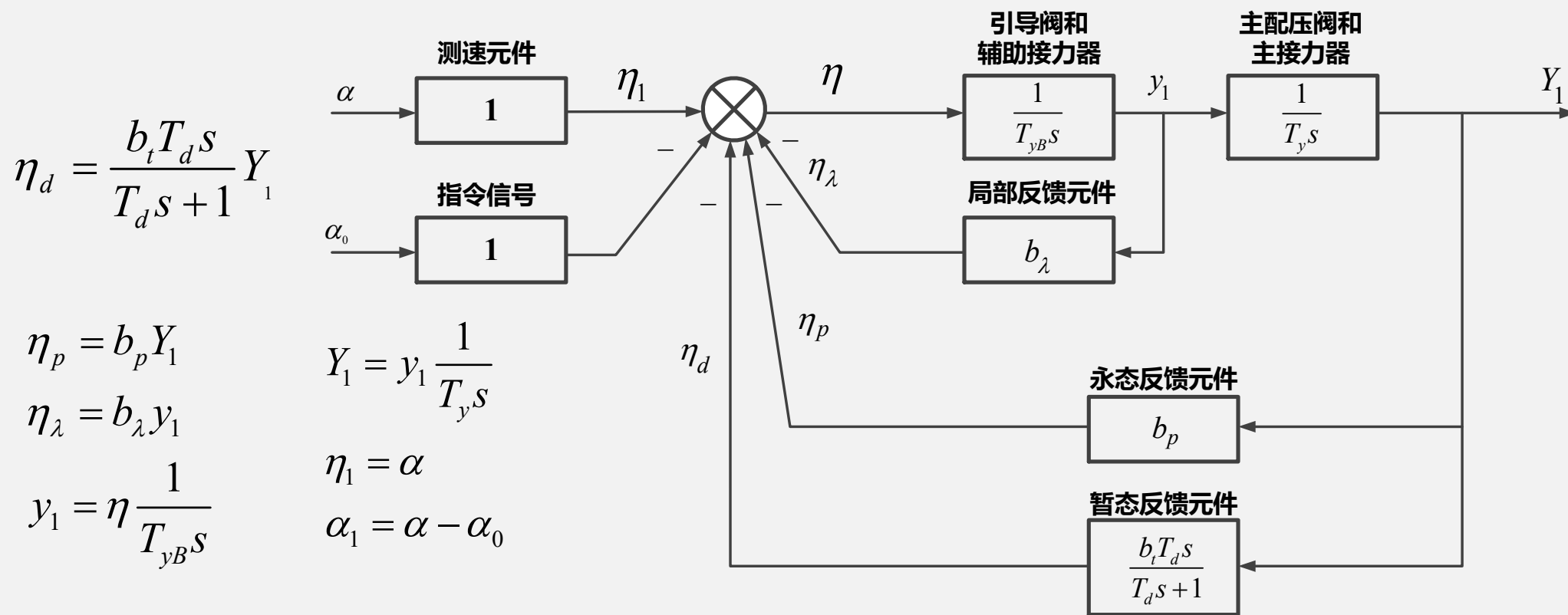
引导阀进行信号综合时的数学模型

$$\eta = \eta_1 - \eta_\lambda - \eta_p - \eta_d$$





缓冲型机械液压型调速器



$$\eta_d = \frac{b_t T_d s}{T_d s + 1} Y_1$$

$$\eta_p = b_p Y_1$$

$$\eta_\lambda = b_\lambda y_1$$

$$y_1 = \eta \frac{1}{T_{yB} s}$$

$$Y_1 = y_1 \frac{1}{T_y s}$$

$$\eta_1 = \alpha$$

$$\alpha_1 = \alpha - \alpha_0$$

$$\eta_1 - \eta_d - \eta_p - \eta_\lambda - \alpha_0 = \eta$$

$$\left(\alpha_1 - \frac{b_t T_d s}{1 + T_d s} Y_1 - b_p Y_1 - b_\lambda T_{yB} s Y_1 \right) \frac{1}{T_{yB} s} \frac{1}{T_y s} = Y_1$$



$$\left(\alpha_1 - \frac{b_t T_d s}{1 + T_d s} Y_1 - b_p Y_1 - b_\lambda T_y s Y_1\right) \frac{1}{T_{yB} s} \frac{1}{T_y s} = Y_1$$

$$\alpha_1 = \frac{b_t T_d s}{1 + T_d s} Y_1 + b_p Y_1 + b_\lambda T_y s Y_1 + T_{yB} T_y s^2 Y_1$$

$$G_{PI}(s) = \frac{1 + T_d s}{T_y T_d T_{yB} s^3 + (T_y T_{yB} + b_\lambda T_y T_d) s^2 + (b_\lambda T_y + b_p T_d + b_t T_d) s + b_p}$$



取 $T_{yB} \doteq 0, T_y \cdot b_\lambda = T_y^*$

$$G_{PI}(s) = \frac{1 + T_d s}{T_y^* T_d s^2 + [T_y^* + (b_p + b_t) T_d] s + b_p}$$

实际上 b_p, T_y 很小, 可近似取 $T_y = 0, b_p = 0$

$$G_{PI}(s) = \frac{1 + T_d s}{b_t T_d s} = \frac{1}{b_t T_d s} + \frac{1}{b_t}$$