



南開大學  
Nankai University

# 《过程控制系统》

## 第4章 PID控制原理

于宁波

南开大学人工智能学院

# 第4章 PID控制原理

- PID控制是比例、积分、微分控制的简称。
- 在生产过程自动控制的发展历程中，PID控制是最常用的控制方式，是历史最久、应用最广和适应性最强的一种基本控制方式。  
(早于控制学科/自动化专业的诞生)
- 在工业生产过程中，PID控制算法占85%、90%，即使在计算机控制已经得到广泛应用的现在，PID控制仍是主要的控制算法

# 第4章 PID控制原理

## ➤ 4.1 PID控制的特点

### ➤ 4.2 比例控制(P控制)

### ➤ 4.3 比例积分控制(PI控制)

### ➤ 4.4 比例积分微分控制(PID控制)

### ➤ 4.5 数字PID控制

### ➤ 4.6 利用MATLAB实现PID控制规律

# PID控制

- PID控制
  - 比例(**P**roportional)
  - 积分(**I**ntegral)
  - 微分(**D**ifferential)
- 在生产过程自动控制的发展历程中，PID控制是历史最久、应用最广、适应性最强和控制效果良好的一种基本控制方式。
- 在20世纪40年代以前，除在最简单的情况下可采用开关控制外，PID控制是唯一的控制方式。
- 此后，涌现出许多新的控制方法。然而，PID控制由于它自身的优点，仍然是得到最广泛应用的基本控制方式。

# PID控制的优点

- **原理简单，使用方便。** PID控制算法简单，参数较少，容易采用机械、流体、电子、计算机算法等各种方式实现，因此非常容易做成各种标准的控制装置，方便各种工业控制场合应用。
- **整定方法简单。** 由于PID控制的参数相对较少，且每个参数作用明确，所以相互干扰较少，使得PID控制器参数的调整较为方便，且可以总结、归纳出一种适用于各种不同领域的整定方法。
- **适应性强。** 基于偏差消除偏差的PID反馈控制思想，使得系统可以克服一切引起误差变化的干扰，不必像前馈控制这类的控制系统，需要针对每一个扰动设计独立的控制器，简化了系统结构。这使得PID控制可以广泛应用于化工、热工、冶金、炼油及造纸、建材等各种生产部门。

# PID控制的优点

- **鲁棒性强**。不同于基于模型的控制，PID反馈控制对模型的适应性强，采用PID控制时，对象的非线性、时变性对控制结果的影响相对较小，系统控制品质对被控对象特性的变化敏感程度较低。
- **具有朴素的“智能”思想**。PID控制规律，在消除偏差时，综合考虑了**现在（P）**、**过去（I）**和**未来（D）**，如同一个有经验的控制者：
  - 比例调节规律依据当前存在的偏差产生调节作用；
  - 积分依据偏差的持续累计，用于消除那种变化缓慢，幅度较小但持续存在的偏差；
  - 微分控制对速度敏感，依据“未来的偏差”有“预见”性的进行调节。

# 过程控制

- 在过程控制中，绝大部分都采用 **PID控制**。
- 例外的情况有两种：
  - 一种是被控对象易于控制而控制要求又不高的，可以采用更简单的 **开关控制方式**。
  - 另一种是被控对象特别难以控制而控制要求又特别高的情况，这时如果 PID控制难以达到生产要求就要考虑采用 **更先进的控制方法**。

# 第4章 PID控制原理

- 4.1 PID控制的特点
- **4.2 比例控制(P控制)**
- 4.3 比例积分控制(PI控制)
- 4.4 比例积分微分控制(PID控制)
- 4.5 数字PID控制
- 4.6 利用MATLAB实现PID控制规律



# 比例控制的调节规律和比例带

- 在P调节中，调节器的输出信号u与偏差信号e成比例，即

$$u = K_c e$$

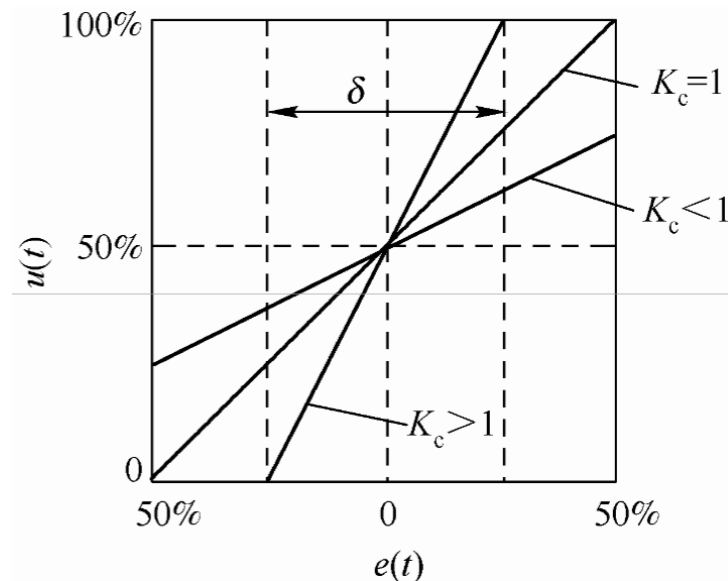
式中， $K_c$ 称为比例增益(视情况可设置为正或负)。

- 在实际应用中，由于执行器的运动（如阀门开度）有限，控制器输出u(t)也就被限制在一定的范围之内；
- 换句话说，在 $K_c$ 较大时，偏差e(t)仅在一定的范围内与控制器的输出保持线性关系。

# 线性 or 非线性

图中偏差在-50%-50%范围变化时，

- $K_c=1$ 时，控制器输出 $u(t)$ 变化在0~100%（对应阀门全关到全开），并与输入 $e(t)$ 之间保持线性关系。
- 当 $K_c>1$ 时，
  - 控制器的输出 $u(t)$ 与输入 $e(t)$  在  $-50\%/K_c \sim 50\%/K_c$  之间，满足线性关系。
  - 当 $|e(t)|$ 超出该范围时，控制器输出具有饱和特性，保持在最小或最大值。



- 比例控制有一定的应用范围，超过该范围时，控制器输出与输入之间不成比例关系。
- 从局部范围看，比例控制作用表示控制输出与输入之间是线性关系；从整体范围看，两者之间是非线性关系。

# 比例带

- 在过程控制中，通常用**比例度**表示控制输出与偏差成线性关系的比例控制器输入（偏差）的范围。因此，比例度又称为**比例带**，其定义为

$$\delta = \frac{e / |e_{\max} - e_{\min}|}{u / |u_{\max} - u_{\min}|} \times 100\%$$

- 式中，
- $[e_{\min}, e_{\max}]$  为偏差信号范围，即仪表的量程；
  - $[u_{\min}, u_{\max}]$  为控制器输出信号范围，即控制器输出的工作范围。

# 比例带

- 如果采用的是单元组合仪表，控制器的输入和输出都是统一的标准信号，此时

$$|e_{\max} - e_{\min}| = |u_{\max} - u_{\min}|$$

则有

$$\delta = \frac{e}{u} \times 100\% = \frac{1}{K_c} \times 100\%$$

- 这表明，比例带 $\delta$ 与控制器比例增益 $K_c$ 的倒数成正比。
- 当采用无量纲形式（如采用单元组合仪表）时，比例带 $\delta$ 就等于控制器比例增益 $K_c$ 的倒数。
- 比例带 $\delta$ 小，意味着较小的偏差就能激励控制器产生100%的开度变化，相应的比例增益 $K_c$ 就大。

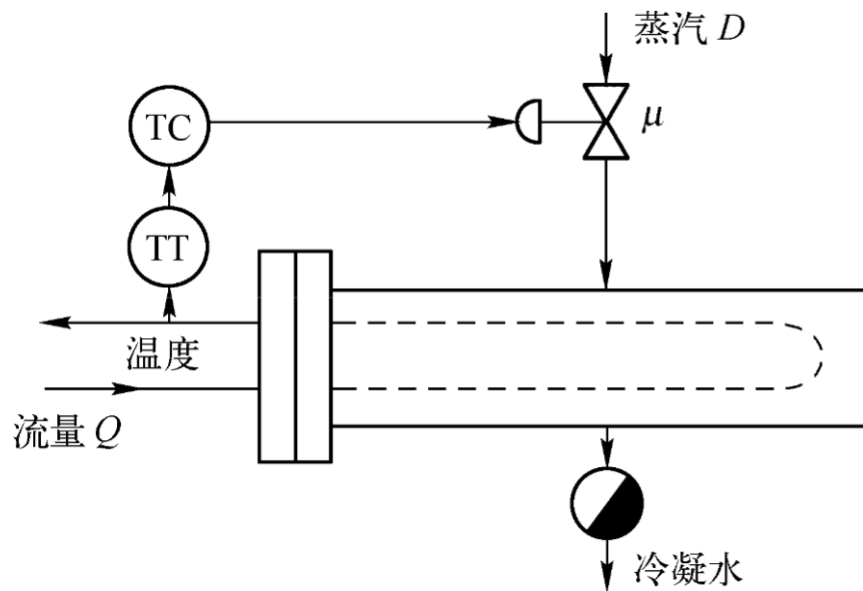
# 比例带的物理意义

- 如果 $u$ 直接代表控制阀开度的变化量，那么 $\delta$ 就代表使控制阀开度改变100%即从全关到全开时所需要的被控变量的变化范围。
- 只有当被控变量处在这个范围以内，控制阀开度(变化)才与偏差成比例。
- 超出这个“比例带”以外，控制阀已处于全关或全开状态，此时控制器的输入与输出已不再保持比例关系，而控制器也暂时失去控制作用。
- 实际上，控制器的比例带 $\delta$ 习惯用它相对于被控变量测量仪表的量程的百分数表示。例如，若测量仪表的量程为 $100^{\circ}\text{C}$ ，则 $\delta=50\%$ 就表示被控变量需要改变 $50^{\circ}\text{C}$ 才能使控制阀从全关到全开。

# 比例控制的特点

- 比例调节的显著特点就是**有差调节**。
- 如果采用比例调节，则在负荷扰动下的调节过程结束后，被调量不可能与设定值准确相等，它们之间**一定有残差**。
- 因为根据比例调节的特点，只有调节器的输入有变化，即被调量和设定值之间有偏差，调节器的输出才会发生变化。

# 出口水温控制系统

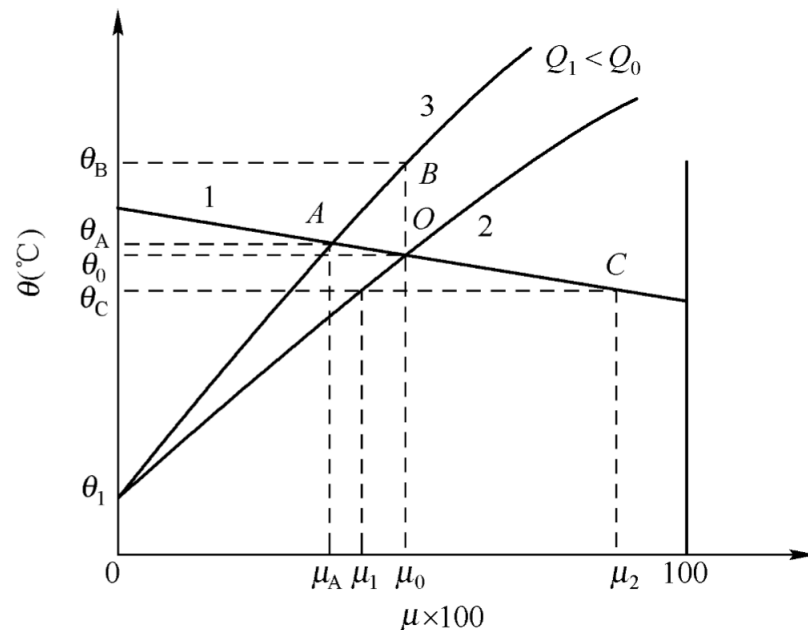


加热器的出口水温控制系统图

- 如图所示是一个热水加热器的出口水温控制系统。在这个控制系统中，
  - 热水温度 $\theta$ ，由温度测量变送器TT获取信号并送到温度控制器TC，
  - 控制器控制加热蒸汽的调节阀开度 $\mu$ 以保持出口水温恒定，
  - 加热器的热负荷既决定于热水流量 $Q$ 也决定于热水温度 $\theta$ 的值。
- 假定现在采用比例控制器，并将调节阀开度 $\mu$ 直接视为控制器的输出。

# 出口水温控制系统：比例控制器的静特性

- 图中直线 1 是比例控制器的静特性，即调节阀开度随水温变化的情况。水温愈高，控制器应把调节阀开得愈小，因此它在图中是左高右低的直线，比例带愈大，则直线的斜率愈大。
- 图中的曲线 2 和 3 分别代表加热器在不同的热水流量下的静特性。它们表示加热器在没有控制器控制时，在不同热水流量下的稳态出口水温与调节阀开度之间的关系，可通过单独对加热器进行一系列的实验来得到。

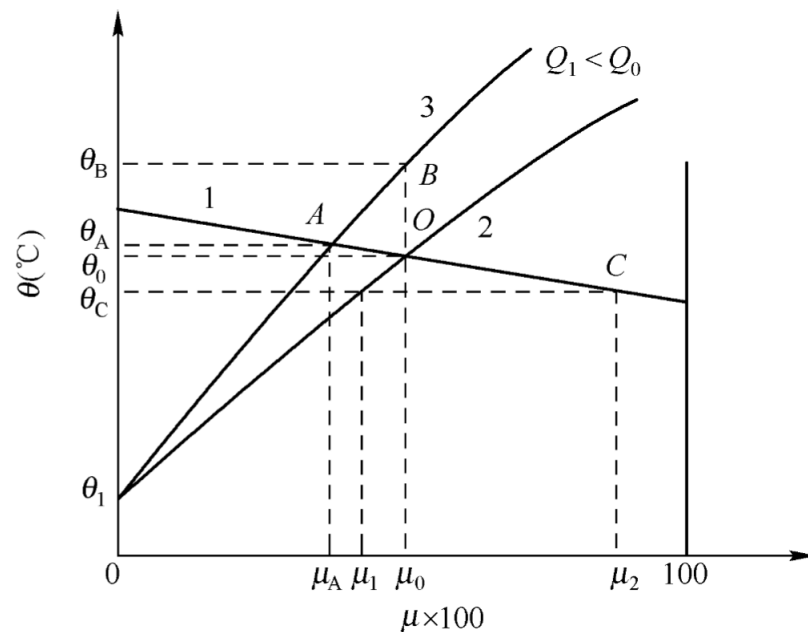


- 直线 1 与曲线 2 的交点 O 代表在热水流量为  $Q_0$ ，业已投入自动控制并假定控制系统是稳定的情况下，最终要达到的稳态运行点，那时的出口水温为  $\theta_0$ ，调节阀开度为  $\mu_0$ 。



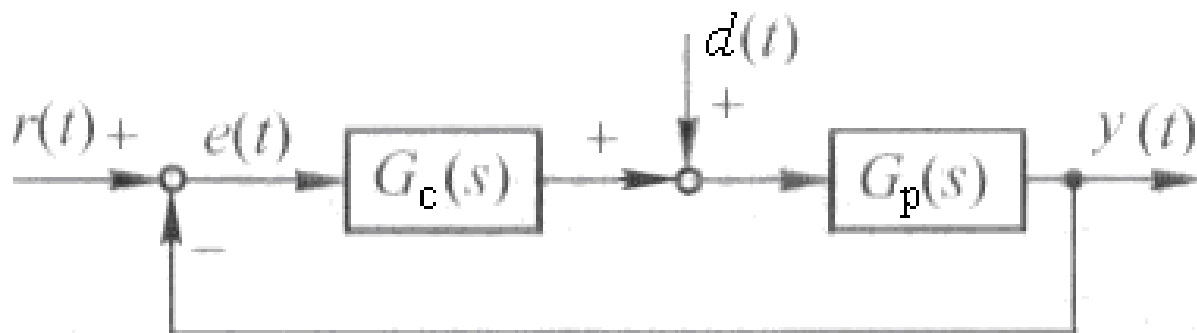
# 出口水温控制系统：比例控制器的效果

- 如果假定 $\theta_0$ 就是水温的设定值(这可以通过调整控制器的工作点做到)，从这个运行点开始，如果热水流量减小为 $Q_1$ ，那么在控制过程结束后，新的稳态运行点将移到直线1与曲线3的交点A。
- 这就出现了被控变量残差 $\theta_A - \theta_0$ ，它是比例控制规律所决定的。
- 不难看出，残差既随着流量变化幅度也随着比例带的加大而加大。
- 比例控制虽不能准确保持被控变量恒定，但效果还是比不加自动控制好



- 在图中可见，从运行点O开始，如不进行自动控制，那么热水流量减小为 $Q_1$ 后，水温将根据其自平衡特性一直上升到 $\theta_B$ 为止。

## 例4-1



已知系统方框图如图所示，分析系统在阶跃给定信号作用下的**稳态特性**。其中，控制器 $G_c(s)$ 和广义被控对象 $G_p(s)$ 的传递函数分别为

$$G_c(s) = K_c \quad G_p(s) = \frac{K}{Ts + 1} e^{-\tau s}$$

**解:** 当系统在幅值为A的阶跃给定信号 $r(t)=A \cdot 1(t)$ 作用时，其稳态误差为

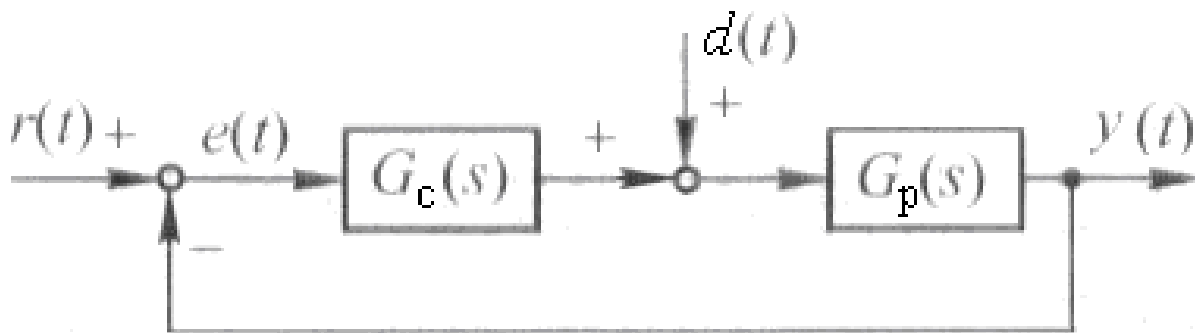
$$e_{\text{ssr}} = \lim_{s \rightarrow 0} s E_r(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1}{1 + G_c(s)G_p(s)} R(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1}{1 + G_c(s)G_p(s)} \frac{A}{s} = \frac{A}{1 + K_c K}$$

- 由此可见，该系统采用比例控制时，在给定信号作用下，稳态误差与输入的幅值成正比，与其开环增益 $K_c K$ 成反比，它为一有限值。就是说，只要广义被控对象的增益K与控制器的增益 $K_c$ 乘积不为无穷大，系统的稳态误差就不会为零。

# 自衡特性与非自衡特性的影响

- 加热器是具有**自衡特性**的工业过程，另有一类过程则不具有自衡特性，工业锅炉的水位控制就是一个典型例子。
- 这种**非自衡过程**本身没有所谓的静特性，但仍可以根据流入、流出量的平衡关系进行有无残差的分析。
- 为保持水位稳定，给水量必须与蒸汽负荷取得平衡。一旦失去平衡关系，水位就会一直变化下去。因此当蒸汽负荷改变后，在新的稳态下，给水调节阀开度必须有相应的改变，才能保持水位稳定。
- 如果采用比例控制器，当蒸汽负荷改变后，这就意味着水位必须有残差。但水位设定值的改变不会影响锅炉的蒸汽负荷，因此在水位设定值改变后，水位不会有残差。

## 例4-2



已知系统方框图如图所示，分析系统在阶跃给定信号作用下的**稳态特性**。其中，控制器 $G_c(s)$ 和广义被控对象 $G_p(s)$ 的传递函数分别为

$$G_c(s) = K_c \qquad G_p(s) = \frac{K}{T_s} e^{-\tau s}$$

**解：**（1）当系统在幅值为 $A$ 的阶跃给定信号 $r(t)=A \bullet 1(t)$ 作用时，其稳态误差为

$$e_{\text{ssr}} = \lim_{s \rightarrow 0} s E_r(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1}{1 + G_c(s)G_p(s)} R(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1}{1 + G_c(s)G_p(s)} \frac{A}{s} = \frac{A}{1 + \infty} = 0$$

（2）当系统在幅值为 $A$ 的阶跃扰动信号 $d(t)=A \bullet 1(t)$ 作用时，其稳态误差为

$$e_{\text{ssd}} = -\lim_{s \rightarrow 0} s \frac{G_p(s)}{1 + G_c(s)G_p(s)} D(s) \approx -\lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1}{G_c(s)} \frac{A}{s} \approx -\frac{A}{K_c}$$

➤ 可见，无自衡特性的对象采用比例控制时，系统在阶跃给定信号作用下稳态误差为零，但在阶跃扰动信号作用下的稳态误差可能不会为零。

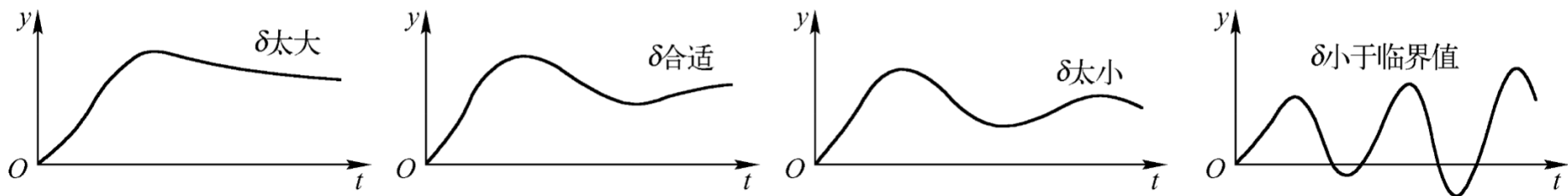
# 比例带对控制过程的影响

## ➤ 误差

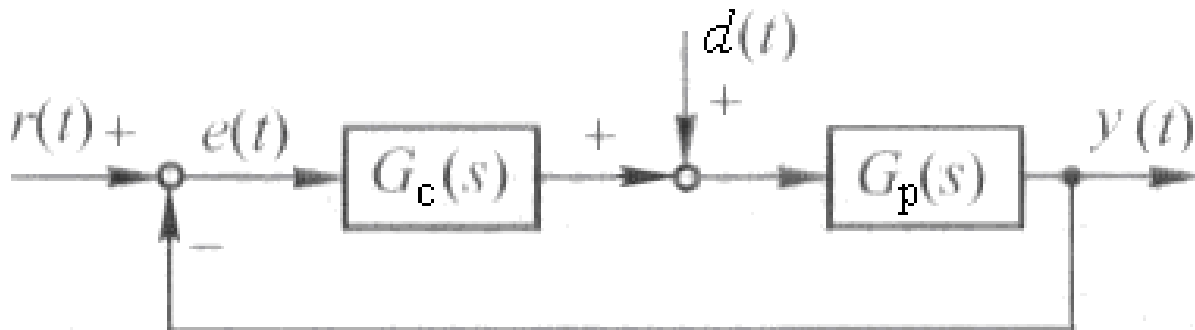
- 残差随着比例带的加大而加大。

## ➤ 稳定性

- 稳定性随着比例带的加大而提高。
- 减小比例带就等于加大调节系统的开环增益，其后果是导致系统激烈振荡甚至不稳定。



## 例4-3

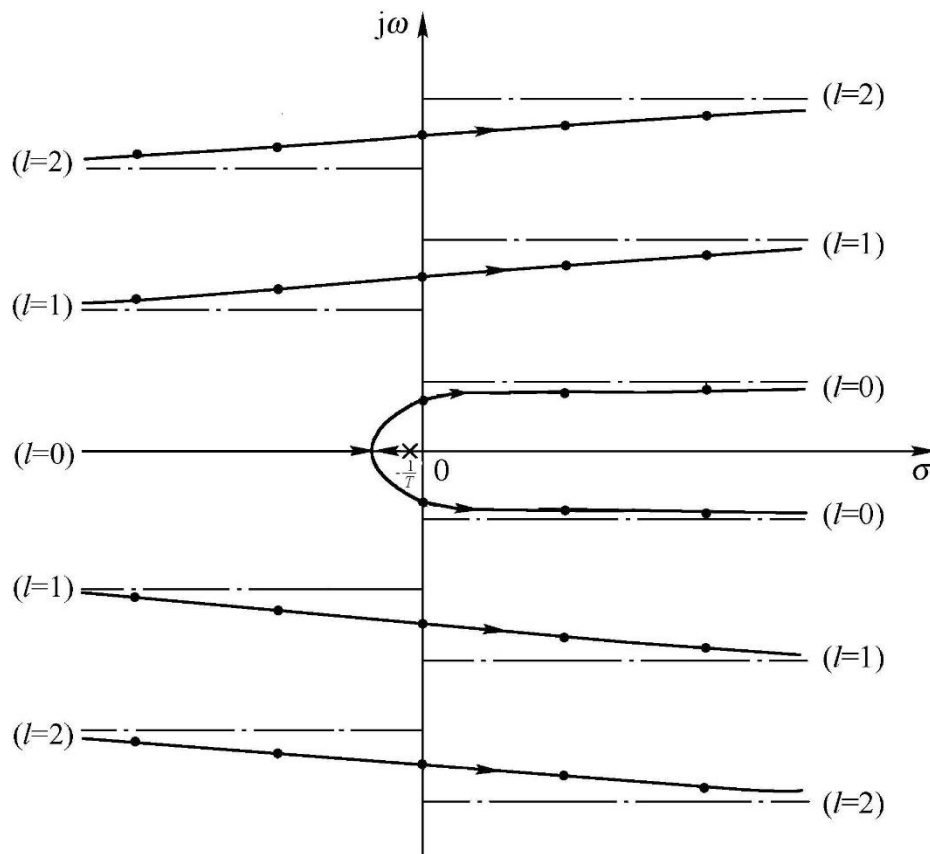


已知系统方框图如图所示，分析系统的**动态特性和稳定性**。其中，控制器 $G_c(s)$ 、广义被控对象 $G_p(s)$ 和系统的开环传递函数分别为

$$G_c(s) = K_c \quad G_p(s) = \frac{K}{Ts + 1} e^{-\tau s} \quad G_K(s) = G_c(s)G_p(s) = \frac{K_c K}{Ts + 1} e^{-\tau s}$$

解: (1) 根轨迹分析法

画出系统的根轨迹 ???



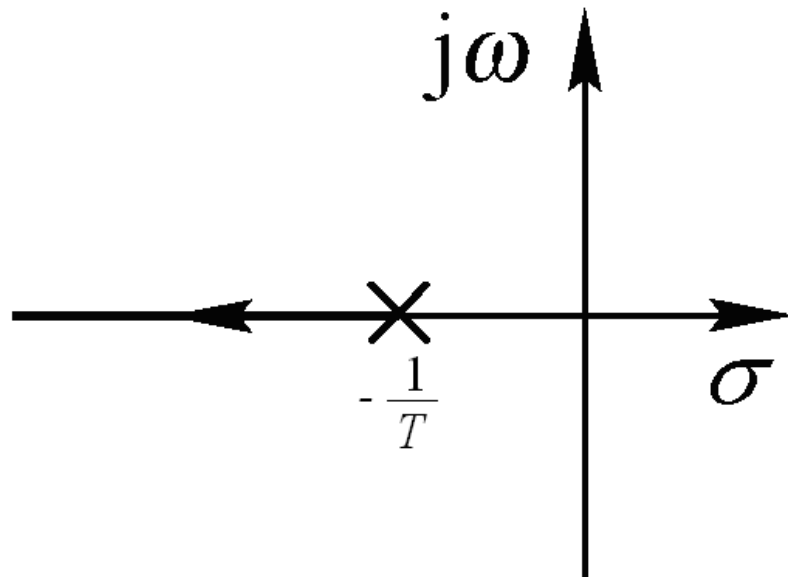
- 系统的根轨迹形状如图所示。
- 系统有无穷多个闭环极点，其中 $l=0$ 的根轨迹称为**主根轨迹**； $l=1,2,\dots$ 的根轨迹称为**辅助根轨迹**。
- 系统的动态响应主要由主根轨迹上的两个主导极点决定。
- 随着 $K_c$ 的增大，系统的主导极点由实数变为复数，当 $K_c$ 继续增加时，系统的主根轨迹首先进入根平面右半部分。

- 根轨迹的分布表明，随着 $K_c$ 增加，系统的动态过程由不振荡变为振荡，最后变为发散振荡。系统稳定性随 $K_c$ 增大而下降，直至变为不稳定系统。

- 若该系统的广义被控对象不含纯延迟时，系统的开环传递函数为

$$G_K(s) = G_c(s)G_p(s) = \frac{K_c K}{Ts + 1}$$

- 其根轨迹如图所示
- 此时，不论 $K_c$ 为何值，系统始终是稳定的，而且动态过程是单调变化的。
- 而当广义被控对象具有纯延迟环节 $e^{-\tau s}$ 时，系统稳定性变差，变成只有当 $K_c$ 小于某一值时，系统才稳定。





## (2) 频域分析法

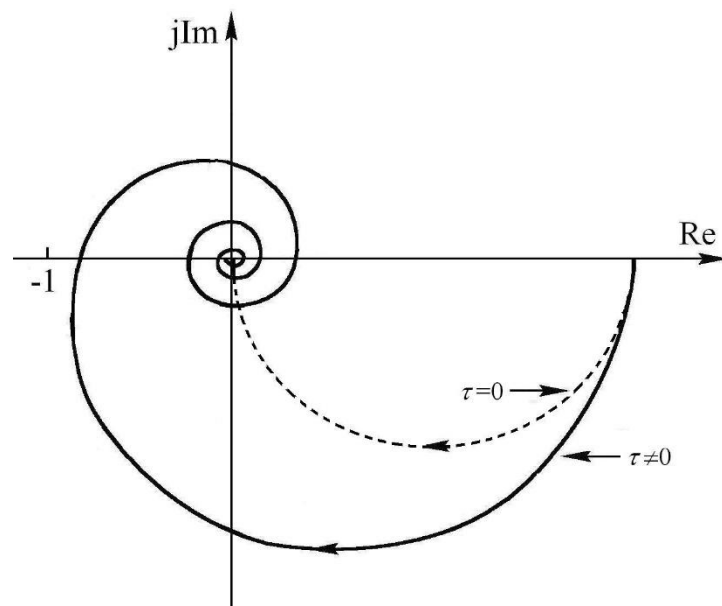
$$G_K(s) = G_c(s)G_p(s) = \frac{K_c K}{Ts + 1} e^{-\tau s}$$

系统的开环频率特性为： $G_K(j\omega) = G_c(j\omega)G_p(j\omega) = \frac{K_c K}{j\omega T + 1} e^{-j\omega\tau}$

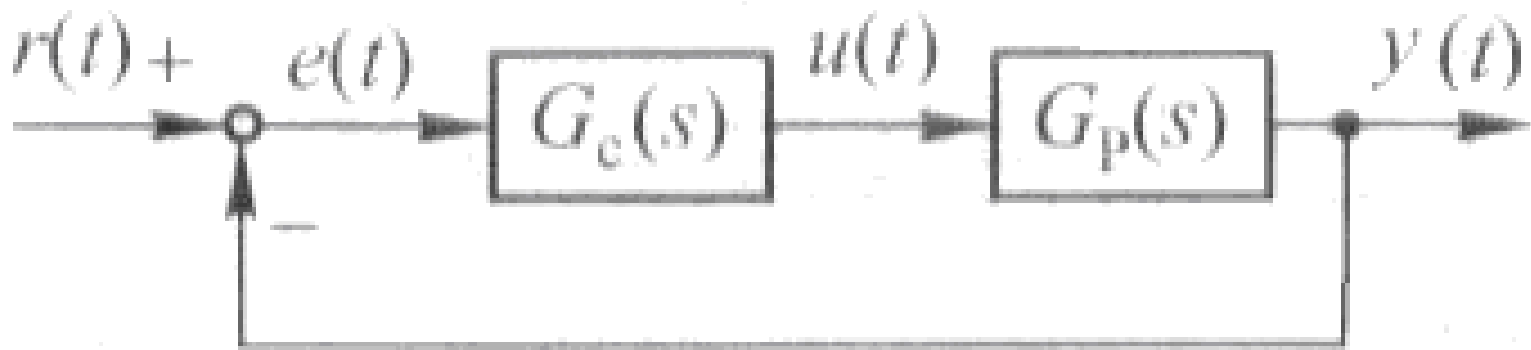
系统的Nyquist图( $\omega=0 \rightarrow +\infty$ )如图实线所示。

由图可以看出，

- 系统的稳定性随着 $K_c$ 增大不断下降，直至 $K_c$ 大于某一值时，系统的Nyquist曲线( $\omega$ 从 $-\infty \rightarrow 0 \rightarrow +\infty$ )包围 $(-1, j0)$ 点，变为不稳定系统。
- 若广义被控对象不含纯延迟( $\tau=0$ )时，该系统的Nyquist图如图中虚线所示。此时不论 $K_c$ 为何值，系统始终稳定



# 例



- 已知系统框图如图所示。控制器 $G_c(s)$ 和被控对象 $G_p(s)$ 的传递函数分别为

$$G_c(s) = K_c \quad G_p(s) = \frac{1}{(s+1)(2s+1)(5s+1)}$$

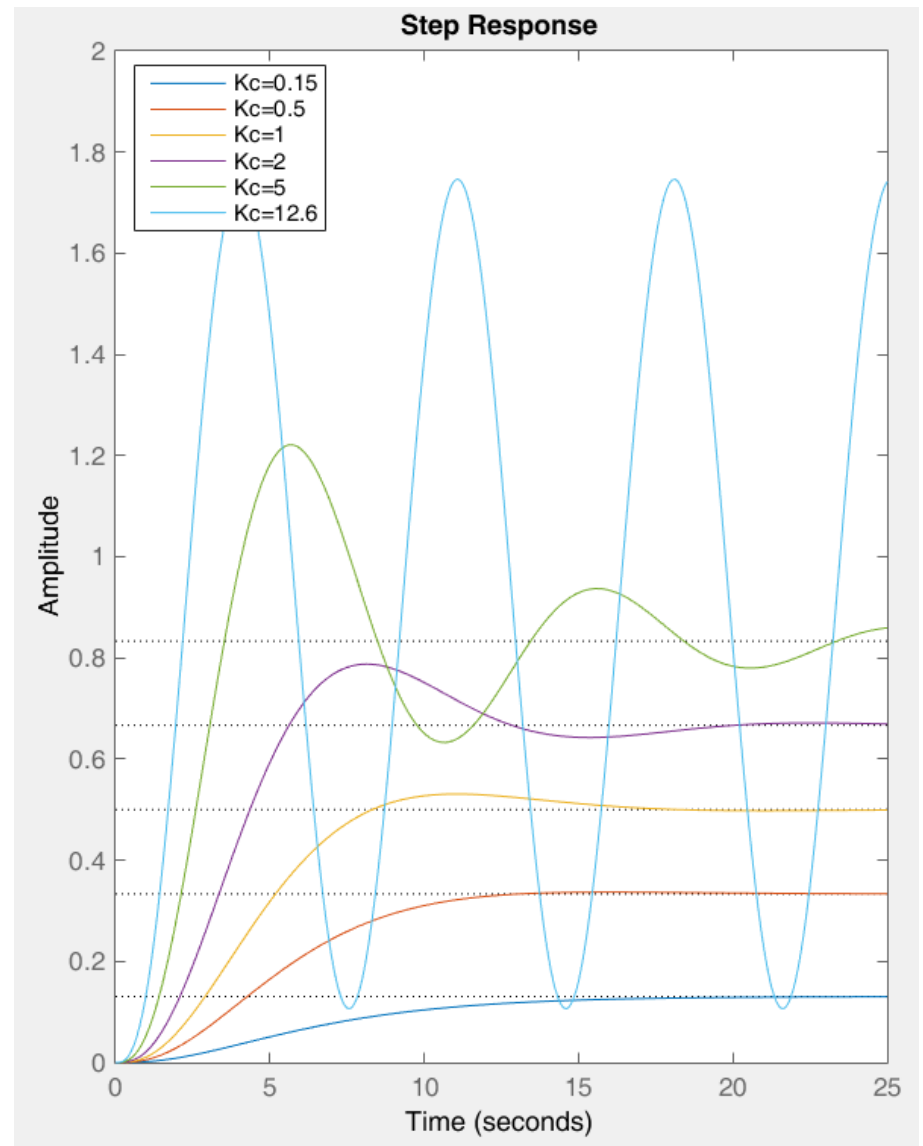
- 控制器的比例系数分别为  $K_c=0.3, 1, 2, 5, 12.6$ .
- 绘制系统的单位阶跃响应。

## MATLAB程序:

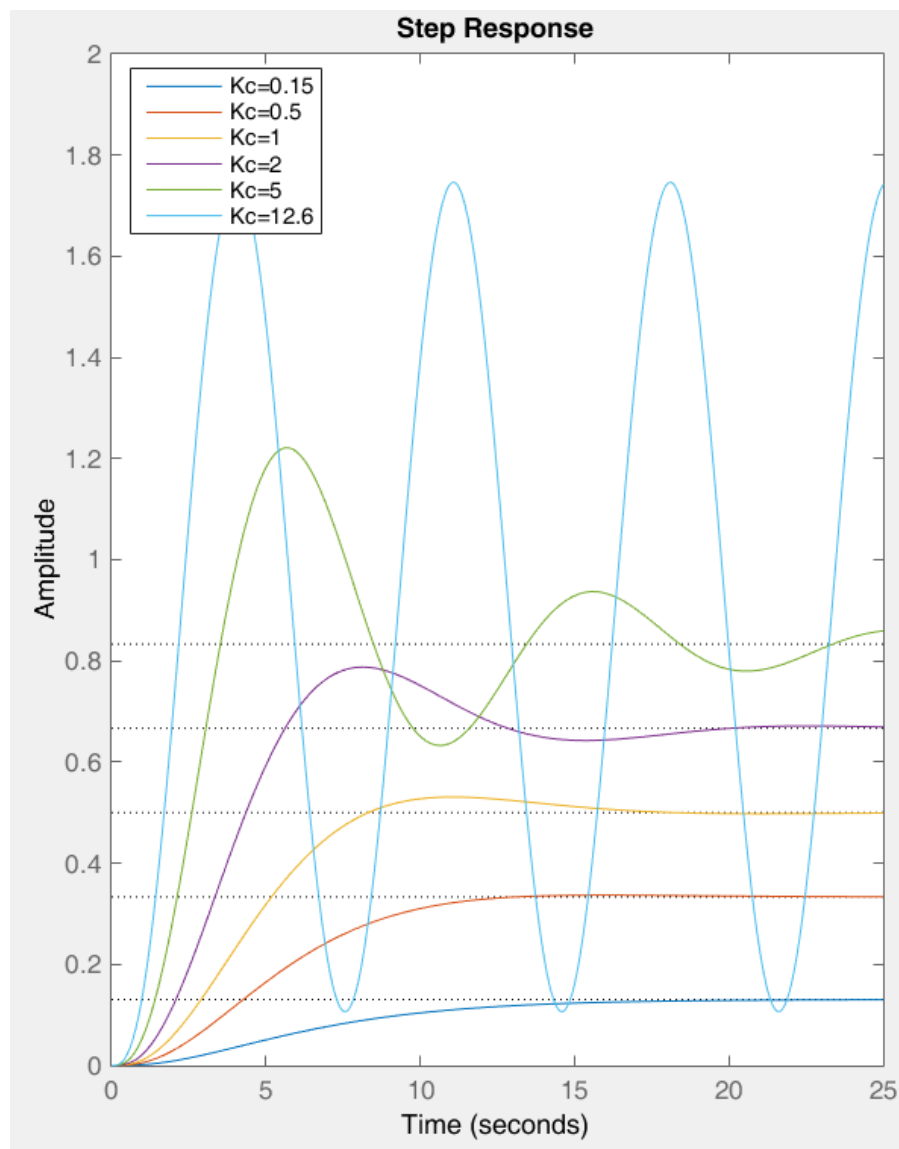
```
figure;  
hold on;  
Gp=tf(1,conv([1,1], conv ([2,1],[5,1])));  
for Kc=[0.15 0.5, 1, 2, 5, 12.6]  
    Gk=Kc*Gp;  
    step(feedback(Gk,1));  
    % or step(Gk/(1+Gk));  
end  
axis([0 25 0 2.0]);  
legend('Kc=0.15','Kc=0.5','Kc=1','Kc=2', ...  
       'Kc=5','Kc=12.6');
```

Also try

```
zpk(Gp)  
tf(Gp)
```



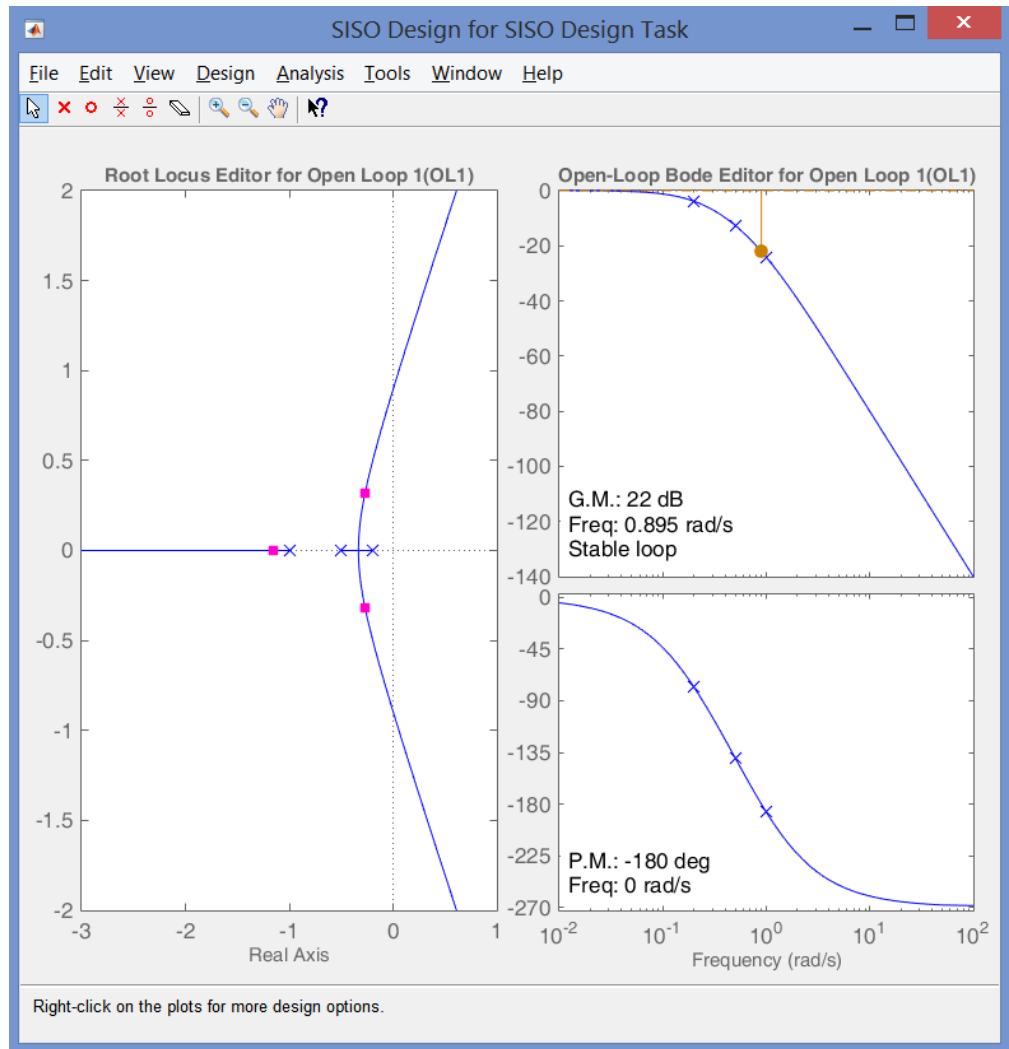
- 由此可见，在采用比例控制时，所示系统随着比例系数 $K_c$ 值的增大，响应速度加快，超调量也随着增大，调节时间也加长，稳态误差（系统的稳态输出值为1）变小，但不会为零。
- 其系统过渡过程具体表现为，
  - 当 $0 < K_c < 0.15$ 时为单调衰减变化；
  - 当 $0.15 < K_c < 12.6$ 时为振荡衰减变化；
  - 当 $K_c$ 大到一定值（ $K_c = 12.6$ ）后，系统会出现发散的振荡过程。



# SISO Tool

```
Gp=tf(1,conv([1,1], conv ([2,1],[5,1]]));  
Kc=1;Gk=Kc*Gp;  
sisotool(Gk)
```

**Play with it!**



# 第4章 PID控制原理

- 4.1 PID控制的特点
- 4.2 比例控制(P控制)
- **4.3 比例积分控制 (PI控制)**
- 4.4 比例积分微分控制(PID控制)
- 4.5 数字PID控制
- 4.6 利用MATLAB实现PID控制规律

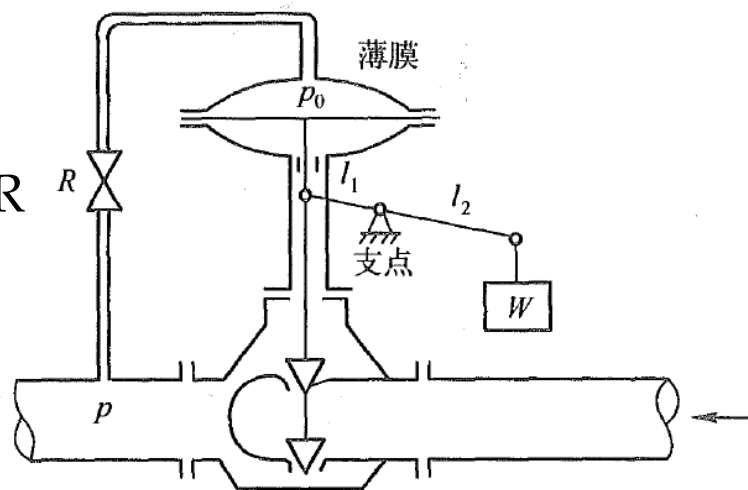
# 积分控制

- 在 I 调节中，调节器输出信号的变化速度  $du/dt$  与偏差信号  $e$  成正比，即

$$\frac{du}{dt} = K_i e, \text{ 或 } u = K_i \int_0^t e dt$$

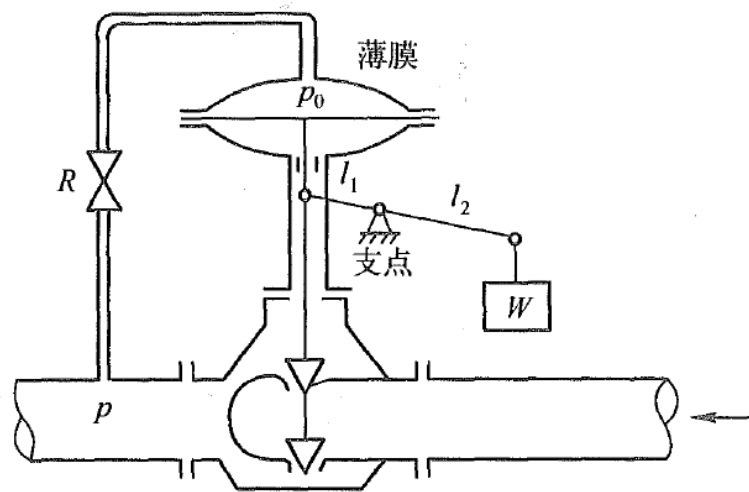
式中  $K_i$  为积分增益。

- 图示的自力式气压控制阀就是一个简单的积分控制器。
- 管道压力  $P$  是被控变量；它通过针形阀  $R$  与控制阀膜头的上部空腔相通，而膜头的下部空腔则与大气相通。
- 重锤  $W$  的重力使上部空腔产生一个恒定的压力  $P_0$ ， $P_0$  就是被控变量的设定值，可通过改变杠杆比  $L_1/L_2$  或重锤  $W$  来调整。



自力式气压控制阀结构原理图

- 当管道压力 $P$ 等于设定值 $P_0$ 时，没有气流通过针形阀 $R$ ，因此膜片及与它连接在一起的阀杆静止不动。
- 只要 $P$ 不等于其设定值 $P_0$ ，就会有气流以正向或反向流过针形阀，使膜片带动阀杆上下移动。
- 假定  $R$  是线性气阻，那么流过它的气量就与被控变量偏差成比例，因此阀杆的移动速度也就与被控变量偏差成正比。
- 改变针形阀的开度就可改变积分速度 $S_0$ 的大小。



自力式气压控制阀结构原理图

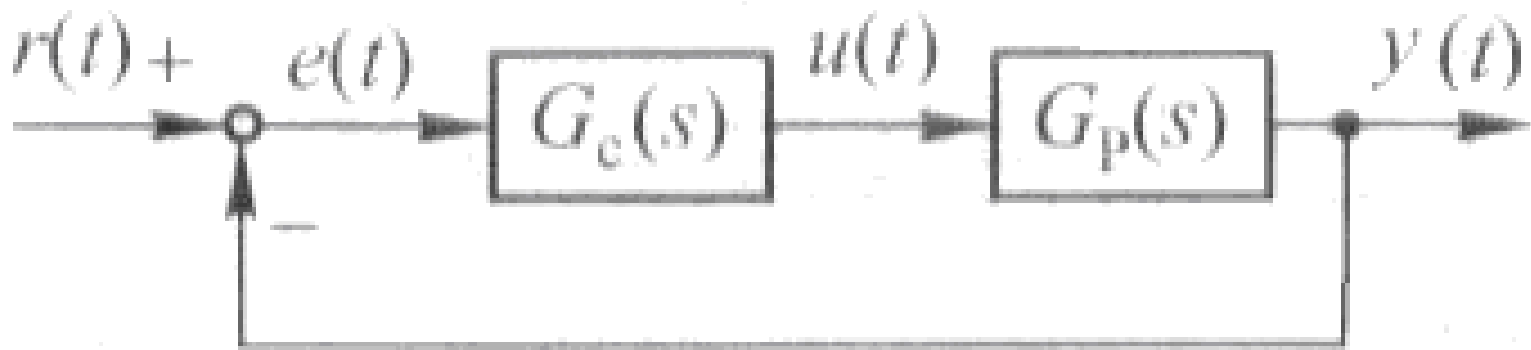


# 积分控制的特点

$$\frac{du}{dt} = K_i e, \text{ 或 } u = K_i \int_0^t e dt$$

- 积分控制的一个特点是无差控制，与比例控制的有差控制形成了鲜明对比。
  - 积分调节可以做到稳态无差的原因在于积分作用输出与误差的累加相关，而不是与误差当前的大小相关。
  - 上式表明，只有当被控变量偏差 $e$ 为零时，积分控制器的输出才会保持不变。然而与此同时，控制器的输出却可以停在任何数值上。这意味着被控对象在负荷扰动下的控制过程结束后，被控变量没有残差，而调节阀则可以停在新的负荷所要求的开度上。
  - 采用积分控制的控制系统，其调节阀开度与当时被控变量的数值本身没有直接关系，因此，积分控制也称为**浮动控制**。

# 例



- 已知系统框图如图所示。控制器 $G_c(s)$ 和被控对象 $G_p(s)$ 的传递函数分别为

$$G_c(s) = \frac{K_i}{s} \quad G_p(s) = \frac{K}{Ts + 1} e^{-\tau s}$$

解: 当系统在幅值为A的阶跃给定信号 $r(t)=A \cdot 1(t)$ 作用时, 其稳态误差为

$$e_{ssr} = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1}{1 + G_c(s)G_p(s)} R(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1}{1 + G_c(s)G_p(s)} \frac{A}{s} = \frac{A}{1 + \infty} = 0$$

- 由此可知, 系统采用积分控制时, 在阶跃给定信号作用下的稳态误差始终为零

➤ 积分控制的另一个特点是它的稳定作用比比比例控制差。

➤ 例如，根据奈氏稳定判据可知，对于非自衡的被控对象采用比例控制时，只要**加大比例带**总可以使系统稳定(除非被控对象含有一个以上的积分环节)；如果采用积分控制则不可能得到稳定的系统。

➤ 如前例系统框图中，

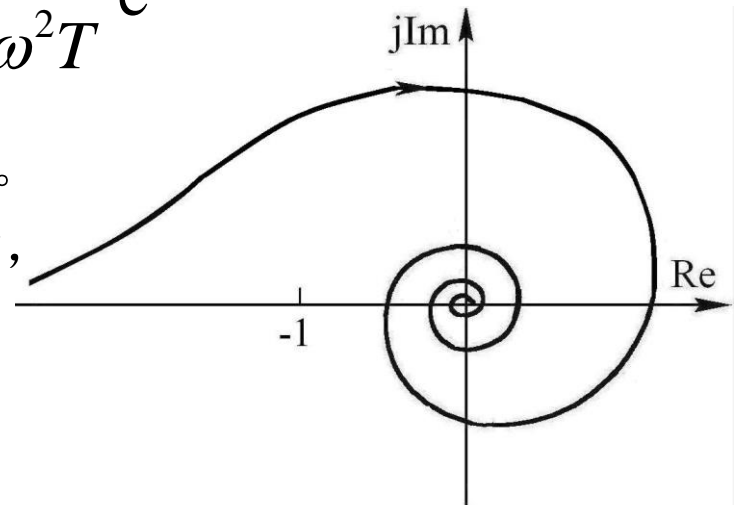
$$G_c(s) = \frac{K_i}{s} \quad G_p(s) = \frac{K}{Ts} e^{-\tau s}$$

▪ 系统的开环频率特性为

$$G_K(j\omega) = G_c(j\omega)G_p(j\omega) = -\frac{K_i K}{\omega^2 T} e^{-j\omega\tau}$$

➤ 该系统的Nyquist图( $\omega=0 \rightarrow +\infty$ )如图所示。

由图可以看出，当 $\omega$ 从 $-\infty \rightarrow 0 \rightarrow +\infty$ 变化时，系统的Nyquist曲线包围 $(-1, j0)$ 点，即系统总是不稳定的。



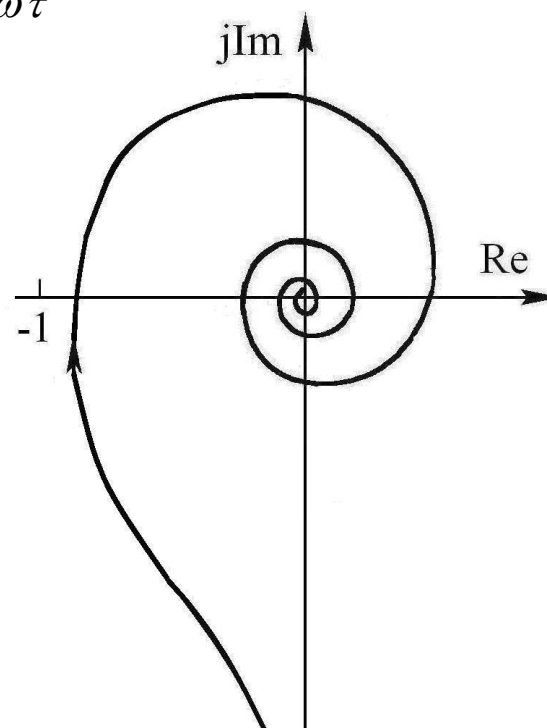
- 选用比例控制器,

$$G_c(s) = K_c \quad G_p(s) = \frac{K}{Ts} e^{-\tau s}$$

- 系统的开环频率特性为

$$G_K(j\omega) = G_c(j\omega)G_p(j\omega) = \frac{K_c K}{j\omega T} e^{-j\omega\tau}$$

- 该系统的Nyquist图( $\omega=0 \rightarrow +\infty$ )如图所示。  
由图可以看出, 系统的稳定性随着 $K_c$ 的增大不断下降, 直至当 $K_c$ 大于某一值时, 系统的Nyquist曲线( $\omega$ 从 $-\infty \rightarrow 0 \rightarrow +\infty$ )包围 $(-1, j0)$ 点, 才变为不稳定系统。



# PI控制

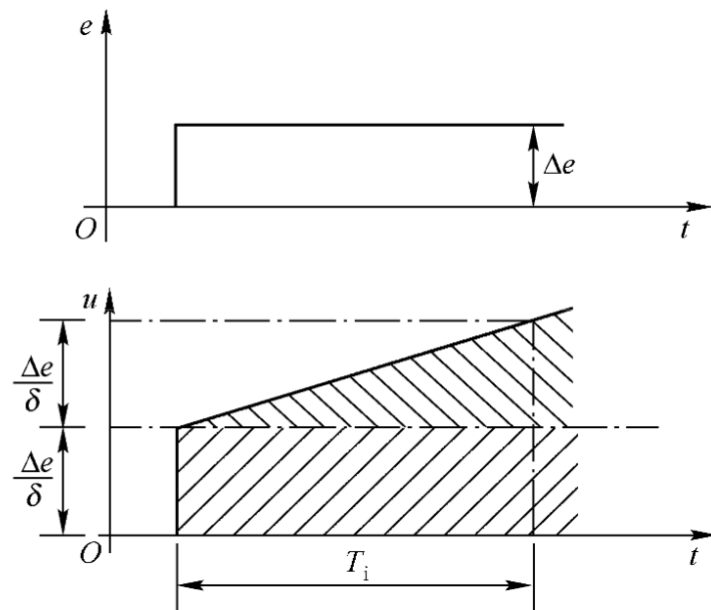
- 积分控制虽然可以做到消除稳态误差，但由于积分控制的输出同误差的累积相关，误差产生的初期，误差数值较小，调节作用较弱，调节相对滞后，所以积分控制一般不单独使用，通常与比例控制联合使用，构成比例积分控制。
- 比例积分控制的调节规律:

$$u = K_C e + K_i \int_0^t e dt \quad \text{或} \quad u = \frac{1}{\delta} \left( e + \frac{1}{T_i} \int_0^t e dt \right)$$

- 式中:

- $\delta$ 为比例带，可视情况取正值或负值；
- $T_i$ 为积分时间。 $T_i$ 愈小，积分部分所占的比重愈大。

# PI控制器的阶跃响应



- PI控制器的阶跃响应，由比例动作和积分动作两部分组成：
  - 在施加阶跃输入的瞬间，控制器立即输出一个幅值为 $\Delta e/\delta$ 的阶跃，然后以固定速度 $\Delta e/\delta T_i$ 变化。
  - 当 $t=T_i$ 时，控制器的总输出为 $2\Delta e/\delta$ 。
  - 这样，就可以根据图确定 $\delta$ 和 $T_i$ 的数值。
- 还注意到，当 $t=T_i$ 时，输出的积分部分正好等于比例部分。由此可见， $T_i$ 可衡量积分部分在总输出中的比重： **$T_i$ 愈小，积分部分所占比重愈大。**

# 积分系数

- 实际上，工业中常用的模拟PID控制器，由于放大器增益为有限值，故积分输出的幅度是有限的。
- 因此，严格地讲，在系统中使用比例积分控制器后，只能大大减小而不能完全消灭静差。
- 为此，可使用积分系数衡量引入控制作用后静差减小的倍数，此时PI控制器的传递函数可表示为

$$G_c(s) = \frac{1}{K_c} \left( \frac{1 + \frac{1}{T_i s}}{1 + \frac{1}{K_i' T_i s}} \right) = \frac{1}{\delta} \left( \frac{1 + \frac{1}{T_i s}}{1 + \frac{1}{K_i' T_i s}} \right)$$

- $K_c$ 称为比例增益； $\delta$ 为比例带，可视情况取正值或负值； $T_i$ 为积分时间；
- $K_i'$ 称为积分系数。 $K_i'$ 越大，控制静差越小。

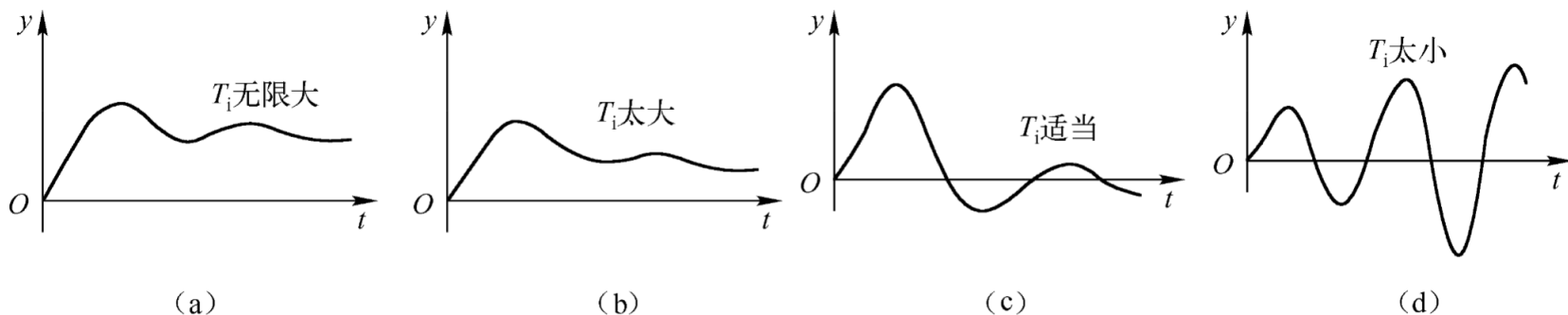
# PI控制的特点

- PI调节就是综合 P、I两种调节的优点，利用P调节快速抵消干扰的影响，同时利用 I调节消除残差。
- 应当指出，PI调节在引入积分动作带来消除系统残差好处的同时，却降低了原有系统的稳定性。
- 为保持控制系统原来的衰减率，PI调节器的比例带必须适当加大。所以PI调节是在稍微牺牲控制系统的动态品质以换取较好的稳态性能。

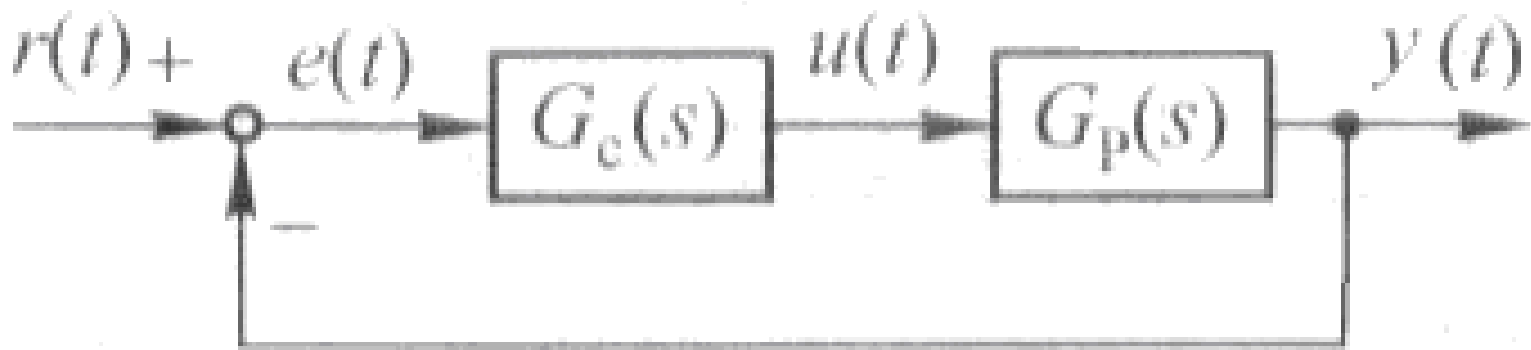


# PI控制中积分时间的影响

- 比例积分控制（PI控制）中，在比例带不变的情况下，减小积分时间 $T_i$ ，将使控制系统稳定性降低、振荡加剧、控制过程加快、振荡频率升高，直到最后出现发散的振荡过程。



# 例



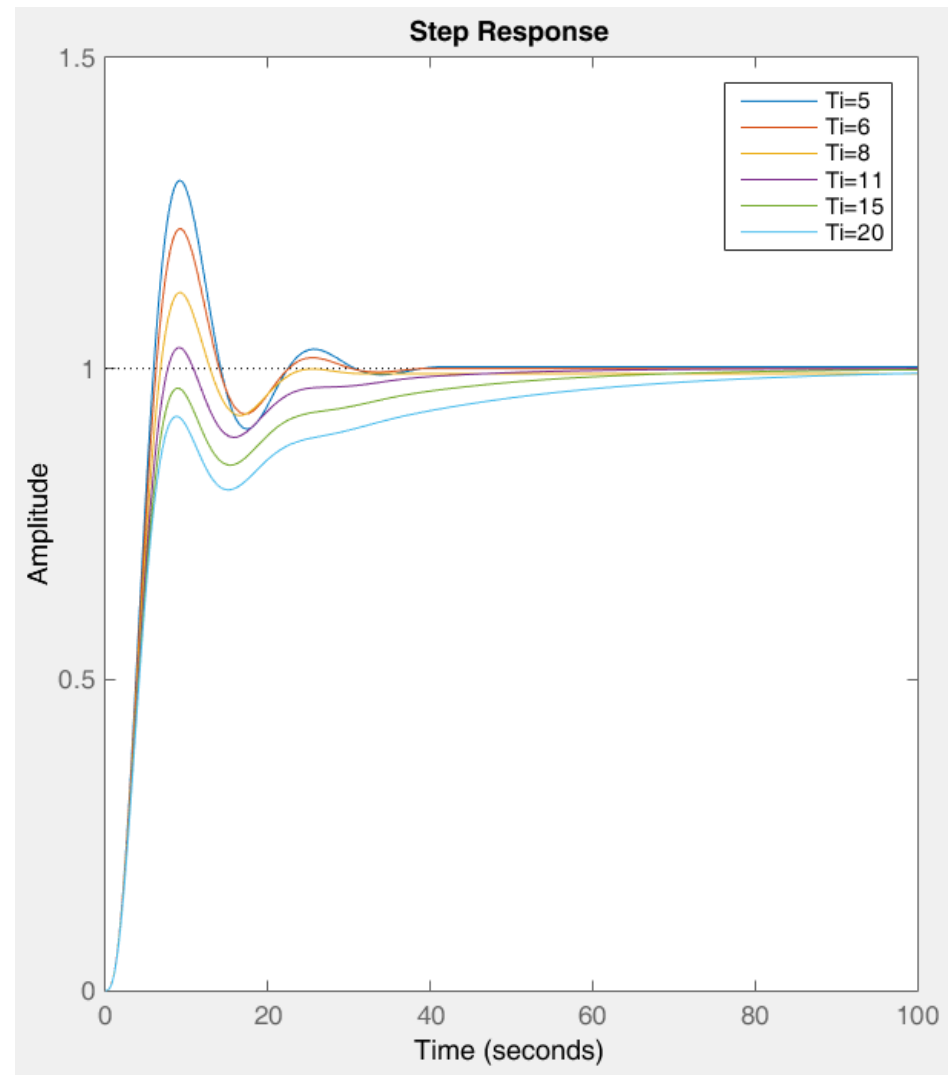
- 已知系统框图如图所示。控制器 $G_c(s)$ 和被控对象 $G_p(s)$ 的传递函数分别为

$$G_c(s) = K_c \left(1 + \frac{1}{T_i s}\right) \quad G_p(s) = \frac{1}{(s+1)(2s+1)(5s+1)}$$

- 控制器的比例系数分别为  $K_c=2$ ,  $T_i=5, 6, 8, 11, 15, 20$ .
- 绘制系统的单位阶跃响应。

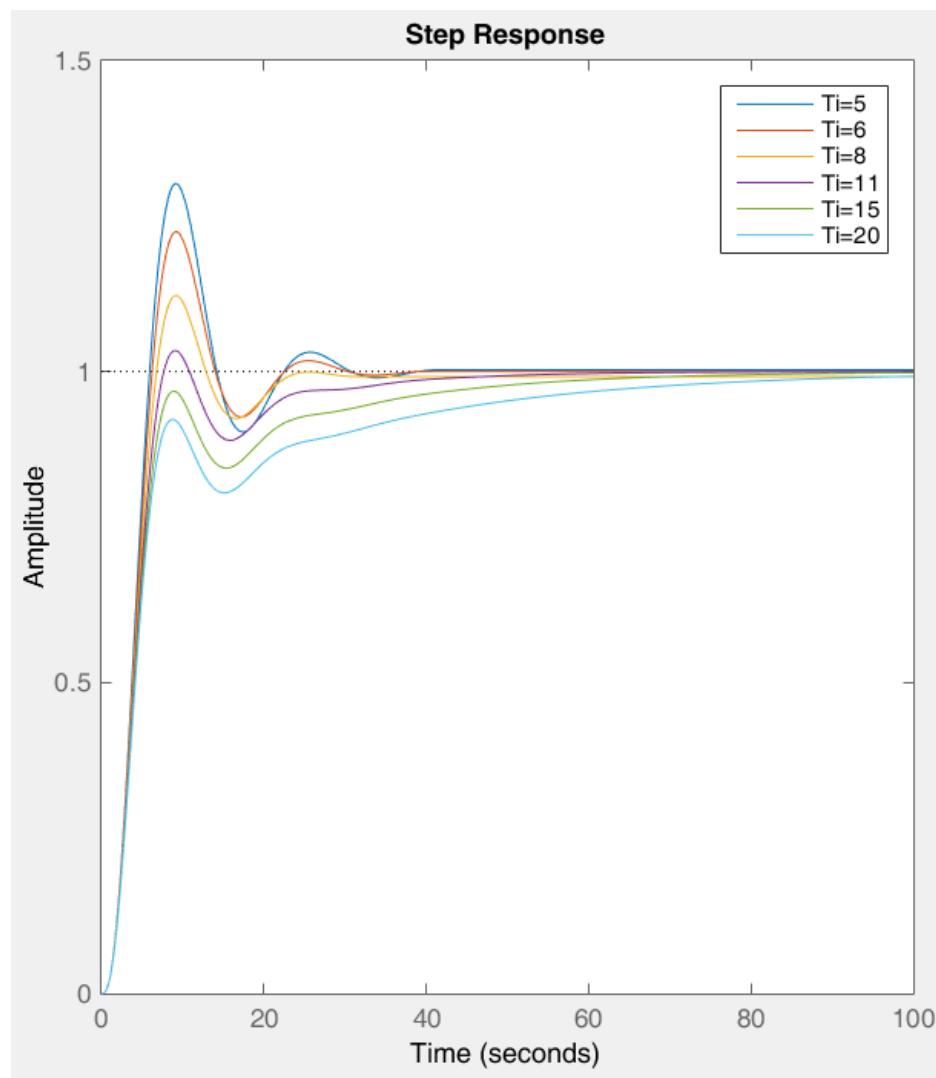
## MATLAB程序:

```
figure;  
hold on;  
Gp=tf(1,conv([1,1], conv ([2,1],[5,1])));  
Kc=2;  
for Ti=[5, 6, 8, 11, 15, 20]  
    Gk=Kc*(1+tf([1],[Ti 0]))*Gp;  
    step(feedback(Gk,1));  
    % or step(Gk/(1+Gk));  
end  
axis([0 100 0 1.5]);  
legend('Ti=5','Ti=6','Ti=8', 'Ti=11', ...  
      'Ti=15', 'Ti=20');
```



由图可见，采用比例积分控制时，

- 系统的稳态误差（系统的稳态输出值为1）总为零，
- 但在比例系数不变的情况下，随着积分作用的加强（ $T_i$ 变小），系统的相对稳定性降低、振荡加剧、控制过程加快、振荡频率升高。
- 当 $T_i$ 小到一定值（ $T_i=1.82$ ）后，系统会出现发散的振荡过程。
- 另外，当 $T_i$ 大到一定值后，系统的过渡过程时间也会随着积分时间 $T_i$ 的变大而加长。

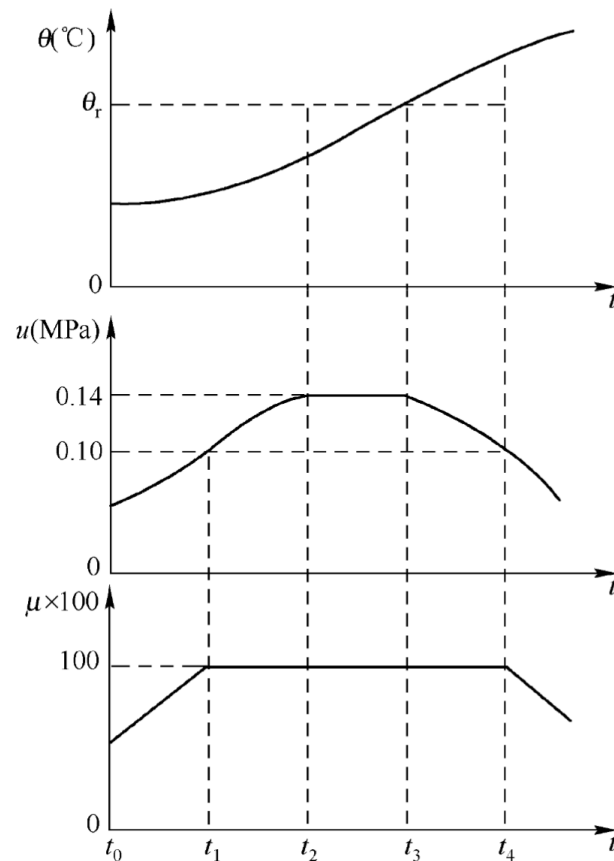


# 积分饱和现象

- 具有积分作用的控制器，只要被控变量与设定值之间有偏差，其输出就会不停地变化。
- 如果由于某种原因(比如阀门关闭、泵故障等)，被控变量偏差一时无法消除，然而控制器还是要试图校正这个偏差，经过一段时间后，控制器输出将进入深度饱和状态，这种现象称为**积分饱和**。
- 进入深度积分饱和的控制器，要等被控变量偏差反向以后才慢慢从饱和状态中退出来，重新恢复控制作用。
- 积分饱和现象常出现在自动启动间歇过程的控制系统、串级系统中的主控制器以及象选择性控制这样的复杂控制系统中，会有严重危害。
- **造成积分饱和现象的内因**是控制器包含积分作用，**外因**是控制器长期存在偏差。因此，在偏差长期存在的条件下，控制器输出会不断增加或减小，直到极限值。

# 积分饱和现象

- 加热器水温控制系统为了消除残差，采用 PI 调节器，气开式调节阀，反作用方式调节器。
  - 设  $t_0$  时刻加热器投入使用，此时水温尚低，离设定值  $\theta_r$  较远，正偏差较大，调节器输出逐渐增大。
  - 采用气动调节器，其输出最后可达 0.14MPa (气源压力)，称为进入饱和状态( $t_1 \sim t_2$  部分)。
  - 在  $t_2 \sim t_3$  阶段，水温上升但仍低于设定值，控制器输出保持在 0.14MPa，不会下降，称为深度饱和。
  - 从  $t_3$  时刻以后，偏差反向，调节器输出减小，但因为输出气压大于 0.10MPa，调节阀仍处于全开状态。
  - 直到  $t_4$  时刻过后，调节阀才开始关小。
- 这就是积分饱和现象。其结果可使水温大大超出设定值，控制品质变坏，甚至引起危险。



# 抗积分饱和的措施

- 简单地限制PI控制器的输出在规定范围内，虽然能缓和积分饱和的影响，但并不能真正解决问题，反而在正常操作中不能消除系统的残差。
- 根本的解决办法还得从比例积分动作规律中去找。
  - 如前所述，PI控制器积分部分的输出在偏差长期存在时，会超过输出额定值，从而引起积分饱和。
  - 因此，必须在控制器内部限制这部分的输出，使得偏差为零时，PI控制器的输出在额定值以内。

# 抗积分饱和的措施：外部积分反馈

- PI控制器的传递函数

$$U(s) = K_c(1 + \frac{1}{T_i s})E(s) = \frac{T_i s + 1}{T_i s} K_c E(s)$$

- 改写为：

$$K_c E(s) = U(s) \frac{T_i s}{T_i s + 1} = U(s) - \frac{1}{T_i s + 1} U(s)$$

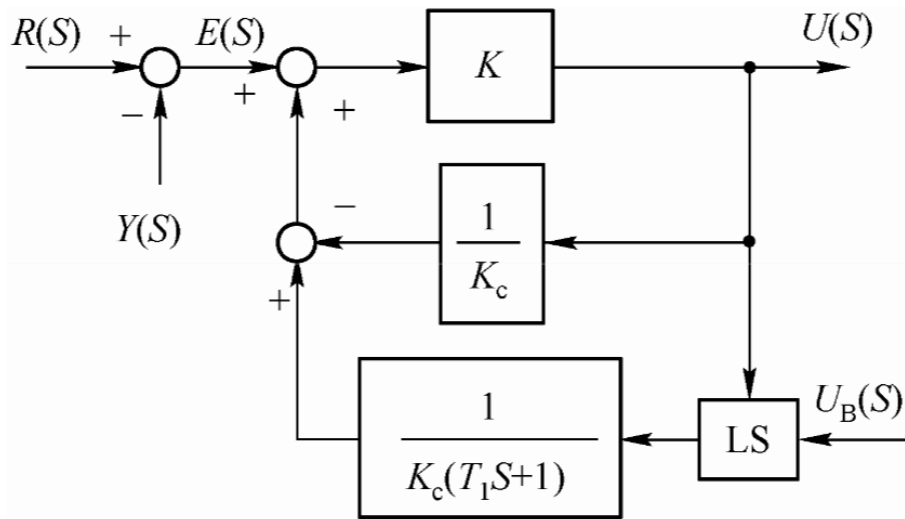
- 或者

$$U(s) = K_c E(s) + \frac{1}{T_i s + 1} U_B(s)$$

- 当 $U_B(s) = U(s)$ 时，就是PI控制算式；
- 当 $U_B(s)$ 为常数或为0时，控制器输出 $u$ 与偏差 $e$ 成比例关系。
- 这时，由于积分不存在，就不会出现积分饱和现象。
- 由于该方法的积分信号为来自外部的信号，故称这种防止积分饱和的方法为外部积分反馈法。



# 抗积分饱和的措施：外部积分反馈



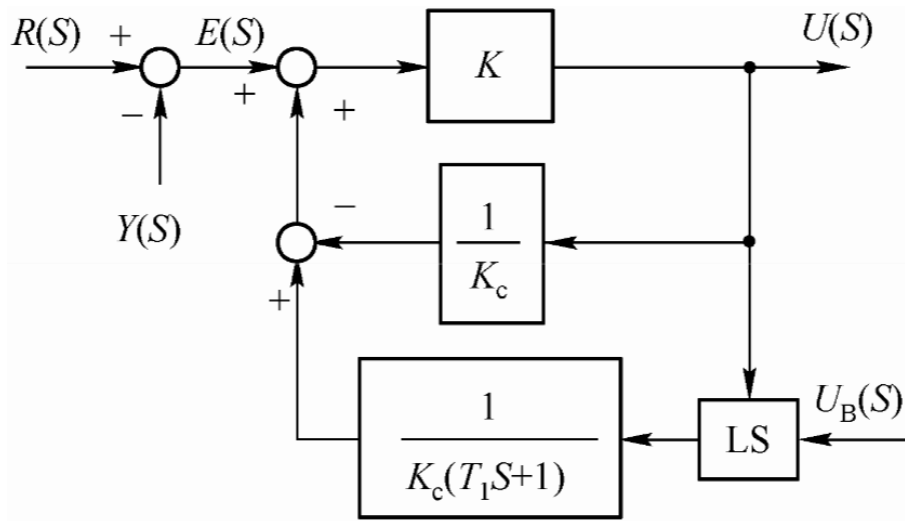
➤ 图中，LS 是低选器，其输出是输入信号中的低值。

➤ 由图可知， $U(s) < U_B(s)$  时，低选器的输出为  $U(s)$ 。当  $K \gg K_c$  时，控制器输出为

$$U(s) = \frac{K}{1 + \frac{K}{K_c} \left( 1 - \frac{1}{T_i s + 1} \right)} E(s) \approx \frac{K}{\frac{K}{K_c} \left( 1 - \frac{1}{T_i s + 1} \right)} E(s) = K_c \left( 1 + \frac{1}{T_i s} \right) E(s)$$

即为PI控制！

# 抗积分饱和的措施：外部积分反馈



➤ 图中，LS 是低选器，其输出是输入信号中的低值。

➤ 当  $U(s) \gg U_B(s)$  时，低选器的输出为  $U_B(s)$ ，此时控制器的输出为

$$U(s) = \frac{KK_c}{K_c + K} E(s) + \frac{K}{(K_c + K)(T_1 s + 1)} U_B(s)$$

➤ 因  $U_B(s)$  为一个常数不随  $U(s)$  变化，此时**控制器切换成比例作用**，防止了积分饱和现象的出现。

# 第4章 PID控制原理

- 4.1 PID控制的特点
- 4.2 比例控制(P控制)
- 4.3 比例积分控制(PI控制)
- **4.4 比例积分微分控制(PID控制)**
- 4.5 数字PID控制
- 4.6 利用MATLAB实现PID控制规律

# 比例微分控制的调节规律

## ➤ 微分控制的调节规律:

在D调节中, 调节器的输出信号 $u$ 与偏差信号的变化速度  $de / dt$ 成正比, 即

$$u = K_d (de / dt)$$

式中,  $K_d$ 为微分增益。

## ➤ PD调节器的动作规律: $u = K_c e + K_d \frac{de}{dt}$ 或 $u = \frac{1}{\delta} (e + T_D \frac{de}{dt})$

式中,  $\delta$ 为比例带, 可视情况取正值或负值;  $T_D$ 为微分时间。

## ➤ PD调节器的传递函数应为 $G_c(s) = \frac{1}{\delta} (1 + T_D s)$

## ➤ 但严格按上式动作的调节器在物理上是不能实现的。工业上实际采用的PD调节器的传递函数是

$$G_c(s) = \frac{1}{\delta} \left( 1 + \frac{T_d s}{(T_d / K'_d) s + 1} \right)$$

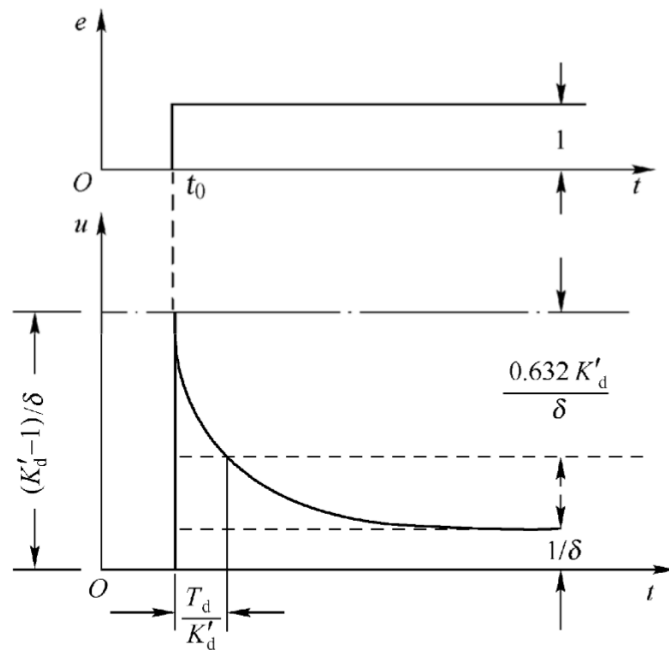
式中,  $K'_d$ 为微分系数。

# 比例微分控制的阶跃响应

➤  $G_c(s) = \frac{1}{\delta} \left( 1 + \frac{T_d s}{(T_d / K'_d)s + 1} \right)$  相对应的单位阶跃响应为

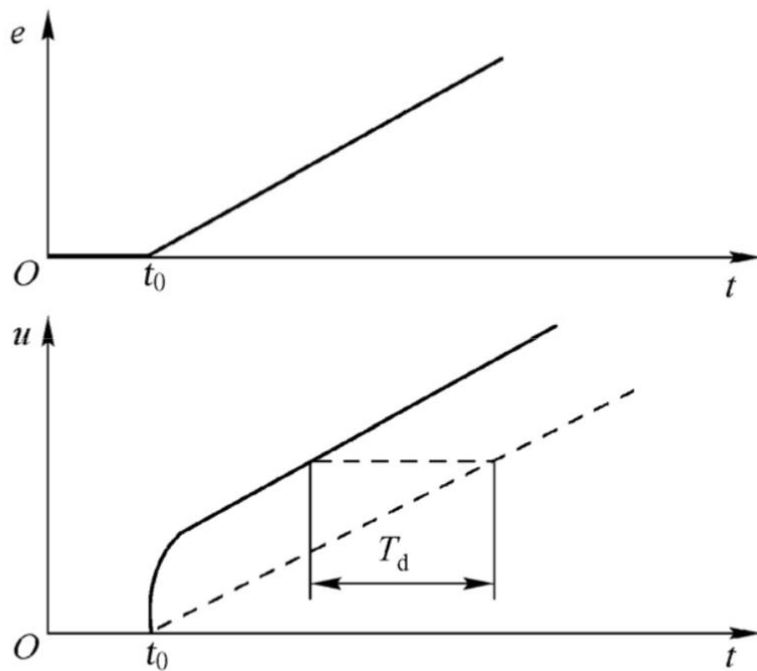
$$u(t) = \frac{1}{\delta} \left( 1 + K'_d e^{-\frac{K'_d}{T_d} t} \right)$$

- 右图给出了相应的响应曲线。
- 式中共有 $\delta$ 、 $K'_d$ 、 $T_d$ 三个参数
  - 它们都可以从图中的阶跃响应曲线确定出来。



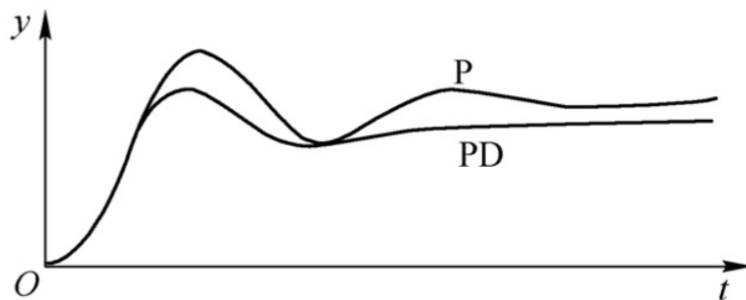
# 比例微分控制的斜坡响应

- 根据 PD 控制器的斜坡响应也可以单独测定它的微分时间 $T_d$ ，如图所示。
- 如果 $T_d=0$ ，没有微分动作，那么输出 $u$ 将按虚线变化。
- 可见，微分动作的引入，使输出的变化提前了一段时间发生，而这段时间就等于 $T_d$ 。
- 因此也可以说，PD控制器有超前作用，其超前时间即是微分时间 $T_d$ 。



# 比例微分控制的特点

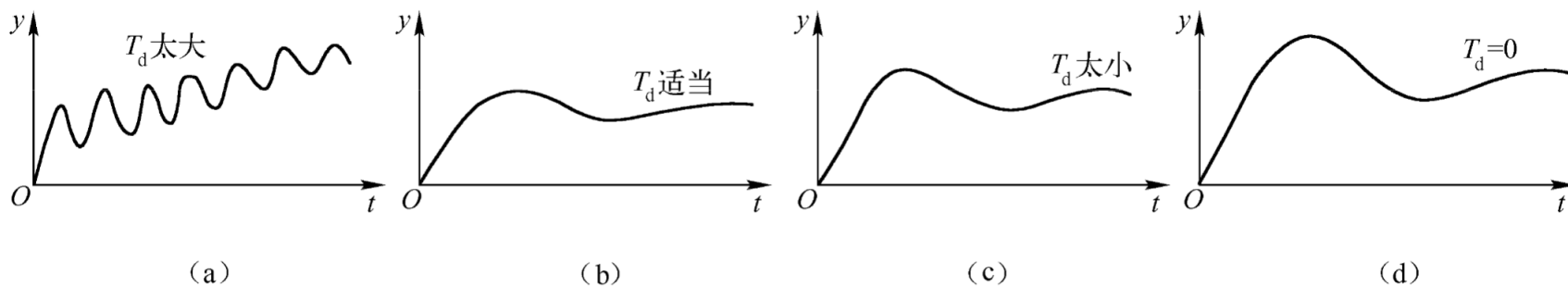
- PD调节是**有差调节**，与 P调节相同。在稳态下， $de/dt=0$ ，PD调节器的微分部分输出为零。
- **提高控制系统稳定性的作用**。因**微分调节动作总是力图抑制被调量的振荡**。适度引入微分动作可允许稍许减小比例带，同时保持衰减率不变。
- 图示同一被控对象分别采用 P控制器和 PD控制器并整定到相同的衰减率时，两者阶跃响应的比较。
- 从图中可看到，引入微分动作后，由于可以采用比较小的比例带，结果不但减小了残差，也减小了短期最大偏差和提高了振荡频率。



P 控制和 PD 控制过程的比较

# 引入微分动作要适度

- 应当特别指出，引入微分动作要适度。
- 大多数 PD控制系统随着微分时间 $T_d$ 增大，其稳定性提高，但某些特殊系统也有例外，当 $T_d$ 超出某一上限值后，系统反而变得不稳定了。
- 图示控制系统在不同微分时间的响应过程。

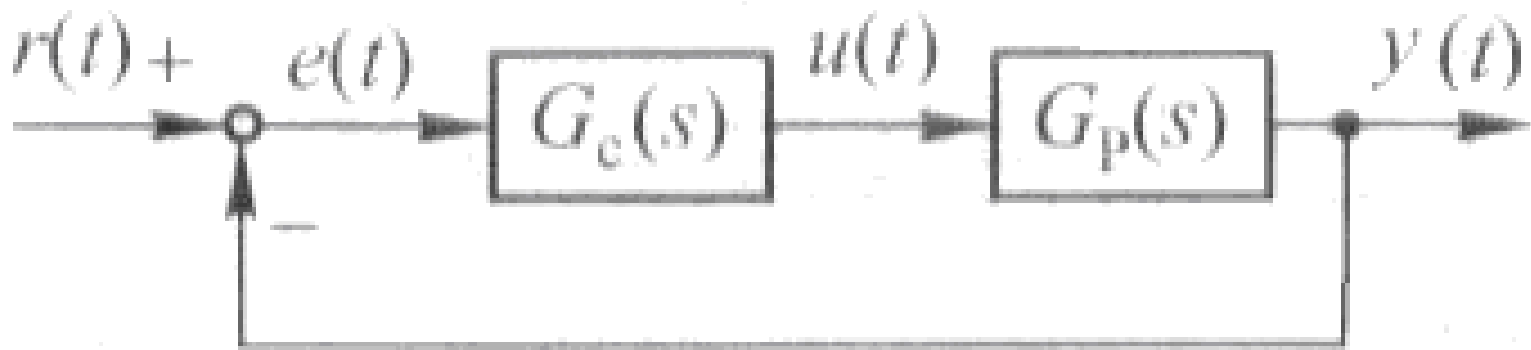




# 微分调节动作的缺点

- 微分动作太强容易导致调节阀开度向两端**饱和**，因此在 PD调节中总是以比例动作为主，微分动作只能起辅助调节作用。
- PD调节器的**抗干扰能力很差**，这只能应用于被调量的变化非常平稳的过程，一般不用于流量和液位控制系统。
- 微分调节动作对于**纯迟延过程**显然是无效的。
- 如果测量信号不是很“干净”，时不时有那么一点不大不小的“毛刺”或扰动，微分控制就会被这些风吹草动搞得方寸大乱，产生很多不必要甚至错误的控制信号。所以**工业上对微分控制的使用是很谨慎的**。

# 例



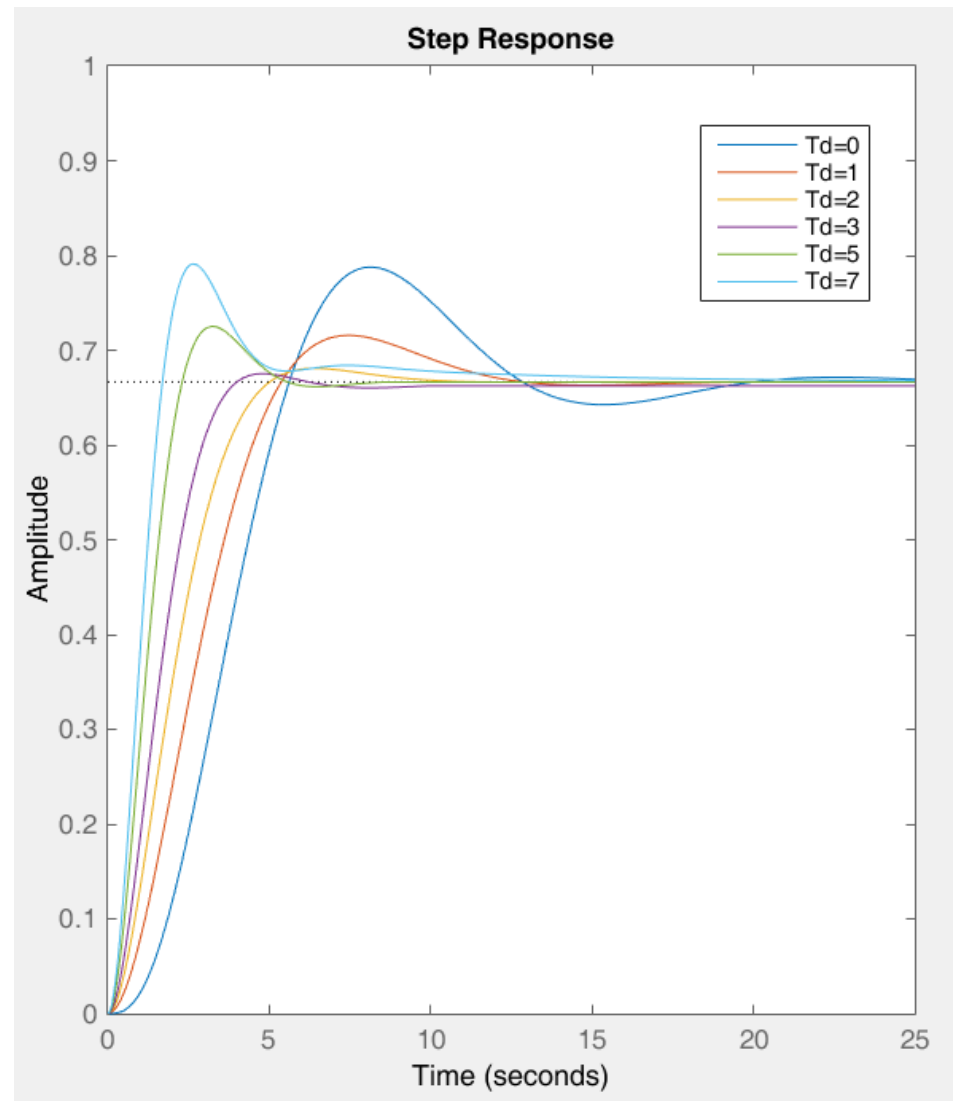
- 已知系统框图如图所示。控制器 $G_c(s)$ 和被控对象 $G_p(s)$ 的传递函数分别为

$$G_c(s) = K_c(1 + T_d s) \quad G_p(s) = \frac{1}{(s+1)(2s+1)(5s+1)}$$

- 控制器的比例系数分别为  $K_c=2$ ,  $T_d=0, 1, 2, 3, 5, 7$ .
- 绘制系统的单位阶跃响应。

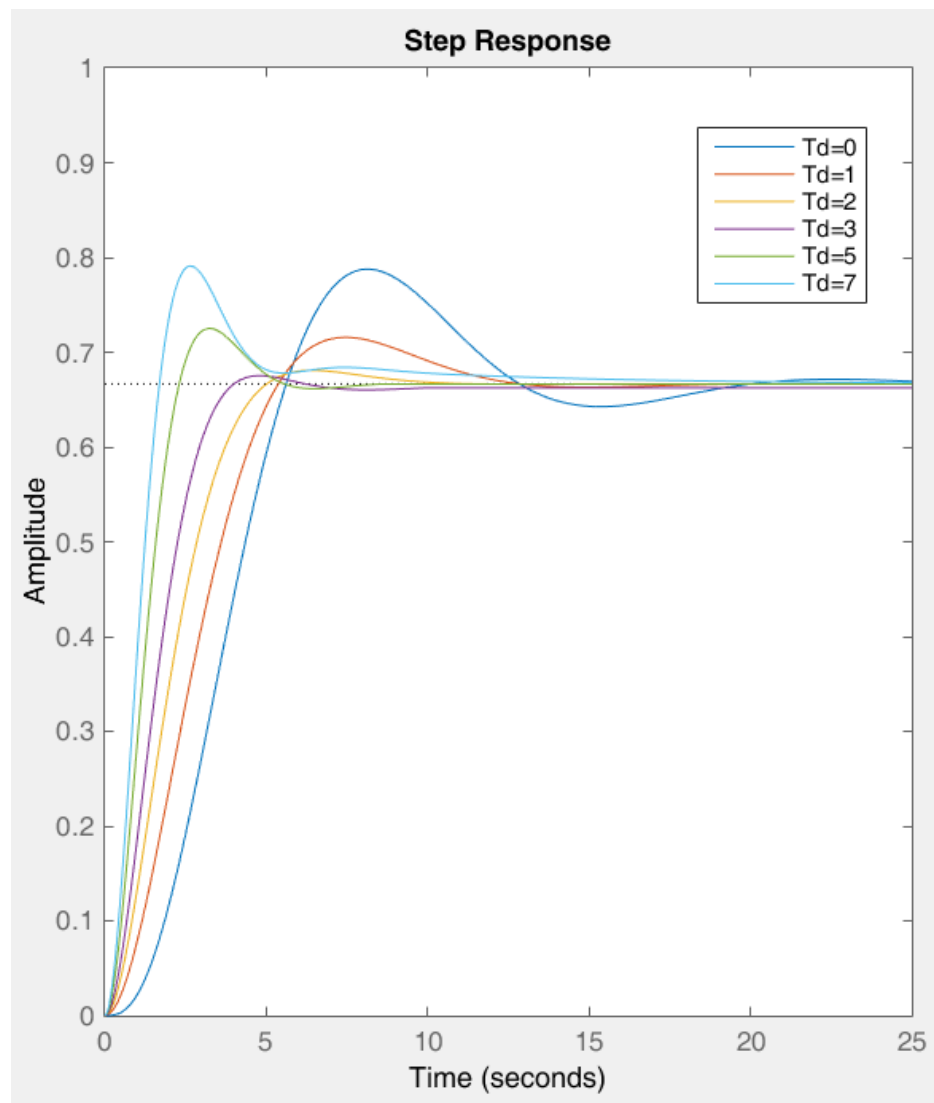
## MATLAB程序:

```
figure;  
hold on;  
Gp=tf(1,conv([1,1], conv ([2,1],[5,1])));  
Kc=2;  
for Td=[0, 1, 2, 3, 5, 7]  
    Gk=Kc*(1+tf([Td 0],[1]))*Gp;  
    step(feedback(Gk,1));  
    % or step(Gk/(1+Gk));  
end  
axis([0 25 0 1]);  
legend('Td=0','Td=1','Td=2', 'Td=3', ...  
      'Td=5', 'Td=7');
```



由图可见，采用比例微分控制时，

- 系统的稳态误差（系统的稳态输出值为1）不为零。
- 系统适度引入微分动作后，随着微分作用的加强（ $T_d$ 变大），超调量减小，相对稳定性提高，上升时间减小，快速性提高，稳态误差不变。
- 但当 $T_d$ 超出某一值后，系统的相对稳定性反而会随着 $T_d$ 变大而下降。



# 比例积分微分控制的调节规律

➤ 比例积分微分控制规律  $u = K_c e + K_i \int_0^t e dt + K_d \frac{de}{dt}$

或  $u = \frac{1}{\delta} (e + \frac{1}{T_I} \int_0^t e dt + T_D \frac{de}{dt})$

➤ PID调节器的传递函数为  $G_c(s) = \frac{1}{\delta} (1 + \frac{1}{T_I s} + T_D s)$

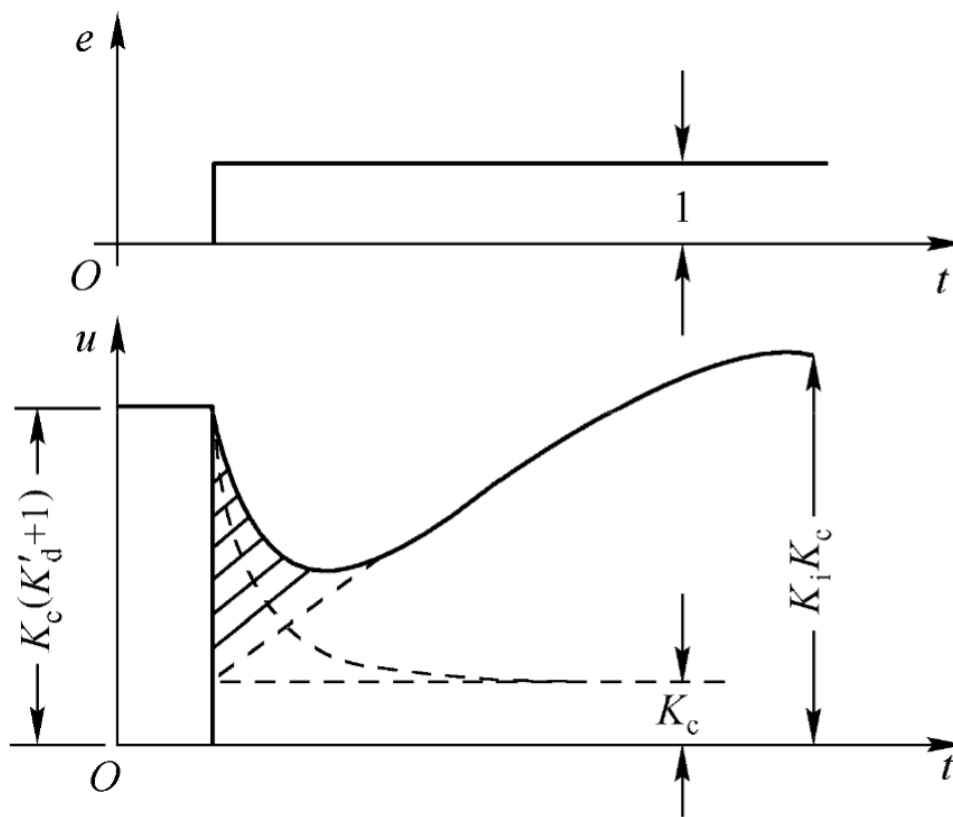
➤ 工业上实际采用的PID调节器，在忽略比例积分微分相互干扰的情况下，其传递函数可表示为

$$G_c(s) = \frac{1}{\delta} \left( 1 + \frac{1}{T_i s} + \frac{T_d s}{(T_d / K'_d)s + 1} \right)$$

式中  $K'_d$  为微分系数；其余参数同前。

# 工业 PID调节器的响应曲线

- 阴影部分面积代表微分作用的强弱



# 各种PID控制规律的响应过程

➤ PID三作用时控制效果最佳 != 在任何情况下采用三作用调节都是合理

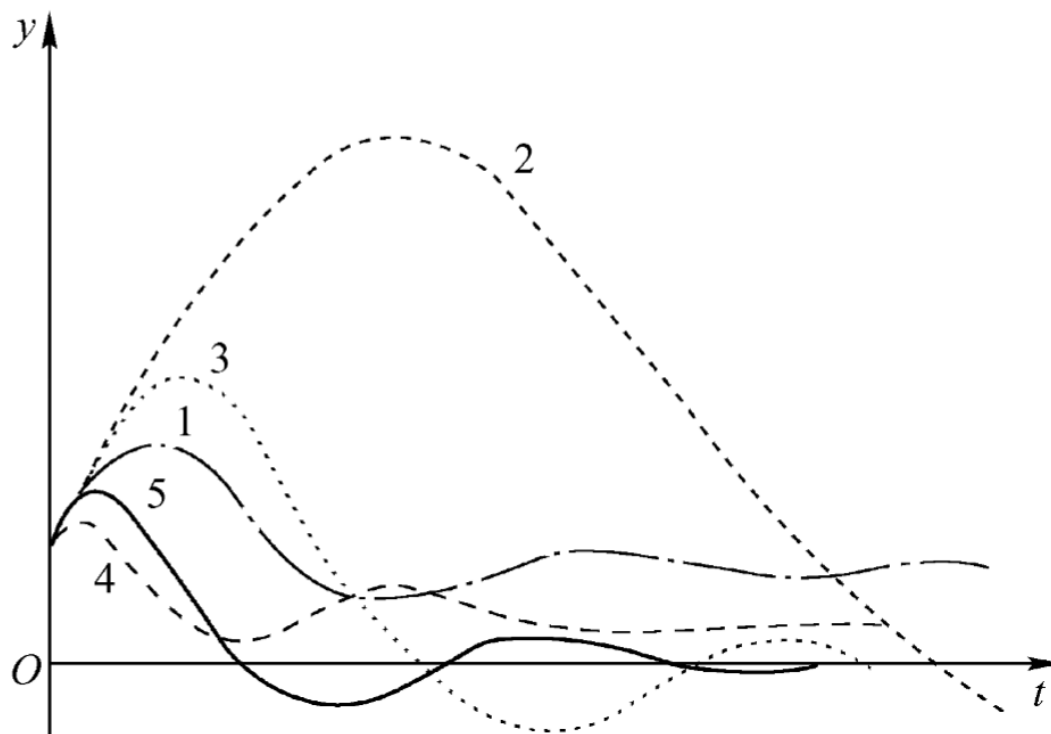
1-P控制;

2-I控制;

3-PI控制;

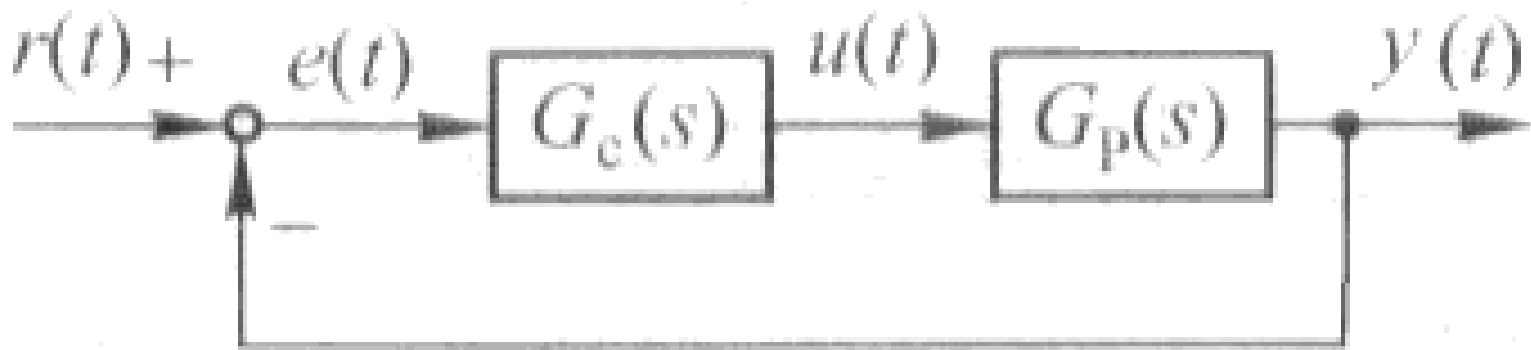
4-PD控制;

5-PID控制



1—比例控制; 2—积分控制; 3—PI 控制; 4—PD 控制; 5—PID 控制

# 例



- 已知系统框图如图所示。控制器 $G_c(s)$ 和被控对象 $G_p(s)$ 的传递函数分别为

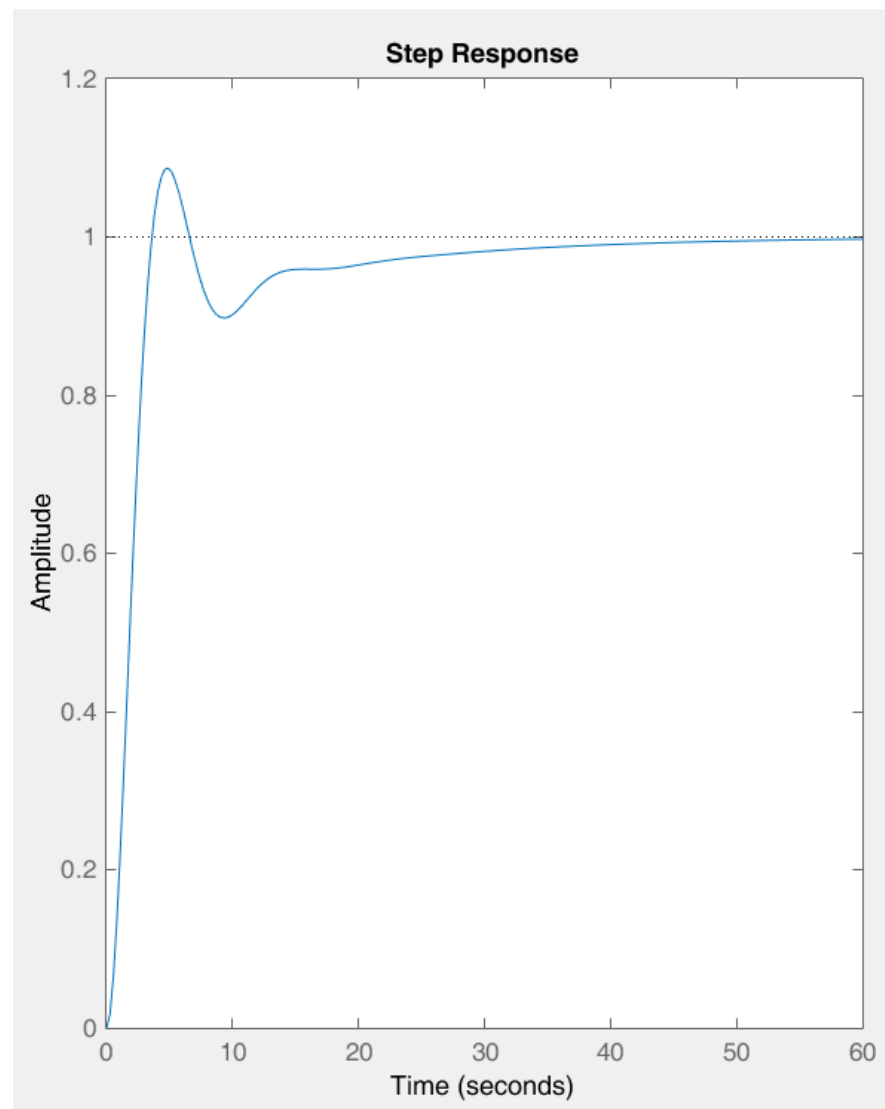
$$G_c(s) = K_c \left( 1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad G_p(s) = \frac{1}{(s+1)(2s+1)(5s+1)}$$

- 控制器的比例系数分别为  $K_c=5$ ,  $T_i=15$  和  $T_d=1$
- 绘制系统的单位阶跃响应。



## MATLAB程序:

```
figure;  
hold on;  
Gp=tf(1,conv([1,1], conv ([2,1],[5,1])));  
Kc=5;  
Ti=15;  
Td=1;  
Gk=Kc*(1+tf([1],[Ti 0])+tf([Td 0],[1]))*Gp;  
step(feedback(Gk,1));  
% or step(Gk/(1+Gk));  
axis([0 60 0 1.2]);
```



# 示例

- 微分一般用于反应迟缓的系统，但是事情总有一些例外。
- 遇到过一个小小的冷凝液罐，直径才两英尺，长不过5英尺，但是流量倒要8-12吨/小时，一有风吹草动，液位变化非常迅速，不管比例、积分怎么调，液位很难稳定下来，常常是控制阀刚开始反应，液位已经到顶或到底了。
- 最后加了0.05的微分，液位一开始变化，控制阀就开始抑制，反而稳定下来了。
- 这和常规的参数整定的路子背道而驰，但在这个情况下，反而成为“唯一”的选择，因为**测量值和控制阀的饱和变成稳定性主要的问题**。

# 第4章 PID控制原理

- 4.1 PID控制的特点
- 4.2 比例控制(P控制)
- 4.3 比例积分控制(PI控制)
- 4.4 比例积分微分控制(PID控制)
- **4.5 数字PID控制**
- 4.6 利用MATLAB实现PID控制规律

# 从模拟PID控制器到数字PID控制器

- 早期的PID控制器（也称PID调节器）是由气动部件、液动部件或晶体管、运算放大器等电子元件组成的**模拟PID控制器**，它的PID运算是靠硬件实现的。
- 近年来，随着计算机技术的飞速发展，由计算机实现的**数字PID控制器**正在逐渐取代由模拟仪表构成的模拟PID控制器。
- 在数字PID控制器中，它的PID运算是靠软件实现的，一般都采用基本的数字PID控制算法。
- 在过程控制系统的实际应用中，还有多种形式的改进数字PID控制算法，以便提高实际PID控制的性能。

# 基本的数字PID控制算法

- 由于数字控制器只能处理数字信号，所以要用数字控制器实现PID控制，**必须要将PID控制算法离散化**，即设计数字PID控制算法。
- 为将模拟PID控制算法离散化，
  - 首先**将连续时间t离散化**为一系列的采样时刻点kT(k为采样序号，T为采样周期)，
  - 然后**以求和取代积分**，
  - 再**用差分取代微分**，
- 于是得离散化的PID控制算法为

$$u(k) = K_c \left\{ e(k) + \frac{T}{T_i} \sum_{j=0}^k e(j) + \frac{T_d}{T} [e(k) - e(k-1)] \right\}$$

$$u(k) = K_c \left\{ e(k) + \frac{T}{T_i} \sum_{j=0}^k e(j) + \frac{T_d}{T} [e(k) - e(k-1)] \right\}$$

- 由于数字控制器输出直接控制执行机构（如调节阀）动作， $u(k)$ 的值与执行机构的位置（如阀门开度）一一对应，所以通常称上式为位置式PID控制算法。
- 在**位置式PID控制算法**中，由于数字控制器的输出直接对应执行机构的实际位置，所以一旦控制器出现故障，将使得  $u(k)$  大幅度变化，必会引起执行机构的大幅变化，而这在生产过程中是不允许的，在某些场合甚至会造成重大的生产事故。
- 另外，有些执行机构（如步进电动机）要求控制器的输出为增量形式，在这些情况下位置式PID控制就不能使用。
- 为此，对位置式PID控制算法进行了变换，引入**增量式PID控制**。

# 增量式PID控制

- 所谓增量就是两个相邻时刻控制输出的绝对量之差。

- 由  $u(k) = K_c \left\{ e(k) + \frac{T}{T_i} \sum_{j=0}^k e(j) + \frac{T_d}{T} [e(k) - e(k-1)] \right\}$

可得到(k-1)T时刻的输出表达式为

$$u(k-1) = K_c \left\{ e(k-1) + \frac{T}{T_i} \sum_{j=0}^{k-1} e(j) + \frac{T_d}{T} [e(k-1) - e(k-2)] \right\}$$

- 根据以上可得PID控制算法的增量式

$$\Delta u(k) = u(k) - u(k-1)$$

$$= K_c [e(k) - e(k-1)] + K_i e(k) + K_d [e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)]$$

- 为了编程方便，可整理成如下形式

$$\Delta u(k) = q_0 e(k) + q_1 e(k-1) + q_2 e(k-2)$$

$$\text{式中 } q_0 = K_c (T/T_i + T_d/T) \quad q_1 = -K_c (1 + 2T_d/T) \quad q_2 = K_c T_d/T$$

自己推导，如上是否正确？

# 采样周期 $T$

- 与模拟PID控制器相比，数字PID控制器的参数多了一个采样周期 $T$ 。
  - 理论上讲，采样周期 $T$ 越小，数字控制器的控制性能越接近模拟控制器的控制性能。但是， $T$ 太小会加重控制器的计算负担。
  - 另外，采样周期 $T$ 也不能太大，否则系统将会变成不稳定系统。
- 所以在数字PID控制器中，采样周期 $T$ 在满足采样定理的前提下，要综合考虑。
- 数字PID控制器中，参数 $K_c$ 、 $T_i$ 和 $T_d$ 的选取同前。



# 采样周期的选择

- 采样周期应远小于过程的扰动信号的周期。
- 在执行器的响应速度比较慢时，过小的采样周期将失去意义，因此可适当选大一点。
- 在计算机运算速度允许的条件下，采样周期短，则控制品质好。
- 当过程的纯滞后时间较长时，一般选取采样周期为纯滞后时间的 $1/4 \sim 1/8$ 。

# 改进的数字PID控制算法

- 当系统波动范围大、变化迅速和存在较大的扰动时，基本的数字PID控制效果往往不能满足控制的要求。
- 因此，对数字PID控制算法进行改进一直是控制界研究的课题，下面介绍几种常用的改进形式。
- 1. 积分项改进的数字PID控制算法
  - (1) 积分分离PID算法
  - (2) 抗积分饱和PID算法
- 2. 微分项改进的数字PID控制算法
  - (1) 不完全微分算法
  - (2) 微分先行算法

# 1. 积分项改进的数字PID控制算法

- PID控制中，积分的作用是消除余差，提高稳态控制精度。
- 但在对象滞后较大或过程的启动、结束或大幅度增减设定值时，短时间内系统输出有很大的偏差。
- 对这样的系统，积分的引入将使控制器对误差的响应变缓，系统的稳定性下降，这是人们不期望看到的。
- 由前面的分析可知，这些都是由于积分的引入造成的，因此，为了改善系统性能，有必要针对PID控制中的积分项进行改进。

# 1-(1) 积分分离PID算法

- 积分作用消除稳态误差是在调整接近结束的阶段，而偏差较大时，系统调整的主要目的在于快速消除误差的影响。
- 所以，积分分离的基本思路是，
  - 当控制偏差较大时，如大于人为设定的某阈值 $\varepsilon$ 时，取消积分作用，以减小超调；
  - 当控制偏差较小时，再引入积分控制，以消除余差，提高控制精度

## 1-(2) 抗积分饱和PID算法

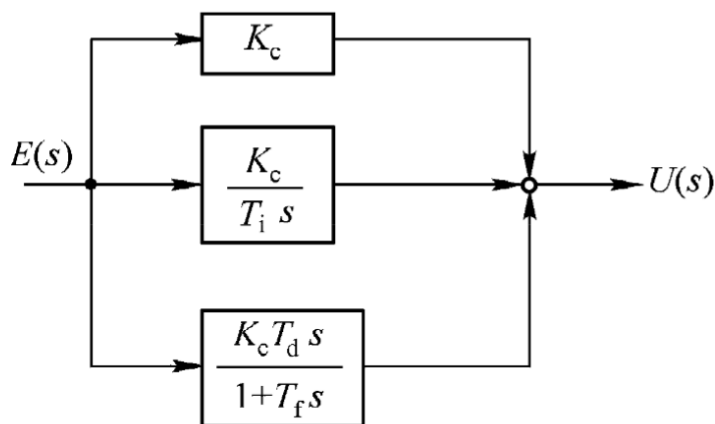
- 在数字PID控制中，若被控系统长时间出现偏差或偏差较大时，
  - PID算法计算出的控制变量可能会溢出，也即数字控制器运算得出的控制变量 $u(k)$ 超出数模转换器所能表示的数值范围 $[u_{\min}, u_{\max}]$ 。
  - 而数模转换器的数值范围与执行机构是匹配的，如 $u(k)=u_{\max}$ 对应调节阀全开， $u(k)=u_{\min}$ 对应阀门全关。
  - 所以，一旦溢出，执行机构将处于极限位置而不再跟随响应数字控制器的输出，即出现了积分饱和。
- 在计算控制变量 $u(k)$ 时，**先判断上一时刻的控制变量 $u(k-1)$ 是否已超过限制范围**，
  - 若 $u(k-1)>u_{\max}$ 。则只累加负偏差，
  - 若 $u(k-1)<u_{\min}$ ，则只累加正偏差，
  - 这样就可以避免控制变量长时间停留在饱和区。

## 2. 微分项改进的数字PID控制算法

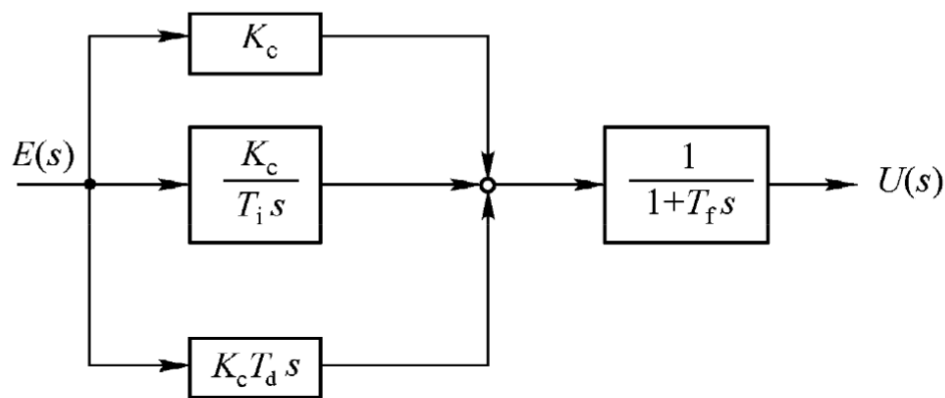
- 在PID控制中，微分项根据偏差变化的趋势及时施加作用，从而有效地抑制偏差增长，减小系统输出的超调，克服减弱振荡，加快动态过程。
- 但是，微分作用对高频干扰非常灵敏，容易引起控制过程振荡，降低调节品质。
- 为此，有必要对PID算法中的微分项进行改进。
- 以下给出两种微分项改进算法：不完全微分算法、微分先行算法。

## 2-(1) 不完全微分算法

- 微分控制的特点之一是在偏差发生陡然变化的瞬间给出很大的输出，但实际的控制系统，尤其是采样控制系统中，数字控制器对每个控制回路输出时间是短暂的，而驱动执行器动作又需要一定时间，如果输出较大，在短暂时间内执行器达不到应有的开度，会使输出失真。
- 为了克服这一缺点，同时又要使微分作用有效，可以在PID控制输出端串联一个惯性环节，这就形成了不完全微分PID控制器。
- 不完全微分算法是在普通PID算法中加入一个一阶惯性环节 $G(s)=1/(1+T_f s)$



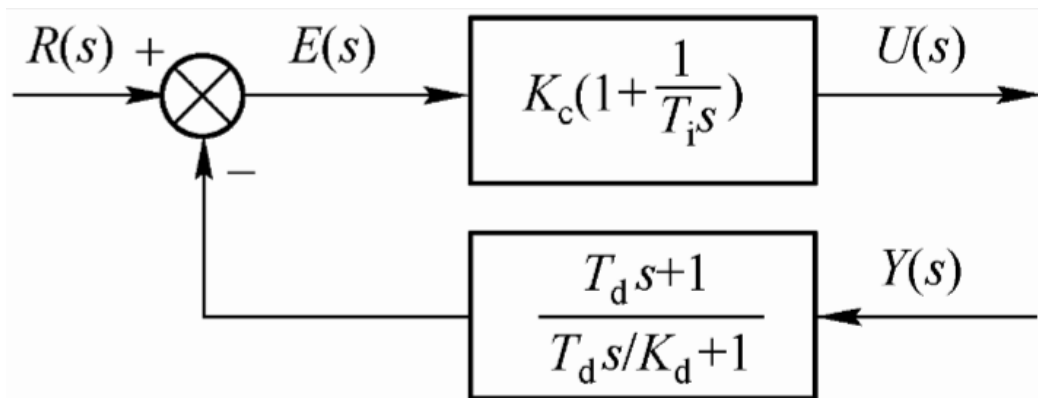
(a)



(b)

## 2-(2) 微分先行算法

- 考虑到通常情况下被控变量的变化总是比较和缓，微分先行PID就只对测量值  $y(t)$  微分，而不对偏差  $e(t)$  微分，及对给定值  $r(t)$  无微分作用。
- 这样在调整设定值时，控制器的输出就不会产生剧烈地跳变，就避免了给定值变化给系统造成的冲击。
- 图为微分先行 PID 控制器结构图。
- 图中， $K_D$  为微分增益系数，PID 算法中的微分环节则被移到了测量值与设定值的比较点之前。





# 第4章 PID控制原理

- 4.1 PID控制的特点
- 4.2 比例控制(P控制)
- 4.3 比例积分控制(PI控制)
- 4.4 比例积分微分控制(PID控制)
- 4.5 数字PID控制
- 4.6 利用MATLAB实现PID控制规律

# 本章小结

- 比例控制是一种针对当前存在的误差进行的控制，是一种有差控制，系统的稳态误差与控制器的增益成反比。系统的稳定性与控制器的增益有关，随着控制器增益的提高，系统稳定性下降。
- 积分控制的特点是无差控制，但它的稳定作用比P控制差。具有积分作用的控制器，可能产生积分饱和现象。比例积分控制（PI控制）就是综合比例和积分两种控制的优点，利用P控制快速抵消干扰的影响，同时利用积分控制消除残差。在比例带不变的情况下，增大积分作用（即减小积分时间将使控制系统稳定性降低）振荡加剧、控制过程加快、振荡频率升高。
- 微分控制动作总是力图抑制被控变量的振荡，它有提高控制系统稳定性的作用。适度引入微分动作后，由于可以采用较小的比例带，结果不但减小了残差，而且也减小了短期最大偏差并提高了振荡频率。由于微分动作太强（即微分时间太大）容易导致调节阀开度向两端饱和，因此在比例微分控制（PD控制）中总是以比例动作为主，微分动作只能起辅助控制作用。
- PID控制器动作规律在物理上是不能实现的。但在计算机技术基础上，已不存在物理上不能实现的问题。
- 在数字PID控制器中，PID运算是靠软件实现的，一般采用基本数字PID控制算法或改进数字PID控制算法。

# A Short Summary about PID

- **积分控制**的特点是：只要还有余差（即残余的控制偏差）存在，积分控制就按部就班地逐渐增加控制作用，直到余差消失。所以积分的效果比较缓慢，除特殊情况外，不作为基本控制作用，缓不救急。
- **微分控制**的特点是：尽管实际测量值还比设定值低，但其快速上扬的冲势需要及早加以抑制，否则，等到实际值超过设定值再作反应就晚了，这就是微分控制施展身手的地方了。作为基本控制使用，微分控制只看趋势，不看具体数值所在，所以最理想的情况也就是把实际值稳定下来，但稳定在什么地方就要看你的运气了，所以微分控制也不能作为基本控制作用。
- **比例控制**没有这些问题，比例控制的反应快，稳定性好，是最基本的控制作用，是“皮”，积分、微分控制是对比例控制起增强作用的，极少单独使用，所以是“毛”。
- 在实际使用中比例和积分一般一起使用，比例承担主要的控制作用，积分帮助消除余差。微分只有在被控对象反应迟缓，需要在开始有所反应时，及早补偿，才予以采用。只用比例和微分的情况很少见。