

# 现代气动技术理论与实践

## 第五讲：气缸驱动系统的特性

蔡茂林

(北京航空航天大学自动化科学与电气工程学院,北京 100083)

中图分类号:TH138

文献标识码:A

文章编号:1008-0813(2007)06-0055-04

### 0 前言

气缸驱动系统由于系统构成简单、易于获得稳定速度、元器件价格低廉且维护容易等特点在工业自动化领域得到广泛应用。与电动机相比,气缸更擅长作往复直线运动,尤其适于工业自动化中最多的传送要求——工件的直线搬运。而且,仅仅调节安装在气缸两侧的单向节流阀就可简单地实现稳定的速度控制,也成为气缸驱动系统最大的特征和优势。现在,气缸已成为工业生产领域中 PTP(Point To Point)搬运的主流执行器。这几十年气动技术的快速发展甚至也可以说在很大程度上得益于气缸的迅速普及。

本讲以气缸的运动特性为中心说明其速度控制回路和机理,尤其以在绝大多数场合被采用的排气节流回路为对象,介绍其基础方程式、速度收敛的内在机理,特别是对气缸选型中最为重要的全行程时间有较大影响的无因次参数进行详细说明。最后,介绍气缸运动过程中的压缩空气有效能的分配情况。

### 1 速度控制回路

气缸的速度控制是通过单向节流阀实现的。单向节流阀通常由一个开口度可调的针阀和一个单向阀并联而成。根据节流是在进气还是排气上,速度控制回路分为进气节流回路和排气节流回路两种。两种回路的构成如图 1 和图 2 所示。

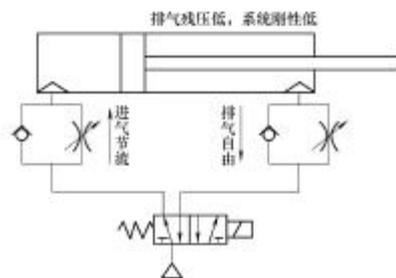


图 1 进气节流回路

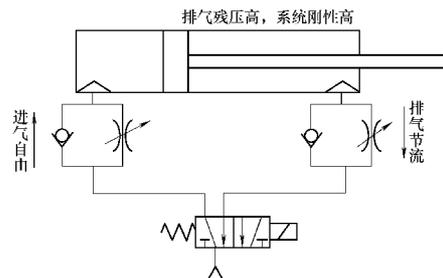


图 2 排气节流回路

进气节流回路是通过调节气缸的进气流量来控制气缸活塞杆速度的方式,与调节气缸排气流量的排气节流回路相比,在相同供气压力、驱动相同负载的条件下具有所需气缸尺寸更小、空气消耗量更少的优点。尽管如此,但现实是进气节流回路在工业现场并没有被广泛采用,而主流回路却是排气节流回路<sup>[1]</sup>。各气动元器件生产厂家在产品样本等资料上也会推荐“除特别场合,请使用排气节流回路”。之所以这样做的主要原因在于排气节流回路具有更佳的速度可调性和速度稳定性。这里的速度可调性是指活塞杆速度与节流阀的开口度成正比,速度易于通过节流阀调节设定;速度稳定性是指即使负载变动,活塞杆速度也不受负载影响,始终收敛于一个定值的特性。

此外,相对于进气节流回路,排气节流回路还有如下两个优点:1)活塞杆开始运动前排气侧存在背压,启动加速度小,不会出现进气节流回路中常见的活塞杆启动时的冲出现象;2)活塞杆运动过程中排气侧始终保持一个定压,有利于让行程终端的缓冲机构充分发挥作用。

所以,下面我们一起来讨论排气节流回路。

### 2 排气节流回路

关于前面提到的速度可调性和速度稳定性,我们运用基础方程式来进行理论分析。

#### 2.1 基础方程式

气缸的驱动回路用图 3 表示。此时气缸活塞杆的运动特性可用如下微分方程式来描述。

收稿日期:2007-11-05

作者简介:蔡茂林(1972-),男,教授/博士生导师,主要研究方向是气动系统的节能、测量、仿真与控制。

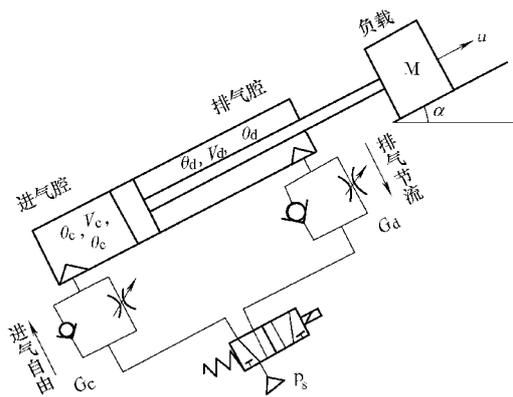


图3 带负荷驱动的排气节流回路

1) 状态方程式

对气缸进气腔和排气腔内的空气的状态方程式分别进行微分可得:

$$V_c \frac{dp_c}{dt} = -S_c p_c u + R \theta_c G_c + \frac{p_c V_c}{\theta_c} \frac{d\theta_c}{dt} \quad (1)$$

$$V_d \frac{dp_d}{dt} = S_d p_d u + R \theta_d G_d + \frac{p_d V_d}{\theta_d} \frac{d\theta_d}{dt} \quad (2)$$

这里, S 是活塞的受压面积;  $\theta_a$  是大气温度; 下标 c 和 d 分别表示进气腔和排气腔。

2) 能量方程式

按空气与气缸内壁的传热率保持一定, 基于能量守恒定律, 可得如下温度变化微分方程式:

$$\frac{C_v p_c V_c}{R \theta_c} \frac{d\theta_c}{dt} = C_v G_u (\theta_a - \theta_c) + R \theta_a G_c - S_c p_c u + h_c S_{hc} (\theta_a - \theta_c) \quad (3)$$

$$\frac{C_v p_d V_d}{R \theta_d} \frac{d\theta_d}{dt} = R \theta_d G_d + S_d p_d u + h_d S_{hd} (\theta_a - \theta_d) \quad (4)$$

这里,  $C_v$  是空气的等容比热; h 是传热率;  $S_h$  是空气与气缸内壁的传热面积。

3) 运动方程式

活塞及活塞杆的摩擦力大致可用下式表示:

$$F_f = \begin{cases} F_s & u=0 \\ F_c + C_u & u \neq 0 \end{cases} \quad (5)$$

由此, 活塞杆的运动方程式变为:

$$M \frac{du}{dt} = S_c p_c - S_d p_d - p_a (S_c - S_d) - F_f - M g \sin \alpha \quad (6)$$

这里,  $p_a$  代表大气压的绝对压力。

4) 流量式

参照第 1 讲中已阐述的流量公式, 自由流动的进气流量与节流流动的排气流量可用下式表述:

$$G_c = C_c p \rho_0 \sqrt{\frac{\theta_0}{\theta_c}} \varphi(p_s, p_c) \quad (7)$$

$$G_d = -C_d p \rho_0 \sqrt{\frac{\theta_0}{\theta_d}} \varphi(p_d, p_d) \quad (8)$$

$$\varphi = \begin{cases} 1 & p_2/p_1 \leq b \\ \sqrt{1 - \left[ \frac{p_2/p_1 - b}{1-b} \right]^2} & p_2/p_1 > b \end{cases} \quad (9)$$

这里, C 和 b 分别是各自流路的声速流导和临界压力比<sup>[2]</sup>;  $\rho_0$  和  $\theta_0$  分别是标准状态下的空气密度( $\rho_0=1.185\text{kg/m}^3$ )和空气温度( $\theta_0=293.15\text{K}$ )<sup>[2]</sup>。

将上述式(1)至(9)联立, 就构成了气缸驱动系统的数学模型。求解该模型, 即可算出气缸两侧容腔内空气的压力与温度、活塞杆的位移与速度。

2.2 实现速度控制的内在机理

活塞杆运动时, 排气腔内空气在排出部分空气的同时也受到活塞的做功, 所以其温度不会有大的变化。而且, 空气与气缸内壁的热交换也非常迅速。根据理论分析, 活塞杆速度如果保持一定, 气缸排气腔内的空气将保持等温。将气缸排气腔内空气的状态变化设为等温变化后, 联立式(2)和(8)可得下式:

$$V_d \frac{dp_d}{dt} = p_d \left[ S_d u - R \theta_d G_d \rho_0 \sqrt{\frac{\theta_0}{\theta_d}} \varphi(p_d, p_a) \right] = p_d S_d (u - u_0) \quad (10)$$

这里,  $u_0$  是活塞杆速度的收敛值。

$$u_0 = \frac{1}{S_d} R \theta_d C_d \rho_0 \sqrt{\frac{\theta_0}{\theta_a}} \varphi(p_d, p_a) \quad (11)$$

根据式(10), 活塞杆速度如比速度收敛值高, 排气腔压力上升, 活塞杆减速; 相反, 活塞杆速度如比速度收敛值低, 排气腔压力下降, 活塞杆加速。这样, 活塞杆速度会逐渐向收敛值接近, 并达到平衡状态使排气腔压力不变。由此可见, 活塞杆速度的控制实际是通过一个带负反馈的机构来实现的。

通常, 排气腔的排气基本都是声速流, 所以速度收敛值可简化为:

$$u_0 = \frac{1}{S_d} R \theta_d C_d \rho_0 \sqrt{\frac{\theta_0}{\theta_a}} \quad (12)$$

即速度收敛值与排气侧节流阀开口度的声速流导  $C_d$  成正比。节流阀开口度越大, 速度收敛值也越大。调节节流阀开口度可以同比例地调节活塞杆收敛速度。这是速度可调性的理论基础<sup>[5-6]</sup>。

2.3 无因次参数与无因次响应

如对前述的方程式(1)至(9)进行无因次化, 可得气缸排气节流回路的无因次数学模型。因无因次模型公式繁杂, 本文省略, 详细请参照文献(1)和(7)。

无因次化后得到的无因次参数及其对气缸响应的的影响如表 1 所示。

传统上作为无因次惯性系数使用的 J 参数实际上是表 1 中所示的无因次固有周期  $T_f^*$  相关的参数。

$$J = \frac{S_d p_s L}{M u_0^2} = (2\pi \frac{T_p}{T_f})^2 = (\frac{2\pi}{T_f^*})^2 \quad (13)$$

另外，传统上作为无因次负载系数的  $G$  参数实际上是相当于表 1 中所示的无因次负载  $F^*$  的参数。

$$G = \frac{Mg \sin \alpha}{S_d p_s} = F^* - \frac{F_c - p_a (S_d - S_u)}{S_d p_s} \quad (14)$$

在进行气缸选型的时候，全行程时间是最为重要的量。各个无因次参数对全行程时间的影响如图 4 所示。由图可见，无因次负载和无因次活塞受压面积的影响最大。由于无因次活塞受压面积的值的变动范围很小，所以仅根据无因次负载，基本可以把握全行程时间。而惯性、粘性和传热等基本上可以忽略不计。

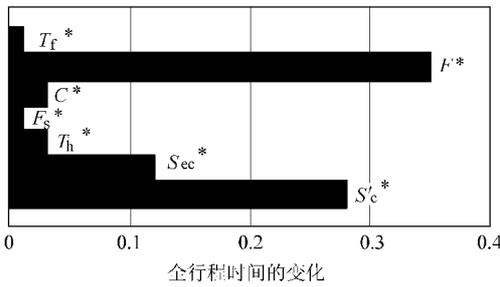


图 4 各个无因次参数对全行程时间的影响

### 2.4 能量分配

由以上数学模型可以求解气缸的运动特性，因而

也就可以求解供给气缸的压缩空气有效能<sup>⑨</sup>在气缸运动过程中是如何分配的。图 5 是在某一工作条件下的排气节流回路的计算结果<sup>⑩</sup>。

如图 5 所示，加速、内部摩擦、传热所需的有效能相对很小，而推动负载、速度控制、排气损失占据了消耗能量的绝大部分，其中，对负载的做功和用于速度控制的有效能占了约 60%，没有被利用而直接扔掉的有效能约占 30%。由此，我们可以看出，气缸最大特征的易于调速性实际上并非没有代价，而是需要消耗大量的能量。

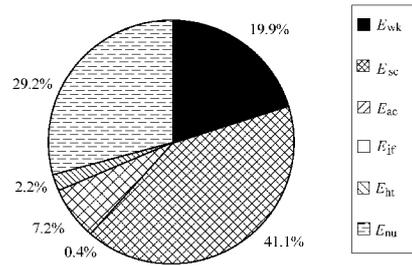


图 5 气缸内部的能量分配

注：E<sub>wk</sub>—推动负载，E<sub>sc</sub>—速度控制，E<sub>ac</sub>—加速，E<sub>if</sub>—内部摩擦，E<sub>ht</sub>—传热，E<sub>nu</sub>—排气等损失

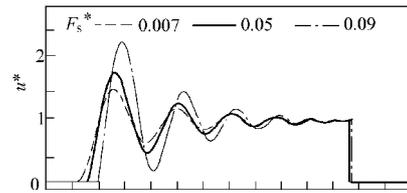
表 1 无因次参数及其对气缸响应的影响

无因次参数	定义	说明	无因次速度的响应
固有周期 $T_f^*$	$F_f^* = T_f / T_p$ 固有周期 $T_f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{ML}{S_d p_s}}$ 基准时间 $T_p = L / u_0$	与速度的振动周期相对应	
负载 $F^*$	$F^* = \frac{Mg \sin \alpha + F_c - p_a (S_d - S_u)}{S_d p_s}$	决定启动滞后时间的长短	
粘性系数 $C^*$	$C^* = \frac{C u_0}{S_d p_s}$	决定速度响应的衰减程度	

摩擦力  
 $F_s^*$   

$$F_s^* = \frac{F_s - F_c}{S_d P_s}$$

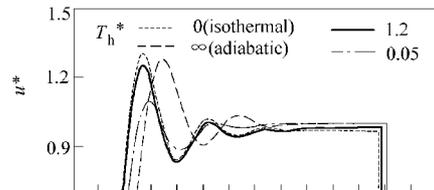
影响活塞杆的冲出



热平衡  
 时间常数  
 $T_h^*$   

$$T_h^* = \frac{C_v p_s S_d L}{S_h h R \theta_a} / T_p$$

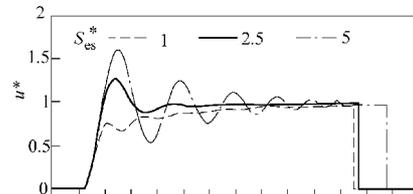
空气的传热对速度响应多少有些影响



进气流路的有效截面积  
 $S_{ec}^*$   

$$S_{ec}^* = S_{ec} / S_{ed}$$

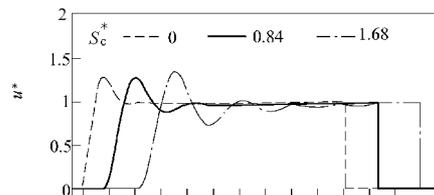
对速度衰减有影响



进气侧活塞的受压面积  
 $S_c^*$   

$$S_c^* = S_c / S_d$$

与F\*相同决定启动滞后时间的长短



注:C-活塞粘性摩擦系数 C<sub>v</sub>-等容比热 F<sub>c</sub>-库仑摩擦力 F<sub>s</sub>-最大静摩擦力

hd-传热率 L-气缸全行程 M-负载质量 p<sub>a</sub>-大气压 p<sub>s</sub>-供气压力 R-气体常数

S<sub>c</sub>-进气侧活塞受压面积 S<sub>d</sub>-排气侧活塞受压面积 S<sub>h</sub>-传热面积 S<sub>ec</sub>-进气侧流路的有效截面积

S<sub>ed</sub>-排气侧流路的有效截面积 u<sub>0</sub>-收敛速度 α-气缸安装角 θ<sub>a</sub>-大气温度

### 参 考 文 献

[1] 藤田壽憲:空気圧シリンダシステムの動特性に関する研究,東京工業大学平成9年度学位論文(1997)

[2] 香川利春等:空気圧シリンダシステムの動作特性に関する研究,油圧と空気圧,Vol.28, No.4, pp.444-450(1997)

[3] 渡嘉敷ルイス等,管路を含む空気圧シリンダシステムのシミュレーション,油圧と空気圧,Vol.28, No.7, pp.767-771(1997)

[4] 蔡茂林,气动元件的流量特性,液压气动与密封,Vol.27, No.2, pp.44-48(2007)

[5] 藤田壽憲等:メータアウト駆動時における空気圧シリンダ速度制御機構,計測自動学会論文集,Vol.33, No.6(1997)

[6] 蔡茂林等:空気圧シリンダ駆動システムの供給圧力と制御性に関する研究,平成16年度春季フルードパワーシステム講演会,2004,東京,日本,pp.73-75

[7] 藤田壽憲等:メータアウト駆動時における空気圧シリンダの無次元応答,油圧と空気圧,Vol.29, No.1(1998)

[8] 蔡茂林,压缩空气的能量,液压气动与密封,Vol.27, No.5, pp.54-59(2007)

[9] 蔡茂林,藤田壽憲,香川利春:空気圧シリンダの作動における有効エネルギー収支,日本フルードパワーシステム学会論文集,Vol.33, No.4, pp.91-98(2002)